



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Podvozek elektrické jednotky s vnitřním rámem
a přímým pohonem dvojkolí

Electric multiple unit bogie with inner frame
and direct wheelset drive

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2020

Bc. Jan ŠPOT

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Špot Jméno: Jan Osobní číslo: 439009
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávací katedra/ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Podvozek elektrické jednotky s vnitřním rámem a přímým pohonem dvojkolí

Název diplomové práce anglicky:

Electric multiple unit bogie with inner frame and direct wheelset drive

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rešerši použití bezpřevodkových pohonů u kolejových vozidel a uveďte jejich výhody a nevýhody oproti zpřevodovaným pohonům.
2. Stanovte základní parametry příměstské elektrické jednotky, vypracujte typový výkres a vypočítejte obrys pro konstrukci vozidla.
3. Stanovte základní parametry podvozku jednotky a proveďte rozbor možných technických řešení bezpřevodkového pohonu pro elektrickou jednotku s podvozky s vnitřním rámem.
4. Proveďte konstrukční návrh podvozku, základní dimenzování jednotlivých částí podvozku a vypracujte jeho 3D model.
5. Proveďte základní návrh vypružení vozidla, vypočítejte vlastní frekvence vypružení a míru bezpečnosti proti vykolejení.
6. Vypracujte sestavný výkres podvozku.

Seznam doporučené literatury:

[1] Švejnoch V. a kol., Teorie kolejových vozidel, [2] Kolář, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel, [3] firemní literatura, normy, odborné časopisy

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Kalivoda, Ph.D., Fakulta strojní

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

Datum zadání diplomové práce: **27.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce.


Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


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


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2020

Datum převzetí zadání

Jan Špot

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Bc. Jan Špot

Název práce: Podvozek elektrické jednotky s vnitřním rámem a přímým pohonem dvojkolí

Anglický název: Electric multiple unit bogie with inner frame and direct wheelset drive

Rozsah práce:

- 102 stran
- 65 obrázků
- 17 tabulek
- 6 příloh

Akademický rok: 2019/2020

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

Studijní program: Dopravní, letadlová a transportní technika (2301T047)

Vedoucí práce: Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.

Klíčová slova: Přímý pohon, podvozek s vnitřním rámem, elektrická jednotka, synchronní motor s permanentními magnety, pružná spojka

Key words: Direct wheelset drive, inner-frame bogie, electric multiple unit, permanent magnet synchronous motor, flexible coupling



Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá studiem proveditelnosti přímého pohonu pro pohon elektrické jednotky s vnitřním rámem podvozku. V úvodní části jsou popsány konstrukční řešení přímých pohonů kolejových vozidel. V další části je navržen a dimenzován přímý pohon dvojkolí pomocí motoru s permanentními magnety, včetně dimenzování spojky a uchycení k rámu podvozku. Poté jsou navrženy základní parametry podvozku.

Abstract

These master thesis deals with the feasibility study of direct wheelset drive for electric multiple unit drive with inner bogie frame. The beginning of the thesis describes design solutions of direct wheelset drives for rail vehicles. In the next part is designed and dimensioned the direct wheelset drive by permanent magnets synchronous motor, including coupling dimensioning and mounting to bogie frame. Then they are designed the basic parameters of the bogie.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Podvozek elektrické jednotky s vnitřním rámem a přímým pohonem dvojkolí” vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kalivody, Ph.D. s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů.

V Praze dne: 15.7.2020

.....

Bc. Jan Špot



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za velmi užitečné rady, připomínky a čas strávený s konzultacemi této práce. Dále bych poděkoval rodině a přátelům za podporu.



Obsah

Obsah.....	7
1. Úvod.....	10
2. Bezpřevodové přímé pohony	11
2.1 Výhody.....	11
2.2 Nevýhody	11
3. Vozidla s přímým pohonem dvojkolí v minulosti.....	12
3.1 Období páry.....	12
3.2 První elektrické vozy a lokomotivy	13
3.2.1 Vůz AEG.....	13
3.2.2 Lokomotiva SBB řady Ce 6/8 ^{II}	14
4. Nedávná historie a současnost.....	16
4.1 Elektrické lokomotivy a jednotky	16
4.1.1 Škoda 85E	16
4.1.2 Studie ICE 3	18
4.1.3 Elektrické jednotky v Japonsku.....	19
4.1.4 Lokomotiva v Číně.....	20
4.2 Metro a U-Bahn.....	20
4.2.1 Syntegra.....	21
4.2.3 Metro Suzhou	23
4.3 Tramvaje.....	24
4.3.1 Škoda 15T ForCity.....	25
5. Závěrečné shrnutí rešerše	26
6. Spojky a mechanismy používané pro přenos momentu z motoru.....	27
6.1 Ojničková spojka Alstom	29
6.2 Pružná ojničková spojka.....	30
6.3 Varianty umístění spojek na nápravě	31
6.3.1 Motor s dutým rotorem a spojkou na obou stranách.....	31
6.3.2 Motor s dutým hřídelem a spojkou na jedné straně	32
6.3.3 Pohon dutým kloubovým hřídelem	32
7. Základní parametry elektrické jednotky.....	33
7.1 Výpočet obrysu pro konstrukci vozidla	34
7.1.1 Příčné výchylky	34
7.1.2 Výpočet zúžení skříně	34



8. Trakční motor.....	38
8.1 Synchronní motor s permanentními magnety (PMSM).....	38
8.1.1 Srovnání PMSM s asynchronním motorem	38
8.1.2 Zkratový moment	38
8.1.3 Konstrukce PMSM.....	39
8.2 Návrh motoru	40
8.2.1 Závěr návržení motoru	44
9. Spojka pro přenos momentu.....	45
9.1 Spojení rotoru s unašečem.....	46
9.1.1 Návrh Hirthova ozubení	46
9.1.2 Kontrola čepů unašeče	47
9.2 Návrh ojnichek	50
9.2.1 Tahové namáhání ojničky	51
9.2.2 Namáhání ojničky na vzpěr.....	52
9.3 Unašeč nápravy	53
9.3.1 Nalisování na nápravu	53
9.4 Upevnění motoru k rámu podvozku.....	55
9.4.1 Vnitřní rámy	55
9.4.2 Dimenzování upevnění motoru	57
10. Návrh vypružení.....	62
10.1 Hmotnostní analýza.....	63
10.2 Požadavky na výšku nárazníků a spřáhla	63
10.3 Svislá tuhost vypružení	64
10.4 Výpočet vlastních frekvencí vypružení a ladění vzduchových pružin.....	66
10.5 Sekundární vzduchové vypružení	69
10.6 Návrh příčné tuhosti vypružení	70
10.6.1 Příčná tuhost primárního vypružení	70
10.6.2 Příčná tuhost sekundárního vypružení	71
10.7 Tlumiče a tlumení.....	71
10.7.1 Svislé tlumení primárního stupně vypružení.....	72
10.7.2 Svislé tlumení sekundárního stupně vypružení	72
10.8 Sesednutí primárního vypružení.....	73
10.8.1 Svislá dynamická přirážka	73
10.9 Torzní stabilizátor kolébání skříně.....	75
11. Míra bezpečnosti proti vykolejení.....	79



11.1 Změny kolových sil na zborcené koleji.....	79
11.2 Velikost vodicích sil.....	82
11.3 Vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení.....	84
12. Celkový popis podvozku.....	85
14. Závěr.....	87
15. Seznam použitých zdrojů a literatury.....	89
16. Seznam použitých zkratk a symbolů.....	93
17. Seznam obrázků.....	98
18. Seznam tabulek.....	101
19. Seznam příloh.....	102



1. Úvod

V posledních letech vidíme na železnici rozmach elektrických jednotek jak velkokapacitních pro dopravu v okolí velkých měst, tak i regionálních, či vysokorychlostních pro dálkovou dopravu. Jejich bezespornou výhodou je možnost distribuovat trakční výzbroj po jejich celé délce a docílit tak ideálního rozložení hmotnosti. Jejich ucelený tvar pak přináší snížení jízdních odporů hlavně díky lepší aerodynamice, které by klasické lokomotivní vlaky jen těžko dosáhly. Je vyvíjena snaha o snížení hmotnosti vozidel, tak se i více se uplatňují podvozky s vnitřním rámem. Při použití vnitřního rámu jsou nápravová ložiska umístěna mezi kola dvojkolí, což výrazně omezuje zástavbový prostor pro umístění trakčního motoru a nápravové převodovky. Nabízí se další zjednodušení podvozku a snížení hmotnosti použitím přímého pohonu dvojkolí.

V úvodu práce provedu rešerši použití bezpřevodových pohonů, shrnu jejich výhody a nevýhody. Po shrnutí rešerše bude stručně představena elektrická příměstská jednotka, pro kterou bude podvozek navrhován. Dále se budu zabývat návrhem rozměrů motoru, kterým by bylo možné pohánět jednotku a který se vejde do prostoru mezi nápravová ložiska. Poté budu dimenzovat jeho uchycení na rám podvozku a řešit přenos momentu na dvojkolí. Následně se budu zabývat podvozkem jako celkem, který by bylo možné použít jak pod vložený, tak čelní vůz elektrické jednotky. Po návrhu vypružení budou vypočteny vlastní frekvence, které ovlivňují komfort cestujících a dále bude stanovena bezpečnost proti vykolejení. Závěrem bude provedeno shrnutí výsledků a posouzení, zda je podvozek s přímým pohonem a vnitřním rámem použitelný pro pohon elektrické jednotky.



2. Bezřevodové přímé pohony

Jedná se o takový typ pohonu, kde jsou shodné otáčky motoru a náprav a převodový poměr je tak roven jedné. O potřebných otáčkách motoru rozhoduje maximální rychlost, které vozidlo dosahuje a závisí pouze na průměru kol.

2.1 Výhody

Výhodou je, že odpadají ztráty v převodovce a zůstávají pouze ztráty ve spojce, pokud je motor odpružen. Pro přenos výkonu se u elektrických drážních vozidel nejčastěji využívá jednostupňová převodovka s čelními ozubenými koly a účinností přibližně 98 % nebo dvoustupňová převodovka s účinností cca 96 %. V případě použití kuželových převodovek je účinnost ještě nižší. Dále se pohonem bez převodovky ušetří finanční náklady, které jsou spojené s jejím pořízením a údržbou. Eliminace převodovky se pozitivně promítne i do hmotnostní bilance vozidla. [12]

2.2 Nevýhody

Hlavními nevýhodami bezřevodkových pohonů jsou:

- změna traťových výkonů

Případná nevýhoda pohonu bez převodovky nastává u přestavby vozidla na jiný účel traťové služby, než na který bylo původně zamýšleno, pomocí změny převodového poměru. Taková změna se provádí např. při zrychlení lokomotiv na vyšší dosažitelnou rychlost, nebo pro změnu traťových výkonů v osobní dopravě na nákladní, aby bylo dosaženo vhodného pracovního bodu na charakteristice motoru.

- složitější odpružení trakčního motoru

Z důvodu složitějšího řešení, jak dostat moment motoru na nápravu a kola, se hlavně u vozidel metra můžeme setkat s neodpruženým trakčním motorem. Toto řešení má za následek větší dynamické zatížení kol, dynamickou interakci mezi vozidlem a trati a zhoršení stavu trati. Neodpružený motor na toto namáhání musí být dimenzovaný, je větší riziko jeho poruch a s tím spojená častější údržba. Proto hlavně u vysokorychlostních vozidel je snaha minimalizovat neodpružené hmoty.

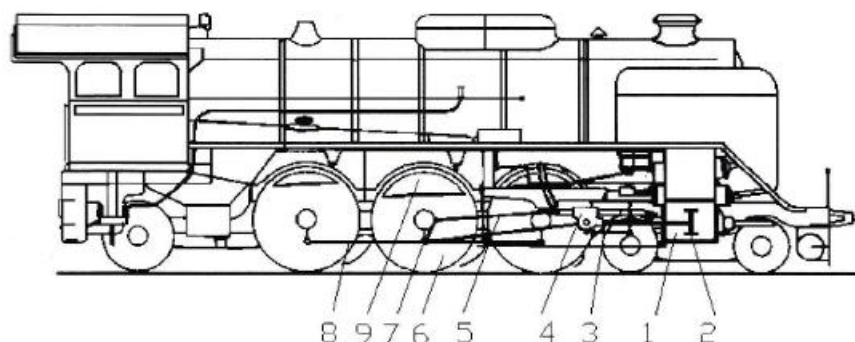


3. Vozidla s přímým pohonem dvojkolí v minulosti

Myšlenka přímého pohonu dvojkolí není nová. Přímý pohon dvojkolí pomocí dutého hřídele byl používán firmou AEG již na počátku 20. století. Na lokomotivách byl testován v roce 1987 firmou Škoda na prototypové lokomotivě řady 169 (Škoda 85E). U vysokorychlostních jednotek byl zamýšlen bezpřevodkový pohon jako alternativní řešení pro pohon vysokorychlostních jednotek ICE 3. V tomto případě nakonec nedošlo k jeho použití. U vozidel metra vznikl koncept Syntegra (Siemens AG) s přímým pohonem v trakčním podvozku. [2]

3.1 Období páry

V dobách minulých se bezpřevodový pohon dvojkolí, až na výjimky, uplatňoval u parních lokomotiv (obr. 1). Dvojkolí se otáčelo v ložiskové skříni, která byla spojena s rámem lokomotivy. Práci vykonával parní stroj, který byl pomocí klikového mechanismu spojen s hnacím dvojkolím lokomotivy.



Obrázek 1 - Pohon parní lokomotivy; 1 – parní válec, 2 – píst, 3 – pístnice, 4 – křížák, 5 – ojnice, 6 – kolo, 7 – klika, 8 – spojnice, 9 – protizávaží [27]

Z jednoho hnacího dvojkolí byla pomocí spojnicové tyče rozváděna tažná síla na další spřažená dvojkolí. Proto tento typ pohonu nese označení spojnicový. Výhodou tohoto typu skupinového pohonu, je že dojde k prokluzu kol, až když dojde ke ztrátě adheze na všech propojených kolech. [27]

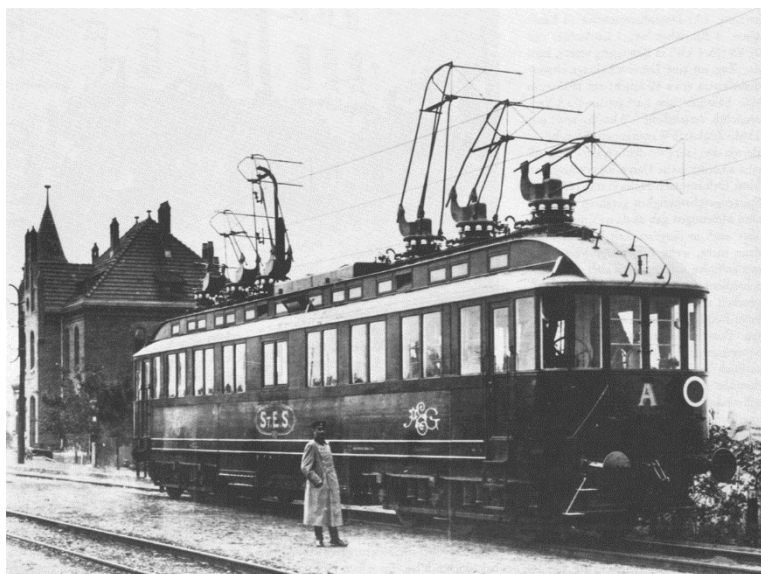


3.2 První elektrické vozy a lokomotivy

3.2.1 Vůz AEG

Od roku 1899 započala v Berlíně svoji činnost Studijní společnost pro elektrické vysokorychlostní železnice („Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen“) založená společnostmi Siemens a AEG. Jejím cílem bylo testování a zjišťování technických možností elektrické trakce, navrhování vhodných elektromotorů a stanovit optimální přenos výkonu z motoru na kola. Známým příkladem je testování dvou motorových vozů na Královské vojenské železnici mezi Marienfelde a Zossen v jižním Berlíně.

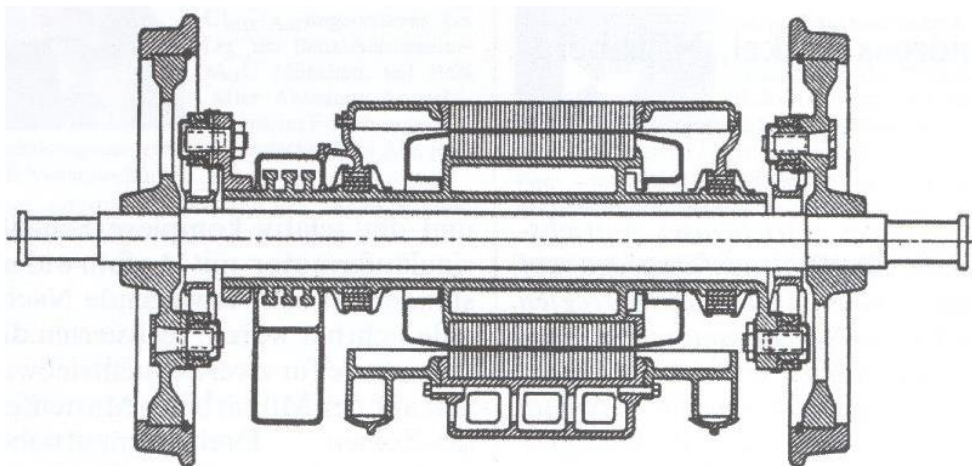
Dráha dlouhá 23 km byla vybavena speciálním třífázovým nadzemním vedením s napětím 10 kV a střídavým proudem s frekvencí až 50 Hz. Speciálně postavený železniční vůz firmy AEG (obr. 2), který měl přímý pohon dvojkolí a byl poháněn třífázovým motorem, na této trati dosáhl v roce 1903 rychlosti 206 km/h.



Obrázek 2 - Elektrický vůz firmy AEG v roce 1903 [30]

Na obrázku 3 je znázorněno řešení pohonu. Je patrné, že podvozek měl vnější rám a moment z motoru byl pomocí spojek přiváděn přímo na kola.

Přestože testy dokázaly, že střídavý proud je vhodný pro vysoké rychlosti, a tedy i snadnější cestování na větší vzdálenost, tak v této době nebyla technologie střídavého proudu příliš vyspělá. Vůz musel být vybaven třemi sběrači, kde každý přísluší jedné fázi.



Obrázek 3 - Řešení přímého pohonu z roku 1903 [6]

Dva hlavní argumenty, které byly proti provozu pod třífázovým systémem střídavého proudu, byla komplikovanost řešení průjezdu výhybkami a jiným křížením na železnici, také však malá schopnost regulace otáček elektromotorů. Proto se dospělo k přijetí jednofázového střídavého napájecího systému. [6, 28, 29, 30, 31]

3.2.2 Lokomotiva SBB řady Ce 6/8^{II}

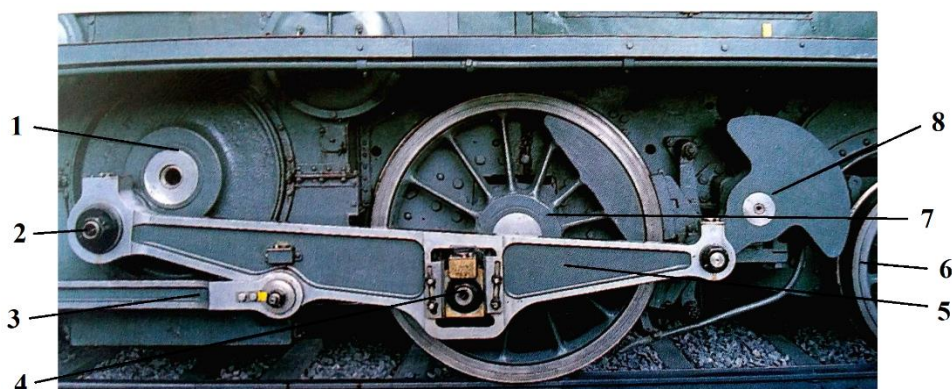
Při vzniku prvních elektrických lokomotiv, se často využíval spojnicový pohon, který je obdobný pohonu parních lokomotiv. Příkladem je lokomotiva Švýcarských spolkových drah řady Ce 6/8^{II}. Jde o jednu z prvních elektrických lokomotiv, které byly vyvinuty ve Švýcarsku. Pro svůj typický vzhled dostaly přezdívku Krokodýl (obr. 4).



Obrázek 4 - Nákladní lokomotiva Ce 6/8 II [33]



Po první světové válce je vyráběla firma SLM Winterthur. Do této řady spadá 33 lokomotiv vyrobených v letech 1920-1922. Určeny byly pro nákladní dopravu mezi Curychem a italským Comem přes Gottahrdskou dráhu. Jezdily pod napájecím napětím 15 kV a střídavým proudem o frekvenci $16 \frac{2}{3}$ Hz. Tato těžká horská lokomotiva měla provozní hmotnost 128 tun a při rychlosti 36 km/h měla hodinový výkon 1 650 kW. Uspořádání pojezdu (obr. 5) (1'C)(C1') bylo realizováno spojnicovým pohonem dvojkolí. Na kolech byla použita vahadla.



Obrázek 5 - Pohon Ce 6/8 II; 1 - hřídel trakčního motoru, 2 - klikový čep, 3 - spojnice, 4 - hnací čep, 5 - hlavní spojnice, 6 - běhoun, 7 - hnací dvojkolí, 8 - jalový hřídel s klikou s protizávažím [32]

Oba podvozky jsou vzájemně spojeny mezipodvozkovou vazbou. Z hřídele trakčního motoru se výkon přenáší pomocí spojnic na všechna tři dvojkolí daného podvozku. Hnací kola měla průměr 1 350 mm, běhouny 950 mm. První lokomotivy dosloužily roku 1968, zbylé byly nadále používány pro posun a příležitostnou traťovou službu až do roku 1986. [31, 32, 34, 35]



4. Nedávná historie a současnost

4.1 Elektrické lokomotivy a jednotky

4.1.1 Škoda 85E

Tato prototypová lokomotiva (obr. 6) s uspořádáním pojezdu $B_0'B_0'$ je brána jako první lokomotiva tzv. III. generace Škoda, která byla dokončena roku 1987. Byla učená pro napájecí soustavu 3 kV. Je vybavena čtyřmi asynchronními trakčními motory s kotvou nakrátko a cizí ventilací jmenovitým výkonem 650 kW. Motory byly napájeny přes proudový střídač.



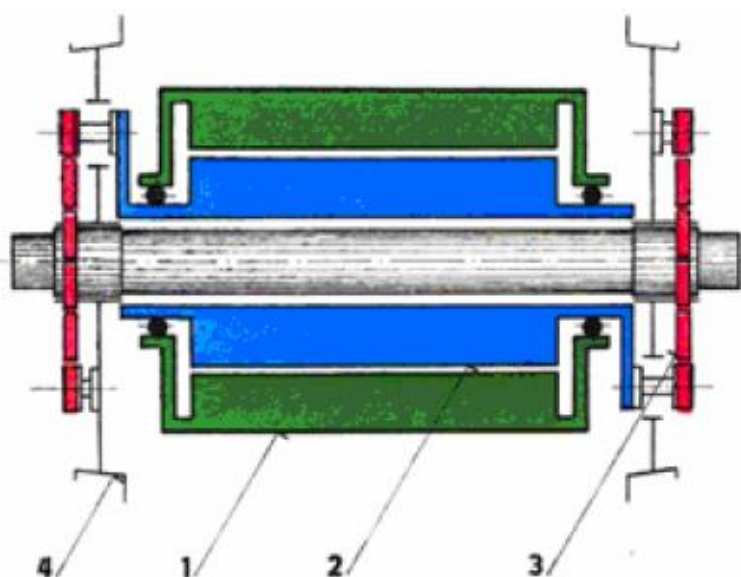
Obrázek 6 – Lokomotiva 169.001 [5]

Statory asynchronních motorů jsou uchyceny k rámu podvozku, dutým rotorem pak prochází náprava, která má určitou radiální vůli, která je nezbytná z důvodu sesednutí primárního vypružení. Moment z motoru je veden přímo na kola pomocí spojek. Pro průchod čepů spojky byly v plných discích kol vytvořeny otvory.

V prvním podvozku lokomotivy byla testována ojníčková spojka typu Alstom, ve druhém spojka složená z pružinových pásů. Skříně nápravových ložisek mají čepové vedení. Primární vypružení je realizováno válcovými šroubovými pružinami, které jsou umístěny kolem vodících čepů. Ke každé ložiskové skříně je připojen hydraulický tlumič pro tlumení svislých kmitů. Sekundární vypružení tvoří čtyři trojice pružin, které jsou uloženy v konzolách podvozku a se skříně spojeny pomocí pryžokovových prvků. Sekundární vypružení tvoří na každém podvozku dvě trojice flexi-coil pružin. Přenos brzdných a tažných sil je pomocí nízko



uloženého čepu zalisovaného do příčnicku hlavního rámu lokomotivy. Pod skříní jsou zavěšeny dva hlavní vzduchojemy. Schéma pohonu je znázorněno na následujícím obrázku.



Obrázek 7 - Schéma pohonu, 1 - stator motoru, 2 – dutá kotva motoru, 3 - ojníčkový nebo zpružinový závěs, 4 – dvojkolí [6]

Všechna dvojkolí jsou brzděna pomocí jednostranných špalíkových brzd. V roce 1988 byla lokomotiva s tímto pohonem zkoušena na okruhu ve Velimi. Poté byla lokomotiva nasazena do provozu jak na nákladní, tak osobní přepravu a najela tak 52 tisíc kilometrů. Maximální rychlost lokomotivy byla 120 km/h. Jako jedna z nevýhod, která nastala, bylo kolísání momentu motoru, které se projevilo do dynamiky jízdy. V roce 1990 byl použit na lokomotivu nový klasický pohon s nápravovou převodovkou a navýšen trakční výkon. K výrobě ověřovací série již nedošlo. [2, 3, 4, 14]



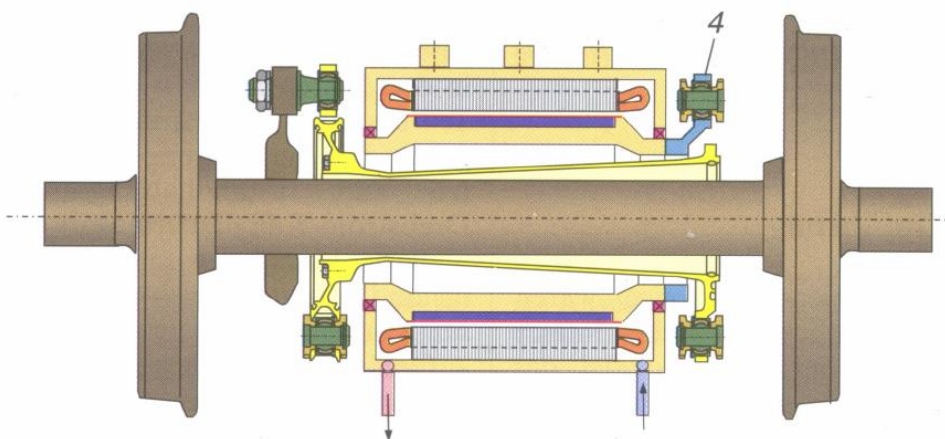
4.1.2 Studie ICE 3

Studie firmy Siemens AG pro možnost pohonu vysokorychlostní jednotky ICE 3 (obr. 8) pro společnost Deutsche Bahn. Firma se po předchozích studiích rozhodla zkonstruovat dva zkušební motory s permanentními magnety, které budou přímo pohánět dvojkolí. Stator je umístěn ve svařované konstrukci se dvěma stěnami a vyfrézovanými chladicími kanály.



Obrázek 8 - ICE 3 DB [15]

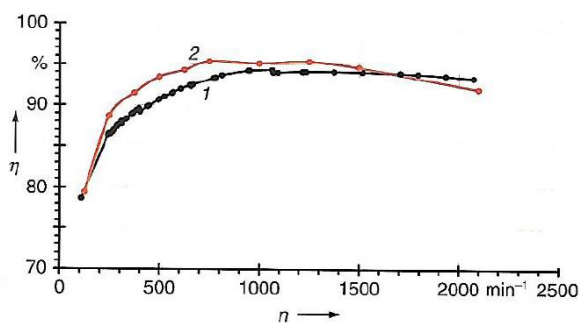
Do koncepce byl použit dutý kloubový hřídel, který je v tomto případě uchycen pomocí spojky na jedné straně k motoru a na druhé straně k nápravě (obr. 9). Motor je odvozen od trakčního motoru elektrické jednotky řady 424 společnosti DB Regio. Má výkon 500 kW a je chlazen vodou. Bandáž rotoru je zhotovena ze skelné pryže, která se používá u komutátorových motorů. Vzorky motorů byly testovány v provozu podle zkušebního plánu.



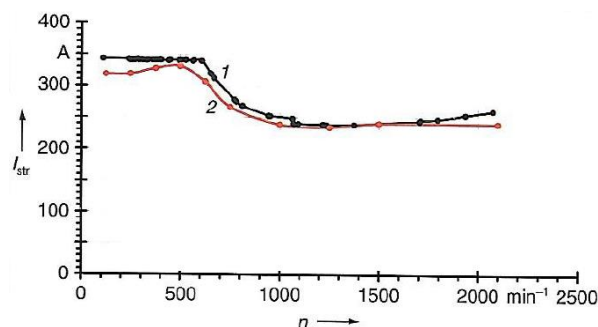
Obrázek 9 – Schéma pohonu studie ICE 3 [6]



Ve výsledcích testů byla porovnána účinnost dvou typů pohonu v závislosti na otáčkách motoru. Přímý pohon motorem s permanentními magnety byl srovnán s pohonem asynchronním motorem s převodovkou (obr. 10 a 11). Ze získaného grafu vyplývá, že účinnost bezpřevodového pohonu je znatelně vyšší při nižších otáčkách. Při vyšších otáčkách lze pozorovat naopak snížení. V dalším grafu je vidět závislost proudu statoru na otáčkách.



Obrázek 11 - Účinnost, 1 - Asynchronní motor, 2 - Přímý pohon [7]

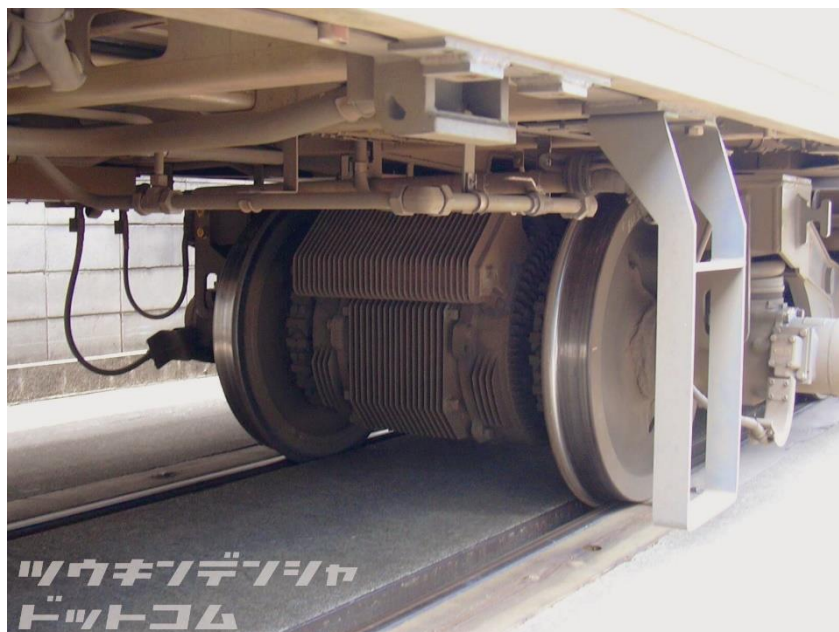


Obrázek 10 - Proud statoru v závislosti na otáčkách, 1 - Asynchronní motor, 2 - Přímý pohon [7]

Z této studie dále vyplývá, že daný bezpřevodový pohon je realizovatelný a průmyslově proveditelný. Sériová výroba těchto motorů nakonec nenastala a pro pohon jednotek ICE 3 byly použity trakční motory s převodovkou. [2, 7, 8]

4.1.3 Elektrické jednotky v Japonsku

Vývoj a testování vozidel s přímým pohonem dvojkolí probíhal i v Japonsku. Příkladem je 14-ti vozová jednotka EMU (electric multiple unit) s označením E331 která byla provozována v letech 2007-2011 jako příměstský vlak mezi městy Tokio a Chiba. Jednotka měla vnější rám a dosahovala maximální rychlosti 120 km/h pod stejnosměrným napětím 1,5 kV. Celá souprava obsahovala celkem 16 podvozků, z nichž bylo 6 hnaných. Tato souprava vycházela ze zkušební 5-ti vozové jednotky E993 series, ve které byl testován přímý pohon od roku 2002 (obr.12). Ta měla také vnitřní rám, byla navržena do rychlosti 120 km/h a poháněly jí dva motory o výkonu 200 kW. V roce 2014 byla sešrotována. [19, 20]



Obrázek 12 - Přímý pohon dvojkolí japonské jednotky E993 [18]

4.1.4 Lokomotiva v Číně

Výzkumem a vývojem trakčního systému s přímým pohonem pro vysoce výkonnou elektrickou lokomotivu se zabýval od roku 2014 i čínský výrobce CRRC Yongji Electric Co. Lokomotiva je určena pro střídavý proud. Celkový výkon 7 200 kW zajišťuje šest sad synchronních trakčních motorů s permanentními magnety. V listopadu 2018 byla oficiálně uvedena na trh. Výrobce tvrdí, že lokomotiva je nenáročná na údržbu, tichá a že je při provozu schopna uspořit 200 kWh za hodinu. [16, 17]

4.2 Metro a U-Bahn

Systémy podzemní dráhy, ať už metra či německých U-Bahn jsou pro většinu měst specifické. Liší se různými průjezdnými profily, rozchodem, použitými zabezpečovacími zařízeními, délkou a výškou nástupišť, ale i napájecí soustavou a tím, zda vede celý systém trasy pod zemí a je izolován od povětrnostních vlivů.



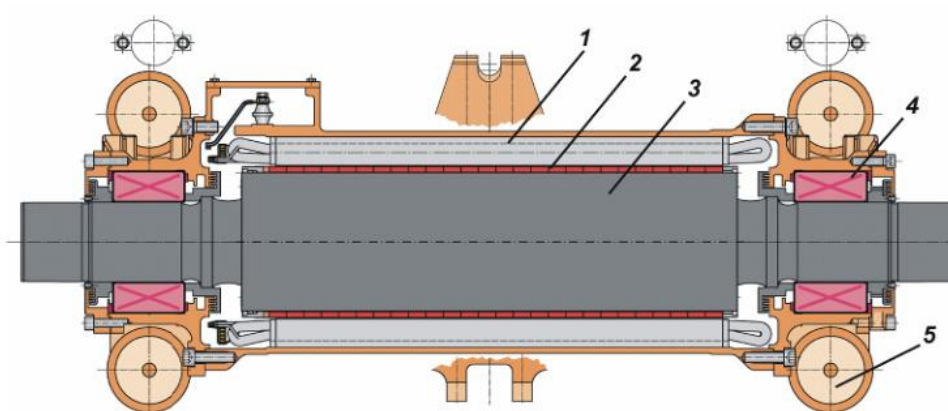
4.2.1 Syntegra

V tomto trakčním podvozku firmy Siemens AG pro jednotky U-Bahn je opět použit přímý pohon bez převodovky. Prototypové vozidlo je zachyceno na obr. 13. Podvozek byl představen na veletrhu Innotrans v roce 2006 a později byl testován na linkách U-Bahn v Mnichově.



Obrázek 13 - Prototyp vozidla na zkušebním okruhu [22]

Pohon zajišťuje synchronní motor s třífázovým vinutím a permanentními magnety. Motor o výkonu 110 kW je zcela zapouzdřený, což zamezuje nasátí různých nečistot a vody. Kombinace rotoru a nápravy nese vrstvené rotorové jádro a permanentní magnety (obr. 14). Ty jsou zhotoveny ze směsi neodymu, železa a boru.



Obrázek 14 - Podélný řez přímým pohonem Syntegra, 1 - vinutí statoru, 2 - permanentní magnety, 3 - rotor, 4 - hlavní ložisko, 5 - primární vypružení [10]



Dvounápravový podvozek (obr. 15) má vnitřní rám složený z masivního příčného nosníku a dvou pružně spojených podélných nosníků. Všechny vodorovné vodící síly, jakož i síly vyvíjené stabilizátory a tlumiči jsou zachyceny příčným nosníkem. Díky této konstrukci je větší míra bezpečnosti proti vykolejení vozidla. Nápravová ložiska a ložiska motoru tvoří jedno hlavní ložisko. Nápravy jsou vedeny k rámu podvozku pomocí tříbodového vedení dvojkolí, což umožňuje jeho radiální natáčení. Prototyp byl omezen na rychlost 100 km/h a dosahoval nápravového zatížení 14 t na nápravu. Jelikož je motor neodpruženou hmotou, je citlivý na kvalitu a nerovnost kolejnic. To tento motor předurčuje pro použití na omezeném počtu tratí, jako je třeba uzavřený systém metra, a není příliš vhodný pro příměstskou jednotku s vysokou operabilitou. [2, 9, 10]



Obrázek 15 - Podvozek Syntegra [36]



4.2.3 Metro Suzhou

V čínském městě Suzhou v provincii Jiangu bude nasazena jedna prototypová souprava s bezpřevodovým pohonem (obr. 16). Vedle ostatních 49 souprav s asynchronním motorem a převodovkou bude nasazena na linku metra 3. Souprava má vnější rám, motor je umístěn přímo na nápravě. Maximální rychlost soupravy je, stejně jako u ostatních na trase, 90 km/h. Napájecí síť metra je provedena trolejí se stejnosměrným napětím 1,5 kV. Soupravy jsou od čínské firmy Puzhen (člen CRRC). Na jejím vývoji se podílela i firma ŠKODA ELECTRIC.



Obrázek 16 - Metro v městě Suzhou [23]

Soupravou je šestivozová jednotka se čtyřmi motorovými vozy. Nápravu pohání třífázový synchronní trakční motor s permanentními magnety o výkonu 150 kW (obr. 17). Motory jsou napájeny z SiC měniče, což je polovodičová součástka na bázi karbidu křemíku, která se vyznačuje nízkými ztrátami a vysokou pulzní modulací. Tím lze dosáhnout sinusového průběhu proudu v motoru a vysoké účinnosti. Chlazení motoru je pouze přirozené, zkoušky však potvrdily, že je to v tomto případě postačující. Zákazník se obával, že magnetické pole nepříznivě ovlivní životnost nápravy. Analýzy ukázaly, že magnetické pole v nápravě je zanedbatelné.



Obrázek 17 - Pomaloběžný IPMSM trakční motor HLR 3657 P/12 [11]

Oproti soupravám s asynchronním motorem je trakční výzbroj prototypové soupravy lehčí o 5,36 t, což je kolem 2 % hmotnosti vlaku. Co se týče spotřeby elektrické energie, je u prototypu očekávána nižší, a to o 12 %, spíše 15 %. Vysvětlení je takové, že odpadají ztráty v převodovce a ztráty v rotoru jsou oproti asynchronnímu motoru minimální. Plánované jsou 2 až 3 roky testování v běžném provozu a následně se rozhodne o sériové výrobě tohoto řešení. [11]

4.3 Tramvaje

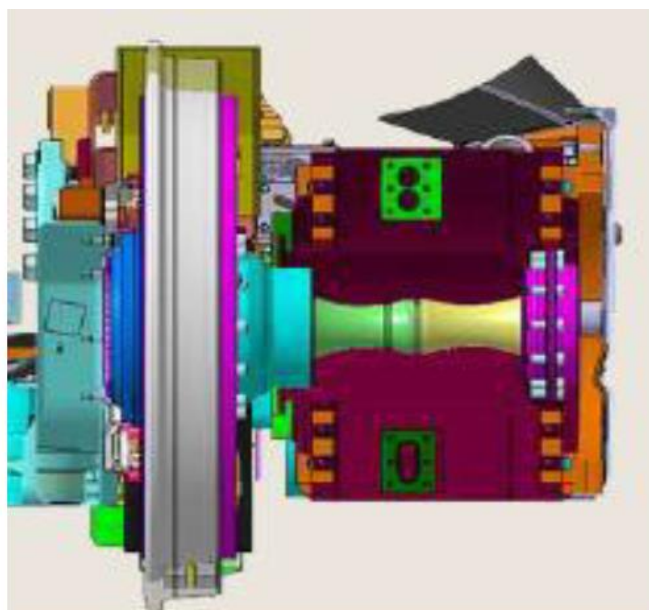
V tramvajové dopravě je přímý pohon již značně rozšířen. Souvisí to také s tím, že nová tramvajová vozidla bývají nízkopodlažní a celková zástavba podvozku, včetně pohonného ústrojí, tomu musí být uzpůsobena. Využívá se nezávislého pohonu jednotlivých kol, kdy každému kolu v hnacím podvozku, přísluší jeden motor. V České republice jako první s takovým pohonem přišla firma Škoda Transportation s tramvají 15T pro Prahu.



4.3.1 Škoda 15T ForCity

V letech 2009-2019 dodala firma Škoda Transportation a.s. do Prahy 250 tříčlánkových tramvají tohoto typu. Kromě Prahy jezdí jejich čtyřčlánková varianta v Lotyšském hlavním městě Riga. Zde bude popsána verze pro Prahu.

Jedná se o 100% nízkopodlažní modulární tříčlánkovou tramvaj, která má 4 trakční podvozky. Pod krajními články jsou podvozky plně otočné. Mezi jednotlivými články jsou použity nepravé Jakobsovy podvozky. Tramvaj jezdí v napájecí soustavě 600 V DC a je provozována s maximální rychlostí 60 km/h. Tramvaj má individuální pohon dvojkolí, který zajišťuje 16 synchronních motorů s permanentními magnety HLU 3436 P/44-VA, s výkonem 46 kW. Motory jsou zavěšeny na rámu podvozku z vnější strany (obr.18). Kotvou motoru prochází kloubový hřídel. Z něj moment postupuje na kolo pomocí dvojité zubové spojky. [2, 6, 21, 25, 37]



Obrázek 18 - Individuální pohon tramvaje 15T [6]



5. Závěrečné shrnutí rešerše

Hlavním cílem rešerše bylo zjistit, jaké koncepce řešení bezpřevodových přímých pohonů se kdy uplatnily a zda byl přímý pohon využit společně s vnitřním rámem. V historických dobách se u parních lokomotiv využíval spojnicový pohon, který byl dále použit i u prvních elektrických lokomotiv. Takový pohon se již ale dále významně neuplatňoval. Jak se dále ukázalo koncem 80. let, tak ani přímý pohon s využitím asynchronního motoru nenašel velké uplatnění. O přímém pohonu se začalo více uvažovat v souvislosti s rozvojem synchronních motorů s permanentními magnety a regulace za využití pulzních měničů.

Z dostupných zdrojů jsem nenašel řešení, kde byl použit odpružený přímý pohon dvojkolí pomocí synchronního motoru s permanentními magnety a vnitřní rám podvozku. Bližší informace ohledně konkrétního řešení experimentálních vlaků v Japonsku a lokomotivy v Číně, uvedených v předcházející rešerši, nejsou v současné době z veřejně přístupných zdrojů k dispozici.

Pro návrh zástavby podvozku s vnitřním rámem a přímým pohonem se nabízí využití spojek, které by přenášely moment z motoru na nápravu při uchycení motoru na rám podvozku. Proto je vhodné popsat spojky pro přenos momentu na nápravu a více přiblížit spojky, které byly použity na lokomotivě Škoda 85E a ve studii ICE 3.

Dále budou uvedeny možnosti, jaké spojky se využívají, či využívaly a jak je lze na nápravu umístit.

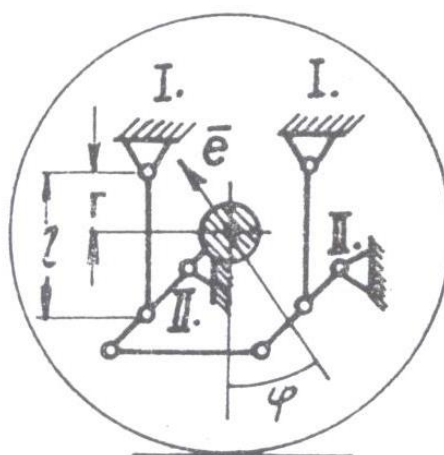


6. Spojky a mechanismy používané pro přenos momentu z motoru

Spojky u kolejových vozidel mohou být součástí hnacího ústrojí, kde slouží k přenosu točivého momentu i při vychýlení hnacích hřídelí. Jejich umístění bývá mezi motorem a nápravovou převodovkou, nebo mezi převodovkou a nápravou. V případě bezpřevodového pohonu mezi trakčním motorem a kolem, případně mezi motorem a nápravou. Důvodem použití spojek je ochrana trakčního motoru před kmity dvojkolí vzniklých od náhodné nerovnosti, nájezdem do oblouku, či stavebního převýšení apod. Ochrany je docíleno pružnou deformací elementů spojky, proto se mluví o spojkách pružných. V dnešní době se nejvíce uplatňují spojky, které využívají pryžové elementy a spojky pryžo-kovové nebo pryžo-textilní. Existuje řada mechanismů, které přenáší moment přímo na kola dvojkolí. Jedná se o ojníčkové mechanismy, resp. spojky, např. spojka Škoda, lamelová spojka Sécheron a zpružinové mechanismy.

Dalším typem používaných spojek jsou spojky zubové. Spojka dvojitá zubová nachází uplatnění ve vozech metra a vysokorychlostních jednotkách firmy Siemens.

Příkladem ojníčkového mechanismu je ojníčková spojka Škoda od Ing. Hladíka z roku 1928 (obr. 19). Principem je pohon tangenciálně vypruženého kola, které pohání dva trakční motory. Mechanismus je složen ze závěšky a houpačky, které tvoří dva paleogramy. Pro tento mechanismus je nutné pečlivé mazání.

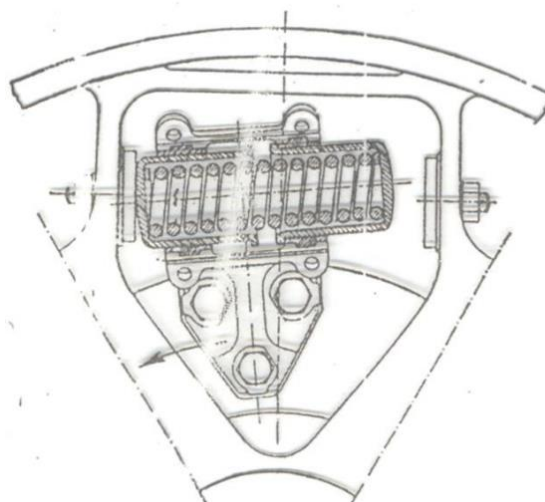


Obrázek 19 - Ojníčková spojka Škoda;
I. - unašeč na duté hřídeli, II. - unašeč
na kole [6]



Starší ojníčkové rovinné mechanismy byly v tangenciálním směru tuhé. Možnost je vypružit pomocí tečného vypružení věnce ozubeného kola je konstrukce komplikovaná, a tak se významně neuplatňovaly.

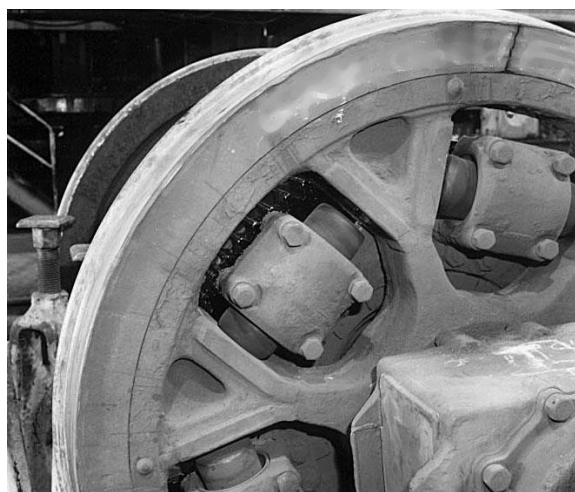
Další možností je zpružinový pohon (obr. 20). Pružicí prvky jsou upevněny v třmenech duté hřídele a druhým koncem na kolech. Zpravidla jsou použity tangenciálně umístěné kovové pružiny, ať už listové, či šroubovité, případně modernější pryžokovové elementy. Konkrétních řešení upevnění je více druhů. Jako příklad uvádím zpružinový pohon AEG, kde jsou předepjaté pružiny vsazeny do pouzder, která se při propružení opírají o kluzáky na paprskový kolech.



Obrázek 20 - Zpružinový pohon AEG [6]

Nevýhodou tohoto pohonu je namáhání pružicích prvků v důsledku relativního pohybu duté hřídele vůči dvojkolí, což ovlivňuje dynamiku pohonu a vypružení vozidla.

Starý typ pohonu (obr. 21), který se již dlouho nepoužívá je obdobou pohonu zpružinového.



Obrázek 21 – Unašeč s rameny mezi paprsky kola [57]

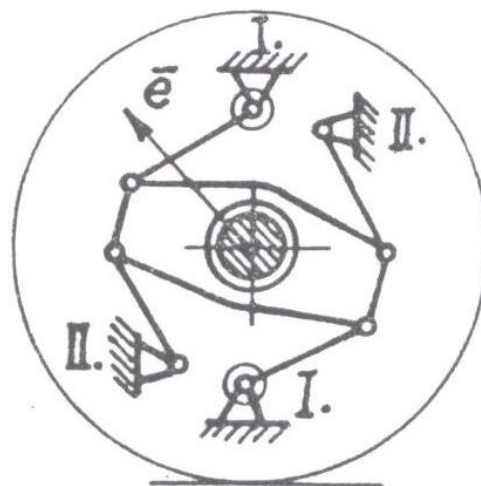


Dutý hřídel má unašeč s rameny, která zasahují přímo mezi paprsky kola. Hlavní nevýhodou tohoto pohonu je opotřebení konců ramen, která přenáší tažnou sílu vozidla při současném relativním posuvu mezi paprsky kola. To je způsobeno tím, že se kolo vlivem primárního vypružení pohybuje ve svislém směru. [6, 24, 38]

6.1 Ojničková spojka Alstom

Princip této spojky pochází z roku 1890 od firmy Siemens-Halske. Mechanismus zdokonalila roku 1933 firma Alstom, kdy nahradila kloubová ložiska pryžokovovými klouby.

Princip spojky (obr. 22) je obdobný jako u pružné ojníčkové spojky. Spojka je tvořena dvěma antipaleogramy, řazenými sériově. Antipaleogramy se skládají z ojníček a společné palety. Moment z motoru je veden dutou hřídelí přes klouby na dvojici ojnic z nich dále na paletu spojky. Síly z ojníček způsobí rotaci palety. Další dvě ojničky, které jsou k paletě upevněny, přenáší moment na disky kol. Namáhání ojníček je pro jízdu jedním směrem tlakové a na vzpěr pro jízdu druhým směrem pak na tah. [6, 26]

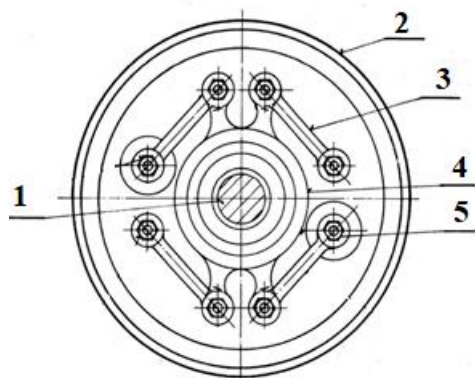


Obrázek 22 - Ojničková spojka Alstom, I. - unašeč na duté hřídeli, II. - unašeč na kotouči kola [6]



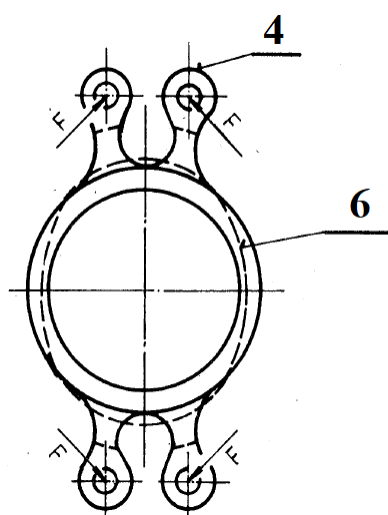
6.2 Pružná ojníčková spojka

Jedná se o spojku (obr. 23) mezi dutým hřídelem a kolem trakčního vozidla, kde náprava s jistou vůlí prochází dutým hřídelem. Byla zapatentována roku 1988 jako vynález Ing. M.Einchingera a F. Wilhema v Plzni. Spojka byla použita na lokomotivě Škoda 85E.

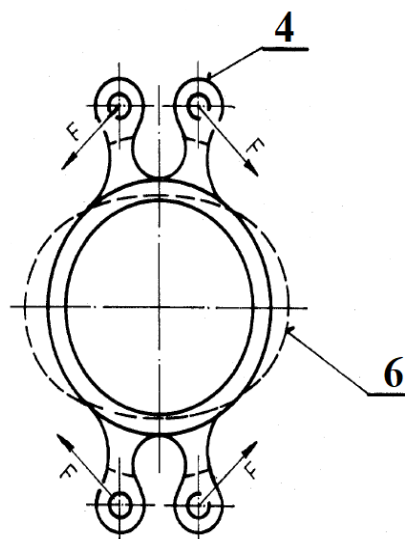


Obrázek 23 - Pružná ojníčková spojka při pohledu na kolo vozidla; 1 - náprava, 2 - kolo, 3 - ojníčky, 4 - pružný člen, 5 - matice [24]

Vhodná je pro pohon s asynchronním motorem, kde je kladen důraz na tangenciální vypružení pohonu kvůli vlivu pulsujícího momentu motoru. Měkčího vypružení je dosaženo pružným členem, který je umístěn souose s nápravou. Pružný člen je možné vyrobit jako výkovek z pružné pružinové oceli. Ta se dále opracuje do požadovaného tvaru a zušlechťuje. Pružný člen se vlivem sil deformuje, jak je znázorněno na obr. 24 a 25.



Obrázek 24 - Pružný člen deformovaný tahem, 4 - pružný člen, 6 - přetvořená střednice pruž. členu [24]



Obrázek 25 - Pružný člen deformovaný tlakem, 4 - pružný člen, 6 - přetvořená střednice pruž. členu [24]



Pružný člen slouží jako vazba ojnicěk spojující unašeč hnacího hřídele s kolem. Je vhodné, aby pružný člen byl pružný v části obepínající nápravu a také v části uchycení ojnicěk.

Spojka se skládá z unašeče, čtyř ojnicěk, pružného členu a kola. Spojení unašeče s dutým hřídelem je realizováno pomocí šroubů. Do unašeče jsou nalisovány dva čepy, na nichž jsou nasazeny ojničky s pryžokovovými vložkami, které jsou fixované maticemi. Druhý konec ojnicěk je pomocí pryžokovových pouzder a matic vázán k pružnému členu. Na druhou dvojici ok pružného členu jsou stejným způsobem upevněny ojničky, které jsou svým druhým koncem zalisovány do kola. [24]

6.3 Varianty umístění spojek na nápravě

Tato část bude zaměřena na to, jaký je rozdíl v použití spojky na obou stranách trakčního motoru s dutým hřídelem, který prochází motorem, kdy je na nápravu přiváděn moment ve dvou bodech, a při použití spojky pouze na jedné straně, kdy je moment přenášen na nápravu v jednom místě. Speciálním případem pak bude použití dutého kloubového hřídele, které bylo možné vidět u konceptu ICE 3. Všechny varianty předpokládají uchycení motoru k rámu podvozku.

6.3.1 Motor s dutým rotorem a spojkou na obou stranách

Schéma tohoto typu je uvedeno na obr. 26. Toto provedení je výhodné z hlediska namáhání nápravy. Náprava musí procházet s jistou vůlí, která respektuje propružení primárního vypružení. V ideálním případě, kdy obě spojky přenesou stejný moment a obě kola vyvinou stejnou tažnou sílu,

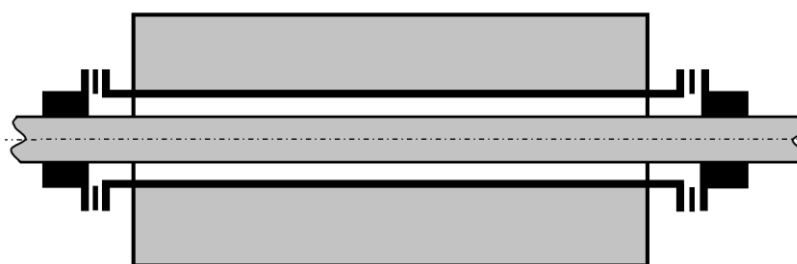
tak je v místech nápravy v dutině motoru krut nulový.

V dutině motoru by mohl být použit menší průměr

nápravy, to by přineslo úsporu hmotnosti dvojkolí, ale

vzrostou náklady na složitou

výrobu. Spojky mohou mít menší rozměr, jelikož každá z nich přenesou v nejhorším případě asi 70 % hnacího momentu. Pro možnost nouzového dojetí při poruše jedné spojky je vhodné, aby s nižší bezpečností mohla přenést i 100 %. Zástavbě toto řešení významně nepomůže, protože je nutné zachovat motážní prostor pro spojení dutého hřídele s ojnicčkami. Změna rozměrů palety a ojnicěk oproti použití s jednou spojkou je minimální. Potřebná délka nalisování pro



Obrázek 26 - Spojky mezi dutým hřídelem a nápravou na obou stranách trakčního motoru



unašeč na nápravu by byla nižší o necelých 30 %. Důsledkem použití dvou spojek namísto jedné je potřeba většího prostoru. Takové řešení by se dalo uvažovat v případě přenosu větších momentů, kdy by nebylo možné použít v jedné spojce více párů ojnicěk.

6.3.2 Motor s dutým hřídelem a spojkou na jedné straně

Toto řešení (obr. 27) je z hlediska namáhání nápravy velice podobné, jako když se přivádí moment na nápravu v jednom místě pomocí nápravové převodovky. Spojka musí být dimenzována na přenos celého momentu. Náprava v dutině motoru přenáší v ideálním případě polovinu hnacího momentu, v nejhorším případě celý. To nastane, dojde-li ke ztrátě adheze pod jedním kolem. Opět je nutné volit vůli mezi nápravou a dutým hřídelem, jako v předchozím případě. Pro podvozek s vnitřním rámem, kde je kladen důraz na zástavbový prostor se toto řešení jeví nejpříznivěji.



Obrázek 27 - Spojka mezi dutým hřídelem a nápravou na jedné straně trakčního motoru

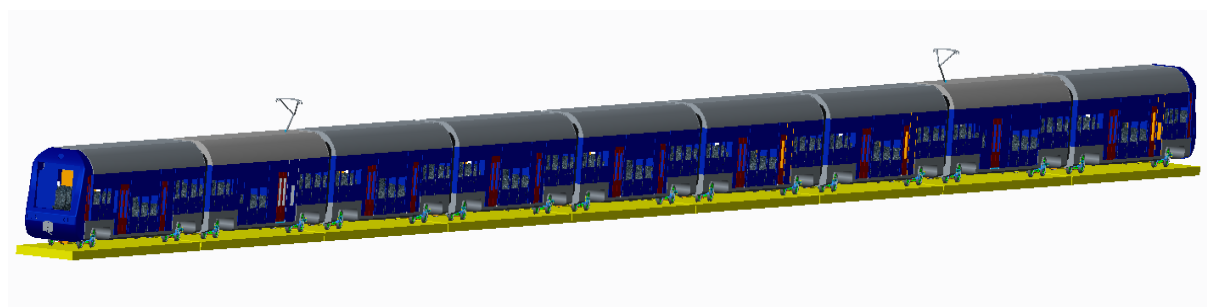
6.3.3 Pohon dutým kloubovým hřídelem

Tento typ pohonu, byl zkoušen ve studii ICE 3 (obr. 9). Z hlediska namáhání nápravy je tento princip stejný, jako se spojkou na jedné straně. Na jedné straně motoru je kloubově uložen kloubový dutý hřídel, na straně druhé kloubově připojen k unašeči na nápravě. Průměr dutého hřídele na straně spojky s nápravou je menší než na straně spojky s motorem. Při propružení primárního vypružení se osa dutého hřídele vychyluje od osy nápravy. Konstrukčně je tento princip složitější. Klouby nemají kinematickou chybu, takže když rám podvozku kmitá, tak to nemá vliv na otáčky nápravy. To se projeví hlavně při vysokých rychlostech nad 160 km/h. Dutina motoru musí být oproti předchozím případům větší, aby do ní bylo možné umístit dutý hřídel.



7. Základní parametry elektrické jednotky

Elektrická jednotka, pro kterou budou stanoveny základní parametry podvozku, bude velkokapacitní 9-ti vozová příměstská jednotka (obr.28). Skládá se ze dvou řídicích vozů a dvou typů vozů vložených (viz. příloha č.1 – Typový výkres). Je určena pro provoz do 160 km/h v napájecí síti 25 kV 50 Hz s normálním rozchodem 1435 mm. Jednotka nedisponuje aktivním naklápěním vozové skříně. Průměr nových kol je 920 mm, ojetých pak 860 mm.



Obrázek 28 - Model elektrické jednotky

Pro jednotku je použito 18 podvozků, z nichž je 8 trakčních. Uspořádáním pojezdu je $B'_0B'_0 + 2'2' + B'_0B'_0 + 2'2' + 2'2' + 2'2' + B'_0 B'_0 + 2'2' + B'_0B'_0$.

Celá jednotka dosahuje délky 198 metrů. Délka čelních vozů přes spřáhla je 22,1 metru, délka skříně 21,8m, délka skříně vozu vloženého je 20,6 m (viz přílohy 2,3,4) Hmotnost jednotky v prázdném stavu je 394 tun, adhezní hmotnost prázdné pak 170 tun. Celková kapacita při provozním obsazení je 1 151 míst, z toho 692 míst k sezení. Místa ke stání byla počítána pro plošnou hustotu 2 stojící osoby na m^2 dle výkresů vozů (přílohy 2,3,4). Výkon jednotky je 5 400 kW, viz. kap. č. 7 Návrh motoru.

Hlavní provozní brzdou je elektrodynamická brzda. Podvozky jsou vybaveny kotoučovými brzdami, které působí na brzdové kotouče umístěné v kolech. K dispozici jsou i elektromagnetické kolejnicové brzdy.

Šířka vozové skříně je 2 780 mm, poměrná nízkopodlažnost jednotky je 47,8 %. Výška podlahy nad temenem kolejnice nižší úrovně je 550 mm. Upravené prostory, které jsou primárně určeny pro přepravu lidí na vozíku v blízkosti bezbariérového WC jsou umístěny v prvním typu vloženého vozu (pro 9-ti vozovou jednotku 2. a 8. vůz). Tyto prostory lze případně využít i pro přepravu jízdních kol. Na jedné straně jednotky je 18 dveří, na jedny dveře tak připadá 38,44 sedadla.



7.1 Výpočet obrysu pro konstrukci vozidla

Při výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla jsem použil mezinárodní průřezný průřez G1 dle ČSN EN 15273-3. Průřezný průřez vymezuje prostor mezi vozidlem a prvky infrastruktury, nebo mezi jiným kolejovým vozidlem na vedlejší koleji v rovině kolmé k ose koleje. Obrys pro konstrukci vozidla pak omezuje rozměry kolejového vozidla v příčném směru.

Při výpočtu statického obrysu je kontrolováno postavení vozidla v oblouku $R = 250 \text{ m}$, kde se neupravuje rozteč kolejí a je $e_{kol} = 1\,465 \text{ mm}$. Výpočtem se pak kontroluje i postavení v oblouku $R = 150 \text{ m}$. Pro osobní vozy je výpočet prováděn pro výšku $h \geq 430 \text{ mm}$ nad temenem kolejnice a pro $h < 430 \text{ mm}$.

Výpočet bude proveden pro jednostranné vnitřní zúžení E_i , které omezuje část vozu nacházející se mezi otočnými čepy a vnější zúžení E_a , které omezuje představek vozu. Použité hodnoty maximálních možných relativních pohybů vypružení jsou uvedeny u návrhu příčné tuhosti vypružení. Šířka vozové skříně vyjma představku řídicího vozu je 2,78 metru.

7.1.1 Příčné výchylky

Příčná výchylka primárního vypružení $w_a = \pm 5 \text{ mm}$. U sekundárního vypružení závisí maximální příčná výchylka na profilu trati. Pro jízdu v přímé koleji odpovídá $w_\infty = 60 \text{ mm}$, pro oblouk o poloměru 250 m jsou výchylky $w_{a250} = 48 \text{ mm}$ a $w_{i250} = 23 \text{ mm}$ a pro manipulační oblouk s poloměrem 150 m $w_{a150} = 45 \text{ mm}$ a $w_{i150} = 18 \text{ mm}$.

7.1.2 Výpočet zúžení skříně

Výpočet zúžení skříně v oblouku $R = 250 \text{ m}$ je provedeno pomocí následujících vztahů:

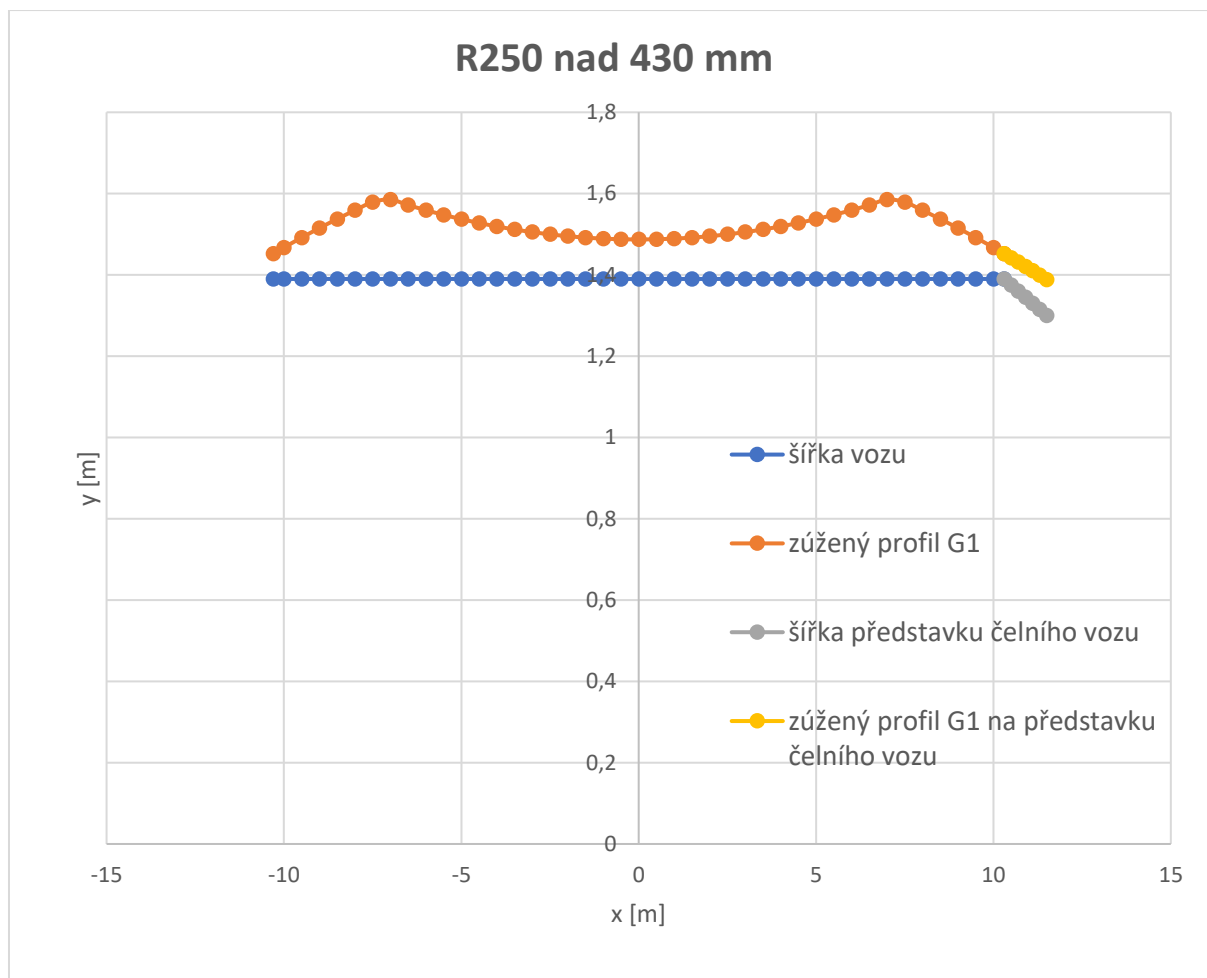
$$E_{a(250)} = \frac{a \cdot n_a + n_a^2}{500} + \left(\frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} - \frac{p^2}{2000} - k \quad (1)$$

$$E_{i(250)} = \frac{a \cdot n_i - n_i^2}{500} + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w + \frac{p^2}{2000} - k \quad (2)$$

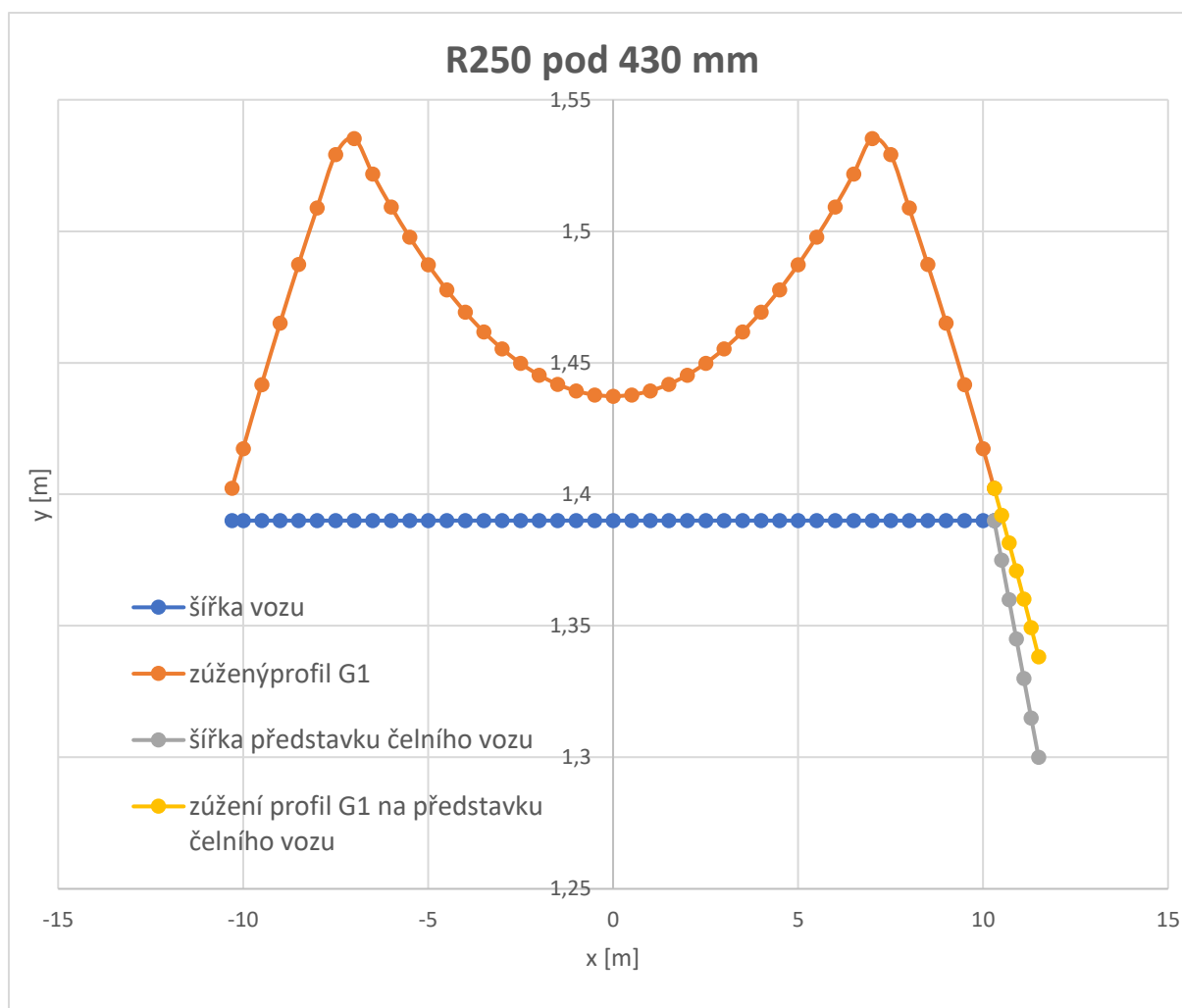
Zúžení jsem vyšetřoval na základě změny vzdálenosti n_a a n_i od otočných čepů jednotlivých podvozků. Hodnotu dovoleného přesahu k jsem volil podle výšky nad temenem kolejnice. Pro $h \geq 430 \text{ mm}$ je $k = 0,075 \text{ m}$ a pro $h < 430 \text{ mm}$ je $k = 0,025 \text{ m}$. Postavení



vozidla v obrysu pro konstrukci jsem graficky vynesl. Vodorovná osa x znázorňuje osu vozidla, a znázornění je podle ní symetrické. Průběhy zúžení jsou graficky vyneseny na následujících obrázcích.



Obrázek 29 - Průběh šířkového zúžení pro oblouk $R = 250$ m pro výšku $h \geq 430$ mm



Obrázek 30 - Průběh šířkového zúžení pro oblouk $R = 250$ m pro výšku $h < 430$ mm

Při přepočtu zúžení dle [51] pro průjezd obloukem $R = 150$ m jsem za využití přepočtových vztahů:

$$E_{a(150)} = E_{a(250)} - \Delta k_a + x_a \quad (3)$$

s následným dopočtem:

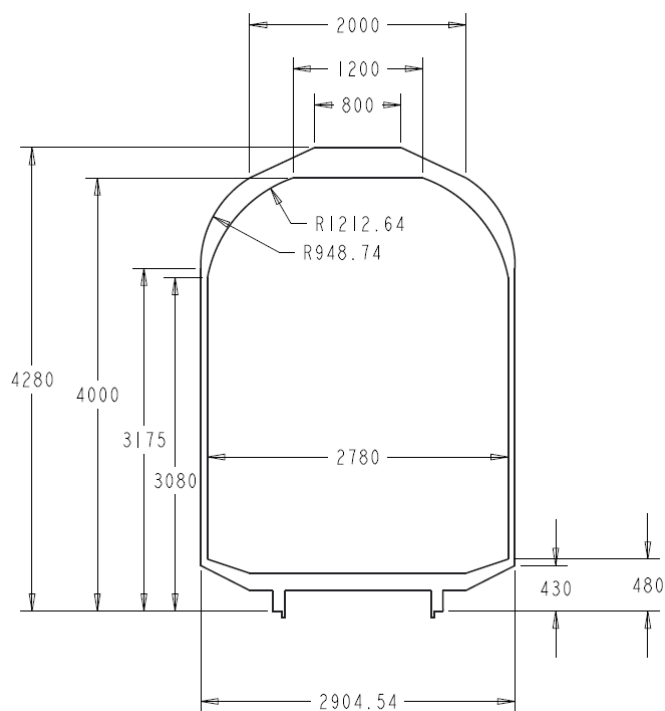
$$\Delta k_a = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_a + n_i^2 + \frac{p^2}{4} \right) \quad (4)$$

$$x_a = \frac{1}{750} - \left(a \cdot n_a - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 120 \right) \quad (5)$$

a obdobně pro $E_{i(150)}$ a následným dopočtem dle [51] bylo zjištěno, že zúžení nabývá větších hodnot pro $R = 250$ m a průjezd tímto obloukem se tedy stává kritickým.



Vozidlo svým obrysem nikde nezasahuje do průřezného průřezu a obrys pro konstrukci je tak vyhovující. Nejhorší situace je pro předstávky vložených vozů externí představek řídicího vozu. Postavení předstávku v průřezném profilu G1 pro $R = 250\text{ m}$ je znázorněn na následujícím obrázku. [51]



Obrázek 31 - Postavení předstávku vozu v profilu G1 pro $R = 250\text{ m}$



8. Trakční motor

Pro pohon jednotky se předpokládá použití synchronního motoru s permanentními magnety. V této kapitole budou stanoveny celkové rozměry a výkonové parametry trakčního motoru.

8.1 Synchronní motor s permanentními magnety (PMSM)

Synchronní stroje s permanentními magnety se v posledních letech stále více uplatňují. Standardně se používají v průmyslových servopohonech, rozšiřují se ale i do dopravní techniky. Příkladem může být individuální pohon tramvaje Škoda 15T. V různých aplikacích nahrazují starší stejnosměrné a krokové motory. Uplatění můžeme najít v hybridních automobilech, kde zdrojem primární energie je spalovací motor a energie se rekuperuje do baterií. Příkladem je např. Toyota Prius s PMSM o výkonu 50 kW. [39]

8.1.1 Srovnání PMSM s asynchronním motorem

Výhodou PMSM je menší objem stroje, s čímž souvisí menší hmotnost a moment setrvačnosti. Pro stejný výkon a otáčky dosahuje PMSM 3x až 4x menší objem oproti asynchronnímu motoru. Díky těmto vlastnostem je mnohem vhodnější pro použití pro přímý pohon bez převodovky. Další výhodou je vyšší účinnost, hlavně při nižších otáčkách a velká momentová přetížitelnost. Vyšší účinnosti napomáhá absence ztrát v rotoru, které dosahují jednotek procent.

Nevýhodou PMSM je složitější konstrukce, s tím související i technologie výroby, oprav a robustnost. PMSM není možné odbudit, stroj pracuje jako generátor až do zkratu, to způsobuje momentové a proudové rázy. Navíc vznikají ztráty v železe při výběhu, protože není možné odbuzení. Oproti asynchronním mají také vyšší pořizovací cenu, lze však předpokládat, že při větším uplatňování cena klesne. [39, 41]

8.1.2 Zkratový moment

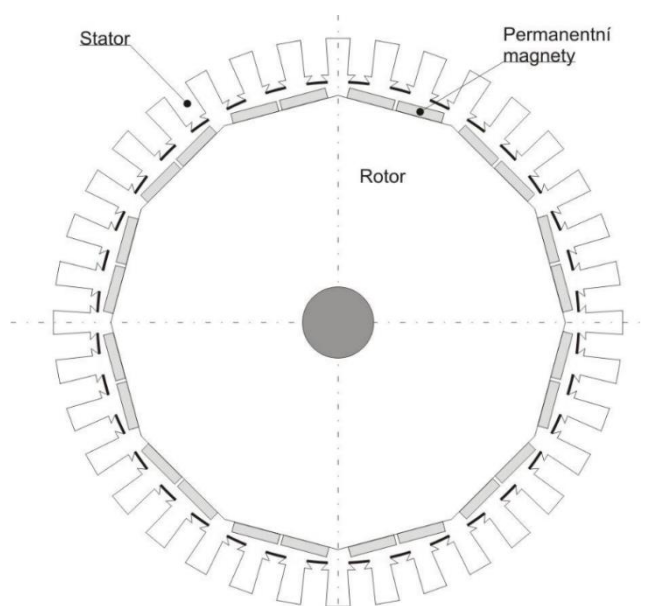
U asynchronních motorů, je zkratový moment pěti až desetinásobkem jmenovitého momentu a trvají řádově jednotky až desítky *ms*, dokud není vyčerpána energie magnetického pole. U synchronních motorů s permanentními magnety je však magnetické pole stálé a situace je tak komplikovanější. Zkratové momenty takových motorů se očekávají mezi osminásobkem



až desetinásobkem jmenovitého. Pro dimenzování a další výpočty, budu počítat se zkratovým momentem, který je osminásobkem jmenovitého.

8.1.3 Konstrukce PMSM

U konstrukce s vnějším státorem (obr. 32) je ve drážkách magnetického obvodu statoru uloženo třífázové vinutí. Rotor je umístěn uvnitř statoru a na jeho povrchu jsou umístěny permanentní magnety. Používanými magnety jsou slitiny Nd+Fe+B (neodym+železo+bor), se kterými se můžeme setkat u vozu Syntegra, případně se používá Sm+Co (samarium+kobalt). Indukce těchto magnetů je zhruba trojnásobná oproti feritu, tedy $0,8 \div 1,2$ T. Díky vysoké indukci je možno docílit menších objemů stroje. Magnety se na rotor aplikují pomocí lepení.



Obrázek 32 - Konstrukce PMSM s vnějším státorem [41]

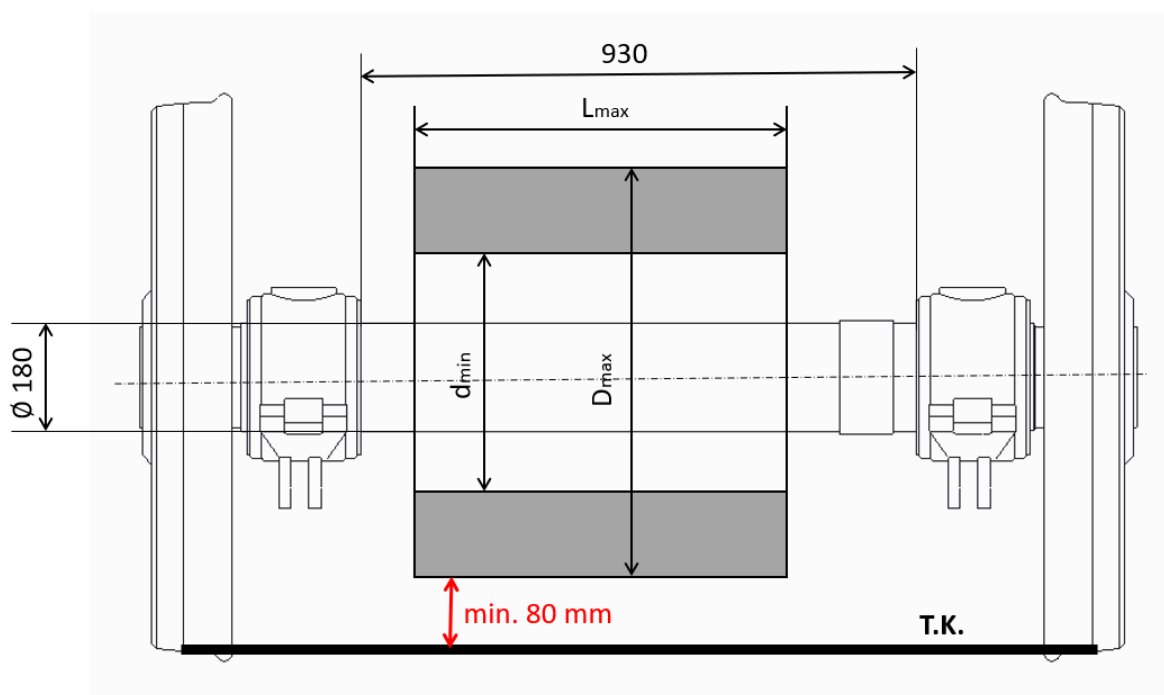
Lepení magnetů lze provádět dvěma postupy. Lepení v magnetizovaném stavu se uplatňuje hlavně při malosériové výrobě. Není potřeba speciálních přípravků pro magnetizaci magnetů na rotoru, na druhou stranu je složitější lepení na rotor, v důsledku magnetických sil. Druhý typ lepení magnetů s následnou magnetizací na rotoru se pro vysokou cenu speciálních přípravků používá pro velké série.

Při změně teploty permanentních magnetů se mění i jejich magnetické vlastnosti. Po dosažení teploty Curieova bodu dochází k výraznému poklesu magnetismu. Curieův bod neboli bod magnetické přeměny má pro různé materiály rozdílnou hodnotu. Pohybuje se v rozsahu zhruba $200 \div 1000$ °C. Proto je kladen větší důraz na chlazení těchto strojů a často se volí vodní chlazení. Motor je výhodné volit s co největším průměrem, jak bude vidět dále při návrhu motoru. [39]



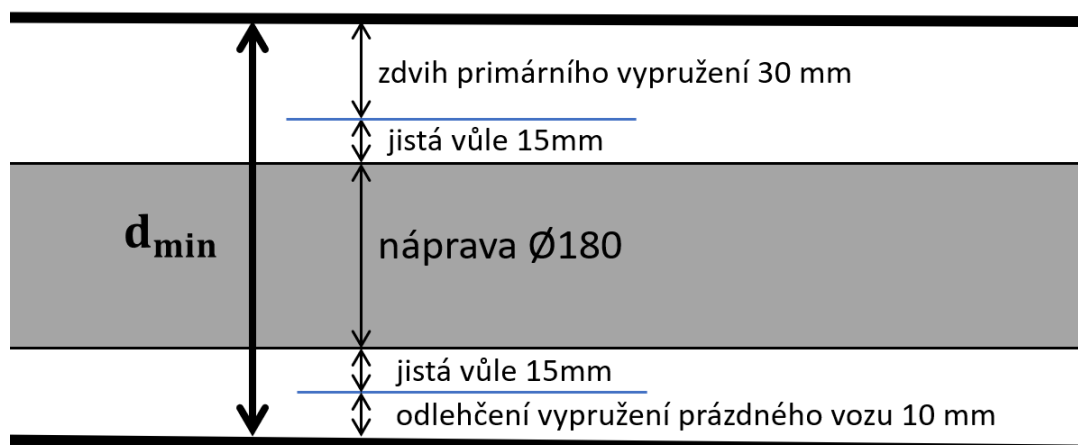
8.2 Návrh motoru

U koncepce podvozku s vnitřním rámem a přímým pohonem dvojkolí jsem se rozhodl motor umístit mezi nápravová ložiska. Při umístění motoru vně kol je problematické navržení motoru, který by měl potřebné parametry a zároveň se svými rozměry vešel do obrysu pro konstrukci vozidla. Navíc užitím většího výkonnějšího motoru je zapotřebí méně motorů. Nevýhodou uložení motoru na nápravě je v případě jeho poruchy nutnost slisování kol. Z důvodu namáhání motoru i kolejí a typu vozidla je vhodné, aby byl motor vypružen, proto je uchycen k rámu podvozku. V dutině jeho rotoru prochází s jistou vůlí prochází náprava. Moment z motoru bude na nápravu přenášén pomocí pružné spojky nebo pružných spojek. Omezení rozměrových parametrů motoru je znázorněno na následujícím obrázku.



Obrázek 33 - Omezení velikosti motoru

První omezení je pro minimální vnitřní průměr rotoru. Musí být zaručena vůle, aby nedošlo ke kontaktu rotoru s nápravou. Uvažuji, že osa rotoru není totožná s osou nápravy a zdvih primárního vypružení se tak projeví jen na jedné straně. Uvažované hodnoty vůlí a posuvů jsou patrný na následujícím obrázku.



Obrázek 34 – Uvažované hodnoty vůlí a posuvů ve svislém směru

Z toho lze číselně vyjádřit hodnotu d_{min} :

$$d_{min} = 180 + 2 \cdot 15 + 10 + 30 = 250 \text{ mm} \quad (6)$$

Druhé omezení je pro maximální průměr rotoru. Podle normy musí být minimální výška nad temenem kolejnic 80 mm. Do maximálního průměru včetně krytí se opět promítne pohyb motoru ve svislém směru. Hodnota musí být splněna i na ojetém průměru kol $D_{kol} = 860 \text{ mm}$. Zdvih primárního vypružení opět uvažuji 30 mm a jistou vůli 15 mm.

$$D_{max} = 860 - 2 \cdot 80 - 2 \cdot 30 - 2 \cdot 15 = 860 - 2 \cdot 40 - 2 \cdot 80 = 610 \text{ mm} \quad (7)$$

Maximální délka je omezena vzdáleností mezi nápravovými ložisky. Je však nutné brát v úvahu prostor, kde bude umístěna spojka. Proto budu uvažovat maximální délku motoru $L_{max} = 700 \text{ mm}$.

Výpočet potřebných otáček motoru se provádí tak, aby byla jednotka bez problému schopna dosáhnout své maximální rychlosti i na ojetých kolech. Dále je potřeba rezerva, aby bylo možné vozidlo zkoušet při rychlosti o 10 km/h vyšší, než je jeho maximální dovolená rychlost, tedy při 170 km/h. Toto zkoušení je však prováděno u nového vozidla a s novými koly a rezerva bude splněna.

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_{ojeté}} = \frac{160}{3,6} \cdot 60}{\pi \cdot 0,86} = 987 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

Při výpočtu výkonu a momentu, kterého bude motor daných rozměrů dosahovat budu vycházet ze synchronních motorů s permanentními magnety použitých na tramvajích Škoda



15T pro Prahu. Velikost dutiny bude značena d_{rotoru} a vnější průměr statoru $D_{statoru}$. Parametry tohoto motoru jsou uvedeny v tab. 1.

parametr motoru	[mm]
L	370
d_{rotoru}	200
$D_{statoru}$	440

Tabulka 1 - Rozměry motoru HLU 3436 P/44-VA

Motor s označením HLU 3436 P/44-VA se jmenovitým výkonem 46 kW má jmenovitý moment $M_{jm_HLU} = 2\,270\text{ Nm}$ při jmenovitých otáčkách $n_{jm} = 196\text{ min}^{-1}$, maximální jsou pak $n_{max} = 706\text{ min}^{-1}$. Velikost elektromotoru, při uvažování stejného proudu $I = konst.$ a magnetické indukce $B = konst.$, a její závislost na momentu lze popsat následující úměrou:

$$M \approx L \cdot (D - d)^2 \quad (9)$$

$$M_{mot} = \frac{M_{jm_HLU} \cdot [L \cdot (D - d)^2]_{mot}}{[L \cdot (D - d)^2]_{HLU}} = \frac{2\,270 \cdot 0,7 \cdot (0,61 - 0,25)^2}{0,37 \cdot (0,44 - 0,2)^2} = 9\,662\text{ Nm} \quad (10)$$

Motor takto navržených rozměrů by dosahoval momentu $M_{mot} = 9\,662\text{ Nm}$. Jednou z vlastností tohoto typu motoru je, že lze předpokládat tvrdou charakteristiku závislosti momentu na otáčkách $M = f(n) \cong konst.$ Moment se tedy v závislosti na otáčkách mění velmi málo, proto $M_{jmen} \approx M_{max}$.

Z momentu se již dopočte výkon daného motoru:

$$P = M_{mot} \cdot \omega = M_{mot} \cdot n_{max} \cdot \frac{\pi}{30} = 9\,662 \cdot 987 \cdot \frac{\pi}{30} = 998\text{ kW} \quad (11)$$

Takovýto výkon je zhruba dvojnásobný oproti výkonu motorů v elektrických jednotkách řady 471 známé jako CityElefant. Trvalý výkon této jednotky je 2 000 kW. Obdobně je na tom jednotka řady 480 Stadler FLIRT, kterou u nás provozuje dopravce Leo Express. Tato pětidílná jednotka má 4 asynchronní motory s trvalým výkonem 500 kW. Maximální výkon elektromotoru je pak 600 kW. [40]

Potřebný výkon motorů jednotky je podle trakčních charakteristik zhruba 5 000 kW. Z důvodu obtížného dimenzování rámu podvozku na takto velký a výkonný motor, budu pro pohon jednotky využívat více méně výkonných motorů. Pro pohon jednotky tak využiji 16



motorů o výkonu 338 kW. Rozměrové parametry takového motoru získám obdobným způsobem.

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{340}{987 \cdot \frac{\pi}{30}} = 3\,297 \text{ Nm} \quad (12)$$

Potřebný objem takového motoru získám z úměry k motoru s maximálními možnými rozměry:

$$V = \frac{M \cdot [L \cdot (D - d)^2]_{mot}}{M_{mot}} = \frac{3\,297 \cdot 0,7 \cdot (0,61 - 0,25)^2}{9\,662} = 0,03096 \text{ m}^3 \quad (13)$$

Takový objem motoru odpovídá zvoleným parametrům motoru, které jsou v následující tabulce.

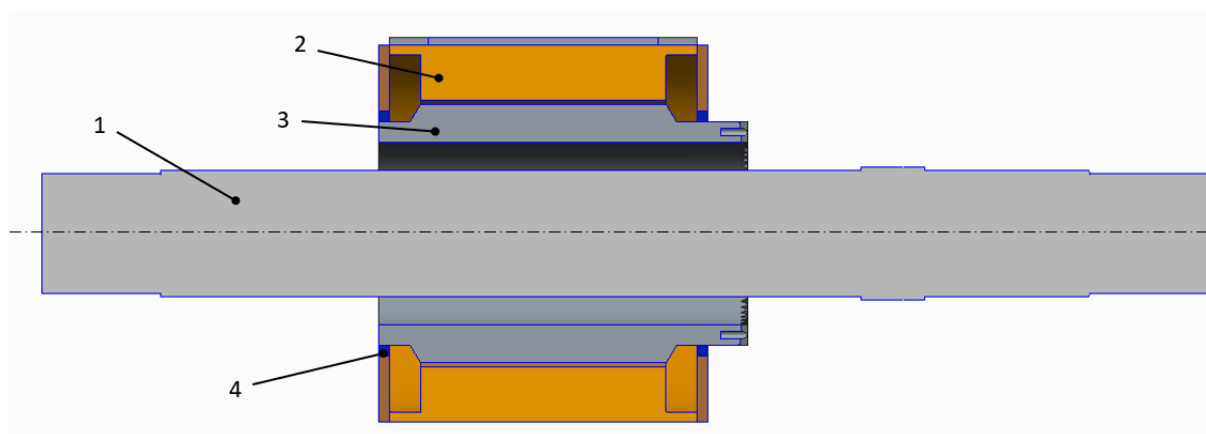
parametr motoru	[mm]
L	425
d_{rotoru}	250
$D_{statoru}$	520

Tabulka 2 - Maximální rozměry motoru

Váha tramvajového motoru HLU 3436 P/44-VA je 250 kg. Když použiji úměru, že váha motoru odpovídá jeho objemu, váha motoru je následující:

$$m = \frac{m_{HLU} \cdot V}{V_{HLU}} = \frac{250 \cdot 0,03096}{0,02131} = 363,2 \text{ kg} \quad (14)$$

Motor (obr. 35) bude mít delší vyústění rotoru, aby na něj bylo možné uchytit unašеч spojky. Dále budu počítat s váhou motoru 420 kg.



Obrázek 35 - Model motoru, kterým prochází náprava; 1 - náprava, 2 - stator, 3 - rotor, 4 - ložiska



Zkratový moment motoru: $M_{zkrat} \cong 8 \cdot M_{jm} = 26\,376\text{ Nm}$

(15)

8.2.1 Závěr návržení motoru

Výpočet parametrů motoru vychází z tramvajového, vodou chlazeného motoru. Do zástavbového prostoru by se vešel motor větší, který by však dosahoval i většího zkratového momentu, což by se projevilo při dimenzování jak rámu, tak spojky. Další výhodou, kterou přináší použití více motorů napříč jednotkou je lepší využití adheze. Parametry navrženého motoru jsou shrnuty v následující tabulce:

Parametr	značení	hodnota	jednotka
průměr dutiny rotoru	d_{rotoru}	250	mm
vnější průměr statoru	$D_{statoru}$	520	mm
výkon motoru	P	340	kW
jmenovitý moment	M_{jm}	3 297	Nm
zkratový moment	M_{zkrat}	26 376	Nm
maximální otáčky	n_{max}	987	min ⁻¹
hmotnost	m	420	kg

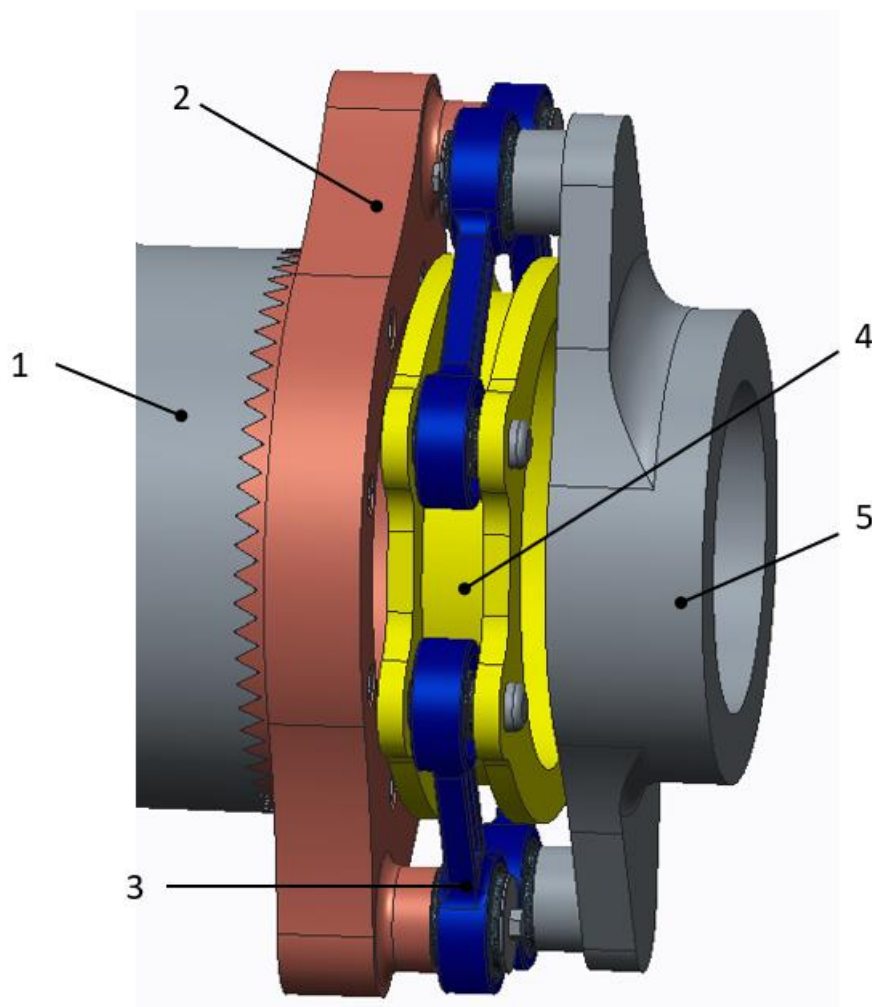
Tabulka 3 - Parametry navrženého motoru



9. Spojka pro přenos momentu

Spojka bude dimenzována, aby nedošlo k jejímu poškození ani při zkratovém momentu motoru. Vzhledem k navrhování na osminásobek jmenovitého momentu je pro běžný provozní stav je tak zaručeno splnění bezpečnosti $k = 8$.

Schéma spojky je na obr. 36. Z rotoru je moment veden přes Hirthovo ozubení na unašeč spojky. Unašeč je opatřen čepy, na kterých jsou upevněny pryžokovové klouby ojnicěk, které jsou na druhé straně připevněny opět přes pryžokovové klouby k paletě. Z palety je moment veden druhým párem ojnicěk přes klouby na čepy unašeče nápravy. Unašeč nápravy již přenáší moment na nápravu, se kterou je spojen pomocí nalisování.

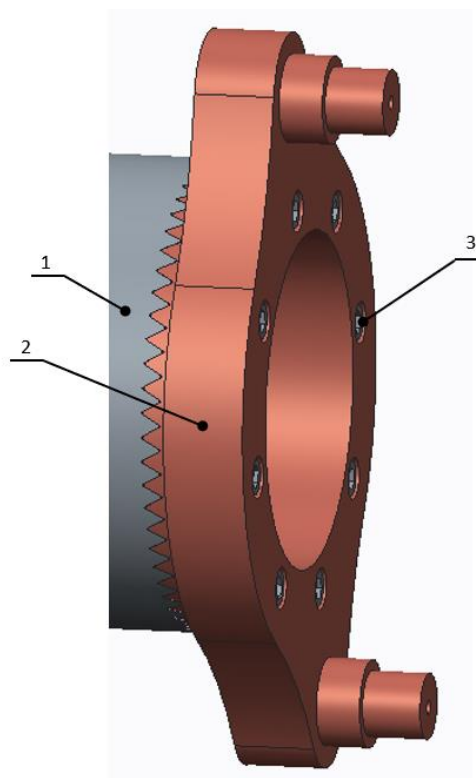


Obrázek 36 - Pružná spojka; 1 - rotor, 2 – unašeč, 3 – ojničky, 4 – paleta, 5 – unašeč nápravy



9.1 Spojení rotoru s unašečem

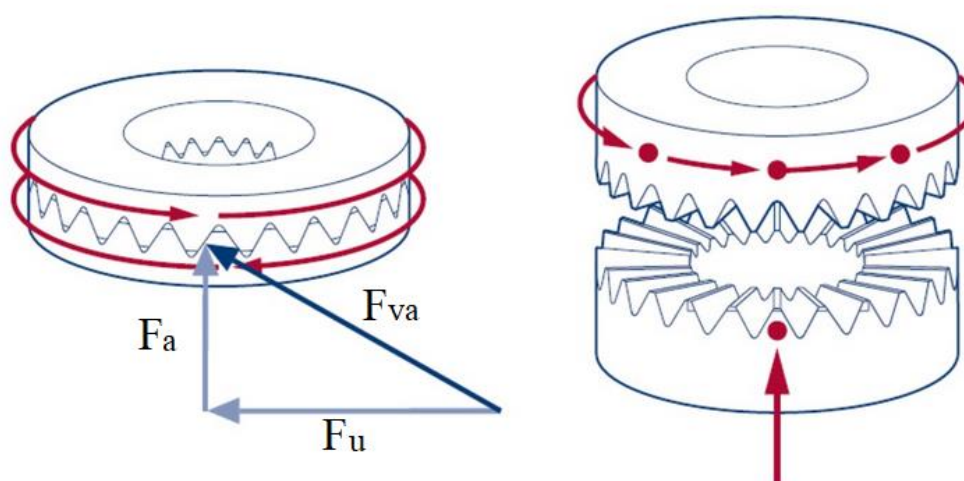
S ohledem na co nejmenší zástavbový prostor jsem se rozhodl ke spojení použít čelní ozubení (obr. 37). Drážkování bude zhotoveno jak na čele rotoru, tak na unašeči ojničkové spojky a axiálně zajištěno 8 šrouby rozmístěnými po obvodu. Rozhodl jsem se použít normalizované Hirthovo ozubení. Na rozdíl od klasického křížového je Hirthovo normalizované a zaujímá celou čelní stranu, čímž je dosaženo nižšího tlaku v ozubení. Pro oceli s tvrzeným povrchem je dovolený tlak $p_D = 80 \div 130 \text{ MPa}$. [46]



Obrázek 37 - Spoj rotoru motoru s unašečem spojky, 1 – rotor, 2 – unašeč, 3 - šrouby

9.1.1 Návrh Hirthova ozubení

Silové poměry v Hirthově ozubení jsou patrné na následujícím obrázku.



Obrázek 38 - Síly v Hirthově ozubení, F_a - axiální síla, F_u – síla působící kolmo na ozubení, F_v – výslednice sil [45]



Z různých variant tvaru Hirthova ozubení jsem se rozhodl pro variantu s vrcholovým úhlem 60° . Vstupní hodnoty, které se dále uplatní pro kontrolní výpočty ozubení jsem shrnul do následující tabulky. [44, 45, 46]

Rozměr	značení	hodnota	jednotka
vnitřní průměr rotoru/unašeče	d	250	mm
vnější průměr rotoru/unašeče	D	320	mm
přenášený moment (zkratový)	M	26 376	Nm
součinitel bezpečnosti	k	2,5	-
počet drážek	i	60	-
aktivní výška ozubení	a	11	mm
součinitel využití drážek	η_z	0,7	-
počet šroubů	n	8	mm
průměr šroubů	D_ξ	12	mm

Tabulka 4 – Vstupní hodnoty pro výpočet

Šířka ozubení:
$$b = \frac{D-d}{2} = 35 \text{ mm} \quad (16)$$

Efektivní kontaktní plocha:
$$A_z = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2 - n \cdot D_\xi^2) \cdot \frac{1,155 \cdot i \cdot a}{\pi \cdot D} \cdot \eta_z = 16\,153 \text{ mm}^2 \quad (17)$$

Axiální síla:
$$F_a = 0,577 \cdot \frac{4 \cdot M}{D+d} = 106\,800 \text{ N} \quad (18)$$

Síla do středu ozubení:
$$F_{va} = k \cdot \frac{2,31 \cdot M}{D+d} = 267\,231 \text{ N} \quad (19)$$

Tlak v ozubení:
$$p = \frac{F_{va} + F_a}{A_z} = 23,2 \text{ MPa} < p_D = 80 \text{ MPa} \quad (20)$$

Tlak v ozubení je menší než tlak dovolený materiálu. Navržený spoj je tedy i při přenosu zkratového momentu vyhovující.

9.1.2 Kontrola čepů unašeče

Nejrizikovější místo na unašeči, které je vhodné kontrolovat jsou čepy. Čepy jsou neprizmatického průřezu a na konci jsou opatřeny vnitřním závitem. Na čepy jsou navlečeny pryžokovové klouby ojnicek, které jsou proti axiálnímu posuvu zabezpečeny pojistnou deskou se šroubem. Namáhání čepů bude tedy ohybové.



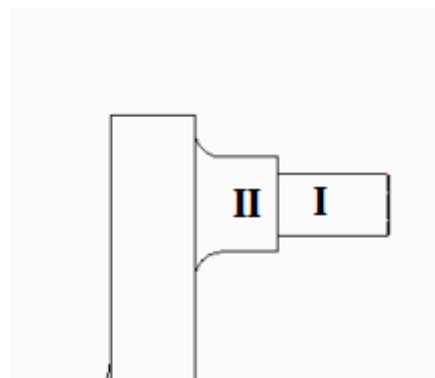
Unašeč je zhotoven jako výkovek. Dovolené ohybové napětí pro materiál budu uvažovat $\sigma_D = 180 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Síla působící na čep

Zkratový moment motoru se přenáší z unašeče na 2 ojničky. Sílu, kterou přenesou, získáme podělením velikosti momentu ramenem, na kterém jsou čepy. Čepy jsou vzdáleny od osy nápravy o rameno $r = 220 \text{ mm}$.

$$\text{Síla působící na 1 ojničku } F = 0,5 \cdot \frac{M_{zkrat}}{r} = 0,5 \cdot \frac{26\,376}{0,22} = 59\,945 \text{ N} \quad (21)$$

Výpočet budu provádět jako pro vetknutý nosník. Nejdříve rozdělím pole na části s prizmatickým průřezem (obr. 39). Vnitřní závit není po celé délce pole I, ale pro snadnější výpočet budu uvažovat závit přes celé pole I, čímž budu stát na straně bezpečnosti a při výpočtu bude nahrazen válcovou dírou o průměru jmenovitého průměru závitu. U pole II bude ze stejného důvodu zanedbán rádius u vetknutí. Při vyšetřování budu postupovat od volného konce. Charakteristické rozměry jsou uvedeny v následující tabulce.



Obrázek 39 - Rozdělení čepu na pole

Rozměr	značení	hodnota	jednotka
vnitřní průměr	$\varnothing d_I$	10	mm
vnější průměr	$\varnothing D_I$	45	mm
vnější průměr	$\varnothing D_{II}$	62	mm
délka	L_I	40	mm
délka	L_{II}	30	mm

Tabulka 5 - Rozměry čepu

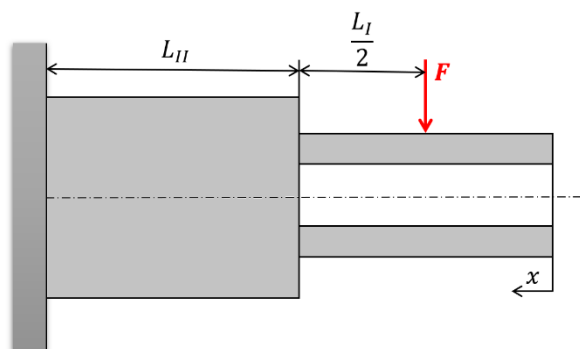


Kontrola namáhání na ohyb v poli I:

Ohybové napětí se vypočte pomocí následujících vztahů:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}; \quad \sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} \quad (22)$$

Znázornění působení síly je na obr. 40.



Obrázek 40 - Namáhání čepu

V intervalu $x \in \left(0; \frac{L_I}{2}\right)$ bude nulový ohybový moment, tedy i napětí.

Pro $x \in \left(\frac{L_I}{2}; L_I\right)$ bude ohybový moment roven: $M_o = F \cdot x$ (23)

Největší ohybový moment bude v místě, kde síla působí na nejdelším rameni, což je ve vzdálenosti $\frac{L_I}{2}$ od působení síly.

Maximální ohybový moment: $M_{o \max} = F \cdot \frac{L_I}{2} = 59\,945 \cdot 20 = 1\,199 \text{ Nm}$ (24)

Modul průřezu mezikruhového profilu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_I^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_I}{D_I}\right)^4\right] = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{10}{45}\right)^4\right] = 8\,924 \text{ mm}^3 \quad (25)$$

Maximální napětí: $\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{119,9}{8924} = 134,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ (26)

Součinitel bezpečnosti: $k = \frac{\sigma_{o \text{ dov}}}{\sigma_{o \max}} = \frac{180}{134,3} = 1,34$ (27)

Bezpečnost v poli I je 1,34. Vzhledem k dimenzování na zkratový moment, který je mimořádným zatížením, ke kterému nemá v běžném provozu dojít, je daná hodnota vyhovující. Pro provozní namáhání, kde bude vystupovat maximální moment, bude bezpečnost zhruba osminásobná, tedy větší než 2,5 a taktéž vyhovující.

Kontrola namáhání na ohyb v poli II:

Výpočet bude obdobný. Největšího ohybového momentu je dosaženo ve vetknutí.

$$M_{o \max} = F \cdot \left(\frac{L_I}{2} + L_{II}\right) = 59\,945 \cdot 50 = 2\,997,3 \text{ Nm} \quad (28)$$



$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{II}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 62^3}{32} = 23\,398 \text{ mm}^3 \quad (29)$$

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{2\,997,3}{23\,398} = 128,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (30)$$

$$k = \frac{\sigma_{o \text{ dov}}}{\sigma_{o \max}} = \frac{180}{128,1} = 1,4 \quad (31)$$

Bezpečnost 1,4 je vyhovující. Všechny části čepu jsou tah z hlediska namáhání ohybem vyhovující.

9.2 Návrh ojníček

Jak bylo již naznačeno, tak spojka využívá 2 páry ojníček, přičemž jeden pár přenáší sílu z duté hřídele na paletu a druhý z palety na nalisovaný unašeč nápravy. Ojníčky (obr. 41) budou vyrobeny jakožto výkovek z oceli C60E (ČSN 12 061) s mezí kluzu $\sigma_k = 345 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Ojníčky jsou namáhány výhradně na tah a vzpěr, případně tah. Síla, kterou přenáší je stejná jako kterou působí na čep, tedy $F = 59\,945 \text{ N}$.



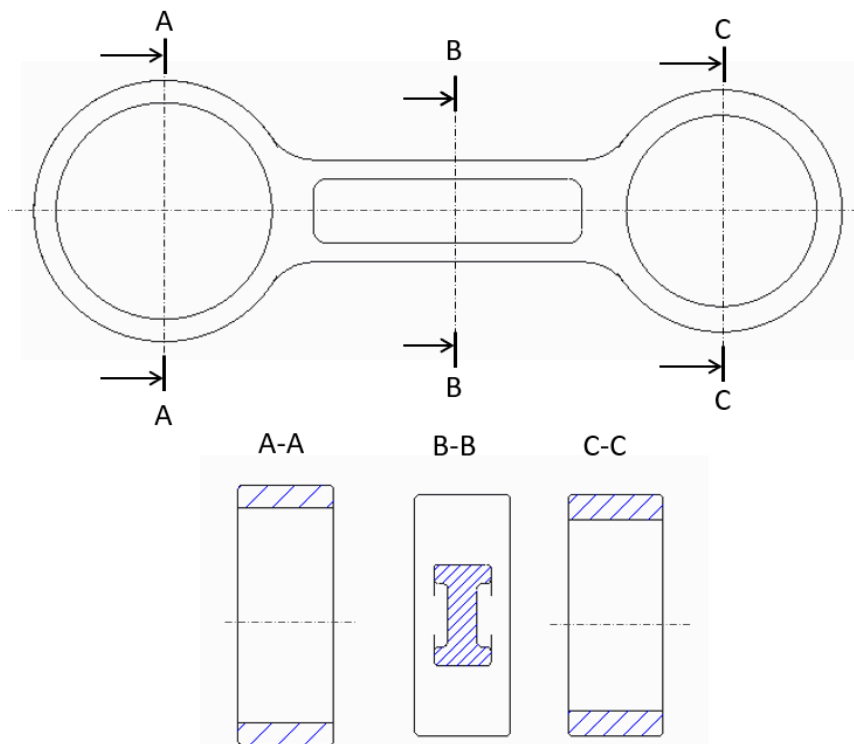
Obrázek 41 - Ojníčka



9.2.1 Tahové namáhání ojníčky

Tahové namáhání ojníček bude ověřováno pro tři místa. Prvním místem bude I profil mezi oky, další pak v místech, kde roviny řezu protínají středy ok (obr. 42)

Plocha v řezu A-A vypočtená v programu Creo Parametric 2.0 je $S_A = 420 \text{ mm}^2$, v řezu B-B $S_B = 350,95 \text{ mm}^2$ a v řezu C-C $S_C = 480 \text{ mm}^2$.



Obrázek 42 - Zobrazení řezů na ojníčce

Nejprve se dopočítají napjatosti v jednotlivých průřezech:

$$\sigma_{A-A} = \frac{F}{S_A} = \frac{59,95}{420} = 142,73 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (32) \quad \sigma_{B-B} = \frac{F}{S_B} = \frac{59,95}{350,95} = 170,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (33)$$

$$\sigma_{C-C} = \frac{F}{S_C} = \frac{59,95}{480} = 124,90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (34)$$

Nyní se dopočte bezpečnost pomocí meze kluzu materiálu:

$$k_{A-A} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{A-A}} = \frac{345}{142,73} = 2,4 \quad (35) \quad k_{B-B} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{B-B}} = \frac{345}{170,81} = 2,0 \quad (36)$$

$$k_{C-C} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{C-C}} = \frac{345}{124,90} = 2,7 \quad (37)$$

Výsledné bezpečnosti jsou větší než minimální požadovaná bezpečnost, ojníčka tedy tahovým namáháním vyhovuje.

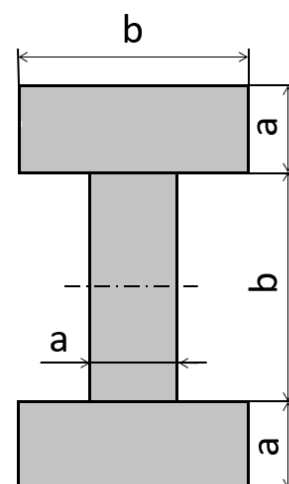


9.2.2 Namáhání ojnice na vzpěr

Vzhledem ke kloubovému uložení konců ojnice se jedná o druhý případ vzpěru. Součinitel vzpěru tak je $k = 1$. Při výpočtu vzpěru budu uvažovat I profil, jak je zobrazen v řezu B-B, ale pro zjednodušení výpočtu zanedbám zaoblení (obr. 43). Délku profilu budu uvažovat od středu ok, tedy $l = 175,5 \text{ mm}$. Uvažované rozměry profilu jsou uvedeny v následující tabulce.

Rozměr	hodnota	jednotka
b	18	mm
a	6	mm

Tabulka 6 - Rozměry I profilu



Obrázek 43 - Uvažovaný I-profil bez zaoblení

Pro tento profil je nejprve nutné vypočítat kvadratický moment průřezu. Zadaný I-profil se rozdělí na dílčí elementy, tedy 3 obdélníky. Jelikož neleží těžiště elementů na jedné vodorovné ose, tak se aplikuje Steinerova věta pro výpočet kvadratických momentů dílčích elementů. Kvadratický moment elementu je roven součinu plochy elementu a kvadrátu vzdálenosti od vodorovné osy symetrie. Výsledný vztah je součtem dílčích kvadratických momentů.

$$\begin{aligned} \text{Kvadratický moment:} \quad J_{min} &= \frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 + 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3 + a \cdot b \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2} \right)^2 \right] = \\ &= 34\,668 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (38)$$

$$\text{Plocha průřezu:} \quad A = 3 \cdot a \cdot b = 3 \cdot 6 \cdot 18 = 324 \text{ mm}^2 \quad (39)$$

$$\text{Poloměr kvadratického momentu průřezu:} \quad i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{34\,668}{324}} = 10,34 \quad (40)$$

Před výpočtem štíhlostního poměru λ je nutné zjistit mezní štíhlostní poměr pro daný materiál λ_m . Pro legovanou ocel je tato hodnota $\lambda_m = 0,86$. [32]

$$\text{Štíhlostní poměr:} \quad \lambda = \frac{L}{i_{min}} = \frac{175,5}{10,34} = 16,97 < \lambda_m \quad (41)$$

Štíhlostní poměr je menší než mezní štíhlostní poměr, jedná se tedy o nepružný vzpěr. Dále bude počítána bezpečnost na vzpěr podle Tetmajerova vztahu, který reprezentuje



přímkovou závislost v oblasti plastických deformací. Vtah pro kritickou napjatost σ_{kr} se dohledá v závislosti na materiálu a štíhlostním poměru.

$$\text{Kritická napjatost: } \sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot \lambda = 589 - 3,82 \cdot 16,97 = 524,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (42)$$

$$\text{Kritická síla (Tetmajer): } F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot A = 524,3 \cdot 345 = 181 \text{ kN} \quad (43)$$

$$\text{Součinitel bezpečnosti při vzpěru: } k_v = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{181}{59,95} = 3 \quad (44)$$

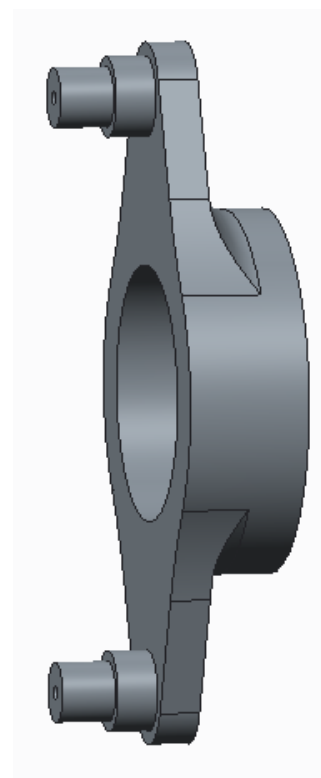
Výsledná bezpečnost ojnicěk při namáhání na vzpěr je naprosto vyhovující.

9.3 Unašeč nápravy

Rozměry čepů unašeče nápravy jsou totožné s rozměry čepů unašeče rotoru. Jsou umístěny na stejném rameni, tedy i namáhány stejnými silami. Proto nebudou počítány.

9.3.1 Nalisování na nápravu

Unašeč (obr. 44) bude na nápravu nalisován. Od nalisovaného spoje je požadováno, aby byl schopen přenést hnací moment na nápravu bez toho, aby se jakkoli pootočil. Při návrhu lisovaného spoje je nutno znát vlastnosti obou materiálů. Materiálem obou elementů je opět ocel s modulem pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Materiálem unašeče jsem zvolil ocel E295 (ČSN 11 500) s minimální mezí kluzu $\sigma_k = 260 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Materiálem nápravy je ocel 25CrMo4 s mezí kluzu $\sigma_k = 420 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

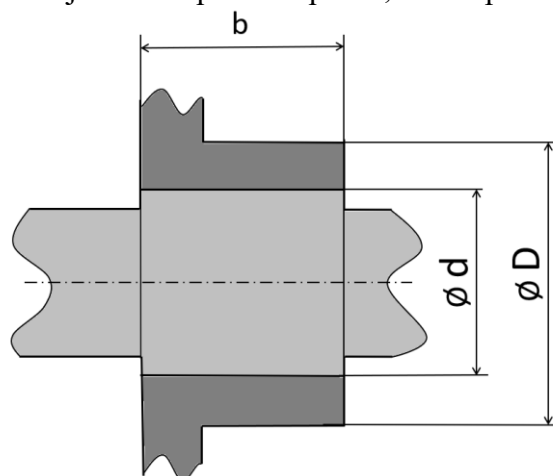


Obrázek 44 - Unašeč nápravy



Koeficient tření mezi unašečem a nápravou závisí na materiálu obou elementů. Pro spojení typu ocel-ocel budu uvažovat $f = 0,12$. Nejnižší bezpečnost prvků, které přenáší zkratový moment až na unašeč nápravy byla 1,34. Proto budu počítat lisovaný spoj (obr. 45) se součinitelem bezpečnosti 1,4 vůči zkratovému momentu. Menší dovolené napětí bude pro unašeč:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_k}{k} = \frac{260}{1,4} = 185,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (45)$$



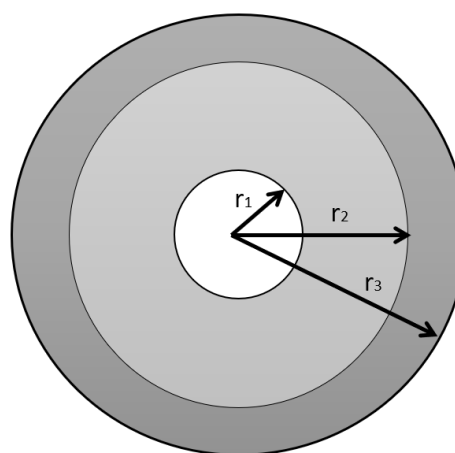
Obrázek 45 - Rozměry unašeče na nápravě

Rozměry lisovaného spoje jsou shrnuty v následující tabulce.

Rozměr	hodnota	jednotka
$\varnothing d$	190	mm
$\varnothing D$	270	mm

Tabulka 7 - Rozměry unašeče na nápravě

Výpočet maximálního dovoleného tlaku ve stykových plochách. Pro zjednodušení a větší přehlednost výpočtových vztahů využiji analogii k teorii silnostěnných nádob (obr. 46), kde $r_2 = \frac{d}{2}$ a $r_3 = \frac{D}{2}$.



Obrázek 46 - Silnostěnná nádoba

$$p_{2D} \leq \frac{\sigma_D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] = \frac{185,7}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{95}{135} \right)^2 \right] = 46,87 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (46)$$

Potřebnou délku lisovacího spoje je možné odvodit z následujících vztahů, při uvažování maximálního dovoleného tlaku v nalisování.

Maximální přenesený moment: $M_k = p_2 \cdot S_2 \cdot f \cdot r_2 \quad (47)$

Plocha lisovaného spoje: $S_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b \quad (48)$



Z toho lze vyjádřit potřebnou délku spoje následným vztahem:

$$b = \frac{M_k}{p_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_2) \cdot f \cdot r_2} = \frac{26\,376}{46,87 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 95) \cdot 0,12 \cdot 95} = 82,7 \text{ mm} \quad (49)$$

Navržená délka spoje 82,7 mm odpovídá bezpečnosti 1,4, volím délku 85 mm.

Pro výpočet potřebného přesahu Δr_2 nalisování se nejprve musí dopočítat konstanta pro unašeč a konstanta pro nápravu. Necht' K^I je konstantou nápravy a K^{II} konstantou unašeče.

$$K^I = -p_2 = -46,87 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (50)$$

$$K^{II} = \frac{p_2 \cdot r_2}{r_3^2 - r_2^2} = \frac{46,87 \cdot 95}{135^2 - 95^2} = 48,40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (51)$$

$$\Delta r_2 = \frac{2 \cdot r_2}{E} (K^{II} - K^I) = \frac{2 \cdot 95}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (48,40 + 46,87) = 0,086 \text{ mm} \quad (52)$$

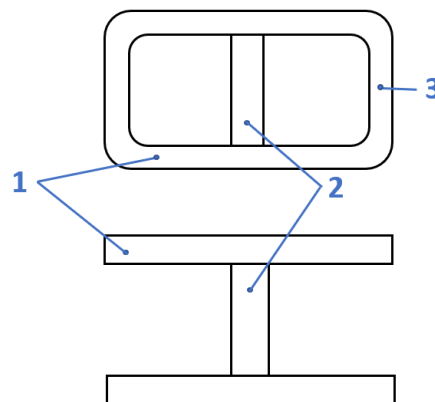
Další důležitý údaj je potřebná velikost lisovací síly F_{lis} , která je potřeba pro nalisování unašeče na nápravu.

$$F_{lis} = p_2 \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot f = 46,87 \cdot \pi \cdot 190 \cdot 85 \cdot 0,12 = 285,4 \text{ kN} \quad (53)$$

9.4 Upevnění motoru k rámu podvozku

9.4.1 Vnitřní rámy

V dnešní době se stávají podvozky s vnitřním rámem trendem. Hlavní důvodem jejich použití v konstrukci kolejových vozidel je požadavek na nižší hmotnost. Tím lze snížit nápravové zatížení a příznivě ovlivnit opotřebení a poškození kol a kolejnic. Rozlišují se dva základní typy prostorového uspořádání rámu podvozku (obr. 47). Rám s uzavřeným půdorysem je tuhý, s půdorysem otevřeným (H-rám) je poddajnější. Jelikož jsou nápravová ložiska z vnitřní strany rámu, tak je náprava kratší o vnější ložiskový čep. Nevýhoda vnitřního rámu nastává, když je potřeba vyměnit nápravová ložiska. Je při tom nutné slisovat kola. Ideální případ je, když je nutná výměna ložiska až v okamžiku, kdy je potřeba vyměnit i kolo, které

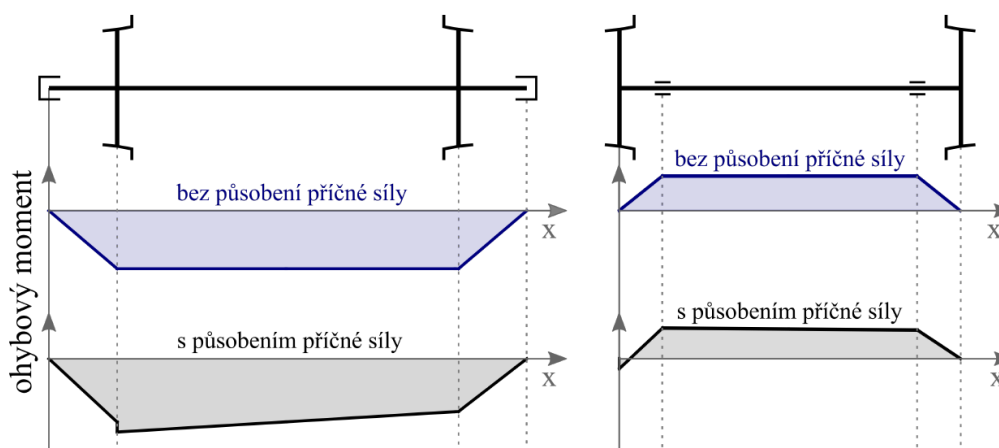


Obrázek 47 - Uzavřený profil (horní) a otevřený profil vnitřního rámu (dolní); 1 - podélník, 2 - příčník, 3 - čelník [43]



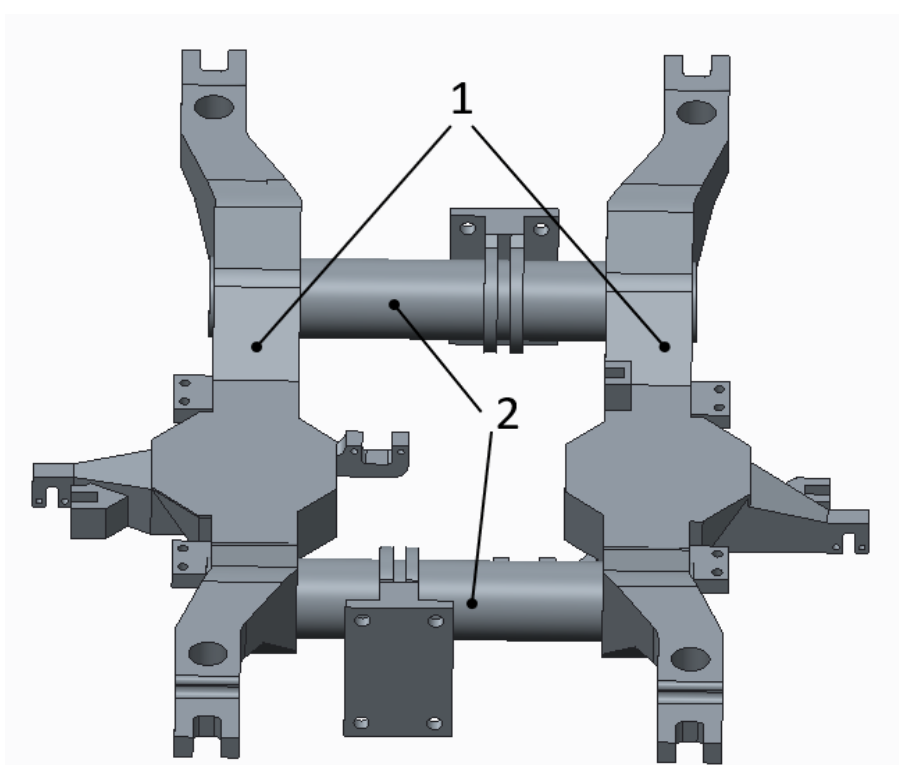
dosáhlo minimálního průměru vlivem ojetí a průběžných reprofilací. Dimenzování ložisek je tedy vhodné věnovat větší pozornost.

V důsledku rozdílného umístění ložisek oproti vnějšímu rámu, je i rozdílné namáhání nápravy ohybovým momentem (obr. 48). Na obrázku je zachycen průběh momentu při svislém zatížení nápravových ložisek jednak ve statické poloze bez působení příčné síly a pro případ s působením příčné síly. [42, 43]



Obrázek 48 - Průběh ohybového momentu u vnějšího rámu (nalevo) a u vnitřního rámu (vpravo) [42]

Aby nebyl motor upevněn na příliš velkém rameni vůči rámu a abych nemusel použít profil s čelníky, který by byl těžší, rozhodl jsem se pro tzv. dvojité H-rám (obr. 49). Tedy rám tvořený dvěma podélníky a dvěma příčnicí zhotovenými z trubek.



Obrázek 49 - Model rámu; 1 - podélníky, 2 - příčnicí



9.4.2 Dimenzování upevnění motoru

Trubka příčnicku, ke které je upevněn trakční motor, bude namáhána krutem a ohybem.

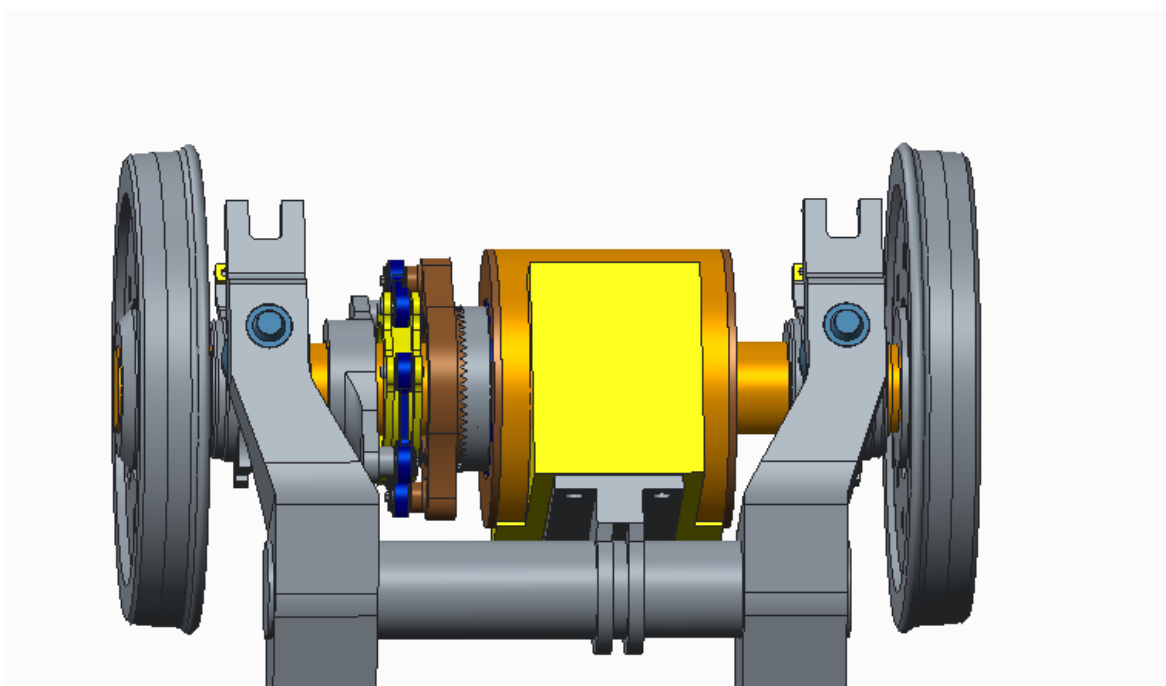
Namáhání ohybem způsobuje hmotnost motoru a jeho zrychlení ve svislém směru. Spolu s hmotností spojky jsem váhu vyčíslil na 460 kg. Namáhání na krut je způsobeno nejen momentem motoru, ale také tíhou motoru, který je umístěn na rameni. Parametry příčnicku jsou uvedeny v následující tabulce.

Rozměr	značení	hodnota	jednotka
vnitřní průměr	d	170	mm
vnější průměr	D	200	mm
délka mezi podélníky	L	710	mm

Tabulka 8 - Parametry příčnicku

Pro dynamické namáhání rámu od hmotnosti motoru budu počítat se svislým zrychlením pohonu, kde se uplatňují násobky gravitačního zrychlení g . Proto uplatním dle [6] hodnotu $-3g$. Pro namáhání od momentu motoru využiji výše uvedený zkratový moment motoru. [6]

Motor bude přišroubován k desce držáku (obr. 49). Celý držák bude navařen na příčník.



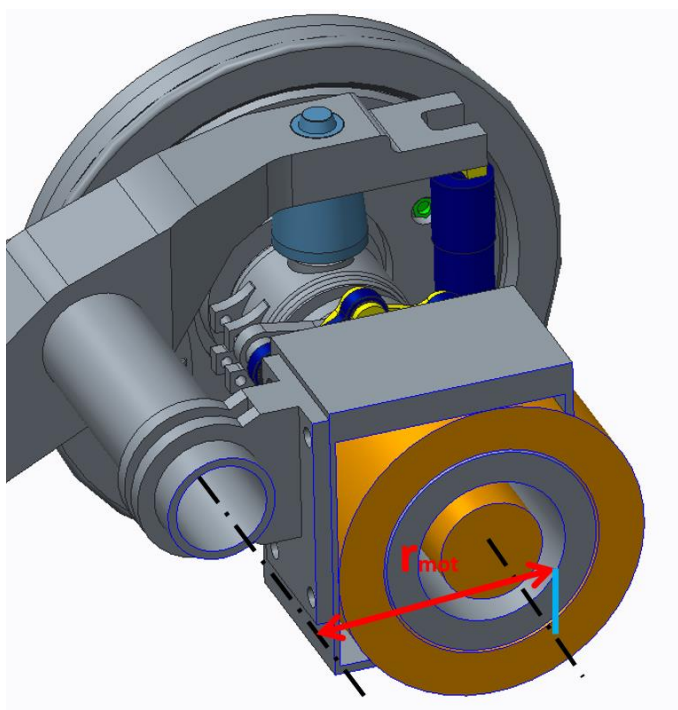
Obrázek 49 - Uchycený motor na příčník rámu podvozku



Svislé zatížení od pohonu:

$$F_z = 3 \cdot g \cdot m = 3 \cdot 9,81 \cdot 460 = 13,54 \text{ kN} \quad (54)$$

Rameno, na kterém je umístěn motor je vodorovná vzdálenost těžiště motoru od osy příčnicku (obr. 50). Těžiště motoru se nachází mezi osou trubky a osou rotoru. Při počítání ramena r_{mot} , jako vodorovné vzdálenosti osy trubky od osy rotoru, budu stát na straně bezpečnosti. Hodnota získaná z modelu je $r_{mot} = 473 \text{ mm}$. Tuto hodnotu by bylo možné zmenšit použitím konstrukce rámu, která má příčnick blíže k ose nápravy-



Obrázek 50 - Upevnění motoru v řezu

Krouticí moment od váhy motoru:

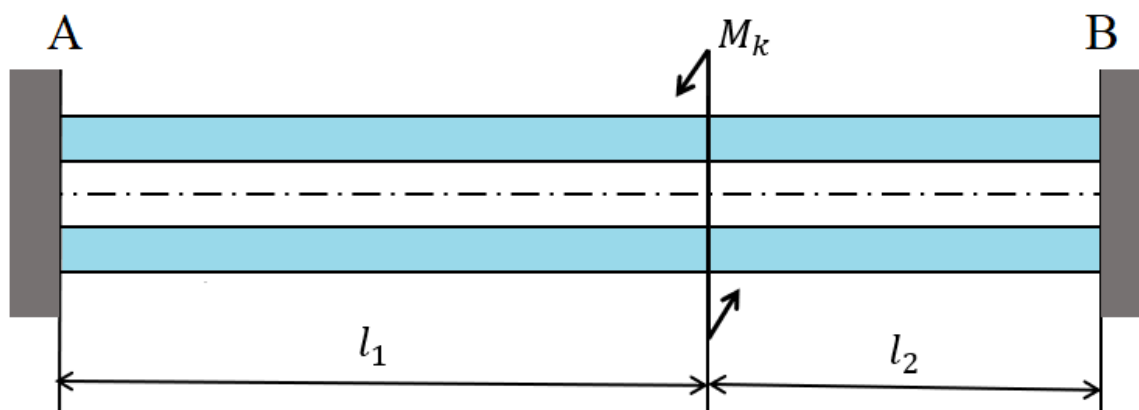
$$M_{k \text{ váhy}} = F_z \cdot r_{mot} = 13\,540 \cdot 0,473 = 6\,404 \text{ Nm} \quad (55)$$

Celkový krouticí moment na příčnick:

$$M_{celk} = M_{zkrat} + M_{k \text{ váhy}} = 26\,376 + 6\,404 = 32\,780 \text{ Nm} \quad (56)$$



Namáhání jak ohybovým, tak krutícím momentem (obr. 51) je počítáno do středu upevnění.



Obrázek 51 - Namáhání příčnicku mezi dvěma podélníky

Délky jednotlivých částí od podélníku, které vymezují pole I a II jsou v následující tabulce.

Rozměr	hodnota	jednotka
l_1	472	mm
l_2	238	mm

Tabulka 9 - Rozměry příčnicku

Při dimenzování trubky příčnicku budou ve výpočtech používat hodnotu dovoleného napětí (pro výpočet redukovaného napětí) $\sigma_{dov} = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Modul pružnosti ve smyku je $G = 81\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Nejprve se dopočte polární kvadratický moment plochy příčnicku J_p , průřezový modul v krutu W_k a průřezový modul v ohybu W_o .

$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} (200^4 - 170^4) = 75\,083\,083 \text{ mm}^4 \quad (57)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 200^3}{16} \left[1 - \left(\frac{170}{200} \right)^4 \right] = 750\,830 \text{ mm}^3 \quad (58)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 200^3}{32} \left[1 - \left(\frac{170}{200} \right)^4 \right] = 375\,415 \text{ mm}^3 \quad (59)$$

Nyní pro podélník, jakožto vetknutý nosník s vetknutím v místě A a místě B zavedu momentovou rovnováhu. $M_A + M_B - M_K = 0$. Jedna statická rovnice a dvě neznámé, tedy zadaná úloha je 1x staticky neurčitá. Proto uvolním vetknutí příčnicku ve vetknutí B a zavedu



deformační podmínku, že natočení v místě B bude nulové, tedy $\varphi_B = 0$. Nyní se vyjádří vztah pro natočení v místě B a následně se z něj získá velikost reakčního momentu M_B .

$$\varphi_B = \frac{M_B \cdot l_2}{G \cdot J_P} + \frac{(M_B - M_k) \cdot l_1}{G \cdot J_P} \quad (60)$$

$$M_B = M_k \cdot \frac{l_1}{l_2 + l_1} = 32\,780 \cdot \frac{472}{238 + 472} = 21\,792 \text{ Nm} = M_{k2} \quad (61)$$

$$M_A = M_k - M_B = 32\,780 - 21\,792 = 10\,988 \text{ Nm} = M_{k1} \quad (62)$$

Pro určení redukovaného napětí je potřeba spočítat napětí od krutu τ :

$$\tau_1 = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{10\,988\,000}{750\,830} = 15 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (63)$$

$$\tau_2 = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{21\,792\,000}{750\,830} = 29 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = \tau_{max} \quad (64)$$

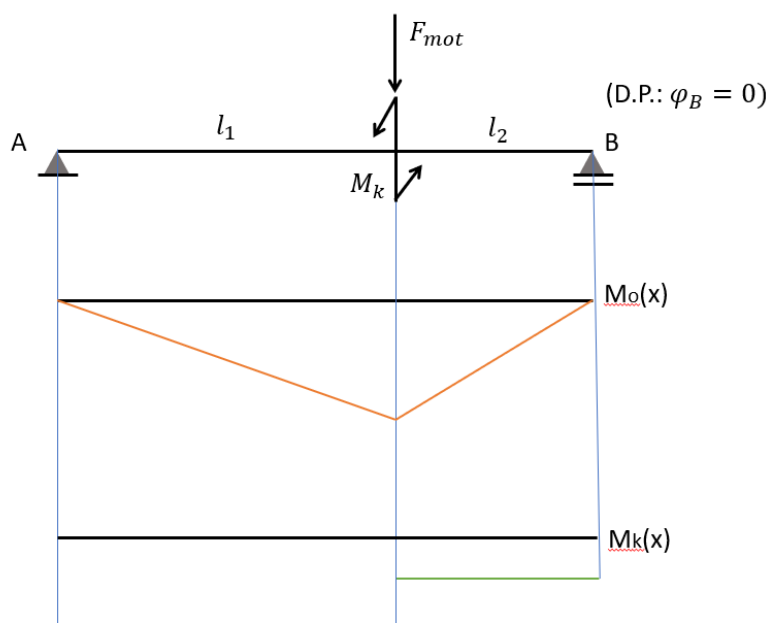
Pro jištění maximálního ohybového momentu $M_{o\,max}$ je nutné vyjádřit reakční sílu alespoň v jednom vetknutí. Pak z vlastnosti průběhu ohybového momentu se dopočte maximum ohybového momentu.

$$R_A = \frac{F \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{13\,540 \cdot 0,472}{0,472 + 0,238} = 9 \text{ kN} \quad (65)$$

$$M_{o\,max} = R_A \cdot l_1 = 9 \cdot 0,472 = 4\,248 \text{ Nm} \quad (66)$$

$$\sigma_{o\,max} = \frac{M_{o\,max}}{W_o} = \frac{4\,248\,000}{375\,415} = 11,32 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (67)$$

Pro stanovení bezpečnosti při kombinovaném namáhání jsou zavedeny následující předpoklady. Vše se odehrává v oblasti malých deformací, které nemají podstatný vliv na geometrickou linearitu a platí Hookeův zákon. Poté lze použít princip superpozice. Průběh ohybového momentu a krutu je znázorněn na obr. 52.



Obrázek 52 - Průběh ohybového momentu a krutu na příčniku

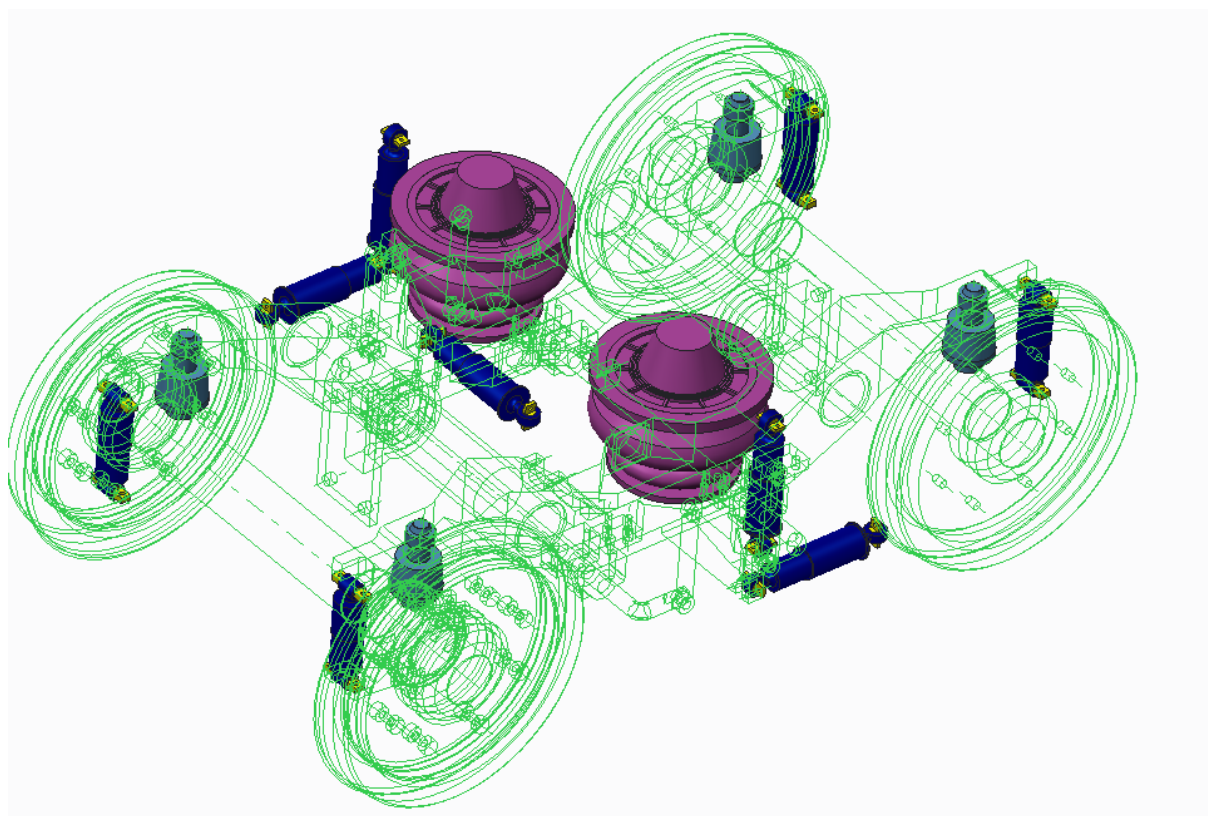
Z průběhu krutu a ohybového momentu vyplývá, že nejvíce namáhané místo v kombinaci ohybu s krutem je místo uchycení motoru na příčník. K výpočtu redukovaných napětí využijí pevnostní teorii τ_{max} , která stojí více na straně bezpečnosti oproti energetické (HMH). [58]

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2_{max} + (2 \cdot \tau_{max})^2} = \sqrt{11,32^2 + (2 \cdot 29)^2} = 59,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (68)$$

Kombinovaná bezpečnost příčniku pro uchycení motoru $k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{RED}} = \frac{100}{59,1} = 1,69$ je dostačující.

10. Návrh vypružení

Pro příměstské jednotky bývá významný rozdíl v hmotnosti v prázdném a plném stavu. Proto se často volí dvoustupňové svislé vypružení se vzduchovými pružinami ve druhém stupni (obr. 53). Cílem je navrhnout vypružení tak, aby ho měly všechny podvozky jednotky stejné a případně se lišili jen detaily. Proto celková tuhost vypružení bude navržena pro nejtěžší vůz a bezpečnost proti vykolejení bude kontrolována pro vůz nejlehčí. Z dále uvedené hmotnostní analýzy vyplývá, že nejtěžším vozem jednotky bude řídicí vůz.



Obrázek 53 - Umístění pružin a tlumičů v podvozku

V primárním stupni vypružení uvažuji vedení dvojkolí kyvným ramenem a použití pryžokovových pružin. V sekundárním stupni počítám s použitím sériově řazené nouzové pružiny s pružinou vzduchovou. Dále počítám s použitím tlumičů pro primární vypružení, řazených paralelně k pružinám a pro sekundární taktéž řazených paralelně k pružinám. Pro pohyb v příčném směru počítám s jedním tlumičem a pro tlumení vrtění jeden tlumič na každé straně podvozku.



10.1 Hmotnostní analýza

Hmotnostní analýza bude provedena na základě toho, kolikrát je daná hmota vypružená a o jaký typ vozu se jedná. Jak bude dále uvedeno, na elektrické jednotce je použitý čelní vůz a dva typy vozů vložených. Hmotnosti skříně jednotlivých vozů byly odhadnuty na základě porovnání s obdobnými jednotkami. Váha podvozků byla stanovena na základě 3D modelu. U dílů, které nebyly přesně vymodelovány, jako je rám podvozku, byla hmotnost odhadnuta, jiné byly převzaty z 3D modelu, Hmotnost jednotlivých vozů a a podvozku jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Hmotnosti podvozku		
Hmoty	hodnota	jednotka
Nevypružená	3200	kg
1. vypružená	3600	kg
celková	6800	kg

Tabulka 10 - Hmotnosti podvozku

Hmotnosti jednotlivých typů vozů		
Vůz a stav vozu	hodnota	jednotka
řídící prázdný	43,34	t
řídící plný	52,01	t
1. vložený prázdný	40,95	t
1. vložený plný	50,22	t
2. vložený prázdný	40,95	t
2. vložený plný	50,14	t

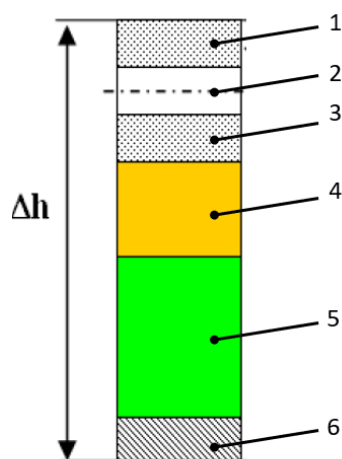
Tabulka 11 - Hmotnosti vozů

Hmotnosti plných vozů byly stanoveny dle typových výkresů (viz. příloha 2,3,4) podle počtu sedadel a plochy na stání. Počítáno bylo s cestujícím o hmotnosti 80 kg a plošnou hustotou obsazení ploch ke stání 2 osoby na m².

Pro srovnání váha podvozku FLEXX Eco elektrické příměstské jednotky Bombardier Aventura ve Velké Británii, která má vnitřní H rám je 4,6 t bez pohonného agregátu a váha nevypružených hmot je 2,7 t. [48]

10.2 Požadavky na výšku nárazníků a spřáhla

Aby bylo možné spřahovat i různě zatížené vozy, je definována výšková poloha, ve které se musí nacházet osa spřáhla či nárazníků (obr. 54). Tato výška se počítá vždy od temene kolejnice. Maximální hodnota nad T.K. je 1065 mm a minimální výška 980 mm nad T.K. Výrobci předepisovaná výška nárazníků je 1060_{-5}^{+5} mm.



Obrázek 54 - Toleranční pole nárazníků osobních vozů s pneumatickým vypružením [49]

1,3 – Tolerance výškové polohy rámu vozidla vlivem necitlivosti regulačních ventilů **max ± 10 mm**

2 – Tolerance polohy osy nárazníků na hlavním rámu **10 mm**

4 – Prostor pro dynamickou deformaci vzduchového vypružení, zdola omezen opěrkami nouzového vypružení **20 mm**

5 – Využitelná statická deformace vypružení účinkem tíhy užitečného zatížení pro primární a nouzové sekundární vypružení, zabezpečující bezpečný nouzový provoz vozidla **25 ÷ 35 mm**

6 – Rezerva na ojetí kol a opotřebení částí pružicích prvků, mající vliv na výšku nárazníků, v období do následného výškového stavění vozové skříně **5 ÷ 10 mm**

Po analýze je zřejmé, že maximální statická deformace pro pružiny primárního vypružení a nouzové pružiny sekundárního vypružení je $z_u = 25 \div 30 \text{ mm}$. Při výpočtech minimální tuhosti budu uvažovat statické sesednutí $z_u = 30 \text{ mm}$.

$$k_{z \min} = \frac{G_{u\check{z}}}{z_u} = \frac{m_{u\check{z}} \cdot g}{z_u} \leq k_{zv} \quad (69) \quad k_{zv} = \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{k_{z1} + k_{z2}} \quad (70)$$

$$m_{u\check{z}} = m_{pL} - m_{pV} = 52\,010 - 43\,340 = 8\,670 \text{ kg} \quad (71)$$

$$k_{z \min} = \frac{m_{u\check{z}} \cdot g}{z_u} = \frac{8\,670 \cdot 9,81}{0,03} = 2\,835\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (72)$$

10.3 Svislá tuhost vypružení

Při návrhu svislé tuhosti vypružení je nutné volit poměr tuhostí tak, aby bylo dosaženo vhodných frekvencí svislých kmitů. Tyto kmity se nejvíce podílí na komfortu přepravovaných osob během jízdy a je potřeba je vhodně naladit. Pro vozy na železnici, kde se předpokládá delší čas strávený ve vozidle by se frekvence měla pohybovat v rozmezí $1 \div 1,2 \text{ Hz}$. Frekvence výrazně pod 1 Hz mohou vyvolávat pocit „mořské nemoci“. Vyšší frekvence jsou přípustěny např. pro tramvajová vozidla, kde se nepředpokládá delší čas strávený ve vozidle.

Dalším parametrem svislého vypružení je frekvence protiběžných kmitů. Je nežádoucí, aby docházelo k rezonanci s ohybovými kmity vozové skříně, které se pohybují v rozmezí $6,5 \div 8 \text{ Hz}$. Proto by frekvence protiběžných kmitů měla být vyšší, než frekvence ohybových kmitů skříně. Při minimální tuhosti dle vztahu (66) se frekvence protiběžných kmitů pohybuje



v rozmezí $6,1 \div 6,4 \text{ Hz}$ při činnosti vzduchových pružin a v okolí $6,8 \div 6,9 \text{ Hz}$ pro nouzové vypružení. Z těchto důvodů bude tuhost v nouzovém stavu zvýšena o $\sim 90 \%$ oproti požadavku na polohu nárazníků. [49, 50]

$$k_{zV \min} = 1,9 \cdot 2\,835\,090 = 5\,386\,500 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (73)$$

Pro rozdělení tuhostí mezi primárním a sekundárním stupněm bude využito vztahů pro optimalizaci vypružení dle [51]. V případě vypružení s tlumičem v primárním i sekundárním vypružení není možné provádět optimalizaci analyticky. Proto bude využito vztahů pro optimalizaci vypružení s tlumičem pouze ve druhém stupni vypružení. Takovéto řešení je vhodné, jelikož při zapojení tlumiče i do primárního vypružení nedojde k znehodnocení průběhů přenosových funkcí. [50, 51]

Střední hmotnostní poměr se pro vozidla, kde se výrazněji mění m_2 je dán vztahem:

$$\mu_{stř} = \frac{2 \cdot m_1}{m_{2 \text{ PV}} + m_{2 \text{ PL}}} = \frac{2 \cdot 3\,600}{29\,730 + 38\,400} = 0,106 [-] \quad (74)$$

Pro optimální rozdělení tuhostí se dále uplatní vztah:

$$\gamma_{2opt.} = \left(\frac{k_{z1}}{k_{z2}} \right)_{opt.} = 2 + \frac{2 \cdot m_1}{m_{2 \text{ PV}} + m_{2 \text{ PL}}} = 2 + \mu_{stř} \quad (75)$$

Nyní se určí celková tuhost primárního vypružení:

$$k_{z1} \geq (1 + \gamma_{2opt.}) \cdot k_{zV \min} = (3 + \mu_{stř}) \cdot k_{zV \min} \quad (76)$$

$$k_{z1} = (3 + 0,106) \cdot 5\,386\,500 = 16\,728\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (77)$$

Primární vypružení je tvořeno na každém podvozku čtyřmi pružinami. Tuhost jedné pružiny tedy bude:

$$k_{z1_{1pruz}} = \frac{k_{z1}}{8} = 2\,091\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (78)$$

Celková tuhost sekundárního vypružení v nouzovém stavu je dána vztahem:

$$k_{z2_{nouz}} \geq \frac{(1 + \gamma_{2opt.}) \cdot k_{zV \min}}{\gamma_{2opt.}} = \frac{(3 + \mu_{stř}) \cdot k_{zV \min}}{(2 + \mu_{stř})} \quad (79)$$

$$k_{z2_{nouz}} = \frac{(3 + 0,106) \cdot 5\,386\,500}{(2 + 0,106)} = 7\,944\,400 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (80)$$



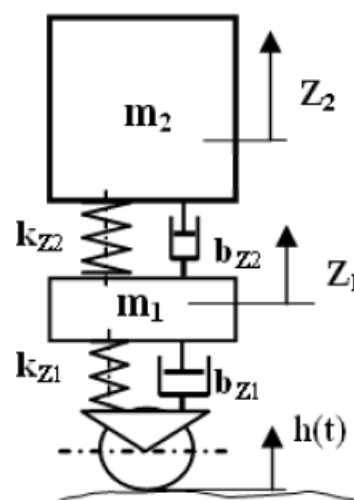
Sekundární vypružení je tvořeno na každém podvozku dvěma pružinami. Tuhost jedné pružiny pro nouzový stav bude:

$$k_{z2_nouz_1pruz} = \frac{k_{z2}}{4} = \frac{7\,944\,400}{4} = 1\,986\,100 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (81)$$

10.4 Výpočet vlastních frekvencí vypružení a ladění vzduchových pružin

Nyní budou navoleny tuhosti pro membránovou pružinu, aby se frekvence svislých kmitů pohybovala v rozmezí nad 1 Hz.

Při výpočtu vlastních frekvencí budu vycházet z modelu dvouhmotové soustavy (obr. 55). Při splnění podmínky, že poměrné útlumy prvního stupně δ_1 a druhého stupně δ_2 budou v rozsahu 20 ÷ 30 % kritického tlumení, je možné použít vztahy pro netlumenou soustavu. [51]



Obrázek 55 - Model dvouhmotové soustavy [49]

Dvouhmotová soustava je popsána pohybovými rovnicemi:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{z1} + b_{z2} & -b_{z2} \\ -b_{z2} & b_{z2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{z1} + k_{z2} & -k_{z2} \\ -k_{z2} & k_{z2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} b_{z1} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{h}(t) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{z1} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} h(t) \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (82)$$

Nyní položím tlumící konstanty b_{z1} a b_{z2} rovny nule a obdržím charakteristický polynom:

$$\lambda^4 m_1 m_2 + \lambda^2 [m_1 k_{z2} + m_2 (k_{z1} + k_{z2})] + k_{z2} k_{z1} = 0 \quad (83)$$



ze kterého obdržíme vztah pro frekvenci souběžných kmitů f_{z1} a protiběžných f_{z2} :

$$f_{1z,2z} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1} \pm \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_1 \cdot m_2}}} \quad (84)$$

Pro sériově řazenou pružinu je celková tuhost sekundárního vypružení dána vztahem:

$$k_{z2} = \frac{k_{z2_nouz} \cdot k_{z2_vzduch}}{k_{z2_nouz} + k_{z2_vzduch}} \quad (85)$$

Laděním, kde jsem se postupnými aproximacemi přiblížil požadovaným frekvencím, jsem naladil sekundárního vypružení pro daný stav.

Tuhost jedné vzduchové pružiny pro prázdný vůz je $k_{z2_vzduch_1pr} = 450\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

V sériovém zapojení s nouzovou pružinou je pak tuhost:

$$k_{z2_1pr} = \frac{k_{z2_nouz_1pr} \cdot k_{z2_vzduch_1pr}}{k_{z2_nouz_1pr} + k_{z2_vzduch_1pr}} = \frac{1\,986\,100 \cdot 450\,000}{1\,986\,100 + 450\,000} = 366\,875 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (86)$$

Výsledná tuhost sekundárního vypružení při prázdném stavu:

$$k_{z2} = 4 \cdot k_{z2_1pr} = 4 \cdot 366\,875 = 1\,467\,500 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (87)$$

a tuhost jedné vzduchové pružiny pro plný vůz je $k_{z2_vzduch_1pr} = 570\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

Tuhost sériovém zapojení s nouzovou pružinou:

$$k_{z2_1pr} = \frac{k_{z2_nouz_1pr} \cdot k_{z2_vzduch_1pr}}{k_{z2_nouz_1pr} + k_{z2_vzduch_1pr}} = \frac{1\,986\,100 \cdot 570\,000}{1\,986\,100 + 570\,000} = 442\,892 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (88)$$

Výsledná tuhost sekundárního vypružení pro plný stav:

$$k_{z2} = 4 \cdot k_{z2_1pr} = 4 \cdot 442\,892 = 1\,771\,570 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (89)$$

Výsledné tuhosti primárního a sekundárního vypružení pro frekvenční analýzu jsou uvedeny v následující tabulce.



Stav vypružení	Stav ložení	k_{z1} [N.m ⁻¹]	k_{z2} [N.m ⁻¹]
Nouzové vypružení	Prázdný	16 728 000	7 944 400
	Plně obsazený	16 728 000	7 944 400
Činnost vzduchových pružin	Prázdný	16 728 000	1 467 500
	Plně obsazený	16 728 000	1 771 570

Tabulka 12 - Tuhosti vypružení

Za využití vztahu (78) byly dopočteny jednotlivé frekvence, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Stav vypružení	Stav ložení	f_{1z} [Hz]	f_{2z} [Hz]
Nouzové vypružení	Prázdný	2,11	9,44
	Plně obsazený	1,87	9,42
Činnost vzduchových pružin	Prázdný	1,07	8,01
	Plně obsazený	1,02	8,08

Tabulka 13 – Výsledné frekvence souběžných a protiběžných kmitů

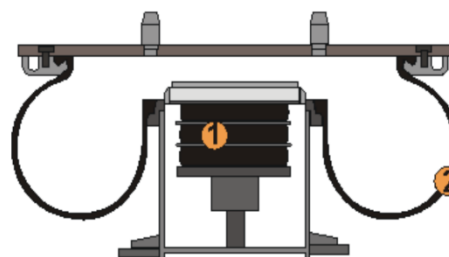
Pro stav, kdy jsou vzduchové pružiny v činnosti závisí tuhost pružiny na objemu a tlaku. Tlak je dán efektivní plochou pružiny a zatížením, jediná možnost regulace je tedy pomocí přidavných vzduchojemů. V tomto případě je tak dosaženo frekvencí souběžných kmitů 1,07 a 1,02 Hz. Tato hodnota je vhodná a pro cestující komfortní. Frekvence souběžných kmitů pro stav nouzového vypružení vyšla 2,11 a 1,87 Hz. Jelikož jsou tyto hodnoty vyšší, než jsou hodnoty doporučené, dojde ke snížení komfortu cestujících. Jízda na nouzové vypružení nastává v případě poruchy vzduchotechniky vozidla a vozidlo v tomto stavu není dlouhodobě provozováno. Z toho důvodu považují dané frekvence za postačující.

Protiběžné frekvence se nachází mimo interval 6,5 ÷ 8 Hz, kde se předpokládají ohybové kmity skříně. Hodnoty jsou tedy postačující. Konkrétní hodnoty kmitů skříně by však bylo dobré předem více analyzovat.



10.5 Sekundární vzduchové vypružení

Vzduchové vypružení se používá pro vozy s velkým poměrem prázdný/plný, kde je jednou z mála možností, jak se přiblížit $f \cong 1 \text{ Hz}$. Pro železniční vozidla se zpravidla uplatňuje vzduchová pružina tvořená membránou. Oproti vlnovci či vaku disponuje větším rozsahem příčných výchylek až do $\Delta \approx 65 \text{ mm}$. K této pružině je zapojena nouzová pryžokovová pružina do série (obr. 56).



Obrázek 56 - Membránová pružina, 1 – nouzová pružina v sérii, 2 - membrána [56]

Regulace výšky pružiny zajišťuje regulační ventil, který tvoří pákový mechanismus mezi rámem podvozku a skříní vozidla. Zapojení vzduchového pružícího systému bude 2-bodové. Oproti 4-bodovému nebude mít kvalita regulace takový vliv na bezpečnost proti vykolejení. Skříň vozidla není schopna přenášet moment kolem podélné osy x , proto je nutné použít torzní stabilizátory na obou podvozcích vozidla. [53]

Efektivní plocha vzduchové pružiny je stejně jako objem, dána její konstrukcí. Navržená pružina má efektivní průměr $D_{ef} = 450 \text{ mm}$, efektivní plochu $S_{ef} = 0,16 \text{ m}^2$ a objem $V_{pruž} = 0,0175 \text{ m}^3$. Vzduch v pružině má adiabatickou konstantu víceatomového plynu $\kappa = 1,3$.

Tlak v pružině v prázdném stavu se zjistí ze zatížení pružiny v prázdném stavu:

$$p_{PV} = \frac{Q_{PV1pruž}}{S_{ef}} = \frac{m_{2PV} \cdot g}{4 \cdot S_{ef}} = \frac{29\,730 \cdot 9,81}{4 \cdot 0,16} = 4,6 \text{ bar} \quad (90)$$

Objem pomocného vzduchojemu:

$$V_{p.vzduch} = \left(\frac{\kappa \cdot p_{PV} \cdot S_{ef}^2}{k_{z2PV_vzduch_1pr}} \right) - V_{pruž} = \left(\frac{1,3 \cdot 0,46 \cdot 10^6 \cdot 0,16^2}{450\,000} \right) - 0,0175 = 0,0165 \text{ m}^3 \quad (91)$$

Tlak v pružinách pro vůz v plném stavu:

$$p_{PL} = \frac{k_{z2PL_vzduch_1pr} \cdot (V_{pruž} + V_{p.vzduch})}{\kappa \cdot S_{ef}^2} = \frac{570\,000 \cdot (0,0175 + 0,0165)}{1,3 \cdot 0,16^2} = 5,8 \text{ bar} \quad (92)$$



Rozměry pružiny se odvíjí od maximálního tlaku v pružině p_{PL} . Tohoto tlaku musí být možné dosáhnout kompresorem. Příkladem kompresoru používaných na kolejových vozidlech je Mattei M135F od firmy MONDO s.r.o. Tento kompresor je vyráběn ve dvou provedeních s pracovním tlakem 10 a 11 bar. Tlaky v pružinách jsou o dost nižší, proto je lze pokládat za vyhovující. Každá vzduchová pružina bude propojena s pomocným vzduchojemem o objemu 16,5 litru. Jelikož jsou vzduchové pružiny 2-bodově zapojeny, nabízí se ještě další možnost, a to použití jednoho centrálního vzduchojemu pro obě pružiny na podvozku, který by měl objem 33 litrů. [54]

10.6 Návrh příčné tuhosti vypružení

Pro návrh příčné tuhosti je nejprve nutné stanovit hodnoty příčných výchylek jednotlivých stupňů vypružení, které se dále uplatní při výpočtech obrysu vozidla. Maximální hodnota příčného zrychlení, která nesmí překročit fyziologickou mez je v $a_N = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. [51, 52]

Příčné výchylky byly navoleny při výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla. Jejich hodnoty jsem však shrnul v následující tabulce.

Výchylka	hodnota	jednotka
w_a	±5	mm
w_∞	60	mm
w_{a250}	48	mm
w_{i250}	23	mm
w_{a150}	45	mm
w_{i150}	18	mm

Tabulka 14 - Velikosti příčných výchylek

10.6.1 Příčná tuhost primárního vypružení

Maximální síla působící na primární vypružení je vyvozena maximálním příčným zrychlením dvakrát vypružené hmoty a jednou vypružených hmot vozidla při plně loženém stavu.

$$F_{y1} = a_N \cdot (2m_1 + m_{2_{PL}}) = 1 \cdot (2 \cdot 3\,600 + 38\,400) = 45,6 \text{ kN} \quad (93)$$



$$\text{Celková příčná tuhost: } k_{y1} = \frac{F_{y1}}{w_a} = \frac{45\,600}{0,005} = 9\,120\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (94)$$

Příčná tuhost jedné pružiny primárního vypružení:

$$k_{y1_1pruz} = \frac{k_{y1}}{8} = \frac{9\,120\,000}{8} = 1\,140\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (95)$$

10.6.2 Příčná tuhost sekundárního vypružení

Maximální síla působící na sekundární vypružení je vyvozena maximálním příčným zrychlením dvakrát vypružených hmot při plně loženém stavu. Tuhost bude počítána pro příčnou vůli v oblouku 250 m $w_{a250} = 48 \text{ mm}$. Průjezd manipulačním obloukem o poloměru 150 m je pouze nízkou rychlostí, proto nebude docíleno výraznějšího příčného zrychlení.

$$F_{y2} = a_N \cdot m_{2PL} = 38\,400 \text{ N} \quad (96)$$

Celková příčná tuhost:

$$k_{y2} = \frac{F_{y2}}{w_{a250}} = \frac{38\,400}{0,048} = 800\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (97)$$

Příčná tuhost jedné pružiny sekundárního vypružení:

$$k_{y2} = \frac{k_{y2}}{4} = \frac{800\,000}{4} = 400\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (98)$$

10.7 Tlumiče a tlumení

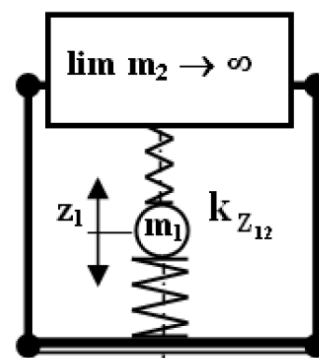
Pro tlumení ve svislém směru budu na podvozek uvažovat 4 tlumiče primárního vypružení řazené paralelně k pryžokovovým pružinám a 2 tlumiče sekundárního paralelně k sekundárnímu vypružení. Pro pohyb v příčném směru počítám s jedním tlumičem příčného tlumení a pro tlumení vrtění po jednom tlumiči na každé straně podvozku.

Doporučená hodnota poměrného útlumu se má nacházet v rozmezí 20 ÷ 30 % kritického tlumení. Poměrný útlum volím 0,25. Taková hodnota již byla uvažována při výpočtu vlastních frekvencí modelu dvouhmotové soustavy. Přibližný výpočet tlumicích konstant pro svislý směr je uveden v následujících podkapitolách.



10.7.1 Svislé tlumení primárního stupně vypružení

Hmotnost vozové skříně je vůči hmotnosti jedenkrát vypružených řádově vyšší. Pro zjednodušení výpočtu budu uvažovat model soustavy, kde hmotnost skříně je limitně nekonečná a jednou vypružené hmoty kmitají mezi skříní a dvojkolím (obr. 57).



Obrázek 57 - Zjednodušený model soustavy pro výpočet tlumení v primárním stupni [49]

Výsledná tuhost pružin působící na hmotu m_1 :

$$k_{z1_celk} = k_{z1} + \frac{k_{z2_nouz} \cdot k_{z2_vzduch_PL}}{k_{z2_nouz} + k_{z2_vzduch_PL}} = 16\,728\,000 + \frac{7\,944\,400 \cdot 1\,771\,570}{7\,944\,400 + 1\,771\,570} = 18\,176\,500 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (99)$$

Kritické tlumení je dáno vztahem:

$$b_{krit} = 2 \cdot \sqrt{k_{z1_celk} \cdot 2 \cdot m_1} = 2 \cdot \sqrt{18\,176\,500 \cdot 2 \cdot 3600} = 723\,520 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (100)$$

Celkové tlumení primárního vypružení:

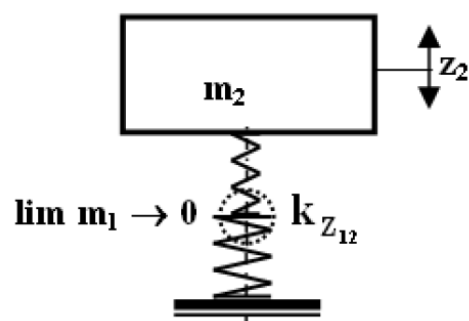
$$b_{z1_celk} = 0,25 \cdot b_{krit} = 0,25 \cdot 723\,520 = 180\,880 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (101)$$

V primárním vypružení přísluší každé pružině jeden tlumič. Jeho tlumicí konstanta je:

$$b_{z1_tlum} = \frac{b_{z1_celk}}{8} = \frac{180\,880}{8} = 22\,610 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (102)$$

10.7.2 Svislé tlumení sekundárního stupně vypružení

Pro zjednodušení výpočtu budu uvažovat model soustavy, kde hmotnost jedenkrát vypružených hmot je limitně nulová vůči hmotnosti skříně. Skříně tak kmitá na sériově řazených primárních a sekundárních pružinách (obr. 59).



Obrázek 59 -- Zjednodušený model soustavy pro výpočet tlumení v sekundárním stupni [49]



Výsledná tuhost pružin působící na hmotu m_2 :

$$k_{z2_celk} = \frac{k_{z1} \cdot k_{z2_nouz} \cdot k_{z2_vzduch_PL}}{k_{z1} \cdot k_{z2_nouz} + k_{z2_nouz} \cdot k_{z2_vzduch_PL} + k_{z2_vzduch_PL} \cdot k_{z1}} = 1\,601\,920 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (103)$$

Kritické tlumení je dáno vztahem:

$$b_{krit} = 2 \cdot \sqrt{k_{z2_celk} \cdot m_{2PL}} = 2 \cdot \sqrt{1\,601\,920 \cdot 38\,400} = 496\,040 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (104)$$

Celkové tlumení sekundárního vypružení

$$b_{z2_celk} = 0,25 \cdot b_{krit} = 0,25 \cdot 496\,040 = 124\,010 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (105)$$

V sekundárním vypružení opět přísluší každé pružině jeden tlumič. Jeho tlumicí konstanta je:

$$b_{z2_tlum} = \frac{b_{z2_celk}}{4} = \frac{124\,010}{4} = 31\,000 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (106)$$

Jelikož je v sekundárním vypružení použito vzduchových pružin, které samy o sobě mají jistý tlumicí účinek, tak by bylo vhodné, po pořízení pružin požadovaných rozměrů a tuhostí, tento tlumicí účinek více analyzovat. Pak by se dalo více zvážit, jak bude tlumič sekundárního vypružení potřebný, či nikoliv.

10.8 Sesednutí primárního vypružení

Aby bylo zabráněno kontaktu nápravy s rotorem motoru, případně paletou ojníčkové spojky, je nutné ověřit zdvih primárního vypružení. Pro odlehčení či dynamické přetížení j je nutno spočítat svislou dynamickou přírážku.

10.8.1 Svislá dynamická přírážka

Dynamická přírážka vozidla dosahující rychlosti $v = 100 \div 160 \text{ km/h}$ se vypočte dle následujícího vztahu

$$k_{d1} = a_1 + b \cdot \frac{0,22 \cdot (v - 55)}{\sum Z_{stat}} \quad (107)$$

Pro hmoty působící na primární vypružení zvolím konstantu pro prvotně odpružené hmoty $a_1 = 0,1$. Konstanta b reprezentující počet náprav v podvozku je pro 2-nápravový podvozek $b = 1$. Dynamická přírážka se projeví při jízdě vysokou rychlostí. Té však nebude



dosahováno při jízdě na nouzovém vypružení, proto bude počítána pro jízdu, kdy jsou v činnosti vzduchové pružiny.

Dynamická přírážka pro prázdný vůz

Statické sednutí pružiny sekundárního vypružení:

$$z_{2stat} = \frac{(m_{PV} - 2 \cdot m_{podvozku}) \cdot g}{k_{z2}} = \frac{(43\,340 - 2 \cdot 6\,800) \cdot 9,81}{1\,467\,500} = 198,8 \text{ mm} \quad (108)$$

Statické sednutí pružiny primárního vypružení:

$$z_{1stat} = \frac{(m_{PV} - 2 \cdot m_{nevypruž}) \cdot g}{k_{z2}} = \frac{(43\,340 - 2 \cdot 3\,200) \cdot 9,81}{16\,728\,000} = 21,7 \text{ mm} \quad (109)$$

$$\text{Celkové statické sesednutí: } \sum z_{stat} = z_{1stat} + z_{2stat} = 21,7 + 198,8 = 220,5 \text{ mm} \quad (110)$$

Dynamická přírážka pro vozidlo v prázdném stavu:

$$k_{d1} = 0,1 + 1 \cdot \frac{0,22 \cdot (160 - 55)}{220,5} = 20,5 \% \quad (111)$$

Dynamická přírážka pro plný vůz

Statické sednutí pružiny sekundárního vypružení:

$$z_{2stat} = \frac{(m_{PL} - 2 \cdot m_{podvozku}) \cdot g}{k_{z2}} = \frac{(52\,010 - 2 \cdot 6\,800) \cdot 9,81}{1\,771\,570} = 212,7 \text{ mm} \quad (112)$$

Statické sednutí pružiny primárního vypružení:

$$z_{1stat} = \frac{(m_{PV} - 2 \cdot m_{nevypruž}) \cdot g}{k_{z2}} = \frac{(52\,010 - 2 \cdot 3\,200) \cdot 9,81}{16\,728\,000} = 26,7 \text{ mm} \quad (113)$$

$$\text{Celkové statické sesednutí: } \sum z_{stat} = z_{1stat} + z_{2stat} = 26,7 + 212,7 = 239,4 \text{ mm} \quad (114)$$

Dynamická přírážka pro vozidlo v prázdném stavu:

$$k_{d1} = 0,1 + 1 \cdot \frac{0,22 \cdot (160 - 55)}{239,4} = 19,65 \% \quad (115)$$

Z vypočtených dynamických přírážek vyplývá, že větších hodnot nabývá pro prázdné vozidlo. Odlehčení pružiny a její změna délky vlivem dynamické přírážky pro prázdný stav:

$$\Delta z_{PV} = k_{d1} \cdot z_{1stat} = 0,205 \cdot 21,7 = 4,45 \text{ mm} \quad (116)$$

Přetížená pružiny a změna její délky vlivem dynamického přetížení pro plný vůz:



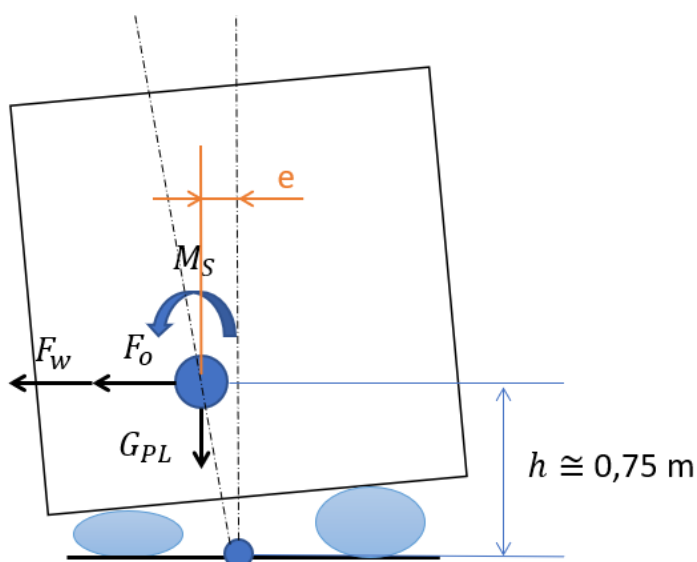
$$\Delta z_{PL} = k_{d1} \cdot z_{1stat} = 0,1965 \cdot 26,7 = 5,25 \text{ mm} \quad (117)$$

Ze získaných hodnot vyplývá, že uvažované hodnoty zdvihu primárního vypružení včetně hodnoty odlehčení při prázdném stavu v kapitole návrhu motoru byly větší než vypočtené. Při instalaci konkrétních pružin lze předpokládat lineární charakteristiku v oblasti malých deformací, proto se konkrétní pružina může velikostí zdvihu či odlehčení mírně lišit. U navrženého pohonu je však počítáno s jistou vůlí 15 mm a navržený pohon z tohoto hlediska je vyhovující.

10.9 Torzní stabilizátor kolébání skříně

Při použití dvoubodového zapojení pružin sekundárního vypružení jsou „provahadlovány“, což má za následek, že skříň není schopna přenášet velký moment $M(x)$ kolem osy x . Proto je pro takový případ nezbytné použít torzní stabilizátor. Tuhost stabilizátoru se projeví při výpočtu výsledné torzní poddajnosti vozidla a ovlivní tak změnu kolových sil na zborcené koleji a bezpečnost proti vykolejení. Stabilizátor nijak nemění tuhost svislého sekundárního vypružení skříně vozidla. [49, 53]

Největší namáhání torzního stabilizátoru při stavu, kdy jsou v činnosti vzduchové pružiny. Pro návrh opět využijí čelní vůz, který má nejtěžší skříň a největší plochu boční stěny $S_B = 74 \text{ m}^2$. Nejprve je nutné stanovit síly působící na skříň (obr. 58), které ovlivňují moment skříně kolem osy x .



T.K.

Obrázek 58 - Síly způsobující moment skříně, F_w – síla větru, F_o – odstředivá síla, G_{PL} – tíha plně ložené skříně



Při náklonu vozové skříně o maximální úhel $\eta = 1^\circ = \alpha$ vyvozuje moment skříně ve výšce h síla větru F_w a odstředivá síla F_o . Tíha plné vozové skříně působí na rameni e .

Velikost odstředivé síly pro maximální hodnotu nevykompenzovaného příčného zrychlení a_N je:

$$F_o = m_{2_{PL}} \cdot a_N = 38\,500 \cdot 1 = 38,5 \text{ kN} \quad (118)$$

Při uvažování tlaku větru pro středoevropské podmínky $p = 500 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ je síla větru:

$$F_w = S_B \cdot p = 74 \cdot 500 = 37 \text{ kN} \quad (119)$$

Moment skříně vozidla od díly odstředivé a síly větru je:

$$M_{S_F} = (F_o + F_w) \cdot h = (38,5 + 37) \cdot 10^3 \cdot 0,75 = 56\,625 \text{ Nm} \quad (120)$$

Vlivem náklonu se posune těžiště o vzdálenost:

$$e = 0,75 \cdot \text{tg}(1^\circ) = 13,1 \text{ mm} \quad (121)$$

Moment skříně od tíhy plné skříně při náklonu 1° :

$$M_{S_G} = G_{PL} \cdot e = m_{2_{PL}} \cdot g \cdot e = 38\,500 \cdot 9,81 \cdot 0,0131 = 4\,950 \text{ Nm} \quad (122)$$

Výsledný moment vozové skříně:

$$M_S = M_{S_F} + M_{S_G} = 56\,625 + 4\,950 = 61\,575 \text{ Nm} \quad (123)$$

Z rovnováhy momentu skříně vozidla a tuhosti torzního stabilizátoru a naklonění vozové skříně plyne:

$$M_S = \frac{w_s^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d^4}{8 \cdot L \cdot R^2} \cdot \alpha = k_{TS} \cdot \alpha \quad (124)$$

Vypočtu potřebnou torzní tuhost stabilizátoru:

$$k_{TS} = \frac{M_S}{\alpha} = \frac{61\,575}{\frac{1 \cdot \pi}{180}} = 3\,528\,000 \text{ Nm/rad} \quad (125)$$

Zvolené parametry torzního stabilizátoru jsou uvedeny v následující tabulce.



Rozměr	značení	hodnota	jednotka
Délka stabilizátoru	L	1 20	mm
Průměr stabilizátoru	d	41	mm
Rameno stabilizátoru	R	145	mm
Vzdálenost ok stabilizátoru	$2w_s$	1 420	mm

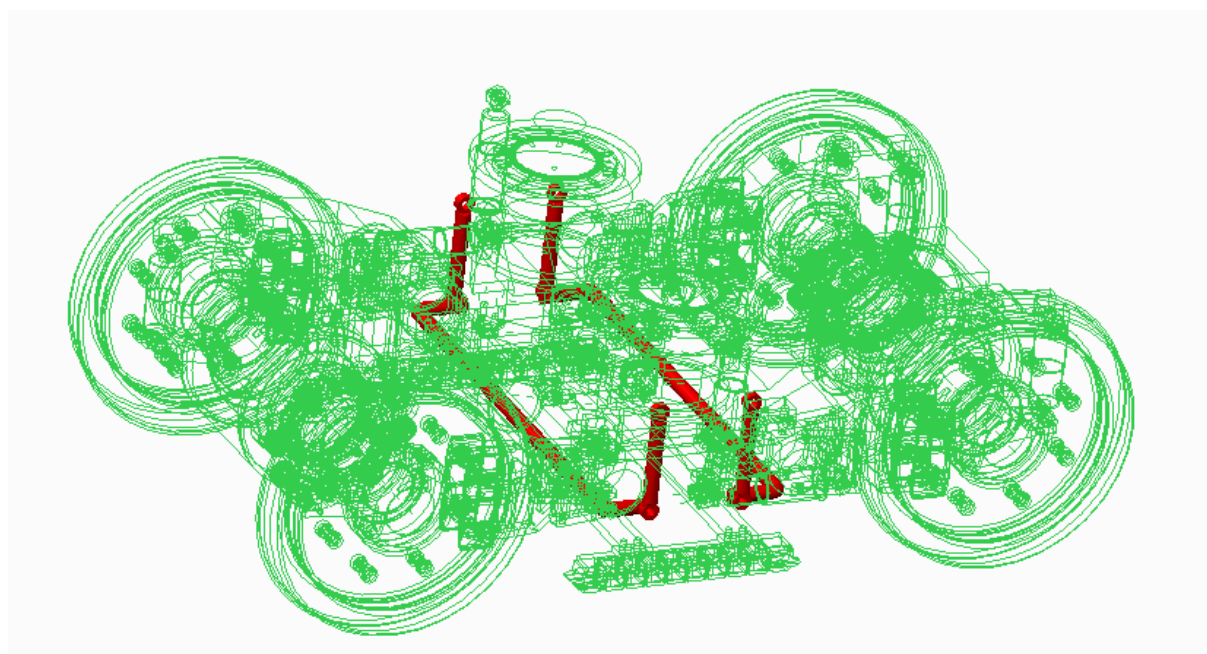
Tabulka 15 - Rozměry torzního stabilizátoru

Pro materiál budu uvažovat modul pružnosti ve smyku $G = 81\,000\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Tuhost jednoho stabilizátoru je následující:

$$k_{TS_{1S}} = \frac{w_s^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d^4}{8 \cdot L \cdot R^2} = \frac{710^2 \cdot 81\,000 \cdot \pi \cdot 41^4}{8 \cdot 1200 \cdot 145^2} = 1\,795\,800\text{ Nm/rad} \quad (126)$$

Vzhledem k zástavbovým možnostem, kdy se na podvozku nachází Z-mechanismus pro přenos sil z rámu podvozku na skříň vozidla, který je umístěn ve středu podvozku, tak není možné umístit stabilizátor na střed. Proto jsem se rozhodl pro použití dvou menších stabilizátorů stejně vzdálených od středu podvozku (obr. 59).



Obrázek 59 - Umístění torzních stabilizátorů (červeně) na podvozku (zelené vykreslení)



Stabilizátory jsou na podvozku dva paralelně, proto výsledná torzní tuhost stabilizátorů podvozku je: $k_{TS} = 2 \cdot k_{TS_{1S}} = 2 \cdot 1\,795\,800 = 3\,591\,600 \text{ Nm/rad}$ (127)

Výsledná torzní tuhost dvou použitých stabilizátorů je mírně vyšší než požadovaná. Navržené stabilizátory tedy svojí tuhostí vyhovují. Před výběrem konkrétního torzního stabilizátoru a jeho materiálu, je potřeba zkontrolovat namáhání zkrutné tyče stabilizátoru.



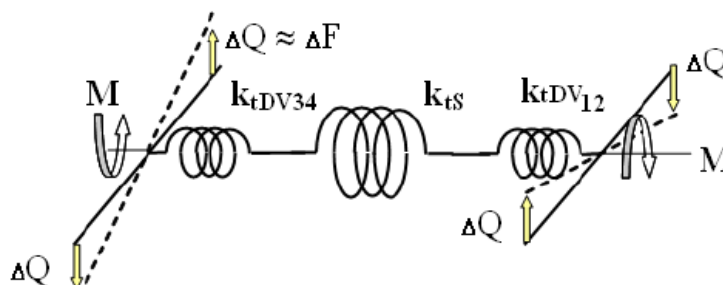
11. Míra bezpečnosti proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení se rozumí míra bezpečnosti vůči tomu, aby se neocitlo jedno z kol dvojkolí, či portálové nápravy, mimo kolejnicový kanál. To nastane, když kontaktní bod kolo-kolejnice vyšplhá po jízdni ploše až na vrchol okolku. Kolo se pak sune po hlavě kolejnice až z ní na vnější straně spadne. [51]

Při výpočtu bezpečnosti proti vykolejení je nutné znát kromě tuhosti pružicích prvků také bázi jejich umístění. Báze primárního vypružení $2w_1 = 1\,120\text{ mm}$ a báze sekundárního vypružení $2w_2 = 950\text{ mm}$. Další potřebné parametry jsou rozvor podvozku $a_p = 2,1\text{ m}$ a vzdálenost středů podvozků $a_s = 15\text{ m}$. Vzdálenost styčných kružnic pro rozchod koleje $1\,435\text{ mm}$ je $2s = 1\,500\text{ mm}$. Míra bezpečnosti proti vykolejení stanovuje poměr vodicí síly Y a kolové zatížení Q ve styku kolo kolejnice. Aby bylo možno určit kritický poměr Y/Q je nezbytné nejprve určit kolovou sílu Q na odlehčeném kole a velikosti řídicích sil P resp. vodicích Y .

11.1 Změny kolových sil na zborčené koleji

Nejprve se vypočte jízda na zborčené koleji dvounápravového podvozku. Mezní zborcení pro dvounápravový podvozek s rozvorem $a_p < 4\text{ m}$ je $\alpha_z = 7\text{ ‰}$. Podvozek se nahradí náhradní torzní soustavou (obr. 60).



Obrázek 60 - Model torzní soustavy [49]

Při výpočtu budu uvažovat dokonale tuhou skříň vozidla: $k_{tSkř} \rightarrow \infty$

Na jednom ložisku se nachází jedna pružina primárního vypružení, proto:

$$k_{z1} = k_{z1pruz} = 2\,091\,000\text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (128)$$

Torzní tuhost dvounápravového podvozku je následná:

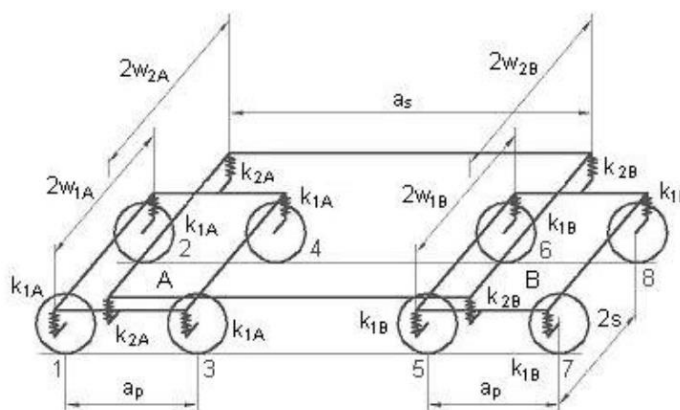
$$k_{tC} = \frac{k_{tDv}}{2} = k_{z1} \cdot w_1^2 = 2\,091\,000 \cdot 0,56^2 = 655\,738\text{ Nm/rad} \quad (129)$$



Mezní zborcení pro 2-nápravový podvozek s rozvorem $a_p = 2,1 \text{ m} < 4 \text{ m}$ je $\alpha_z = 7 \text{ ‰}$. Nyní se již dopočte změna kolové síly dvounápravového podvozku

$$\Delta Q_p = \frac{a_p}{(2s)^2} \cdot k_{tc} \cdot \frac{\alpha_z}{1000} = 4\,284 \text{ N} \quad (130)$$

Dále se vypočte změna kolové síly čtyřnápravového vozu. Opět budu uvažovat zjednodušený model pro absolutně tuhou skříň vozidla $k_{tskř} \rightarrow \infty$ (obr. 61), sériové řazení primárních a sekundárních pružin. Je nutné připomenout, že bylo použito torzních stabilizátorů.



Obrázek 61 - Schéma čtyřnápravového podvozkového vozidla [51]

Torzní tuhost a následná změna kolových sil bude počítána pro jízdu vozidla, které má vzduchové pružiny v činnosti a pro vozidlo jedoucí na nouzovém vypružení.

Celková torzní tuhost je dána vztahem:

$$\frac{1}{k_{tcV}} = \frac{1}{4 \cdot k_{1A} \cdot w_{1A}^2} + \frac{1}{2 \cdot k_{2A} \cdot w_{2A}^2 + k_{ts}} + \frac{1}{k_{tskř}} + \frac{1}{2 \cdot k_{2B} \cdot w_{2B}^2 + k_{ts}} + \frac{1}{4 \cdot k_{1B} \cdot w_{1B}^2} \quad (131)$$

Při činnosti vzduchových pružin je vhodné připomenout, že bylo použito 2-bodového zapojení pružin sekundárního vypružení, proto $k_{2A} = k_{2B} \rightarrow 0$ a výsledná torzní tuhost bude:

$$\frac{1}{k_{tcV_vzd}} = \frac{1}{4 \cdot k_{1A} \cdot w_{1A}^2} + \frac{1}{k_{ts}} + \frac{1}{k_{ts}} + \frac{1}{4 \cdot k_{1B} \cdot w_{1B}^2} \quad (132)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{tcV_vzd}} &= \frac{1}{4 \cdot 2\,091\,000 \cdot 0,56^2} + \frac{1}{3\,591\,600} + \frac{1}{3\,359\,160} + \frac{1}{4 \cdot 2\,091\,000 \cdot 0,56^2} \\ &= \frac{1}{1,319 \cdot 10^{-6}} \end{aligned} \quad (133)$$

$$k_{tcV_vzd} = 758\,150 \text{ Nm/rad}$$

Při výpočtu torzní tuhosti na nouzovém vypružení budu počítat, že k_2 je tuhost jedné nouzové pružiny sekundárního vypružení.



$$\begin{aligned}\frac{1}{k_{tCV_nouz}} &= \frac{1}{4 \cdot 2\,091\,000 \cdot 0,56^2} + \frac{1}{2 \cdot 1\,986\,100 \cdot 0,475^2 + 3\,591\,600} \\ &+ \frac{1}{4 \cdot 2\,091\,000 \cdot 0,56^2} + \frac{1}{2 \cdot 1\,986\,100 \cdot 0,475^2 + 3\,591\,600} = \\ &= \frac{1}{1,208 \cdot 10^{-6}}\end{aligned}\quad (134)$$

Obdobně se vypočte torzní tuhost pro nouzový stav $k_{tCV_nouz} = 827\,820 \text{ Nm/rad}$. Tato hodnota je větší jen o $69\,670 \text{ Nm/rad}$, což může být způsobeno poměrně malou bází pružin sekundárního vypružení, která je $2w_2 = 950 \text{ mm}$.

Hodnota mezního zborcení pro 4-nápravový vůz se vzdáleností středů podvozků $4 \text{ m} \leq a_s = 15 \text{ m} \leq 20 \text{ m}$ je:

$$\alpha_{zS} = \frac{20}{a_s} + 2 = \frac{20}{15} + 2 = 3,33 \text{ ‰} \quad (135)$$

Nyní se vypočte úhel naklopení dvojkolí na zborcené koleji:

$$\beta_{zS} = \frac{a_s}{2 \cdot s} \cdot \alpha_{zS} = \frac{15}{1,5} \cdot 3,33 = 33,33 \text{ ‰} \quad (136)$$

Nyní z rovnováhy momentu na skříň vozidla a momentu od změny kolových sil ΔQ_s určím změnu kolových sil:

$$\Delta Q_{s_vzd} = \frac{k_{tCV_vzd} \cdot \beta_{zS}}{2 \cdot 2 \cdot s} = \frac{758\,150 \cdot 33,33}{2 \cdot 1,5 \cdot 1000} = 8\,423 \text{ N} \quad (137)$$

$$\Delta Q_{s_nouz} = \frac{k_{tCV_nouz} \cdot \beta_{zS}}{2 \cdot 2 \cdot s} = \frac{827\,820 \cdot 33,33}{2 \cdot 1,5 \cdot 1000} = 9\,197 \text{ N} \quad (138)$$

Výsledná změna kolových sil ΔQ pro 4-nápravový vůz se získá superpozicí změn ΔQ_p na podvožku a změn ΔQ_s od skříně spojující oba podvozky.

$$\Delta Q_{vzd} = \Delta Q_p + \Delta Q_{s_vzd} = 4\,284 + 8\,423 = 12\,707 \text{ N} \quad (139)$$

$$\Delta Q_{nouz} = \Delta Q_p + \Delta Q_{s_nouz} = 4\,284 + 9\,197 = 13\,481 \text{ N} \quad (140)$$

Větší změna kolových sil vychází dle očekávání větší pro jízdu vozidla na nouzovém vypružení. Jelikož je tento stav méně příznivý pro bezpečnost proti vykolejení, budou nadcházející výpočty využívat $\Delta Q = \Delta Q_{nouz}$.



Pro další výpočty je nyní nutné určit kolová zatížení jednotlivých vozů jak v plném, tak prázdném stavu. Stanoví se z tíhy hmoty vozu, která připadá na jedno z kol. Výsledná kolová zatížení jsou v následující tabulce. $Q = \frac{m \cdot g}{8}$ (141)

Vůz	Stav ložení	Q [kN]
Řídicí	Prázdný	53,15
	Plně obsazený	63,78
1. vložený	Prázdný	50,23
	Plně obsazený	61,58
2. vložený	Prázdný	50,23
	Plně obsazený	61,48

Tabulka 16 - Velikosti kolových sil

Za mezní poměr změny kolových sil $\Delta Q/Q$ se bere hodnota 60 %. Nejhorší situace bude pro 2. typ vloženého vozu, jelikož dosahuje nejnižších kolových sil pro prázdný stav i plný stav. Druhý typ vloženého vozu dosahuje poměrů $\frac{\Delta Q}{Q_{PV}} = 26,8 \%$ a $\frac{\Delta Q}{Q_{PL}} = 21,9 \%$. Tyto hodnoty jsou zcela uspokojivé. Z kolových zatížení je navíc vidět, že je splněn limit nápravového zatížení 150 kN pro všechny nápravy i při plném obsazení. [51]

11.2 Velikost vodicích sil

Výpočet vodicích sil jsem provedl pro postavení vozidla v oblouku $R = 150 \text{ m}$. Nejnižší kolové síly dosahuje po odlehčení vložený vůz:

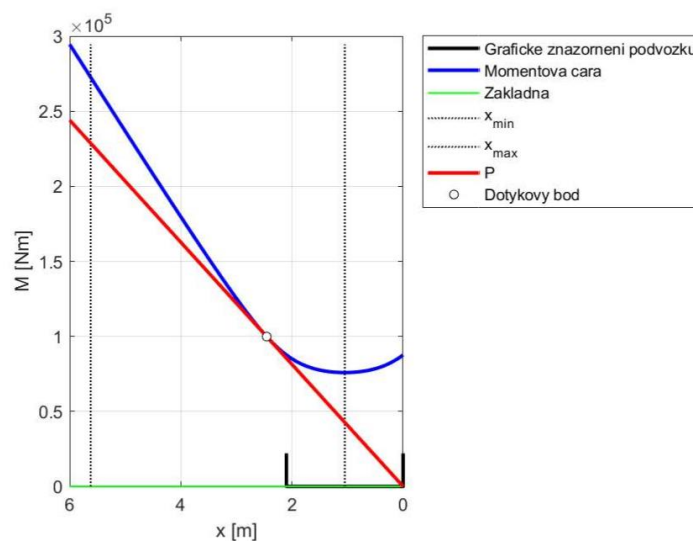
$$Q = Q_{PV} - \Delta Q = 50\,230 - 13\,481 = 36\,749 \text{ N} \quad (142)$$

Pro výpočet řídicí síly P je možné použít podrobný simulační výpočet, např. v programu Simpack, nebo zjednodušený výpočet Heumannovu metodu pro průjezd dvounápravového vozidla obloukem. Při aplikaci této metody je použito několik zjednodušujících předpokladů, kdy svislá kolová zatížení jsou shodná, kolejnice i rám jsou dokonale tuhé, všechna kola mají stejný průměr, třecí síly jsou rovny skluzovým a jsou na všech kolech stejné a další předpoklady. Přesnějších výsledků Heumannovy metody je dosaženo obecně při malých rychlostech na menších traťových obloucích, kdy dosahují skluzové síly svých mezních hodnot. [49,51]



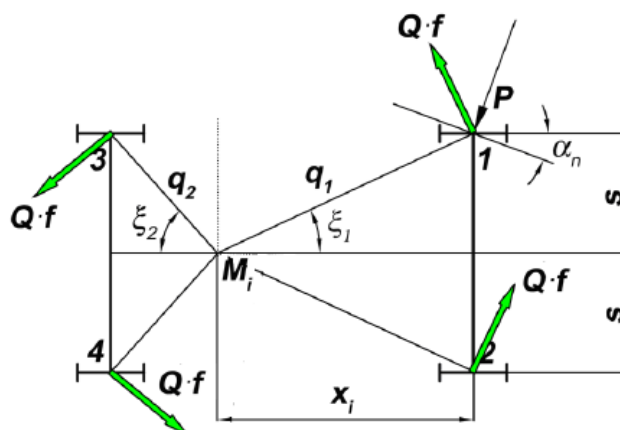
Výpočet jsem provedl pomocí Heumannovy metody v programu Matlab, který jsem měl k dispozici od vedoucího práce. Při výpočtu jsem uvažoval z hlediska bezpečnosti proti vykolejení nejméně příznivý stav, kdy součinitel tření mezi kolem a kolejnicí je $\mu = 0,4$. V praxi se tento součinitel snižuje například mazáním boku okolku. Výpočet proběhl pro průjezd obloukem $R = 150 \text{ m}$ velmi malou rychlostí, kdy se odstředivé síly limitně blíží nule.

Výsledkem (obr. 62) je poloha středu tření ve vzdálenosti $x_{skut} = 2,4544 \text{ m}$ při které dosahuje řídicí síla minima $P = 40\,677 \text{ N}$. Velikost úhlu náběhu je $\alpha_n = 0,93752^\circ$.



Obrázek 62 – Grafické znázornění výsledku Heumannovy metody

Silové poměry při jízdě dvounápravového podvozku obloukem jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obrázek 63 – Působení sil při jízdě v oblouku [49]



Za předpokladu že na okolku řídicí síla $P \approx Y$, lze vyjádřit velikost vodící síly Y jako:

$$\begin{aligned} Y &= P - Q \cdot f \cdot \cos(\xi_1) = P - Q \cdot f \cdot \cos \left[\arctg \left(\frac{s}{x_i} \right) \right] = \\ &= 40\,677 - 36\,749 \cdot 0,4 \cdot \cos \left[\arctg \left(\frac{0,75}{2,4544} \right) \right] = 26\,619 \text{ N} \end{aligned} \quad (143)$$

11.3 Vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení

Při vyhodnocování míry bezpečnosti proti vykolejení k_{BPV} se zavádí mezní poměr $(Y/Q)_{mez}$.

Hodnota mezního poměru pro hodnotu součinitele tření $f = 0,4$ a úhel sklonu okolku $\beta = 70^\circ$ je $(Y/Q)_{mez} = 1,118$.

Výsledná hodnota bezpečnosti proti vykolejení pro náš případ je následná:

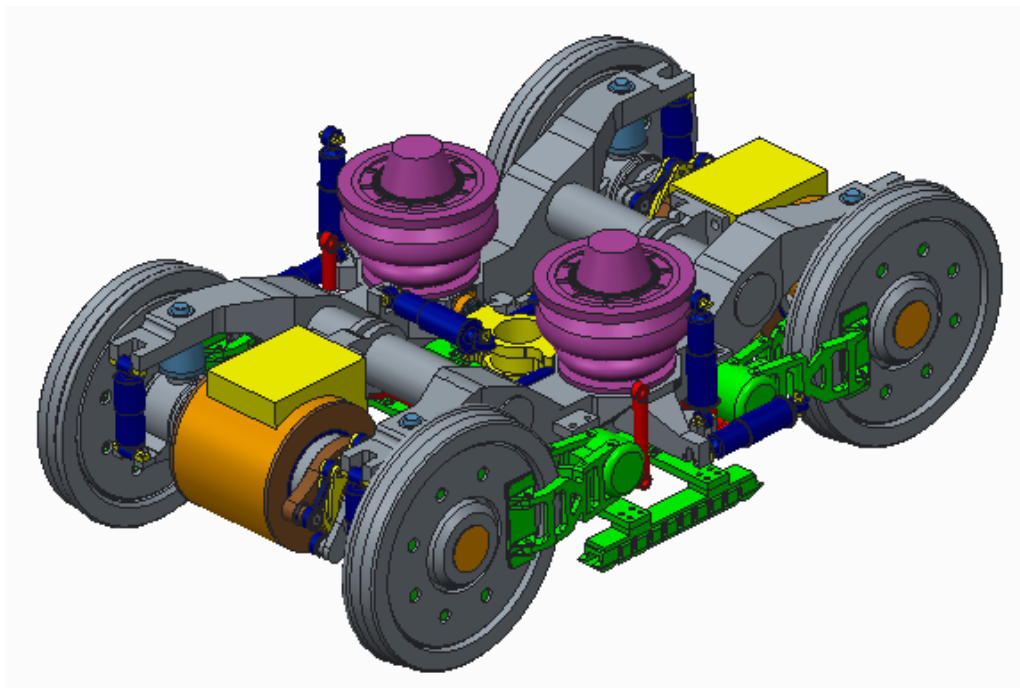
$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q} \right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{Q} \right)} = \frac{1,118}{\left(\frac{26\,619}{36\,749} \right)} = 1,54 \quad (144)$$

Míra bezpečnosti proti vykolejení vyšla vyšší než 1, což je hodnota vyhovující. Míra bezpečnosti byla počítána pro vůz, který je ke svým nejnižším kolovým zatížením v prázdném stavu k vykolejení nejvíce rizikový. Pro další vozy jednotky budou míry bezpečnosti proti vykolejení vyšší. [51]



12. Celkový popis podvozku

V této kapitole budou uvedeny komponenty, které nejsou součástí vypružení, ale pro podvozek jsou neméně důležité. Celkový pohled na podvozek, jehož CAD model byl vytvořen v rámci této diplomové práce je na obr. č. 64. Součástí příloh je také sestavný výkres podvozku, kde je patrné rozmístění jednotlivých komponent (viz. příloha č.5).

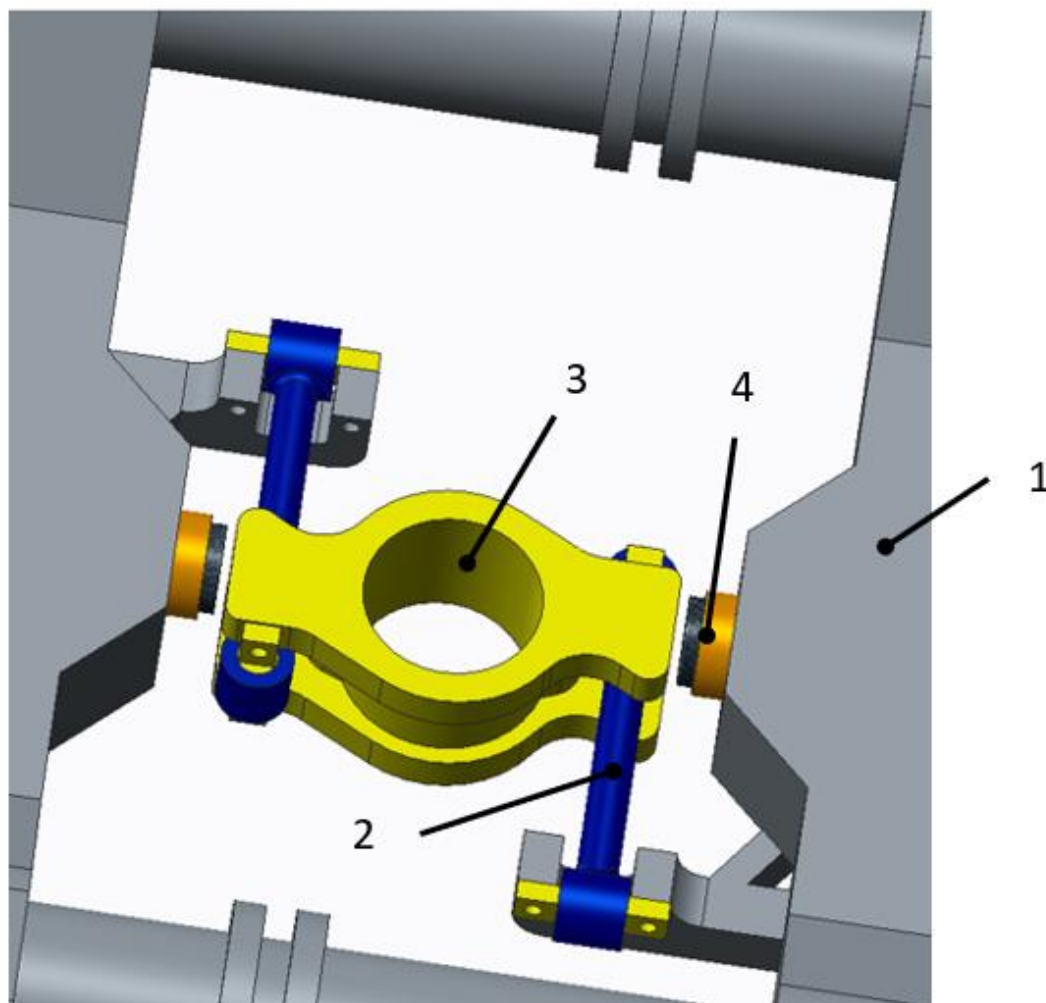


Obrázek 64 - Model podvozku

Součástí podvozku jsou čtyři kotoučové brzdy s brzdnými kotouči, připevněnými do kol. Dále je na podvozek je umístěna elektromagnetická kolejnicová brzda.

Pryžokovové pružiny primárního stupně vypružení jsou upevněny na nápravová ložiska. Je předpokládáno použití valivých nápravových kuželíkových ložisek.

Pro přenos podélných sil z podvozku na skříň vozidla a naopak, jsem se rozhodl pro použití lemniskátového mechanismu (Z-mechanismus) (obr. 65) .



Obrázek 65 - Lemniskátový mechanismus (Z-mechanismus),
1 - podélník rámu podvozku, 2 - ojnice, 3 - vázání s otočným
čepem, 4 - příčné narážky

Do středu mechanismu bude vázán otočný čep, který bude přišroubován k hlavnímu příčníku vozové skříně. Ojnice jsou k příčníku vázány pomocí silentbloků, aby byla umožněna jejich příčná výchylka. Mezi mechanismem a narážkami je příčná vůle, která umožňuje příčný pohyb rámu podvozku vůči skříně v závislosti na příčné tuhosti vypružení. Po vyčerpání vůle dojde nejprve k pružnému dorazu, kdy se začne deformovat pryžokovový prvek, po jeho dostatečném stlačení již dojde k dosednutí na pevný doraz. Ojnice musí být dimenzována na přenos tažné, respektive brzdné síly. [55]



13. Závěr

V úvodní části diplomové práce jsem provedl rešerši, jak se uplatňoval přímý pohon v minulosti a jak dnes. Z dostupných zdrojů jsem nenašel řešení přímého pohonu s vypruženým trakčním motorem v kombinaci s vnitřním rámem. Proto jsem se dále více zaměřil na to, jaké se uplatňují či uplatňovaly spojky pro přenos z motoru na nápravu. Poté jsem navrhl s ohledem na zástavbový prostor motor, který vychází z motoru HLU 3436 P/44-VA použitého pro pohon tramvají Škoda 15T v Praze. Výsledkem je synchronní motor s permanentními magnety o výkonu 338 kW. Do budoucna by bylo vhodné více se zabývat chlazením trakčního motoru, zda použít vodní, jak je tomu u motoru, ze kterého návrh vycházel, či chlazení vzduchem.

Pro uchycení motoru jsem použil vnitřní rám podvozku ve tvaru dvojitého H-rámu, jehož příčníky jsem dimenzoval na uchycení motoru. Dále jsem navrhl a dimenzoval ojníčkovou spojku pro přenos momentu na nápravu. Dimenzování jsem prováděl na zkratový moment motoru. Dosažené bezpečnosti jednotlivých částí vůči zkratovému momentu motoru, který jsem uvažoval jako osminásobek jmenovitého, dávají bezpečnost $k = 8$ pro běžný provozní stav.

Po provedení hmotnostní analýzy je zřejmé, že nejtěžším vozem (i nejdelším) z uvažované jednotky je řídicí vůz. Dimenzování vypružení jsem provedl na nejtěžší, tedy řídicí vůz, jelikož bude dosaženo největšího tlaku v pružinách. Pro poměrně velký rozdíl zatížení pro prázdný a plně obsazený stav vozů (až 11,6 tuny) jsem se rozhodl v sekundárním stupni vypružení pro sériově řazenou vzduchovou pružinu s nouzovou. V primárním vypružení je použita pružina pryžokovová. Vyjma nouzového stavu, kdy je závada na vzduchotechnice a nejsou v činnosti vzduchové pružiny, vyšly frekvence souběžných kmitů blízko nad 1 Hz, což je pro cestující komfortní. Pro případ, že by takových frekvencí lehčí vozy nedosahovaly, je možné změnit tuhost vzduchových pružin například změnou objemu pomocného vzduchojemu. Pro dvoubodové zapojení sekundárního vypružení bylo nutné použít torzní stabilizátor. Ten však nešel kvůli lemniskátovému mechanismu (Z-mechanismus), který jsem se rozhodl použít pro přenos podélných sil z rámu podvozku na skříň vozidla, nebylo možné uchytit přímo na střed podvozku. Proto jsem navrhl dva menší torzní stabilizátory, které se svou zástavbou vejdou.

Pro určování míry bezpečnosti proti vykolejení je nejrizikovější nejlehčí vůz, výpočet jsem tedy provedl pro vložený vůz. Změna kolových sil na zborcené koleji ukázala, že k většímu odlehčení dojde při jízdě na nouzovém vypružení, kdy nejsou v činnosti vzduchové pružiny. Dále jsem počítal bezpečnost proti vykolejení pro méně příznivý stav, tedy jízdu na nouzovém vypružení. Po vypočtení největšího odlehčení kola jsem pomocí Heumannovy metody získal velikost řídicí



síly. Z té jsem vypočetl velikost vodící síly a srovnáním s limitním poměrem kolové a vodící síly jsem získal bezpečnost proti vykolejení $k_{BPV} = 1,54$.

Výsledkem této diplomové práce je, že přímý pohon dvojkolí ve spojení s podvozkou s vnitřním rámem je proveditelný. Do budoucna by bylo dobré se více zaměřit na brzdy, ať už jejich dimenzování a upevnění, či zda budou na nápravy netrakových podvozků instalovány brzdné kotouče s uchycením brzdy na příčník. Dále by bylo vhodné více se zabývat hmotností rámu a z jakých plechů bude svařen.



14. Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] Parní lokomotivy – kola, paprsky, výstředník. *Boucnik.cz* [online]. 2016 [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: <http://www.boucnik.cz/parni-lokomotivy-kola-paprsky-vystrednik/>
- [2] KOLÁŘ, Josef. Design of a Wheelset Drive. *TRANSACTIONS ON ELECTRICAL ENGINEERING* [online]. 2015 [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: <http://www.transoneleng.org/2015/20151c.pdf>
- [3] Řada 169 (ex 85E0-ATM). In: *PROTOTYPY.CZ* [online]. 2015 [cit. 2019-10-23]. Dostupné z: <http://www.prototypy.cz/?rada=169>
- [4] 169 | E 499.5. In: *Atlas lokomotiv* [online]. [cit. 2019-11-19]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-169.html>
- [5] 169. In: *VLAKY.NET* [online]. [cit. 2019-10-27]. Dostupné z: <https://www.vlaky.net/galerie/327/169/>
- [6] KOLÁŘ, Josef. Pohony kolejových vozidel. Praha: Strojní fakulta ČVUT, 2019
- [7] Permanenterregte Traktionsmotoren. *Eb - Elektrische Bahnen*. 2003, **2003**(3), 107-111. ISSN 0013-5437.
- [8] KLOCKOW, Thomas, Franz HÖRL a Michael KUNZ. Getriebelose Drehstromantriebe für Schienenfahrzeuge. *Eb - Elektrische Bahnen*. 2003, **2003**(3), 113-120. ISSN 0013-5437.
- [9] Syntegra. In: *SIEMENS* [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/rail-solutions/components-and-systems/brochure-syntegra-en.pdf>
- [10] LÖWENSTEIN, L., A. JÖCKEL, T. HOFFMANN, O. KÖRNER, M. TEICHMANN a F. V. WANGELIN. *Syntegra: The intelligent Integration of Traction, Bogie and Braking Technology* [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/r.1.1.3.1.pdf>
- [11] SOBOTKA, L. Přímý ztakový pohon s IPMSM trakčním motorem a SIC trakčním měničem pro metro Suzhou v Číně. In: *ZBORNÍK PREDNÁŠOK Díl II: Súčasný problémy v koľajových vozidlách*. Žilina: EDIS - vydavateľstvo ŽU v Žiline, 2019, s. 219-232. ISBN 978-80-89276-59-2.
- [12] POHL, Jiří. Trakční mechanika 4., Podklady pro předmět Základy trakční mechaniky, Strojní fakulta ČVUT, 2019
- [13] MIWA, M., Y. KAWASAKI a A. YOSHIMURA. *Influence of vehicle unsprung-mass on dynamic wheel load* [online]. Japan, 2008 [cit. 2019-12-15]. Dostupné z: <https://www.witpress.com/Secure/elibrary/papers/CR08/CR08069FU1.pdf>
- [14] HARÁK, M. Průlomový vynález ze Škody skončil na dvorku. *Železničář ČD* [online]. 2015 [cit. 2020-01-01]. Dostupné z: <https://zeleznicar.cd.cz/zeleznicar/historie/prulomovy-vynalez-ze-skody-skoncil-na-dvorku/-/8234/24,0,/>



- [15] ICE3 DB *Wikimedia Commons* [online]. [cit. 18.12.2019]. Dostupný z: <https://www.wikiwand.com/cs/Intercity-Express>
- [16] The Permanent Magnet Direct Drive Traction System Starts the Green Revolution of Electric Locomotive. *CRRC* [online]. 2019 [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: <https://www.crrecg.com/yjdjen/g11006/s20513/t298568.aspx>
- [17] CRRC's Permanent Magnet Direct Drive Electric Locomotive. *Railway-News* [online]. 2019 [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: <https://railway-news.com/crrc-permanent-magnet-direct-drive-electric-locomotive/>
- [18] 通勤電車ドットコム @COM_TRAIN_COM. **【歴史】夢見た次世代通勤電車** [online]. In: . 2019 [cit. 2020-01-15]. Dostupné z: https://twitter.com/com_train_com/status/1095084199155970048/photo/3
- [19] OSAWA, M. Toward Creation of a Railway Car Meeting the 21st-century Requirements: Development of AC Train. In: *JR EAST Technical Review-No.1* [online]. s. 09-12 [cit. 2020-01-20]. Dostupné z: https://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf_1/09_12tecrev.pdf
- [20] E993 series. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-03-16]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/E993_series
- [21] HETFLEISCH, L. *Konstrukční návrh přímého pohonu tramvajového kola*. Praha, 2018. Bakalářská práce. ČVUT FS.
- [22] Prototyp Fahrzeug im Prüfzentrum. In: *Wikimedia Commons* [online]. [cit. 2019-12-06]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Prototyp_Fahrzeug_im_Pr%C3%BCfzentrum.jpg
- [23] Škoda Electric vyhrála další tendr na dodávky zařízení pro čínské metro za více než miliardu korun. In: *ŠKODA* [online]. [cit. 2020-09-01]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/skoda-electric-vyhrala-dalsi-tendr-na-dodavky-zarizeni-pro-cinske-metro-za-vice-nez-miliardu-korun/>
- [24] EICHINGER, M., FRANK, W. Pružná ojníčková spojka mezi dutým hřídelem a kolem trakčního kolejového vozidla. Slovensko. 241444. Uděleno 01.02.1988
- [25] Škoda 15T ForCity se představuje.... Pražské tramvaje [online]. [cit. 2019-11-17]. Dostupné z: <https://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=2008041001>
- [26] FOLWARCZNY, D. *Pohon tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky*. Praha, 2018. Bakalářská práce. ČVUT FS.
- [27] HALAMA, P. *Torzní kmitání vysokorychlostního pohonu kolejového vozidla*. Plzeň, 2018. Bakalářská práce. ZČU v Plzni.
- [28] 20000 *SCHRIFTQUELLEN ZUR EISENBAHUNKUNDE*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1941. ISBN 978-3-662-37059-9.
- [29] DITTLER, S. *Speed world record in the year 1903* [online]. In: . [cit. 2020-02-03]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/company/about/history/news/speed-world-record-1903.html>



- [30] HOLTZ, H. J. Eisenbahndamgeschwindigkeiten in der Rückblende. In: <https://www.deutsches-museum.de> [online]. 1985 [cit. 2020-02-03]. Dostupné z: <https://www.deutsches-museum.de/fileadmin/Content/data/Insel/Information/KT/heftarchiv/1985/9-4-238.pdf>
- [31] DÖRFLINGER, M. *Lokomotivy: ilustrované dějiny techniky*. Přeložila BURIANOVÁ M. Praha: Knižní klub, 2017. Universum (Knižní klub). ISBN 978-80-242-5809-6.
- [32] HERRING, P. *Vlaky a železnice*. Praha: Slovart, 2000. ISBN 80-7209-264-2.
- [33] Brigend Version 1.0. In: *Eneme's Blog* [online]. 2010 [cit. 2020-01-19]. Dostupné z: <https://eneme.wordpress.com/category/switzerland/>
- [34] SBB Ce 6/8 II. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-01-22]. Dostupné z: https://de.wikipedia.org/wiki/SBB_Ce_6/8_II
- [35] LUPFIG, B. L. SBB CFF FFS Ce 6/8 II 14 251 - 14 283. <http://www.lokifahrer.ch/> [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: http://www.lokifahrer.ch/Lokomotiven/Loks-SBB/Ce_6-8-II/SBB-Ce_6-8-II.htm
- [36] *Die Zukunft braucht die Bahnen. Für eine saubere Umwelt.: Green mobility*. [online]. In: . Siemens AG 2008, s. 13 [cit. 2020-01-14]. Dostupné z: <https://slideplayer.org/slide/1341282/>
- [37] BITTNER, J., SKÁLA B., ŠRÁMEK M. *České & slovenské lokomotivy & tramvaje ve světě*. Praha: Gradis Bohemia, [2015]. ISBN 978-80-86925-15-8.
- [38] MACHÁLEK, O. *Návrh testovacího stavu pro dlouhodobé testování spojek určených pro kolejová vozidla*. Brno, 2019. Diplomová práce. VUT Brno.
- [39] NOVÁK, J. Uplatnění synchronních strojů v dopravní technice (1. část). *ELEKTRO* [online]. (06/2006) [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/uplatneni-synchronnich-stroju-v-dopravni-technice-1-cast--13092>
- [40] BITTNER, J., J. KŘENEK, B. SKÁLA a M. ŠRÁMEK. *Malý atlas lokomotiv 2019*. Gradis Bohemia, 2018. ISBN 978-80-86925-19-6.
- [41] NOVÁK, Jaroslav. Synchronní motory, Podklady pro předmět Elektrická výzbroj kolejových vozidel, Strojní fakulta ČVUT, 2020
- [42] ŠLAPÁK, J. *Dynamické vlastnosti vozidla s podvozky s vnitřním rámem*. 2018. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [43] HEPTNER, Tomáš, Pojezdy kolejových vozidel, [přednášky], Praha: ČVUT 2019
- [44] Hirth serrations. *VOITH* [online]. [cit. 2020-04-26]. Dostupné z: <http://voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/hirth-couplings.html>
- [45] CVIKÝŘ, M. *Návrh převodovky lokomotivy pro dálkové nákladní vlaky*. Praha, 2018. Bakalářská práce. ČVUT FS.



- [46] BEDNÁŘ, B., ŠANOVEC, J., ČERMÁK, J. a MICHÁLEK, L. *Technologičnost konstrukce I*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2005. ISBN 80-01-03268-X
- [47] VDV 152: *RECOMMENDATIONS ON THE DESIGN FOR STRENGTH OF URBAN RAIL ROLLING STOCK ACCORDING TO BOSTRAB*. Verband Deutscher Verkehrsunternehmen, 10/2016.
- [48] *FLEXX Eco Bogies Defying Convention* [online]. [cit. 2020-05-04]. Dostupné z: <https://www.bombardier.com/content/dam/Websites/bombardiercom/supporting-documents/BT/Bombardier-Transportation-Bogies-FLEXX-Eco.pdf>
- [49] KALIVODA, Jan. *Teorie vozidel*, [přednášky], Praha: Strojní fakulta ČVUT, 2018
- [50] MIHULEC, M. *Studie primárního a sekundárního vypružení podvozku vysokorychlostní jednotky*. Praha, 2019. Diplomová práce. ČVUT FS.
- [51] KOLÁŘ, J. *TEORETICKÉ ZÁKLADY KONSTRUKCE KOLEJOVÝVH VOZIDEL*. Praha: Česká technika, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [52] ELIA, A. a F. ALBERT. *Přehled techniky naklápění vozových skříní* [online]. Turín (IT), 2002 [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: <https://vts.cd.cz/documents/168518/195408/1303.pdf/f7e6fe7c-44a2-4f68-b4f9-76370a08d5a7?fbclid=IwAR3ayM4aj7vd-LXhHEJpYg49-Ma2o-OOeM7BsIITSXpS4pIMPB-fg4tIDy8>
- [53] KOLÁŘ, Josef. *Konstrukce kolejových vozidel*, [přednášky], Praha: Strojní fakulta ČVUT, 2020
- [54] Kompresorové jednotky pro kolejová vozidla: Ukázka katalogového listu KL_JKS-350-E-35. In: *Mondo.cz* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.mondo.cz/cs/modul-katalog/kompresorove-jednotky-pro-kolejova-vozidla>
- [55] Bezkolébkové uložení skříně vozu na podvozku. *VAGONY.CZ* [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: https://www.vagony.cz/pojezdy/mapa/podvozky_mapa_bezkolebkove.html
- [56] JEŽEK, O. *Návrh vinuté pružiny s progresivním průběhem osově a příčné tuhosti*. Praha, 2018. Bakalářská. ČVUT FS.
- [57] *Amtrak Photo Archive* [online]. In:.. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.hebners.net/Amtrak/amtGG1.html>
- [58] ŘEZNÍČEK, J. *Pružnost a pevnost I, II*, [přednášky], Praha: Strojní fakulta ČVUT, 2016



15. Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Název
$2s$	[m]	vzdálenost styčných kružnic
$2w_1$	[m]	báze pružin primárního vypružení
$2w_2$	[m]	báze pružin sekundárního vypružení
$2w_s$	[m]	vzdálenost ok stabilizátoru
A	[mm ²]	plocha
A_z	[mm ²]	efektivní kontaktní plocha
a	[mm]	aktivní výška ozubení
a_1	[-]	konstanta pro 1. vypružené hmoty
a_N	[m.s ⁻²]	nevyrovnané příčné zrychlení
a_p	[m]	rozvor podvozku
a_s	[m]	vzdálenost středů podvozků
B	[T]	magnetická indukce
b	[mm]	šířka
b	[-]	konstanta zohledňující počet náprav
b_{krit}	[N.s.m ⁻¹]	kritické tlumení
b_{z1}	[N.s.m ⁻¹]	svislé tlumení primárního stupně vypružení
b_{z2}	[N.s.m ⁻¹]	svislé tlumení sekundárního stupně vypružení
d	[mm]	vnitřní průměr
D	[mm]	vnější průměr
E	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti
$E_{a(250)}$	[m]	zúžení vně otočných čepů pro oblouk 250 m
$E_{i(250)}$	[m]	zúžení mezi otočnými čepy pro oblouk 250 m



e_{kol}	[mm]	rozteč kolejí
F	[N]	síla
F_a	[N]	axiální síla
F_{kr}	[N]	kritická síla
F_{lis}	[kN]	lisovací síla
F_{va}	[N]	síla do středu ozubení
F_w	[kN]	síla větru
F_y	[N]	příčná síla
f	[-]	součinitel tření
f_{1z}	[Hz]	frekvence souběžných kmitů
f_{2z}	[Hz]	frekvence protiběžných kmitů
G	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti ve smyku
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[m]	výška
I	[A]	proud
i	[-]	počet drážek
i_{min}	[-]	poloměr kvadratického momentu průřezu
J_{min}	[mm ⁴]	kvadratický moment
J_p	[mm ⁴]	kvadratický moment plochy
K^I	[N.mm ⁻²]	konstanta nápravy
K^{II}	[N.mm ⁻²]	konstanta unašeče
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k_{d1}	[-]	dynamická přírážka pro první stupeň vypružení
k_t	[Nm.rad ⁻¹]	torzní tuhost
k_{TS}	[Nm.rad ⁻¹]	torzní tuhost stabilizátoru



k_z	[N.m ⁻¹]	svislá tuhost
k_{z1}	[N.m ⁻¹]	svislá tuhost primárního vypružení
k_{z2}	[N.m ⁻¹]	svislá tuhost sekundárního vypružení
L	[m]	délka
M	[Nm]	moment
M_{jm}	[Nm]	jmenovitý moment
M_k	[Nm]	kroucí moment
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_S	[Nm]	moment vozové skříně
M_{zkrat}	[Nm]	zkratový moment
m	[kg]	hmotnost
m_1	[kg]	hmotnost 1. vypružených hmot
m_2	[kg]	hmotnost 2. vypružených hmot
m_{PL}	[kg]	hmotnost plně loženého vozu
m_{PV}	[kg]	hmotnost prázdného vozu
$m_{už}$	[kg]	užitečná hmotnost
n	[min ⁻¹]	otáčky
n	[-]	počet šroubů
n_a	[m]	odlehlost vně otočných čepů
n_i	[m]	odlehlost mezi otočnými čepy
n_{jm}	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální otáčky
P	[kW]	výkon
P	[N]	řídící síla



p	[bar]	tlak v pružinách
p_D	[MPa]	dovolený tlak
Q	[N]	kolová síla
R	[m]	poloměr
R_A	[N]	reakční síla
r	[mm]	rameno
S	[mm ²]	plocha
S_{ef}	[m ²]	efektivní plocha pružiny
V	[m ³]	objem
v	[m.s ⁻¹]	rychlost
W_k	[mm ⁴]	modul průřezu v krut
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
w_a	[mm]	příčná výchylka primárního vypružení
$w_{a250,i250}$	[mm]	příčná výchylka sekundárního vypružení pro oblouk 250m
$w_{a150,i150}$	[mm]	příčná výchylka sekundárního vypružení pro oblouk 150m
w_∞	[mm]	příčná výchylka sekundárního vypružení pro přímou trať
x	[m]	vzdálenost v přímém směru
Y	[N]	vodicí síla
z	[mm]	vzdálenost ve svislém směru
z_u	[mm]	statické sesednutí
α	[°]	náklon vozové skříně
α	[rad]	úhel naklonění torzního stabilizátoru



α_z	[‰]	mezní zborcení
α_n	[°]	úhel náběhu
β_{zS}	[‰]	úhel naklopení na zborcené koleji
$\gamma_{2opt.}$	[-]	optimální rozdělení tuhostí
ΔQ_p	[N]	změna kolové síly 2-n podvozku
Δr_2	[mm]	přesah nalisování
Δz	[mm]	sesednutí ve svislém směru
η_z	[-]	součinitel využití drážek
κ	[-]	adiabatická konstanta
λ	[-]	štíhlostní poměr
λ_m	[-]	mezní štíhlost
$\mu_{stř}$	[-]	střední hmotnostní poměr
σ	[N.mm ⁻²]	napětí
σ_k	[N.mm ⁻²]	mez kluzu
σ_{kr}	[N.mm ⁻²]	kritické napětí
σ_o	[N.mm ⁻²]	ohybové napětí
σ_{RED}	[N.mm ⁻²]	redukované napětí
τ	[N.mm ⁻²]	smykové napětí
τ_{dov}	[N.mm ⁻²]	dovolené smykové napětí
φ_B	[°]	natočení v místě B
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost



16. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Pohon parní lokomotivy; 1 – parní válec, 2 – píst, 3 – pístnice, 4 – křížák, 5 – ojnice, 6 – kolo, 7 – klika, 8 – spojnice, 9 – protizávaží [27]	12
Obrázek 2 - Elektrický vůz firmy AEG v roce 1903 [30]	13
Obrázek 3 - Řešení přímého pohonu z roku 1903 [6]	14
Obrázek 4 - Nákladní lokomotiva Ce 6/8 II [33]	14
Obrázek 5 - Pohon Ce 6/8 II; 1 - hřídel trakčního motoru, 2 - klikový čep, 3 - spojnice, 4 - hnací čep, 5 - hlavní spojnice, 6 - běhoun, 7 - hnací dvojkolí, 8 - jalový hřídel s klikou s protizávažím [32].....	15
Obrázek 6 – Lokomotiva 169.001 [5]	16
Obrázek 7 - Schéma pohonu, 1 - stator motoru, 2 – dutá kotva motoru, 3 - ojníčkový nebo zpružinový závěs, 4 – dvojkolí [6]	17
Obrázek 8 - ICE 3 DB [15]	18
Obrázek 9 – Schéma pohonu studie ICE 3 [6]	18
Obrázek 10 - Účinnost, 1 - Asynchronní motor, 2 - Přímý pohon [7]	19
Obrázek 11 - Proud statoru v závislosti na otáčkách, 1 - Asynchronní motor, 2 - Přímý pohon [7]	19
Obrázek 12 - Přímý pohon dvojkolí japonské jednotky E993 [18].....	20
Obrázek 13 - Prototyp vozidla na zkušebním okruhu [22]	21
Obrázek 14 - Podélný řez přímým pohonem Syntegra, 1 - vinutí statoru, 2 - permanentní magnety, 3 - rotor, 4 - hlavní ložisko, 5 - primární vypružení [10]	21
Obrázek 15 - Podvozek Syntegra [36]	22
Obrázek 16 - Metro v městě Suzhou [23]	23
Obrázek 17 - Pomaloběžný IPMSM trakční motor HLR 3657 P/12 [11].....	24
Obrázek 18 - Individuální pohon tramvaje 15T [6]	25
Obrázek 19 - Ojníčková spojka Škoda; I. - unašeč na duté hřídeli, II. - unašeč na kole [6]....	27
Obrázek 20 - Zpružinový pohon AEG [6]	28
Obrázek 21 – Unašeč s rameny mezi paprsky kola [57]	28
Obrázek 22 - Ojníčková spojka Alstom, I. - unašeč na duté hřídeli, II. - unašeč na kotouči kola [6]	29
Obrázek 23 - Pružná ojníčková spojka při pohledu na kolo vozidla; 1 – náprava, 2 – kolo, 3 – ojníčky, 4 – pružný člen, 5 - matice [24].....	30



Obrázek 24 - Pružný člen deformovaný tahem, 4 - pružný člen, 6 - přetvořená střednice pruž. členu [24].....	30
Obrázek 25 - Pružný člen deformovaný tlakem, 4 - pružný člen, 6 - přetvořená střednice pruž. členu [24].....	30
Obrázek 26 - Spojky mezi dutým hřídelem a nápravou na obou stranách trakčního motoru ..	31
Obrázek 27 - Spojka mezi dutým hřídelem a nápravou na jedné straně trakčního motoru	32
Obrázek 28 - Model elektrické jednotky	33
Obrázek 29 - Průběh šířkového zúžení pro oblouk $R = 250$ m pro výšku $h \geq 430$ mm.....	35
Obrázek 30 - Průběh šířkového zúžení pro oblouk $R = 250$ m pro výšku $h < 430$ mm.....	36
Obrázek 31 - Postavení představku vozu v profilu G1 pro $R = 250$ m	37
Obrázek 32 - Konstrukce PMSM s vnějším statorem [41]	39
Obrázek 33 - Omezení velikosti motoru	40
Obrázek 34 – Uvažované hodnoty vůlí a posuvů ve svislém směru	41
Obrázek 35 - Model motoru, kterým prochází náprava; 1 - náprava, 2 - stator, 3 - rotor, 4 - ložiska.....	43
Obrázek 36 - Pružná spojka; 1 - rotor, 2 – unašeč, 3 – ojníčky, 4 – paleta, 5 – unašeč nápravy	45
Obrázek 37 - Spoj rotoru motoru s unašečem spojky, 1 – rotor, 2 – unašeč, 3 - šrouby	46
Obrázek 38 - Síly v Hirthově ozubení, F_a - axiální síla, F_u – síla působící kolmo na ozubení, F_v – výslednice sil [45]	46
Obrázek 39 - Rozdělení čepu na pole.....	48
Obrázek 40 - Namáhání čepu	49
Obrázek 41 - Ojníčka	50
Obrázek 42 - Zobrazení řezů na ojníčce.....	51
Obrázek 43 - Uvažovaný I-profil bez zaoblení	52
Obrázek 44 - Unašeč nápravy	53
Obrázek 45 - Rozměry unašeče na nápravě	54
Obrázek 46 - Silnostěnná nádoba.....	54
Obrázek 47 - Uzavřený profil (horní) a otevřený profil vnitřního rámu (dolní); 1 - podélník, 2 - příčník, 3 – čelník [43].....	55
Obrázek 48 - Průběh ohybového momentu u vnějšího rámu (nalevo) a u vnitřního rámu (vpravo) [42]	56
Obrázek 49 - Uchycený motor na příčník rámu podvozku	57
Obrázek 50 - Upevnění motoru v řezu	58



Obrázek 51 - Namáhání příčnicku mezi dvěma podélníky	59
Obrázek 52 - Průběh ohybového momentu a krutu na příčnicku	61
Obrázek 53 - Umístění pružin a tlumičů v podvozku	62
Obrázek 54 - Toleranční pole nárazníků osobních vozů s pneumatickým vypružením [49]...	64
Obrázek 55 - Model dvouhmotové soustavy [49]	66
Obrázek 56 - Membránová pružina, 1 – nouzová pružina v sérii, 2 - membrána [56] ...	69
Obrázek 57 - Zjednodušený model soustavy pro výpočet tlumení v primárním stupni [49]...	72
Obrázek 58 - Síly způsobující moment skříně, F_w – síla větru, F_o – odstředivá síla, G_{PL} – tíha plně ložené skříně.....	75
Obrázek 59 - Umístění torzních stabilizátorů (červeně) na podvozku (zelené vykreslení)	77
Obrázek 60 - Model torzní soustavy [49].....	79
Obrázek 61 - Schéma čtyřnápravového podvozkového vozidla [51].....	80
Obrázek 62 – Grafické znázornění výsledku Heumannovy metody	83
Obrázek 63 – Působení sil při jízdě v oblouku [49]	83
Obrázek 64 - Model podvozku	85
Obrázek 65 - Lemniskátový mechanismus (Z-mechanismus), 1 - podélník rámu podvozku, 2 - ojnice, 3 - vázání s otočným čepem, 4 - příčné narážky	86



17. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Rozměry motoru HLU 3436 P/44-VA.....	42
Tabulka 2 - Maximální rozměry motoru	43
Tabulka 3 - Parametry navrženého motoru	44
Tabulka 4 – Vstupní hodnoty pro výpočet	47
Tabulka 5 - Rozměry čepu	48
Tabulka 6 - Rozměry I profilu.....	52
Tabulka 7 - Rozměry unašeče na nápravě.....	54
Tabulka 8 - Parametry příčnicku.....	57
Tabulka 9 - Rozměry příčnicku	59
Tabulka 10 - Hmotnosti podvozku.....	63
Tabulka 11 - Hmotnosti vozů.....	63
Tabulka 12 - Tuhosti vypružení	68
Tabulka 13 – Výsledné frekvence souběžných a protiběžných kmitů	68
Tabulka 14 - Velikosti příčných výchylek	70
Tabulka 16 - Rozměry torzního stabilizátoru.....	77
Tabulka 17 - Velikosti kolových sil	82



18. Seznam příloh

V tištěné podobě:

Příloha č. 1: Typový výkres elektrické jednotky

Příloha č. 2: Výkres řídicího vozu

Příloha č. 3: Výkres 1. typu vloženého vozu

Příloha č. 4: Výkres 2. typu vloženého vozu

Příloha č. 5: Sestavný výkres podvozku

Přílohy pouze na CD:

Příloha č. 6: CAD model podvozku