



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Regionální částečně nízkopodlažní vůz -
- BEMU 70**

**Regional partially low-floor railcar -
- BEMU 70**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2023

Bc. František NOVOSAD

Studijní program: N0716A270001 Dopravní a transportní technika

Specializace: Kolejová vozidla

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

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Novosad** Jméno: **František** Osobní číslo: **483994**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Kolejová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Regionální částečně nízkopodlažní vůz - BEMU 70

Název diplomové práce anglicky:

Regional partially low-floor railcar - BEMU 70

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma „Částečně nízkopodlažní vozidla a jednotky pro regionální dopravu“.
2. Typový výkres v měřítku 1:50 a hmotnostní bilanci částečně nízkopodlažního vozu.
3. Vhodnou koncepci uspořádání trakčního pohonu a základní trakční charakteristiky vozidla.
4. MBS model vozidla, návrh vypružení a vyhodnoťte jeho dynamické chování na vybraném traťovém úseku.
5. Průvodní technickou zprávu dokumentující splnění dílčích úkolů.
6. Sestavný výkres trakčního podvozku s detailním řešením trakčního pohonu a vypružení.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.
Skripta ČVUT: KOLÁŘ, J: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel
ŠÍBA, J: Kolejová vozidla II
ŠÍBA, J: Kolejová vozidla II - pojezd

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2023**

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

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
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.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: „Regionální částečně nízkopodlažní vůz – BEMU 70“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu zdrojů.

V Rudné dne:

.....

František Novosad

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád hromadně poděkoval vyučujícím z ústavu kolejových vozidel za vřelý přístup, ochotu a nápomocnost nejen při řešení této práce, ale i během celého studia. Jmenovitě děkuji panu docentu Josefu Kolářovi, vedoucímu práce, za odborné rady, cenné připomínky a časovou flexibilitu. Dále pak panu doktorovi Janu Kalivodovi, jenž je odborníkem přes simulační software Simpack. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině a blízkým přátelům za neskutečnou podporu a poskytnuté zázemí. Bez nich by tato práce neměla šanci vzniknout.

ANOTAČNÍ LIST

| | | | |
|-------------------|--|----|--|
| Jméno autora: | František Novosad | | |
| Název práce: | Regionální částečně nízkopodlažní vůz – BEMU 70 | | |
| Anglický název: | Regional partially low-floor railcar – BEMU 70 | | |
| Rozsah práce: | počet stran: | 98 | |
| | počet obrázků: | 90 | |
| | počet tabulek: | 26 | |
| | počet příloh: | 2 | |
| Akademický rok: | 2022/2023 | | |
| Ústav: | 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel | | |
| Studijní program: | N0716A270001 Dopravní a transportní technika | | |
| Specializace: | Kolejová vozidla | | |
| Vedoucí práce: | doc. Ing. Josef Kolář, CSc. | | |
| Klíčová slova: | Regionální částečně nízkopodlažní vozidlo, Kinematický obrys, Trakční podvozek, Vypružení, Trakční charakteristika, Baterie, Simulace jízdy kolejového vozidla v Simpack | | |
| Keywords: | Regional partially low-floor rail vehicle, Kinematic envelope, Traction bogie, Suspension, Traction characteristics, Battery, Simulation of rolling stock driving in Simpack | | |

Anotace

Diplomová práce se zabývá základním návrhem parametrů čtyřnápravového částečně nízkopodlažního dvoupodvozkového elektricko-bateriového trakčního vozu, rozmístěním interiéru, návrhem pohonu a vypružení. Inspirací je provedená rešerše na téma částečně nízkopodlažní vozidla pro regionální dopravu. Parametry vozidla, zejména vlastnosti vypružení, jsou vyhodnoceny nejen analyticky, ale i v prostředí simulačního programu Simpack.

Abstract

The diploma thesis deals with the basic design of the parameters of a four-axle partially low-floor electric-battery traction railcar, the layout of the interior, the design of the drive and suspension. The inspiration comes from the research on the topic of partially low-floor vehicles for regional transport. Vehicle parameters, especially suspension, are evaluated not only analytically, but also in the environment of the Simpack simulation software.

OBSAH

| | |
|--|----|
| 1. Úvod..... | 8 |
| 2. Rešerše | 9 |
| 2.1. Motorová jednotka řady 814 | 9 |
| 2.2. Stadler Regio-Shuttle RS1..... | 11 |
| 2.3. Pesa Link I..... | 13 |
| 2.4. Alstom Coradia Lint 27 | 15 |
| 2.5. Stadler GTW – 2/6 DMU | 17 |
| 2.6. Alstom Coradia iLint..... | 20 |
| 2.7. Siemens Mireo..... | 22 |
| 2.8. Závěr z rešerše | 24 |
| 3. Vlastní koncepce vozidla..... | 25 |
| 3.1. Obrys pro konstrukci vozidla | 26 |
| 3.1.1. Kinematické zúžení..... | 26 |
| 3.1.2. Jízda v přímé trati..... | 27 |
| 3.1.3. Jízda v oblouku..... | 27 |
| 3.1.4. Redukce výšky..... | 30 |
| 3.1.5. Výsledná kontrola obrysu | 33 |
| 3.2. Uspořádání interiéru | 35 |
| 3.2.1. Nástupní prostor | 35 |
| 3.2.2. Oddíly pro cestující..... | 36 |
| 3.2.3. Přeprava vozíčkáře | 38 |
| 3.2.4. Přeprava jízdních kol | 39 |
| 3.2.5. Přepravní kapacita | 39 |
| 4. Hmotnostní bilance | 40 |
| 4.1. Vozidlo v prázdném stavu | 41 |
| 4.2. Plně ložené vozidlo | 43 |
| 4.3. Shrnutí hmotnostní bilance | 44 |
| 5. Pojezd vozidla | 46 |
| 5.1. Přenos podélných a příčných sil..... | 46 |
| 5.2. Přenos svislých sil | 48 |
| 5.3. Pohon..... | 48 |
| 5.4. Brzdy..... | 50 |
| 5.5. Hmotnostní bilance pojezdu..... | 50 |
| 6. Návrh systému vypružení..... | 51 |
| 6.1. Prvotní návrh tuhostí vypružení | 53 |
| 6.2. Výsledný návrh vypružení | 54 |
| 6.2.1. Primární vypružení | 55 |
| 6.2.2. Sekundární vypružení | 56 |
| 6.2.3. Vlastnosti vozidla | 59 |
| 6.2.4. Dynamické zatěžování | 60 |
| 6.3. Příčné vypružení | 62 |

| | | |
|---------------|--|-----------|
| 6.4. | Torzni stabilizátor | 63 |
| 6.4.1. | Síly působící na vozidlo..... | 64 |
| 6.4.2. | Návrh torzního stabilizátoru | 66 |
| 6.5. | Tlumení | 68 |
| 6.6. | Shrnutí vypružení..... | 69 |
| 7. | Trakční charakteristika | 70 |
| 7.1. | Motor..... | 70 |
| 7.2. | Převodovka | 72 |
| 7.3. | Trakční výpočty..... | 74 |
| 7.4. | Trakční baterie..... | 77 |
| 8. | MBS simulace..... | 81 |
| 8.1. | Stabilita jízdy v přímé trati | 83 |
| 8.2. | Bezpečnost proti vykolejení | 85 |
| 8.3. | Průjezd stavebně převýšeným obloukem..... | 89 |
| 9. | Závěr..... | 92 |
| 10. | Seznam obrázků..... | 93 |
| 11. | Seznam tabulek | 95 |
| 12. | Seznam příloh..... | 95 |
| 13. | Seznam zdrojů | 96 |

SEZNAM SYMBOLŮ

Kapitola 2

| Symbol | Jednotka | Název veličiny |
|-----------|----------------------|--------------------------------------|
| a | [mm] | Rozvor náprav |
| a_{max} | [$m \cdot s^{-2}$] | Maximální zrychlení |
| h_{pod} | [mm] | Výška nízké podlahy nad rovinou T.K. |
| L | [mm] | Délka přes nárazníky |
| m_{PV} | [t] | Hmotnost prázdného vozidla |
| n_{sed} | [1] | Míst k sezení celkem |
| P | [kW] | Výkon |
| p | [mm] | Rozvor povozku |
| v_{max} | [km/h] | Maximální rychlost |

Kapitoly 3–8

| Symbol | Jednotka | Název veličiny |
|---------------|----------------------|---|
| $2a$ | [mm] | Vzdálenost otočných čepů |
| $2a^*$ | [m] | Vzdálenost otočných čepů |
| $2a^+$ | [m] | Rozvor podvozku |
| $2s$ | [m] | Vzdálenost styčných kružnic |
| $2w_1$ | [m] | Příčná báze primárního vypružení |
| $2w_2$ | [m] | Příčná báze sekundárního vypružení |
| $2w_{TS}$ | [m] | Rozteč táhel torzního stabilizátoru |
| a | [m] | Vzdálenost otočných čepů |
| a | [1] | První koeficient pro výpočet dynamické přírážky |
| a_{12} | [mm] | Osová vzdálenost pastorku a ozubeného kola |
| a_{1VL} | [mm] | Osová vzdálenost pastorku a vloženého kola |
| a_{VL2} | [mm] | Osová vzdálenost vloženého a ozubeného kola |
| a_B | [$m \cdot s^{-2}$] | Brzdné zpomalení |
| a_r | [$m \cdot s^{-2}$] | Rozjezdové zrychlení |
| a_y | [$m \cdot s^{-2}$] | Nevyrovnané příčné zrychlení |
| A | [N/kN] | Konstantní člen měrného jízdního odporu |
| $A_{1,2,3,4}$ | [t] | Nápravová zatížení |
| A_B | [kWh] | Energie brzdné fáze cyklu |
| A_t | [kWh] | Energie fází cyklu v tahu |
| b | [m] | Výpočtová pološířka (obrys) |
| b | [1] | Druhý koeficient pro výpočet dynamické přírážky |
| b_{1zi} | [$N \cdot s/m$] | Konstanta tlumení svislého tlumiče v primárním stupni |
| b_{2xi} | [$N \cdot s/m$] | Konstanta tlumení tlumiče vrtivých pohybů |
| b_{2yi} | [$N \cdot s/m$] | Konstanta tlumení příčného tlumiče v sekundárním stupni |
| b_{2zi} | [$N \cdot s/m$] | Konstanta tlumení svislého tlumiče v sekundárním stupni |
| B_i | [m] | Šířka sektoru pro stání |
| c_x | [1] | Součinitel tvaru |
| C | [$N/kN/(km/h)^2$] | Kvadratický člen měrného jízdního odporu |

| | | |
|--------------|-------------------------|--|
| C_{bat} | [Ah] | Kapacita trakční baterie |
| d_K | [mm] | Průměr kola |
| d_M | [mm] | Průměr trakčního motoru |
| d_{TS} | [mm] | Průměr torzní tyče stabilizátoru |
| ds | [m] | Element dráhy |
| e_{dv} | [m] | Rozchod dvojkolí |
| e_{id} | [m] | Součet přitěžovacích zdvihů pružin |
| e_{ih} | [m] | Součet odlehčovacích zdvihů pružin |
| $E_{a(oo)}$ | [m] | Zúžení v místech představek při jízdě v přímé trati |
| $E_{a(R_0)}$ | [m] | Zúžení v místech představek při jízdě v oblouku |
| $E_{i(oo)}$ | [m] | Zúžení v místě středu vozidla při jízdě v přímé trati |
| $E_{i(R_0)}$ | [m] | Zúžení v místě středu vozidla při jízdě v oblouku |
| E_{bat} | [kWh] | Potřebná energie trakční baterie |
| E_{cyk} | [kWh] | Energie potřebná na 1 jízdní cyklus |
| E_{pp} | [kWh] | Energie pro pomocné pohony |
| $f_{1,2}$ | [Hz] | Vlastní frekvence houpání |
| F_{1PV} | [N] | Síla na pružinu primárního vypružení ve stavu PV |
| F_{1PL} | [N] | Síla na pružinu primárního vypružení ve stavu PL |
| F_{2PV} | [N] | Síla na pružinu sekundárního vypružení ve stavu PV |
| F_{2PL} | [N] | Síla na pružinu sekundárního vypružení ve stavu PL |
| F_{1max} | [N] | Maximální dynamická síla na pružinu primárního vypruž. |
| F_{1min} | [N] | Minimální dynamická síla na pružinu primárního vypruž. |
| F_{2max} | [N] | Maximální dynamická síla na pružinu sekundárního vypruž. |
| F_{2min} | [N] | Minimální dynamická síla na pružinu sekundárního vypruž. |
| F_{ad} | [kN] | Adhezní síla v trakci |
| F_{adB} | [kN] | Adhezní síla v brzdě |
| F_B | [kN] | Brzdná síla |
| F_{gi} | [N] | Tíhová síla |
| F_o | [kN] | Odporová síla |
| F_{os} | [kN] | Odpor vozidla ze stoupání |
| F_t | [kN] | Tažná síla |
| g | [m · s ⁻²] | Tíhové zrychlení |
| g_{lim}^* | [‰] | Zkušební zborcení na bázi vzdálenosti otočných čepů |
| g_{lim}^+ | [‰] | Zkušební zborcení na bázi rozvoru podvozku |
| G | [MPa] | Modul pružnosti ve smyku |
| G_p | [N] | Tíha podvozku |
| G_s | [N] | Tíha plně ložené skříně vozidla |
| h | [m] | Výpočtová výška (obrys) |
| h_c | [m] | Výška pólu kolébání skříně vozidla |
| h_d | [m] | Redukovaná výška spodku skříně vozidla |
| h_h | [m] | Redukovaná výška střechy skříně vozidla |
| i | [1] | Převodový poměr |
| J_y | [kg · mm ²] | Moment setrvačnosti skříně vozidla vůči podélné ose |
| J_z | [kg · mm ²] | Moment setrvačnosti podvozku vůči svislé ose |
| k_{1A} | [N/m] | Tuhost primárních pružin na ložiskovém domku |

| | | |
|------------------|-------------------|---|
| k_{1PV} | $[N/mm]$ | Tuhost primárního vypružení ve stavu PV |
| k_{1PVi} | $[N/mm]$ | Tuhost pružiny primárního vypružení ve stavu PV |
| k_{1PL} | $[N/mm]$ | Tuhost primárního vypružení ve stavu PL |
| k_{1PLi} | $[N/mm]$ | Tuhost pružiny primárního vypružení ve stavu PL |
| $k_{1xi,yi}$ | $[N/mm]$ | Horizontální tuhost pružiny primárního vypružení |
| k_2 | $[N/mm]$ | Tuhost sekundárního vypružení |
| k_{2PV} | $[N/mm]$ | Tuhost sekundárního vypružení ve stavu PV |
| k_{2PL} | $[N/mm]$ | Tuhost sekundárního vypružení ve stavu PL |
| k_{2n} | $[N/mm]$ | Tuhost nouzového vypružení |
| k_{2ni} | $[N/mm]$ | Tuhost pružiny nouzové pružiny |
| k_{2vz} | $[N/mm]$ | Tuhost vzduchového vypružení |
| k_{2vzPV} | $[N/mm]$ | Tuhost vzduchového vypružení ve stavu PV |
| k_{2vzPVi} | $[N/mm]$ | Tuhost vzduchové pružiny ve stavu PV |
| k_{2vzPL} | $[N/mm]$ | Tuhost vzduchového vypružení ve stavu PL |
| k_{2vzPLi} | $[N/mm]$ | Tuhost vzduchové pružiny ve stavu PL |
| $k_{2xi,yiPV}$ | $[N/mm]$ | Horizontální tuhost pružiny sekund. vypruž. ve stavu PV |
| $k_{2xi,yiPL}$ | $[N/mm]$ | Horizontální tuhost pružiny sekund. vypruž. ve stavu PL |
| $k_{2nxi,yi}$ | $[N/mm]$ | Horizontální tuhost nouzové pružiny |
| k_{cel} | $[N/mm]$ | Celková tuhost |
| k_{dynPV} | [1] | Dynamická přírážka pro stav PV |
| k_{dynPL} | [1] | Dynamická přírážka pro stav PL |
| $k_{\varphi xp}$ | $[N \cdot m/rad]$ | Úhlová tuhost podvozku |
| $k_{\varphi xs}$ | $[N \cdot m/rad]$ | Úhlová tuhost skříně vozidla |
| k_{t2A} | $[N \cdot m/rad]$ | Torzni tuhost sekundárního vypružení podvozku A |
| k_{t2B} | $[N \cdot m/rad]$ | Torzni tuhost sekundárního vypružení podvozku B |
| k_{tCV} | $[N \cdot m/rad]$ | Torzni tuhost celého vozidla |
| k_{tCVn} | $[N \cdot m/rad]$ | Torzni tuhost celého vozidla na nouzovém vypružení |
| k_{tDV} | $[N \cdot m/rad]$ | Torzni tuhost dvojkolí |
| k_{tP} | $[N \cdot m/rad]$ | Torzni tuhost podvozku |
| k_{TSi} | $[N \cdot m/rad]$ | Tuhost torzního stabilizátoru |
| l_1 | $[mm]$ | Vzdálenost těžiště k otočnému čepu A |
| l_2 | $[mm]$ | Vzdálenost těžiště k otočnému čepu B |
| L | $[m]$ | Délka vozidla |
| L_i | $[m]$ | Délka sektoru |
| L_m | $[mm]$ | Délka trakčního motoru |
| L_{TS} | $[m]$ | Délka zkrotné tyče torzního stabilizátoru |
| m_0 | $[kg]$ | Neodpružená hmota |
| m_1 | $[kg]$ | Primárně odpružená hmota |
| $m_{11,12}$ | $[kg]$ | Dílcí primárně odpružené hmoty |
| m_2 | $[kg]$ | Sekundárně odpružená hmota |
| $m_{21,22}$ | $[kg]$ | Dílcí sekundárně odpružené hmoty |
| m_{2PV} | $[kg]$ | Sekundárně odpružená hmota ve stavu PV |
| m_{2PL} | $[kg]$ | Sekundárně odpružená hmota ve stavu PL |
| m_A | $[kg]$ | Ekvivalentní hmotnost vypočtená z reakce v podpoře A |
| m_B | $[kg]$ | Ekvivalentní hmotnost vypočtená z reakce v podpoře B |

| | | |
|--------------|----------------------|---|
| m_{bat} | [kg] | Hmotnost trakční baterie |
| m_{ces} | [kg] | Hmotnost cestujícího |
| m_i | [kg] | Hmotnost jednoho kusu |
| m_{ic} | [kg] | Hmotnost n kusů |
| m_n | [mm] | Normálový modul |
| m_p | [kg] | Hmotnost působící v těžišti vozidla |
| m_{pod} | [kg] | Hmotnost podvozku |
| m_{prov} | [kg] | Hmotnost provozně obsazeného vozidla |
| m_{red} | [kg] | Redukovaná hmotnost |
| m_{up} | [kg] | Hmotnost upevňovacích prvků trakční baterie |
| m_{uz} | [kg] | Užitečná hmotnost |
| m_{uzprov} | [kg] | Užitečná provozní hmotnost |
| M_{ad} | [N · m] | Adhezní moment trakčního motoru |
| M_{Mj} | [N · m] | Jmenovitý moment trakčního motoru |
| M_{Mmax} | [N · m] | Maximální moment trakčního motoru |
| M_s | [N · m] | Moment skříně vozidla |
| M_{TSi} | [N · m] | Moment působící na torzní stabilizátor |
| n | [min ⁻¹] | Otáčky |
| n_{1i} | [1] | Počet pružin primárního vypružení |
| n_{2i} | [1] | Počet systémů sekundárního vypružení |
| n_a | [m] | Souřadnice od otočného čepu k představku |
| n_{b1z} | [1] | Počet svislých tlumičů v primárním stupni |
| n_{b2x} | [1] | Počet tlumičů vrtění v podvozku |
| n_{b2y} | [1] | Počet příčných tlumičů v sekundárním stupni |
| n_{b2z} | [1] | Počet svislých tlumičů v sekundárním stupni |
| n_c | [1] | Počet Li-ion článků trakční baterie |
| n_i | [m] | Souřadnice od otočného čepu ke středu vozidla |
| n_K | [min ⁻¹] | Otáčky kola |
| n_M | [1] | Počet trakčních motorů |
| n_{Mj} | [min ⁻¹] | Jmenovité otáčky trakčního motoru |
| n_{Mmax} | [min ⁻¹] | Maximální otáčky trakčního motoru |
| n_{TS} | [1] | Počet torzních stabilizátorů |
| N_1 | [N] | Síla v pružině sekundárního vypružení na odlehčené straně |
| N_2 | [N] | Síla v pružině sekundárního vypružení na přitížené straně |
| o_1 | [m] | Pól otáčení podvozku |
| o_2 | [m] | Pól otáčení skříně vozidla |
| O_p | [N] | Odstředivá síla podvozku |
| O_s | [N] | Odstředivá síla skříně vozidla |
| p | [m] | Rozvor podvozku |
| p_o | [N/kN] | Měrný jízdní odpor |
| p_{st} | [mm] | Stavební převýšení |
| $p_{z(-)}$ | [m] | Odlehčovací zdvih primárního vypružení |
| $p_{z(+)}$ | [m] | Přitěžovací zdvih primárního vypružení |
| P | [kW] | Výkon vozidla trakci |
| P_i | [kW] | Výkon trakčního motoru |

| | | |
|---------------|--------------------|--|
| P_B | [kW] | Výkon vozidla v brzdě |
| P_{Bi} | [kW] | Výkon trakčního motoru v brzdě |
| q | [m] | Příčná vůle v primárním vypružení |
| q_{vs} | [kg/m] | Hmotnost vozidlové skříně na jednotku délky |
| Q | [N] | Kolová síla |
| Q_0 | [N] | Statická kolová síla |
| Q_{MIN} | [N] | Minimální kolová síla na vzduchovém vypružení |
| Q_{MINn} | [N] | Minimální kolová síla na nouzovém vypružení |
| r_V | [m] | Poloměr nivelačního oblouku |
| R_A | [N] | Reakce v podpoře A |
| R_B | [N] | Reakce v podpoře B |
| $R_{p0,2}$ | [MPa] | Smluvní mez kluzu |
| R_{TS} | [m] | Délka ramena torzního stabilizátoru |
| s | [‰] | Sklon trati |
| s_z | [1] | Součinitel náklonu |
| $s_z(-)$ | [m] | Odlehčovací zdvih sekundárního vypružení |
| $s_z(+)$ | [m] | Přitěžovací zdvih sekundárního vypružení |
| S_{cel} | [m ²] | Plocha pro stání |
| S_i | [m ²] | Plocha sektoru |
| t_{xPV} | [mm] | Těžiště vozidla v podélném směru ve stavu PV |
| t_{xPL} | [mm] | Těžiště vozidla v podélném směru ve stavu PL |
| t_{yPV} | [mm] | Těžiště vozidla v příčném směru ve stavu PV |
| t_{yPL} | [mm] | Těžiště vozidla v příčném směru ve stavu PL |
| v | [km/h] | Rychlost |
| v_{krit} | [km/h] | Kritická rychlost |
| v_{max} | [km/h] | Maximální rychlost |
| V_{bat} | [m ³] | Objem trakční baterie |
| w | [m] | Příčná vůle v sekundárním vypružení |
| W_k | [mm ³] | Modul průřezu v krutu |
| x_a | [m ²] | Podmínka a při výpočtu obrysu |
| x_i | [m ²] | Podmínka i při výpočtu obrysu |
| x_i | [mm] | Souřadnice od otočného čepu A směrem ke středu vozidla |
| Y | [N] | Vodící síla |
| y_i | [mm] | Souřadnice od podélné osy vozidla směrem do náskresny |
| y_j | [m] | Vzdálenost od podélné osy vozidla |
| z | [m] | Kinematické zúžení |
| z_1 | [1] | Počet zubů pastorku |
| z_2 | [1] | Počet zubů ozubeného kola |
| z_{VL} | [1] | Počet zubů vloženého kola |
| z_{1PV} | [mm] | Deformace pružiny primárního vypružení ve stavu PV |
| z_{1PL} | [mm] | Deformace pružiny primárního vypružení ve stavu PL |
| z_{2n} | [mm] | Deformace pružiny nouzového vypružení |
| z_{stk1PV} | [mm] | Statické sednutí primárního vypružení ve stavu PV |
| z_{stk1PL} | [mm] | Statické sednutí primárního vypružení ve stavu PL |
| $z_{stk2nPV}$ | [mm] | Statické sednutí nouzového vypružení ve stavu PV |

| | | |
|-----------------|----------------------|---|
| $Z_{stk2nPL}$ | [mm] | Statické sednutí nouzového vypružení ve stavu PL |
| $Z_{stk2vzPV}$ | [mm] | Statické sednutí vzduchového vypružení ve stavu PV |
| $Z_{stk2vzPL}$ | [mm] | Statické sednutí vzduchového vypružení ve stavu PL |
| $\sum Z_{stPV}$ | [mm] | Součet statických sednutí ve stavu PV |
| $\sum Z_{stPL}$ | [mm] | Součet statických sednutí ve stavu PL |
| δ | [°] | Úhel převýšení koleje |
| Δh_a | [m] | Výškové omezení na minimálním vydutém oblouku |
| Δh_i | [m] | Výškové omezení na vypuklém lomu sklonu |
| ΔQ_p | [N] | Změna kolové síly od rámu podvozku |
| ΔQ_s | [N] | Změna kolové síly od skříně vozidla na vzduchovém vypruž. |
| ΔQ_{sn} | [N] | Změna kolové síly od skříně vozidla na nouzovém vypruž. |
| Δr_K | [m] | Přípustné ojetí kol |
| Δt | [s] | Časový krok |
| Δz | [mm] | Deformace pružin pod užitečným zatížením |
| η | [°] | Úhel náklonu skříně vozidla vůči ose koleje |
| η_0 | [°] | Asymetrie vozidla |
| η_1 | [°] | Úhel náklonu rámu podvozku vůči dvojkolí |
| η_2 | [°] | Úhel náklonu skříně vozidla vůči rámu podvozku |
| η_r | [1] | Účinnost rekuperace |
| ξ | [1] | Součinitel rotačních hmot |
| λ_e | [1] | Ekvivalentní kuželovitost jízdního profilu kola |
| μ | [1] | Součinitel adheze mezi kolem a kolejnicí v trakci |
| μ_B | [1] | Součinitel adheze mezi kolem a kolejnicí při brzdění |
| ω | [s ⁻¹] | Úhlová rychlost |
| ρ_{ces} | [os/m ²] | Plošná hustota stojících cestujících |
| ρ_s | [mm] | Poloměr setrvačnosti |
| ρ_{vz} | [kg/m ³] | Hustota vzduchu |
| τ_d | [MPa] | Dovolené smykové napětí |
| τ_k | [MPa] | Smykové napětí |

SEZNAM ZKRATEK

| Zkratka | Význam |
|----------------|--|
| 3f | Třífázový |
| AC | Střídavý proud |
| B-E | Bateriově-elektrický přenos výkonu |
| BEMU | Battery electric multiple unit |
| CAD | Computer aided design |
| ČR | Česká republika |
| DC | Stejnoseměrný proud |
| D-E | Diesel-elektrický přenos výkonu |
| DMU | Dieselová (Dieselelektrická) jednotka |
| EDB | Elektrodynamická brzda |
| GMT | Gummi-Metal-Technik |
| HDM | Hydromechanický přenos výkonu |
| H-E | Vodíkovo-elektrický přenos výkonu |
| HT | Hlavní transformátor |
| HV | Hlavní vypínač |
| Li-ion | Lithium-iontový |
| MBS | Multi body simulation |
| MSV | Moravskoslezská vagónka |
| NEOD | Neodpružená hmota |
| PL | Plně ložené vozidlo |
| PRIM | Primárně odpružená hmota |
| PV | Prázdné vozidlo |
| T.K. | Rovina temen kolejnic |
| TM | Trakční motor |
| TSI | Technical Specification for Interoperability – locomotives and passenger rolling |
| LOC&PAS | stock |
| TSI PRM | Technical Specification for Interoperability – persons with reduced mobility |
| UIC | International Union of Railways |
| WC | Water Closet |
| ŽOS | Železniční opravy a strojírny |

1. Úvod

V současné době je cestování nedílnou součástí našich životů, ať už se jedná o cesty za účelem vzdělání, práce, návštěv či zájmového objevování nových míst – turistiky. Sice v posledních letech tyto cesty ovlivnila pandemie Covid 19, nyní se však situace pomalu ubírá k normálu a lidé se do veřejné dopravy vrací.

Hlavním cílem veřejné dopravy je ulehčit přetížené silniční dopravě, zejména v okolí spádových měst, takzvaných aglomerací. Byť regulace a stále zvyšující se cena pohonných hmot této skutečnosti napomáhá, je potřeba zároveň cestujícím nabídnout moderní, spolehlivou a časově rentabilní alternativu, a tím je do vozidel přilákat. Kombinací vysokých přepravních výkonů, rychlosti a bezemisního provozu je železniční doprava. Vše uvedené je však podmíněno využitím elektrických pohonů. Ty nabízí spoustu možností: poměrně vysoké výkony oproti pohonům s hydromechanickým přenosem výkonu, vysokou akceleraci při rozjezdech při častých zastávkách na regionálních a příměstských tratích a možnost rekuperovat brzdou energii ať už do sítě, nebo do akumulátoru elektrické energie (akumulovaná brzdá energie do baterií).

Možným řešením pro regionální dopravu je elektricko-bateriový čtyřnápravový částečně nízkopodlažní vůz splňující moderní požadavky. Vizí je zajistit tímto vozem svaz z obcí ležících podél regionálních tratí na tratě hlavní. Při obratu ve stanici na hlavní trati je nezbytná možnost dobít baterie, aby bylo pokryté napájení trakčních motorů i na výše zmíněných regionálních tratích, které jsou v tuzemsku z valné většiny neelektrifikované. Dobíjení je v současnosti možné přímo z troleje pomocí sběrače (pantografu) nebo ze speciální nabíječky.

S ohledem na to, že železniční dopravou není možné obsloužit všechna místa v republice je nutné vybudování infrastruktury v okolí stanic. Tím jsou myšlena spádová parkoviště, stojany pro kola či zajištěný přestup na navazující autobusovou dopravu. Postupně se na tento faktor začíná dbát čím dál více, což může být hlavní motivací pro pasažéry cestovat veřejnou dopravou.

2. Rešerše

Cílem rešerše je zdokumentovat v současnosti provozovaná regionální částečně nízkopodlažní vozidla, a to konkrétně v oblasti Střední Evropy. Jedná se nejen o vozidla samostatná, ale i o ucelené jednotky. Práce sleduje hlavní technické parametry vozidel, poměr nízkopodlažní části vozidla vůči celkové délce vozidla a v neposlední řadě uspořádání jejich pojezdů a pohonů.

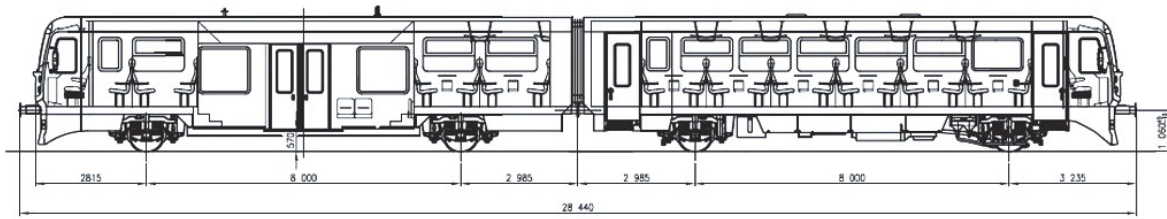
2.1. Motorová jednotka řady 814

V současné době je na území České republiky velká část regionálních tratí obsluhována motorovými jednotkami řady 814, známými pod označením Regionova, a to nejčastěji ve dvouvozovém uspořádání (814+914). Tyto jednotky vznikly rekonstrukcí motorových a přípojných vozů řad 810 a 010, jejich parametry jsou postupem času shledávány jako nedostačující a hlavně neatraktivní.



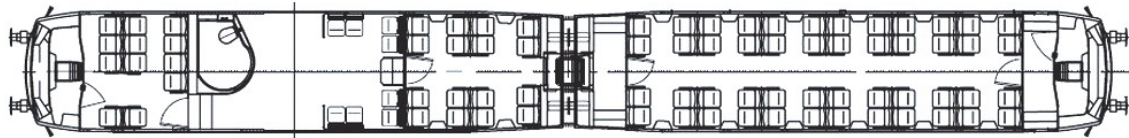
Obr. 1: Dvouvozová jednotka 814+914 Regionova [1]

Jednotka byla do současného stavu modernizována v letech 2005–2008 společností Pars nova sídlící v Šumperku. Ve dvouvozovém uspořádání je složena z vysokopodlažního hnacího vozu řady 814 a z vozu řídicího řady 914 disponujícího nízkopodlažním nástupním prostorem. Délka jednotky v tomto uspořádání je 28 440 mm a šířka činí úctyhodných 3 073 mm, což je dáno volbou jednonápravových podvozků a krátkým rozvorem náprav. Hmotnost prázdného vozidla je 39,6 tun. Celková kapacita je 199 osob, z toho 84 sedících. V nástupní části nízkopodlažního vozu se nachází toaleta. Tento oddíl s výškou podlahy 570 mm nad rovinou temen kolejnic (dále jen T.K.) však činí pouze 19% celkové délky jednotky.



řídící vůz řady 914

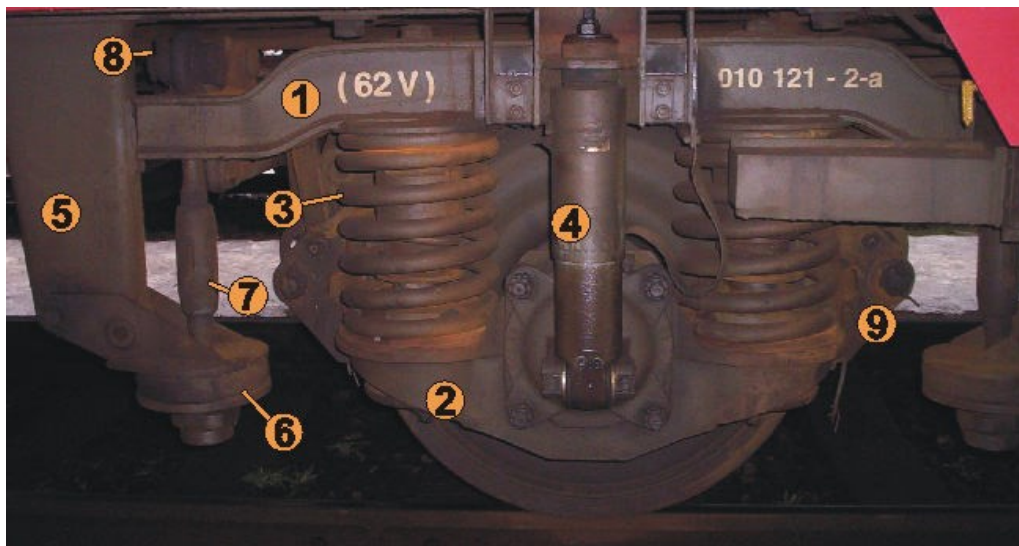
motorový vůz řady 814



Obr. 2: Typový výkres jednotky 814+914 Regionova [2]

Pojezd je řešen čtyřmi jednonápravovými podvozky v uspořádání 1' A' + 1' 1', z čehož je patrné, že pouze jedno dvojkolí ze čtyř je trakční. Podélné síly mezi podvozky a skříň přenášejí podélná táhla. Pod podlahou motorového vozu je uložen spalovací motor TEDOM M 1.2C ML 640SE zajišťující hydromechanický přenos výkonu 242 kW. Na něj navazuje čtyřstupňová planetová hydromechanická převodovka Voith Diwa 864.3.

Každé dvojkolí je odpruženo čtyřmi vinutými ocelovými pružinami, které jsou na obou stranách doplněny jedním hydraulickým tlumičem. Skříň je na podvozek upevněna pomocí pryžokovového závěsu. Maximální rychlost jednotky je 80 km/h, což pro kombinaci provozu na regionálních a hlavních tratích vede ke snižování kapacity jejich průjezdu.



Obr. 3: Podvozek motorového vozu řady 814 [3]

1 - podélník, 2 - konzola ložiskové skříň, 3 - pružina svislého vypružení, 4 - tlumič svislého vypružení, 5 - konzola skříň vozu, 6 - pryžový blok závěsu, 7 - závěs skříň vozu, 8 - úhlová páka vaha, 9 - brzdová zdrž

Jelikož je jednotka Regionova jediným částečně nízkopodlažním regionálním vozidlem vyráběným v tuzemsku (pokud nepočítáme nové jednotky Regiopanther společnosti Škoda Transportation), tak se rešerše v následujících bodech ubírá směrem k vozidlům zahraničních výrobců.

Pro přehlednost jsou technické parametry vozidla zobrazeny v následující tabulce (Tab. 1). [1] [4]

Tab. 1: Technické parametry jednotky řady 814+914 Regionova [1] [4]

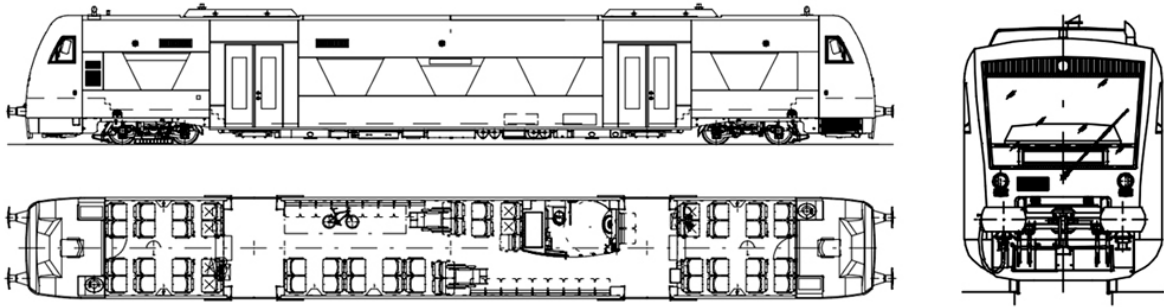
| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|------------------|-----------------|
| Uspořádání pojezdu | - | - | 1'A'+1'1' |
| Přenos výkonu | - | - | Hydromechanický |
| Výkon | P | kW | 242 |
| Hmotnost prázdného vozidla | m_{pv} | t | 39,6 |
| Délka přes nárazníky | L | mm | 28 440 |
| Rozvor náprav vozů | a | mm | 8 000 |
| Míst k sezení stálých + sklopných | n_{sed} | 1 | 76 + 8 |
| Nízkopodlažnost | - | % | 19 |
| Výška nízké podlahy nad T.K. | h_{pod} | mm | 570 |
| Maximální rychlost | v_{max} | km/h | 80 |
| Maximální zrychlení | a_{max} | m/s ² | - |

2.2. Stadler Regio-Shuttle RS1



Obr. 4: Motorový vůz řady 840 RegioSpider [5]

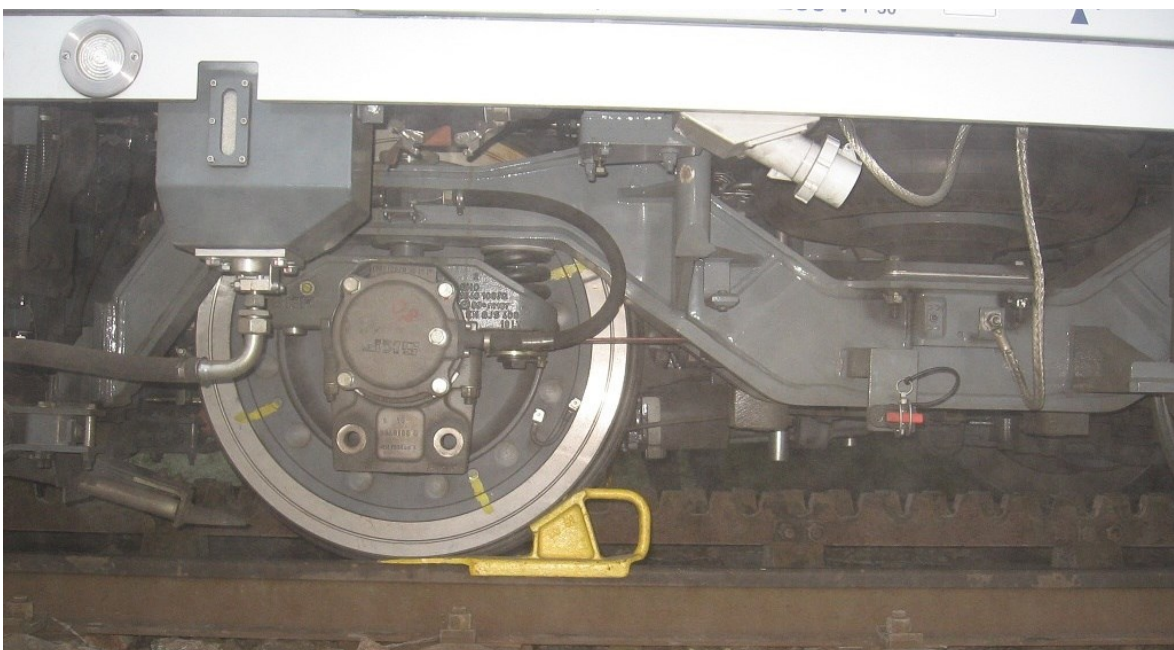
O něco modernějším řešením je čtyřnápravový trakční vůz Stadler Regio-Shuttle RS1, na českých tratích označovaný jako řada 840 a 841, také známý jako RegioSpider. Samotný vůz váží 45 tun, je 25 500 mm dlouhý, 2 900 mm široký a je schopen vyvinout maximální rychlost až 120 km/h. Maximální počet přepravovaných osob je 168, z toho až 71 osob sedících. Na první pohled je zajímavé řešení skříně, kdy boční sloupky nejsou svislé nýbrž šikmé ve tvaru lichoběžníků. Tato koncepce má i praktický význam, kdy markantně zvyšuje pevnost a tuhost vozidlové skříně.



Obr. 5: Typový výkres vozu řady 840 RegiSpider [6]

Vůz je řešen jako dvouagregátové vozidlo. Jeho dvěma srdci jsou vznětové motory Iveco Cursor 8, každý o výkonu 265 kW. Agregáty jsou umístěny pod kabinami strojvůdce na představicích vozu. Takovéto umístění pohonných jednotek je výhodné z důvodu dlouhé nízkopodlažní části kabiny pro cestující činící 65% délky vozu, avšak nenaplnuje požadavky pro crashovou odolnost v kategorii P2. Podlaha se nachází ve výšce 600 mm nad rovinou T.K. Přenos výkonu je hydromechanický dvěma třístupňovými převodovkami Voith DIWA (každá zajišťuje přenos výkonu na jeden podvozek) s hydrodynamickým měničem na průběžnou a koncovou nápravovou převodovku. Pojezd je tedy v uspořádání B'B', skupinový pro každý podvozek. Motorové vozy pro Liberecký kraj (840) mají jiný převodový poměr než pro kraj Vysočina (841). Důvodem je sklonově náročná trať z Tanvaldu do Harrachova, která dříve byla řešena ozubnicovou dráhou.

Podvozek je tvořen otevřeným vnějším H rámem o rozvoru 1 800 mm. Primární vypružení je řešeno dvojicemi ocelových vinutých pružin, zatímco sekundární je řešeno pružinami vzduchovými. Dvojkolí jsou vedena vodorovnými pásy umístěnými mezi ložiskovou skříní a podélníkem rámu podvozku.



Obr. 6: Podvozek motorového vozu řady 840 [5]

Pro přehlednost byly hlavní technické parametry vozidla doplněné o maximální rozjezdové zrychlení zaneseny do následující tabulky (Tab. 2). [6] [7]

Tab. 2: Technické parametry vozu řady 840 Regiospider [6] [7]

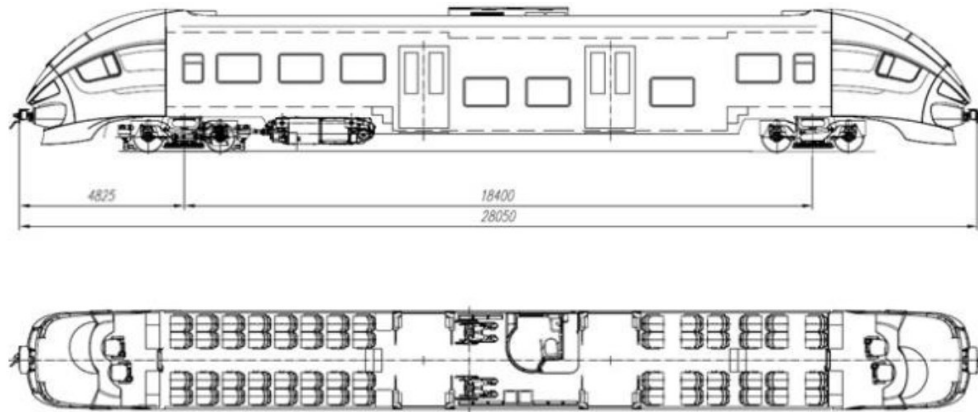
| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|------------------|----------------------|
| Uspořádání pojezdu | - | - | B' B' |
| Přenos výkonu | - | - | Hydromechanický |
| Výkon | P | kW | 2x265 |
| Hmotnost prázdného vozidla | m_{pv} | t | 45 |
| Délka přes nárazníky | L | mm | 25 500 |
| Rozvor podvozku (typ rámu) | p | mm | 1 800 (vnější H-rám) |
| Míst k sezení stálých + sklopných | n_{sed} | 1 | 51 + 20 |
| Nízkopodlažnost | - | % | 65 |
| Výška nízké podlahy nad T.K. | h_{pod} | mm | 600 |
| Maximální rychlost | v_{max} | km/h | 120 |
| Maximální zrychlení | a_{max} | m/s ² | 1,2 |

2.3. Pesa Link I



Obr. 7: Motorový vůz Pesa Link I [8]

Pesa Link jsou polská trakční vozidla, jež jsou vyráběna v několika variantách. Na českých tratích jsou k vidění jako dvouvozové jednotky (Link II), a to zejména v Libereckém, Ústeckém, Karlovarském a Plzeňském kraji. Jsou také známa pod přezdívkou RegioShrak, jelikož jejich čelo připomíná hlavu žraloka, nebo pod označením jako řada 844. Existují ale i jako samotné vozy (Link I), které jsou zatím vlastněny pouze Německými drahami. Solo vůz je 28 650 mm dlouhý, 2 880 mm široký a pojme 150 cestujících, z toho až 67 sedících.



Obr. 8: Typový výkres vozu Pesa Link I [9]

Vzhledem, k tomu, že se jedná o moderní vozidlo, a tudíž plní požadavky na crashovou odolnost v kategorii P2, je spalovací motor o výkonu 565 kW umístěn mezi otočnými čepy vozu. Toto řešení však snižuje délku nízkopodlažního oddílu ve výšce 600 mm nad T.K., který činí 34% celkové délky vozu. Zejména z důvodů požadavků na umístění toalety do nízkopodlažní části je tato varianta nevhodná, jelikož samotná toaleta pak rapidně snižuje zbylý využitelný nízkopodlažní prostor vozu (Obr. 8). To je nejspíše důvodem, proč se tyto vozy provozovatelům železniční dopravy jeví jako nerentabilní. Hydromechanicky poháněný je jeden podvozek, druhý je běžný. Uspořádání pojezdu je B'2'.

Podvozky jsou řešeny otevřenými vnějšími H rámy o rozvoru 2 100 mm. Primární vypružení zajišťuje vždy jedna ocelová vinutá pružina na ložiskové skříni. Dvojkolí jsou vedena pomocí kyvného ramene. Sekundární vypružení podvozku je řešeno dvojicí vzduchových pružin. Zajímavostí jsou kotouče brzd umístěné přímo na kolech z důvodu vyčerpaného prostoru v rozkolí umístěným pohonem (mezi koly jedné nápravy).



Obr. 9: Trakční podvozek motorových vozů Pesa Link [10]

Pro přehlednost byly hlavní technické parametry vozidla doplněné o maximální rozjezdové zrychlení zaneseny do následující tabulky (Tab. 3). [8] [9] [10]

Tab. 3: Technické parametry vozu Pesa Link I [8] [11]

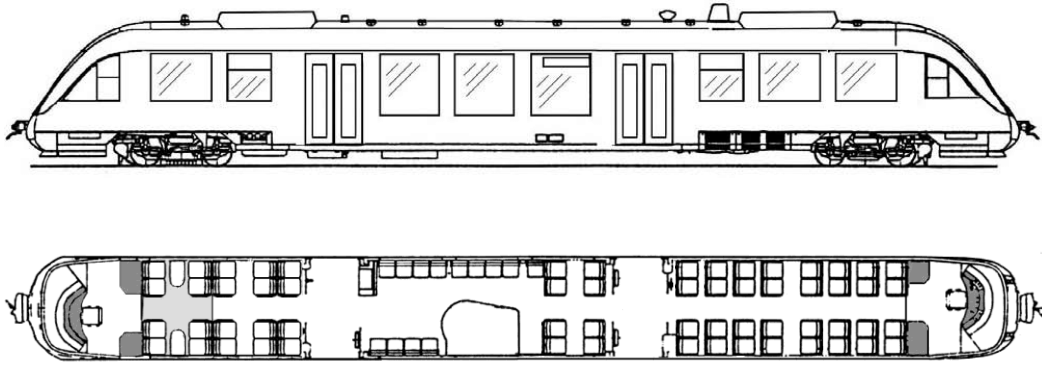
| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|------------------|----------------------|
| Uspořádání pojezdu | - | - | B'2' |
| Přenos výkonu | - | - | Hydromechanický |
| Výkon | P | kW | 565 |
| Hmotnost prázdného vozidla | m_{PV} | t | - |
| Délka přes nárazníky | L | mm | 28 650 |
| Rozvor podvozku (typ rámu) | p | mm | 2 100 (vnější H-rám) |
| Míst k sezení stálých + sklopných | n_{sed} | 1 | 56 + 11 |
| Nízkopodlažnost | - | % | 34 |
| Výška nízké podlahy nad T.K. | h_{pod} | mm | 600 |
| Maximální rychlost | v_{max} | km/h | 140 |
| Maximální zrychlení | a_{max} | m/s ² | 0,74 |

2.4. Alstom Coradia Lint 27



Obr. 10: Motorový vůz Alstom Coradia Lint 27 [12]

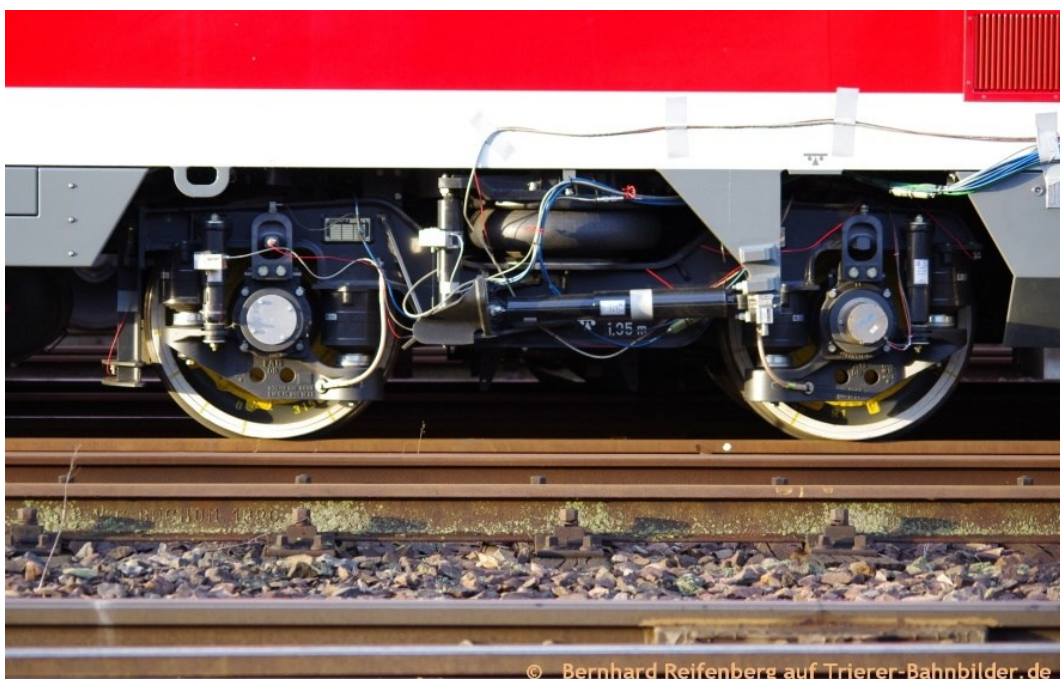
Dalším příkladem lehkého kolejového vozidla je motorový vůz Coradia Lint 27 francouzského výrobce Alstom. Provedení vozu je opět variabilní od solo vozu po tříčlánkovou jednotku. Na českých tratích je vozidlo provozováno ve variantě dvoučlánkové jednotky (Coradia Lint 41). Délka v provedení jednoho motorového vozu (Coradia Lint 27) činí 27 660 mm, šířka pak 2 750 mm. Vůz je schopen pojmout až 73 sedících pasažérů a samotný váží 41 tun.



Obr. 11: Typový výkres vozu Alstom Coradia Lint 27 [13]

Tento motorový vůz má poháněný jeden podvozek. Vlastní pohon obstarává dieselový motor MTU o výkonu 315 kW, spojený s hydrodynamickou převodovkou Voith. Pohonná jednotka je umístěna pod podlahou mezi otočnými čepy blíže hnacímu podvozku, se kterým je spojena pomocí kloubového hřídele. Pojezd je tedy v uspořádání B'2', obdobně jako u vozidla Pesa Link I (bod 2.3). Nízkopodlažní část je opět zkrácená o umístění pohonného agregátu. Zaujímá 41% celkové délky vozidla, a to ve výšce 580 mm nad rovinou T.K. v nástupních prostorech.

Vozová skříň, vyrobená ze svařovaných nerezových profilů, je uložena pomocí vzduchového vypružení na dvou podvozkových H rámech o rozvoru 1 950 mm. Tažné síly jsou přenášeny pomocí středního otočného čepu a dvojkolí jsou vedena kyvnými rameny. Primární vypružení dvojkolí je řešeno pomocí čtyř pryžokovových kónických pružin. Běžný podvozek je navíc vybaven brzdou kolejnicovou a kotoučovými brzdami umístěnými na kolech dvojkolí. Maximální rychlost vozidla je 120 km/h.



Obr. 12: Trakční podvozek motorových vozů Coradia Lint [14]

Pro přehlednost byly hlavní technické parametry vozidla doplněné o maximální rozjezdové zrychlení zaneseny do následující tabulky (Tab. 4). [12] [15]

Tab. 4: Technické parametry vozu Alstom Coradia Lint 27 [12] [15]

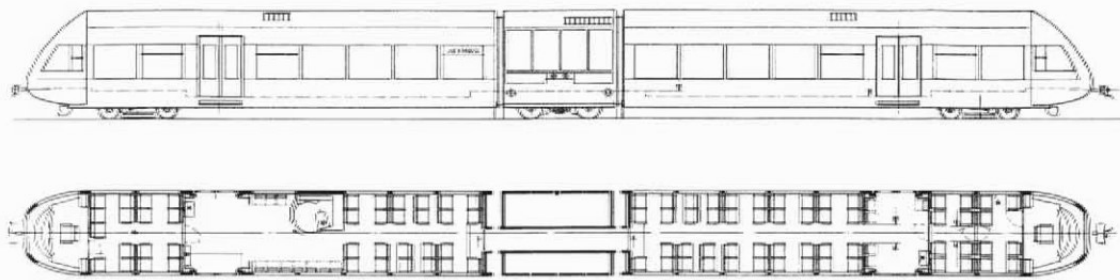
| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|------------------|----------------------|
| Uspořádání pojezdu | - | - | B'2' |
| Přenos výkonu | - | - | Hydromechanický |
| Výkon | P | kW | 315 |
| Hmotnost prázdného vozidla | m_{pv} | t | 41 |
| Délka přes nárazníky | L | mm | 27 260 |
| Rozvor podvozku (typ rámu) | p | mm | 1 950 (vnější H-rám) |
| Míst k sezení stálých + sklopných | n_{sed} | 1 | 60 + 13 |
| Nízkopodlažnost | - | % | 41 |
| Výška nízké podlahy nad T.K. | h_{pod} | mm | 580 |
| Maximální rychlost | v_{max} | km/h | 120 |
| Maximální zrychlení | a_{max} | m/s ² | 0,5 |

2.5. Stadler GTW – 2/6 DMU



Obr. 13: Deseleletrická jednotka Stadler GTW 2/6 – DMU [16]

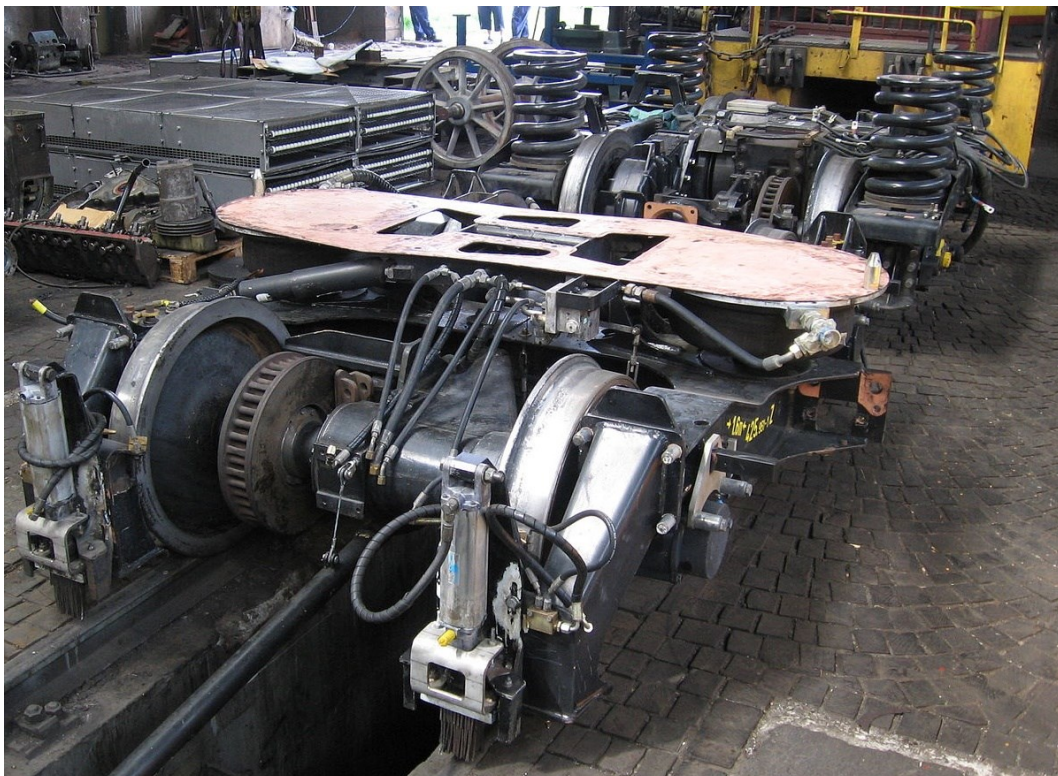
Zajímavou koncepcí regionálního vozidla je vozidlo Stadler GTW, jehož provedení je variabilní ať už v počtu článků, nebo v použití zdrojů energie pro trakci. Jednotka v provedení 2/6 je tříčlánková se dvěma hnacími dvojkolými z šesti celkových. Označením DMU se rozumí diesellová (dieselesleletrická) jednotka. První generace tohoto vozidla je k vidění v ČR jako řada 646, a to výhradně na Moravě, zejména pak na Hané a Uhersko Hradištsku. Vozidlo bylo vyráběno v letech 2000-2001, přesto se do vozového parku Českých drah dostalo až v roce 2020. Souprava je 38 660 mm dlouhá, 3 000 mm široká a váží 54 tun. Jednotka pojme až 212 cestujících, z toho 108 sedících.



Obr. 14: Typový výkres jednotky Stadler GTW 2/6 – DMU [17]

Vozidlo má poháněný jeden podvozek, o což se ve výše zmíněném provedení primárně stará dvanáctiválcový spalovací motor MTU o výkonu 550 kW. Motor je uložen ve speciálním středovém hnacím modulu, který je excentricky průchozí. Hlavní devízou vozidla je jeho dlouhá část s nízkou podlahou činící 70% délky celé jednotky. Nevýhodou je její výška 760 mm nad rovinou T.K., a to zejména u vozů převzatých z Německa. Většina nádražních nástupišť v ČR je totiž stavěna ve výšce 550 mm nad rovinou T.K., na lokálních tratích dokonce jen ve výšce 200 mm. Existují však i modifikace jednotky napříč generacemi, které se liší právě výškami nízké podlahy.

Přenos výkonu je dieselelektrický, dvojkolí jsou hnána asynchronními motory o celkovém výkonu 440 kW. Na ně navazují dvoustupňové předloňové převodovky. Střední článek s agregátem je uložen na neotočných hnacích podvozcích, články s místy pro cestující na podvozcích běžných otočných o rozvoru shodně 2 000 mm. Uspořádání pojezdu je tedy 2' B₀ 2'.



Obr. 15: Běžný podvozek (vpředu) a trakční podvozek (vzadu) jednotky Stadler GTW [18]

Primární vypružení obou typů podvozků je řešeno pomocí vrstvených pryžokovových prvků. Sekundární vypružení je na běžném podvozku řešeno pneumaticky, na hnacím však pomocí ocelových vinutých pružin umístěných v rozích podélníků rámu. Koncept má stejný problém jako ostatní lehké vozy s brzdami na běžných nápravách, které zde vykazují nižší přilnavost, než je tomu u tradičních motorových vozů. Maximální dosažitelná rychlost je 120 km/h.

Dále je také třeba zmínit, že tato vozidla oprávněně čelí kritice. Ať už kvůli zastaralosti, nefunkčnosti komponent výstroje nebo z důvodu výšky nízkopodlažní části. Na konci roku 2020 obdržela ŽOS Zvolen na Slovensku zakázku na komplexní modernizaci vozidel. Zrekonstruované vlaky jsou postupně nasazovány na tratích zmíněných v prvním odstavci. Důležité je také poznamenat, že nyní existuje již 3. generace vozů GTW. Za úvahu by tedy stálo, zdali nákup těchto jednotek nebyl krokem zpět.

Pro přehlednost byly hlavní technické parametry vozidla doplněné o maximální rozjezdové zrychlení zaneseny do následující tabulky (Tab. 5). [17] [18] [19]

Tab. 5: Technické parametry jednotky Stadler GTW 2/6 - DMU [17] [18] [19]

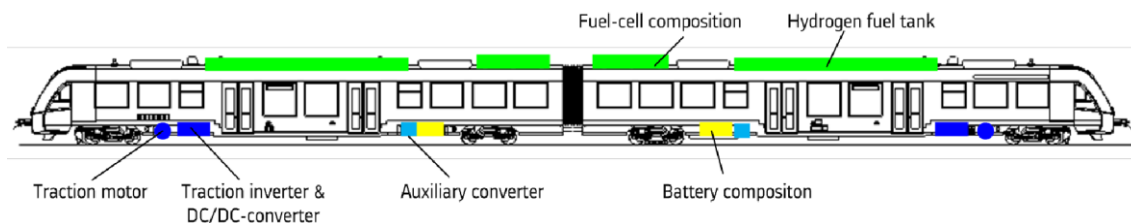
| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|------------------|------------------------|
| Uspořádání pojezdu | - | - | 2' B ₀ ' 2' |
| Přenos výkonu | - | - | Dieselektrický |
| Výkon | P | kW | 440 |
| Hmotnost prázdného vozidla | m_{pv} | t | 54 |
| Délka přes nárazníky | L | mm | 38 660 |
| Rozvor podvozku (typ rámu) | p | mm | 2 000 (vnější H-rám) |
| Míst k sezení stálých + sklopných | n_{sed} | 1 | 96 + 12 |
| Nízkopodlažnost | - | % | 70 |
| Výška nízké podlahy nad T.K. | h_{pod} | mm | 760 |
| Maximální rychlost | v_{max} | km/h | 120 |
| Maximální zrychlení | a_{max} | m/s ² | 0,85 |

2.6. Alstom Coradia iLint



Obr. 16: Dvouvozová vodíková jednotka Alstom Coradia iLint [20]

Na platformě vozidla Lint 54 vyvinula společnost Alstom společně s Německým střediskem pro letectví a kosmonautiku jednotku Coradia iLint s pohonem na palivové články. Jednotka je 54 270 mm dlouhá, z čehož 30 % zaujímá nízkopodlažní část ve výšce 800 mm nad rovinou T.K. (v zemích jejího provozu jsou vyšší nástupiště), a 2 750 mm široká. Nejvyšší dosažitelná rychlost je 140 km/h. Vozidlo nabízí 138 míst k sezení, 144 míst ke stání a váží 98 tun. Coradia iLint byla k vidění na jaře roku 2022 i v ČR, kdy během týdne projela nespočet tuzemských tratí včetně zajiždky na Slovensko. Provozována je prozatím na území několika spolkových zemí Německa a v Nizozemsku.



Obr. 17: Schéma rozmístění výstroje jednotky Alstom Coradia iLint [20]

Vodík se za přítomnosti kyslíku z okolního vzduchu přeměňuje na elektrickou energii pomocí palivových článků, které pohánějí elektromotory. Dva 125kilogramové zásobníky vodíku v podobě 350barových tlakových nádob jsou umístěny na střeše. Palivové články dodávají výkon 2x200 kW. Elektromotory pak zajišťují výkon až 544 kW. Lithiové baterie s kapacitou 2x110 kWh jsou umístěny pod podlahou vozidla. Ty slouží k ukládání přebytečné energie získané nevyužitou energií z palivových článků, například při pobytu ve stanici nebo akumulací při brzdění vozidla. Energií je z bateriek možné znovu použít při rozjezdu pro dosažení vyšší akcelerace. Dojezd s plnou nádrží je udáván 600 až 1000 kilometrů.

Pojezd vozidla je tvořen čtyřmi dvounápravovými podvozky o rozvoru 1 900 mm. Podvozky na koncích jednotky jsou trakční, v blízkosti mezivozového přechodu běžné. Uspořádání je B'2'+2'B', což znamená že dvojkolí v trakčních podvozcích jsou poháněna skupinově jedním elektromotorem. Podvozky jsou tvořeny vnějšími H rámy. Vypružení, přenos podélných sil a vedení dvojkolí je řešeno stejně jako v případě ostatních vozidel platformy Lint (bod 2.4).



Obr. 18: Podvozek jednotky Alstom Coradia iLint [21]

Pro přehlednost byly hlavní technické parametry vozidla doplněné o maximální rozjezdové zrychlení zaneseny do následující tabulky (Tab. 6). [20] [22]

Tab. 6: Technické parametry jednotky Alstom Coradia iLint [20] [22]

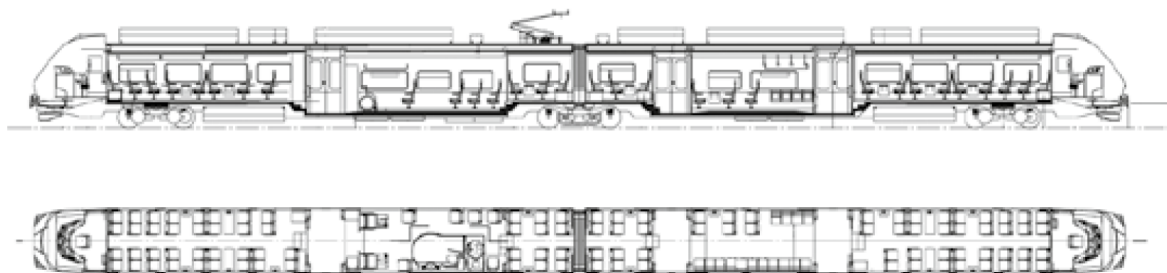
| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|------------------|----------------------|
| Uspořádání pojezdu | - | - | B'2'+2'B' |
| Přenos výkonu | - | - | Elektrický |
| Výkon | P | kW | 544 |
| Hmotnost prázdného vozidla | m_{PV} | t | 98 |
| Délka přes nárazníky | L | mm | 54 270 |
| Rozvor podvozku (typ rámu) | p | mm | 1 900 (vnější H-rám) |
| Míst k sezení stálých + sklopných | n_{sed} | 1 | 138 + 0 |
| Nízkopodlažnost | - | % | 30 |
| Výška nízké podlahy nad T.K. | h_{pod} | mm | 800 |
| Maximální rychlost | v_{max} | km/h | 140 |
| Maximální zrychlení | a_{max} | m/s ² | 0,6 |

2.7. Siemens Mireo



Obr. 19: Jednotka Siemens Mireo v provedení BEMU [23]

Platforma Mireo je novinkou společnosti Siemens. Svou variabilitou v počtu vozů a možností zdrojů elektrické energie (trolej, baterie, vodík) dokáže obsloužit nespočet tratí, prozatím však pouze německých či rakouských. Rešerše se zabývá dvoudílnou bateriovou variantou BEMU, která je 46 560 mm dlouhá, 2 808 mm široká a dokáže pojmout až 120 sedících cestujících. Nízkopodlažní část se nachází ve výšce 705 mm nad T.K. a činí cca 41% celkové délky vozidla. Ve vícečlánkových variantách toto procento narůstá, jelikož pod podlahu vložených vozů není třeba umisťovat takové množství komponent samotné výzbroje. Maximální dosažitelná rychlost vozidla je až 160 km/h a vyhovuje bezpečnosti na crashovou odolnost v kategorii P2.



Obr. 20: Typový výkres dvouvozové jednotky Siemens Mireo [23]

Vozidlo je poháněno čtyřmi asynchronními motory o celkovém výkonu 1 700 kW umístěnými v trakčních podvozcích na čelech jednotky. Pod mezivozovým přechodem je umístěn běžný Jacobsův podvozek. Pojezd je tedy v uspořádání B₀'2' B₀'. Energie pro pohon motorů je čerpána přímo z troleje, tam, kde trať elektrifikovaná není, je možné energii čerpat z baterií umístěných pod podlahou vozidla v blízkosti trakčních podvozků. Dojezd na baterii je odhadován na 80 km.

Zajímavostí vozidla jsou samotné podvozky typu SF 7500. Rám podvozku je tvořen vnitřním H rámem, což snižuje jeho celkovou hmotnost až o 2 tuny v porovnání s rámy vnějšími. V trakčních podvozcích je však nutné umístit brzdové kotouče přímo na disky kol, jelikož prostor mezi ložiskovými skříněmi je značně stísněný. Primární vypružení je řešeno pomocí pryžokovových kónických pružin, sekundární vypružení je řešeno vzduchově. Přenos podélných sil je řešen pomocí otočného čepu a dvojkolí jsou vedena pomocí pružně uložených ojnic. Jelikož je rozměr příčné báze sekundárního vypružení z důvodu zástavby vnitřního rámu malý, je podvozek doplněn o torzní stabilizátor.



Obr. 21: Trakční podvozek SF7500 [24]

Pro přehlednost byly hlavní technické parametry vozidla doplněné o maximální rozjezdové zrychlení zaneseny do následující tabulky (Tab. 7). [23] [25]

Tab. 7: Technické parametry jednotky Siemens Mireo [23] [25]

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|------------------|-------------------------------------|
| Uspořádání pojezdu | - | - | B ₀ '2' B ₀ ' |
| Přenos výkonu | - | - | Elektrický |
| Výkon | P | kW | 1 700 |
| Hmotnost prázdného vozidla | m_{pv} | t | - |
| Délka přes nárazníky | L | mm | 46 560 |
| Rozvor podvozku (typ rámu) | p | mm | 2 300 (vnitřní H-rám) |
| Míst k sezení stálých + sklopných | n_{sed} | 1 | 120 + 0 |
| Nízkopodlažnost | - | % | 41 |
| Výška nízké podlahy nad T.K. | h_{pod} | mm | 705 |
| Maximální rychlost | v_{max} | km/h | 140 |
| Maximální zrychlení | a_{max} | m/s ² | 1,1 |

2.8. Závěr z rešerše

Z rešerše vyplývá, že řešením v podobě samostatného akutrolejového (elektricko-bateriového) regionálního vozu současní výrobci ve vozových parcích nedisponují. Z každého výše zmíněného koncepčního řešení však lze vybrat určité prvky a ty zpracovat do konceptu výsledného. Proto byla pro přehlednost sestavena souhrnná tabulka, která zjednodušeně ukazuje parametry vozidel zmiňovaných v rešerši:

Tab. 8: Parametry všech zmíněných vozidel

| Parametr | Jedn. | 814+ +914 | RS1 | Pesa Link | Coradia 27 | GTW | iLint | Mireo |
|-----------------|------------------|----------------|--------|--------------|---------------|----------------------|----------------|-------------------------------------|
| Pojezd | - | 1´A´+ +1´1´ | B´B´ | B´2´ | B´2´ | 2´B ₀ ´2´ | B´2´+ +2´B´ | B ₀ ´2´ B ₀ ´ |
| Přenos výkonu | - | HDM | HDM | HDM | HDM | D-E | H-E | B-E |
| Výkon | kW | 242 | 2x265 | 565 | 315 | 440 | 544 | 1 700 |
| Hmotnost PV | t | 39,6 | 45 | - | 41 | 54 | 98 | - |
| Max. délka | mm | 28 440 | 25 500 | 28 650 | 27 260 | 38 660 | 54 270 | 46 560 |
| Rozvor podvozku | mm | 8 000 | 1 800 | 2 100 | 1 950 | 2 000 | 1 900 | 2 300 |
| Rám podvozku | - | vnější | vnější | vnější | vnější | vnější | vnější | vnitřní |
| Sedadel pevných | 1 | 76 | 51 | 56 | 60 | 96 | 138 | 120 |
| Sklopných | 1 | 8 | 20 | 11 | 13 | 12 | 0 | 0 |
| Nízkopodlažnost | % | 19 | 65 | 34 | 41 | 70 | 30 | 41 |
| Nízká podlaha | mm | 570 | 600 | 600 | 580 | 760 | 800 | 705 |
| Max. rychlost | km/h | 80 | 120 | 140 | 120 | 120 | 140 | 140 |
| Max. zrychlení | m/s ² | - | 1,2 | 0,74 | 0,5 | 0,85 | 0,6 | 1,1 |

Z vozů s hydromechanickým přenosem výkonu (HDM) lze vypíchnout jen to, že se jedná o samostatné vozy, tudíž vyhovují hledaným rozměrům. Také se ve většině případů jedná o čtyřnápravové dvoupodvozkové vozidlo. To platí vyjma Regionovy (kapitola 2.1).

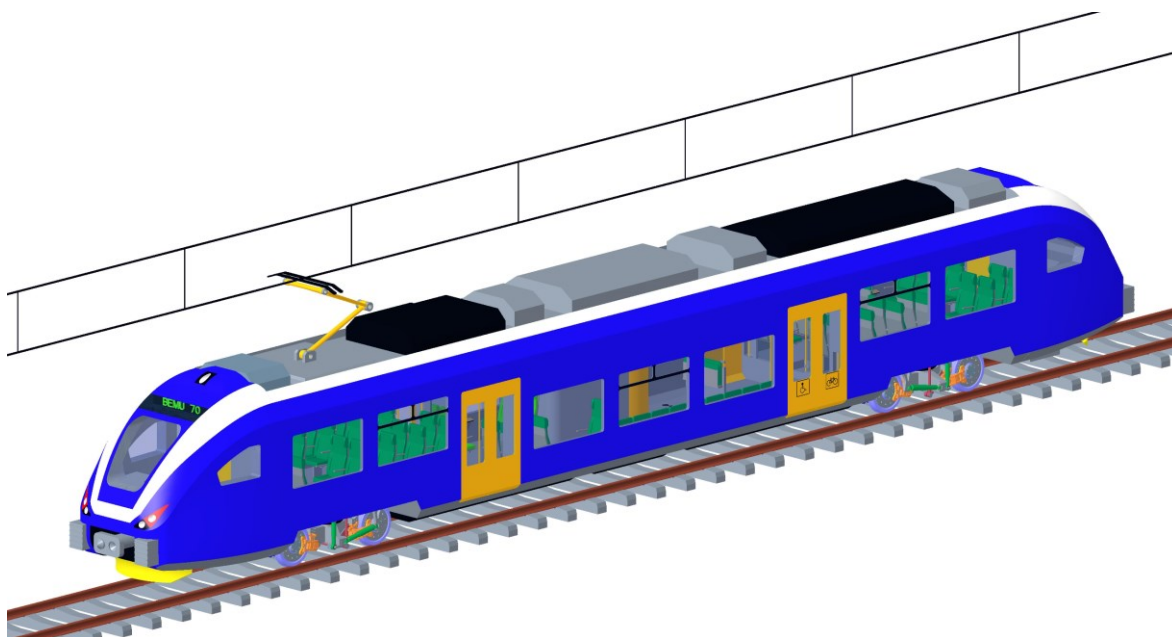
Dalším důležitým faktorem je pohon. Pohony nezávislé na fosilních palivech a spalovacích motorech nabízí jednotky iLint (kapitola 2.6) a Mireo (kapitola 2.7). U vodíkového pohonu je však otázkou, zdali se vyplatí převážet těžké tlakové nádoby obsahující nevelké množství samotného vodíku. Dalším nedostatkem této varianty je, jak a kde vodík do nádrží dočerpávat, jelikož infrastruktura pro jeho doplňování v blízkosti zdejších tratí vybudována není. Pohon asynchronními motory s bateriovou alternativou se jeví příznivěji, zejména pak z hlediska dobíjení. Nedílnou výhodou tohoto řešení je možnost rekuperace, respektive akumulace brzděné energie právě do akumulátorů. To platí zejména v případě, že budou všechna dvojkolí vozidla vybavena elektromotory, budou tzv. trakčně adhezni. Koncept zároveň podporuje nižší opotřebení třecích brzd a zvýšení poměrné nízkopodlažní části vozidla, jelikož pod podlahu není třeba umisťovat spalovací motor.

Poslední klíčovou položkou je podvozek. Pro stavbu lehkého kolejového vozidla se jeví jako ideální podvozek s vnitřním rámem, který vede k úspoře hmotnosti a s tím souvisejícího nápravového zatížení. Druhou výhodou je možnost využití takto uspořené hmotnosti pro instalaci těžkých komponent, jako jsou právě baterie nebo ostatní systémy a komponenty potřebné k provozu moderního kolejového vozidla.

3. Vlastní koncepce vozidla

Tato kapitola se zabývá vlastním návrhem vozidla na základě poznatků z rešerše. Většinou následujících kroků budou výpočty a kontroly, zdali vstupní hodnoty parametrů vyhovují ať už normám, moderním trendům železniční dopravy, nebo i nárokům cestujících a dopravců. Níže je rozpracována 3D studie navrhovaného elektricko-bateriového částečně nízkopodlažního čtyřnápravového vozu pro regionální dopravu označeného BEMU 70.

Označení BEMU (z angličtiny battery-electric multiple unit) se dá přeložit jako elektricko-bateriová jednotka, byť se v tomto případě jedná o samostatný vůz. Číslo 70 pak označuje maximální počet sedících cestujících, a to včetně využitelných sklopných sedaček.

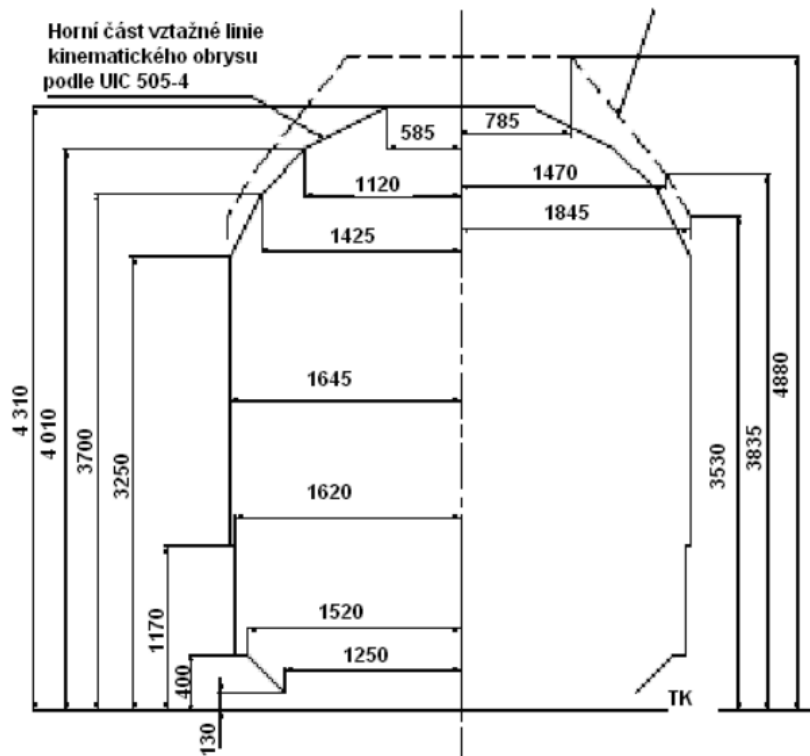


Obr. 22: 3D model navrženého vozidla

Z 3D modelu vozidla zhotoveném v prostředí softwaru Creo 4 (Obr. 22) je patrné, že se jedná o čtyřnápravové podvozkové hnací vozidlo. V následujících podkapitolách je rozepsán postup, jak bylo dospěno k základním rozměrům vozidla a uspořádání interiéru, z čehož vzejdou vstupy do kapitol následujících. Těmi jsou výpočet obrysu pro konstrukci, hmotnostní bilance vozidla, návrh pojezdu s pohonem a systém vypružení vozu.

3.1. Obrys pro konstrukci vozidla

Cílem je získat představu o maximálních možných rozměrech vozidla. Postup výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla je popsán v závazných normách. Aktuální je evropská norma ČSN EN 15273-2+A1 [26], která více méně odpovídá dnes již neplatné UIC 505 [27]. Východiskem pro výpočet je vztážná linie kinematického obrysu (Obr. 23), kterou vozidlo nesmí žádnou svou částí přesáhnout.



Obr. 23: Vtážná linie kinematického obrysu dle UIC 505 [28]

Další vstupní parametry jsou uváděny u příslušných fází výpočtu, popřípadě odkazují na jejich výpočet v kapitolách následujících.

3.1.1. Kinematické zúžení

Kinematické zúžení z je část zúžení vozové skříně ve výpočtové výšce h dané jejím kvazistatickým nakloněním, způsobeným účinkem nevyrovnané příčné síly. Skříň hnacích kolejových vozidel je uložena na dvou stupních vypružení. Při návrhu jsou respektovány požadavky na hodnotu součinitele naklonění $s_z \leq 0,4$ a na asymetrii vozidla $\eta_0 \leq 1^\circ$. Poté je možné dosadit do rovnic vyjadřující hodnotu kinematického zúžení z :

$$z = \left[\frac{s_z}{30} \right] \cdot (h - h_c) \Big|_{h > h_c > 0.5m} \quad (1)$$

$$z = \left[\frac{4 \cdot s_z}{30} \right] \cdot (h_c - h) \Big|_{h < h_c} \quad (2)$$

Rovnice (1) platí za předpokladu, že výpočtová výška h (hodnoty z Obr. 23) je větší než výška pólu kolébání skříně vozidla h_c a ten je zároveň větší než 0,5 m. Pokud je výpočtová výška h menší než výška pólu kolébání h_c , je dosazováno do rovnice (2).

Demonstrativním výpočtovým bodem ze vztažné linie kinematického obrysu bude bod, pro který platí: výpočtová pološířka $b = 1620 \text{ mm}$ a výpočtová výška $h = 1170 \text{ mm}$. Součinitel naklonění je stanoven na $s_z = 0,3$ a výška pólu naklápění vozidla na $h_c = 0,7 \text{ m}$ (na základě návrhu torzního stabilizátoru v kapitole 6.4).

$$z = \left[\frac{s_z}{30} \right] \cdot (h - h_c) = \left[\frac{0,3}{30} \right] \cdot (1,17 - 0,7) = 0,0047 \text{ m} \quad (3)$$

3.1.2. Jízda v přímé trati

Pro jízdu v přímé trati bylo nejprve vypočteno šířkové zúžení v místech představků skříně vozidla (vně otočných čepů) $E_{a(\infty)}$, a to dle následující rovnice:

$$E_{a(\infty)} = \left(\frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + z - 0,015 \quad (4)$$

Neznámé v rovnici jsou: hodnota rozchodu dvojkolí $e_{DV} = 1,41 \text{ m}$, příčná vůle v primárním vypružení $q = 5 \text{ mm}$, příčná vůle v sekundárním vzpružení $w = 60 \text{ mm}$ a vzdálenost otočných čepů $a = 16 \text{ m}$. Maximální délka představku je na základě navržené délky vozidla a polohy čela vozidla $n_a = 5,2 \text{ m}$.

$$E_{a(\infty)} = \left(\frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 + 0,06 \right) \cdot \frac{2 \cdot 5,2 + 16}{16} + 0,0047 - 0,015 = 0,1423 \text{ m} \quad (5)$$

Následně bylo vypočteno šířkové zúžení v místě středu vzdálenosti otočných čepů (opět v přímé trati) $E_{i(\infty)}$:

$$E_{i(\infty)} = \left(\frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w \right) + z - 0,015 \quad (6)$$

$$E_{i(\infty)} = \left(\frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 + 0,06 \right) + 0,0047 - 0,015 = 0,0822 \text{ m}$$

3.1.3. Jízda v oblouku

Při jízdě v oblouku bylo nejprve vypočteno zúžení na představku $E_{a(R_0)}$, pro které je rozhodující vzpříčená poloha vozidla v kolejovém kanálu. Nejprve je nutné ověřit, zdali platí podmínka nerovnice (7), která má pro uvažování konstantních příčných vůlí ve vypružení následující podobu:

$$a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} > \begin{cases} 5,0 \\ 7,5 \end{cases} \quad (7)$$

Hodnota rozvoru podvozku $p = 2,2 \text{ m}$ je dále objasněna v kapitole o pojezdu vozidla (kapitola 5). Hodnota 5 za lomítkem je použita v případě částí vozidla, jejichž výška nepřesahuje 400 mm nad rovinou T.K.:

$$16 \cdot 5,2 + 5,2^2 - \frac{2,2^2}{4} = 109,03 \quad (8)$$

Jelikož je podmínka splněna, je možné přistoupit k výpočtu samotného zúžení:

$$E_{a(R_0)} = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4}}{500} + \left(\frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + w \cdot \frac{n_a}{a} + w \cdot \frac{n_a + a}{a} + z +$$

$$+ [x_a]_{>0} - \begin{cases} 0,025 \\ 0,030 \end{cases} \quad (9)$$

Hodnota x_a je vyjádřena následující rovnicí:

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

$$x_a = \frac{1}{750} \cdot \left(16 \cdot 5,2 + 5,2^2 - \frac{2,2^2}{4} - 120 \right) = -0,0146 \quad (10)$$

Protože je hodnota výrazu x_a menší než 0, nebude tento člen v rovnici (9) figurovat. Ve stejné rovnici pak bude za lomítkem platit hodnota 0,025 pro ty části vozidla, jejichž výška nepřesahuje 400 mm nad T.K. Pro zvolený výpočtový bod platí:

$$E_{a(R_0)} = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4}}{500} + \left(\frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q \right) \cdot \frac{2 \cdot n_a + a}{a} + w \cdot \frac{n_a}{a} + w \cdot \frac{n_a + a}{a} +$$

$$+ z - 0,03 \quad (11)$$

$$E_{a(R_0)} = \frac{16 \cdot 5,2 + 5,2^2 - \frac{2,2^2}{4}}{500} + \left(\frac{1,465 - 1,51}{2} + 0,005 \right) \cdot \frac{2 \cdot 5,2 + 16}{16} + 0,06 \cdot \frac{5,2}{16} +$$

$$+ 0,06 \cdot \frac{5,2 + 16}{5,2} + 0,0047 - 0,03 = 0,3454 \text{ m}$$

Následuje výpočet zúžení v místě nacházejícího se mezi otočnými čepy $E_{i(R_0)}$, pro který je rozhodující těživová poloha vozidla v kolejovém kanále. Nejprve je nutné ověřit, zdali platí podmínka nerovnice (12), která má pro uvažování konstantních příčných vůlí následující podobu:

$$a \cdot n_i + n_i^2 - \frac{p^2}{4} > \begin{cases} 5,0 \\ 7,5 \end{cases} \quad (12)$$

Opět platí, že je hodnota 5 za lomítkem použita v případě částí vozidla, jejichž výška nepřesahuje 400 mm nad rovinou T.K.:

$$16 \cdot 8 + 8^2 - \frac{2,2^2}{4} = 190,79 \quad (13)$$

Jelikož je podmínka splněna, je možné přistoupit k výpočtu samotného zúžení:

$$E_{i(R_0)} = \frac{a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w + z + [x_i]_{>0} - \begin{cases} 0,025 \\ 0,030 \end{cases} \quad (14)$$

Hodnota x_i je vyjádřena následující rovnicí:

$$x_i = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 100 \right) \quad (15)$$

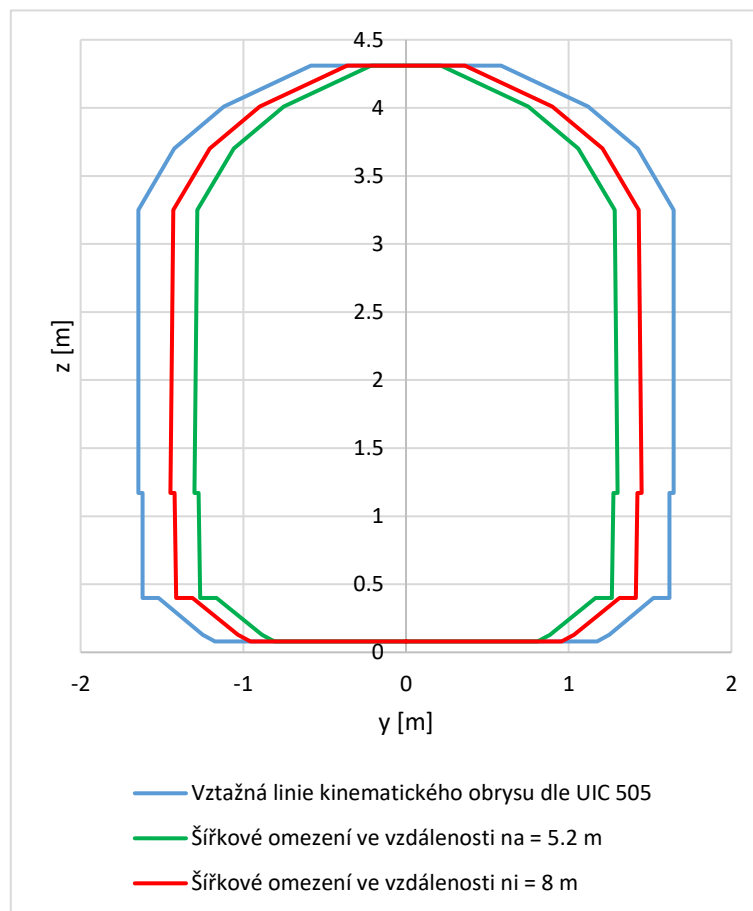
$$x_a = \frac{1}{750} \cdot \left(16 \cdot 8 - 8^2 + \frac{2,2^2}{4} - 100 \right) = -0,0464$$

Protože je hodnota výrazu x_i menší než 0, nebude tento člen v rovnici (14) figurovat. Ve stejné rovnici pak bude za lomítkem platit hodnota 0,025 pro ty části vozidla, jejichž výška nepřesahuje 400 mm nad T.K. Pro zvolený výpočtový bod platí:

$$E_{i(R_0)} = \frac{a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} + q + w + z - 0,03 \quad (16)$$

$$E_{i(R_0)} = \frac{16 \cdot 8 - 8^2 + \frac{2,2^2}{4}}{500} + \frac{1,465 - 1,41}{2} + 0,005 + 0,06 + 0,047 - 0,03 = 0,1976 \text{ m}$$

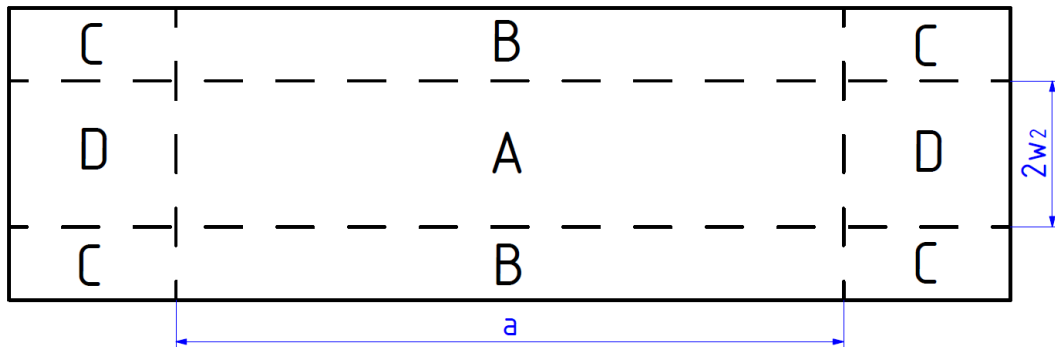
Na základě všech výpočtových bodů bylo docíleno šířkového omezení skříně, které je v kritických místech na skříně vozidla (představek a střed vozidla) graficky znázorněno na následujícím obrázku:



Obr. 24: Obrys pro konstrukci vozidla po šířkové redukci

3.1.4. Redukce výšky

Výšková redukce, jmenovitě redukce výšky střechy vozidla a spodku vozidla, je závislá na několika faktorech. Hlavním z nich je podélná $n_{a,i}$ a příčná y_j poloha výpočtového bodu vzhledem k umístění sekundárního vypružení. Vozidlo je v půdorysném pohledu rozděleno na 4 oblasti A až D (Obr. 25). Dalším kritériem je výška výpočtového bodu h . O redukcii výšky střechy vozidla se bavíme v případě, že $h \geq 3\,250\text{ mm}$. O redukcii výšky spodku vozidla se bavíme, pokud $h \leq 1\,170\text{ mm}$.



Obr. 25: Rozdělení vozidla na oblasti A-D

Na základě návrhu vypružení v kapitole 6 jsou pro výpočet rozhodující svislé výchylky pružin a vzdálenost báze sekundárního vypružení $2w_2$. Pro spodek vozidla pak navíc hraje roli maximální přípustné ojetí kola Δr_K a minimální poloměr zaoblení nivelačního oblouku podélného sklonu r_V .

Níže (Tab. 9) jsou uvedeny hodnoty parametrů, od jejichž hodnot se odvíjí redukované výšky výpočtových bodů. Pro všechny oblasti jsou výpočtové rovnice vzhledem ke složitosti zapsány a okomentovány pouze v obecném tvaru. Původní výpočtová výška je značena h_0 .

Tab. 9: Parametry vstupující do výpočtu redukce výšky obrysu vozidla

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|---|--------------|----------|---------|
| Báze sekundárního vypružení | $2w_2$ | m | 1,1 |
| Odlehčovací zdvih primárního vypružení | $p_{z(-)}$ | m | 0,01 |
| Odlehčovací zdvih sekundárního vypružení | $s_{z(-)}$ | m | 0,01 |
| Maximální stlačení primárního vypružení | $p_{z(+)}$ | m | 0,02 |
| Maximální stlačení sekundárního vypružení | $s_{z(+)}$ | m | 0,028 |
| Přípustné ojetí kol | Δr_K | m | 0,03 |
| Poloměr podélného oblouku | r_V | m | 500 |

Oblast A leží uvnitř oblasti svislého sekundárního vypružení a je omezena houpáním skříně. Redukce v oblasti střechy:

$$h_{Ah} = h_0 - e_{ih} = h_0 - (p_{z(-)} + s_{z(-)}) \quad (17)$$

V oblasti spodku vozidla pak platí:

$$h_{Ad} = h_0 + e_{id} = h_0 + |p_{z(+)} + s_{z(+)}| + \Delta r_K + \Delta h_i \quad (18)$$

Člen Δh_i je dílčí výškové omezení na vypuklém zaoblení lomu sklonu (na vrcholu) a je definován vztahem:

$$\Delta h_i = r_V - \sqrt{r_V^2 - \frac{p^2}{4} + n_i^2} - a \cdot n_i \quad (19)$$

Oblast B leží vně oblasti středů pružin sekundárního vypružení a je omezena houpáním a kolébáním skříně (rotace kolem podélné osy). Redukce v oblasti střechy:

$$h_{Bh} = h_0 - e_{ih} - \Delta f_{ZX} = h_0 - \left(p_{z(-)} + s_{z(-)} + \frac{z_{MAX} \cdot (y_j - w_2)}{2w_2} \right) \quad (20)$$

V této rovnici platí, že z_{MAX} je maximální možná svislá výchylka vypružení vozidla:

$$z_{MAX} = |s_{z(+)}| + |s_{z(-)}| + |p_{z(+)}| + |p_{z(-)}| \quad (21)$$

V oblasti spodku vozidla pak platí:

$$h_{Bd} = h_0 + |p_{z(+)} + s_{z(+)}| + \Delta r_K + \frac{z_{MAX} \cdot (y_j - w_2)}{2w_2} + \Delta h_i \quad (22)$$

Oblast C leží vně oblasti středů pružin sekundárního vypružení (na představku) a je limitována nejen houpáním a kolébáním, ale i kýváním vozové skříně (rotace kolem příčné osy). Vztahy pro výpočty je o tento faktor nutné rozšířit na:

$$h_{Ch} = h_0 - e_{ah} - \max(\Delta f_{ZY}; \Delta f_{ZX})$$

$$h_{Ch} = h_0 - \left(p_{z(-)} + s_{z(-)} + \max\left(\frac{z_{MAX} \cdot n_a}{a}; \frac{z_{MAX} \cdot (y_j - w_2)}{2w_2}\right) \right) \quad (23)$$

V oblasti spodku vozidla pak platí vztah:

$$h_{Cd} = h_0 + |p_{z(+)} + s_{z(+)}| + \Delta r_K + \max\left(\frac{z_{MAX} \cdot n_a}{a}; \frac{z_{MAX} \cdot (y_j - w_2)}{2w_2}\right) + \Delta h_a \quad (24)$$

Člen Δh_a je dílčí výškové omezení pro jízdu přes minimální vydutý nivelační oblouk (sedlo) a je definován vztahem:

$$\Delta h_a = \sqrt{r_V^2 - \frac{p^2}{4} + n_a^2} + a \cdot n_a - r_V \quad (25)$$

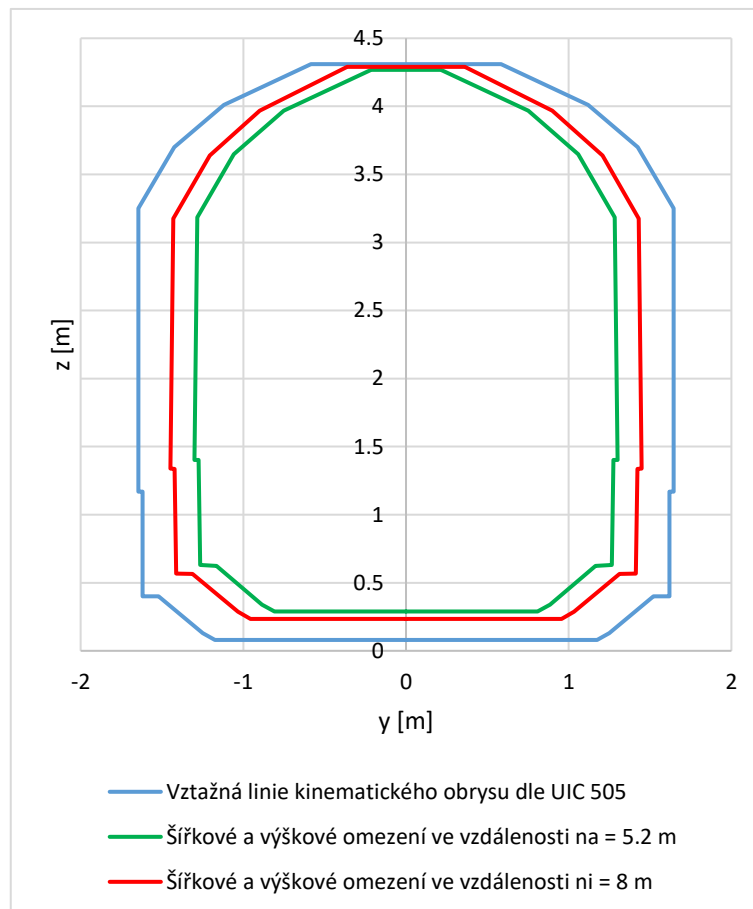
Oblast D leží vně oblasti sekundárního vypružení ve směru podélném, tj. leží na představku, avšak ve směru příčném se nachází uvnitř oblasti báze sekundárního vypružení. Je omezena houpáním a kýváním skříně. Pro střechu platí:

$$h_{Dh} = h_0 - e_{ih} - \Delta f_{ZY} = h_0 - \left(p_{z(-)} + s_{z(-)} + \frac{z_{MAX} \cdot n_a}{a} \right) \quad (26)$$

Pro redukci výšky spodku skříně platí:

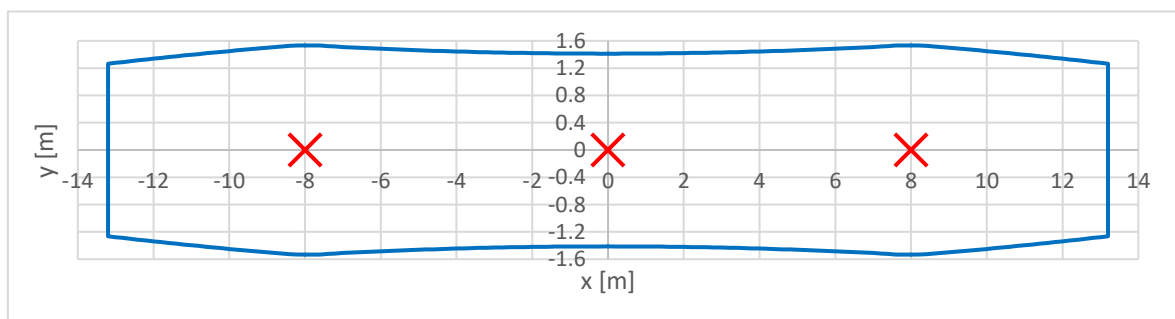
$$h_{Dd} = h_0 + |p_{z(+)} + s_{z(+)}| + \Delta r_K + \frac{z_{MAX} \cdot n_a}{a} + \Delta h_a \quad (27)$$

Na základě kritéria v úvodu podkapitoly byl napočítán výsledný obrys pro konstrukci skříně vozidla. Obrys vozidla po šířkové a výškové redukci nabývá ve významných příčných řezech následující podoby:



Obr. 26: Obrys pro konstrukci vozidla po šířkové a výškové redukci

Pro představu byl zkonstruován půdorysný řez obrysem pro konstrukci vozidla ve výpočtové výšce $h = 1\,170$ mm. Z tohoto výstupu je patrné, jakých maximálních rozměrů může vozidlo nabývat a jak dlouhá může být například prizmatická část skříně před nuceným zúžením na představnících:

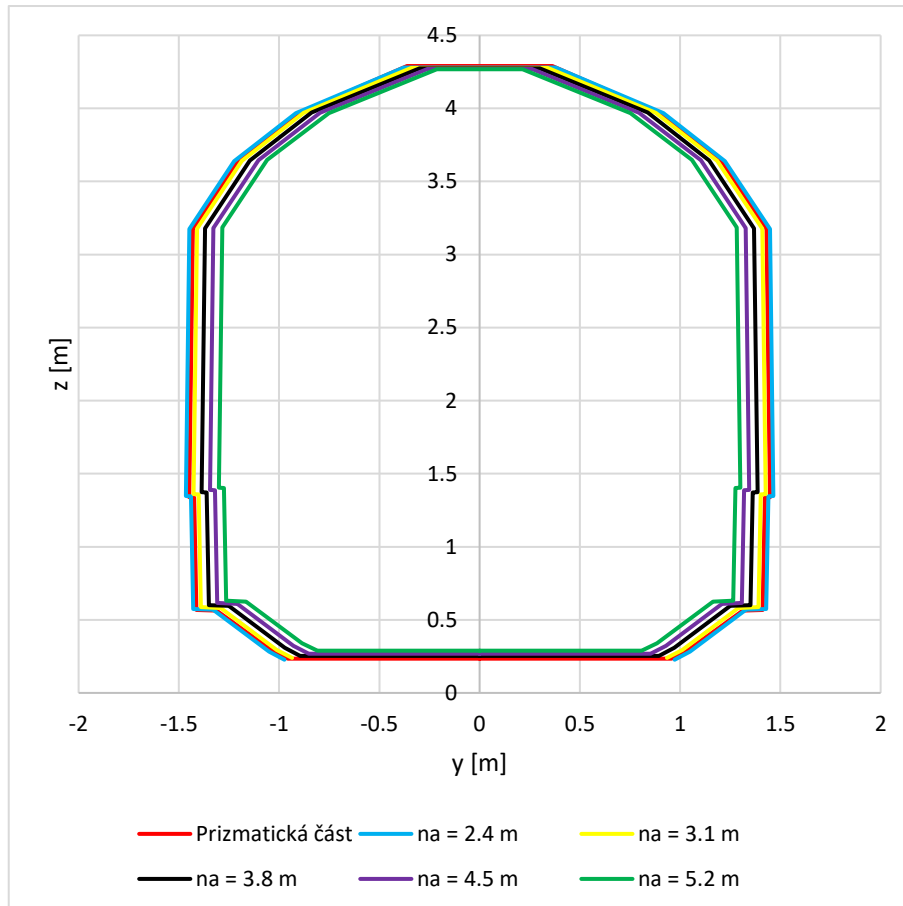


Obr. 27: Půdorysný řez ve výpočtové výšce $h = 1\,170$ mm

Z horizontálního řezu je patrné, že maximální šířka vozidla je limitována v místě středu vzdálenosti otočných čepů (bod $[0;0]$) hodnotou $2 \cdot b_{max} = 2\,822$ mm. Na základě této skutečnosti byla zvolena šířka tubusu prizmatické části $2 \cdot b_{max} = 2\,820$ mm. Dále byla v souladu s obrysem navržena její délka, a to na $20\,300$ mm.

3.1.5. Výsledná kontrola obrysu

Jelikož se s narůstající vzdáleností od otočných čepů směrem k čelům vozu obrys pro konstrukci zužuje, byla pro dokonalejší představu v několika příčných řezech napočtena obálka maximálních rozměrů čela vozidla (Obr. 28). Díky tomu bylo možné rozměry respektovat a samotný tvar čela navrhnout (Obr. 29).

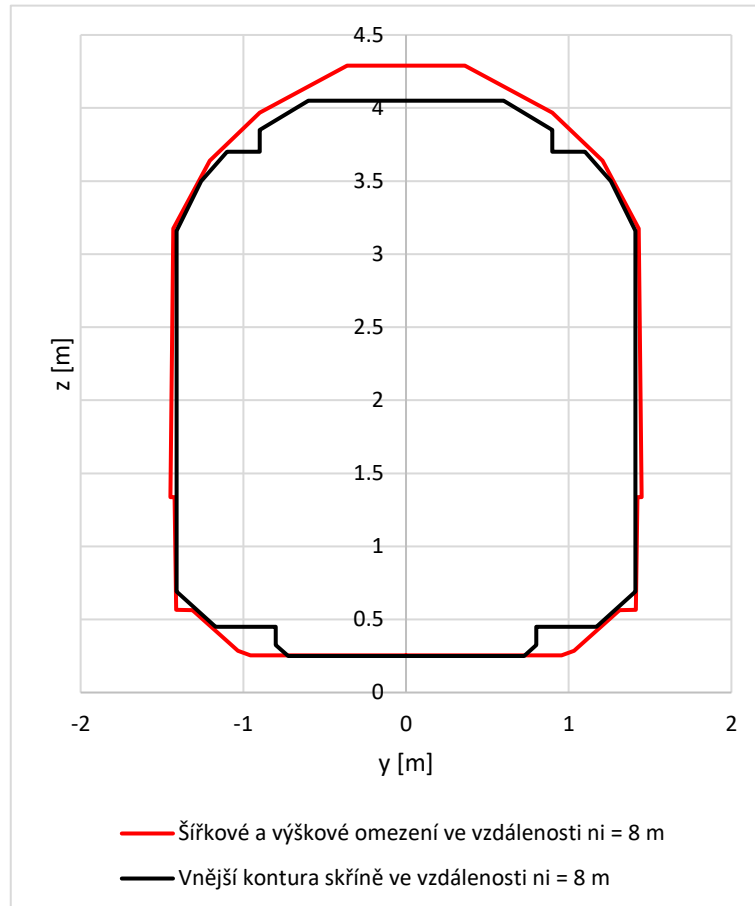


Obr. 28: Řezy obrysem pro konstrukci vozidla ve vzdálenostech n_a



Obr. 29: 3D model čela v obálce obrysu pro konstrukci vozidla

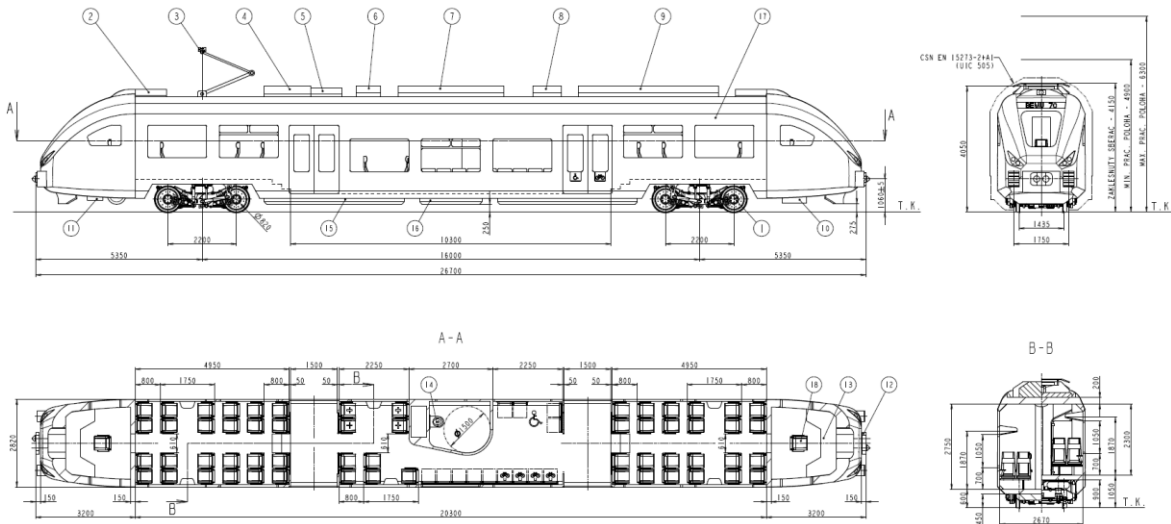
Kontrola maximálních rozměrů prizmatické části byla zhotovena v místě středu vzdálenosti otočných čepů. Na obrázku níže (Obr. 30) je znázorněn příčný řez v tomto místě. Vykreslen je vnější obrys skříně vozidla, který zahrnuje i všechny komponenty na ní upevněné, a její maximální možný rozměr vycházející z výpočtu obrysu. Tento příčný průřez je respektován po celé délce prizmatické části a jedná se o maximální průřez vozidlové skříně.



Obr. 30: Kontrola prizmatické části obrysu pro konstrukci vozidla

3.2. Uspořádání interiéru

Maximální rozměry pro vnitřní stavbu vozidla jsou dány především obrysem pro konstrukci vozidla a tloušťkou stěn bočnic, stropu a podlahy. Všechny tyto hodnoty jsou zakótovány v typovém výkresu vozidla (Obr. 31), jenž je samostatnou přílohou k diplomové práci (Příloha 1). Bočnice je široká 75 mm, strop vysoký 200 mm a podlaha 150 mm.

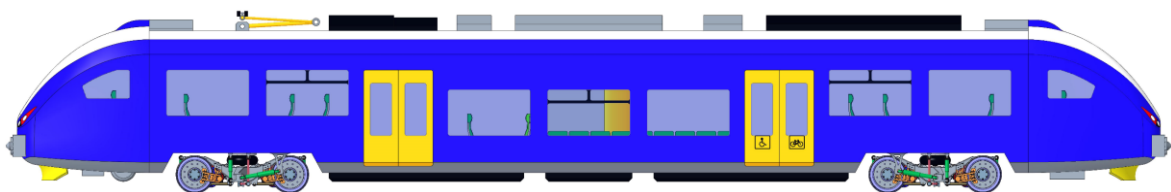


Obr. 31: Typový výkres vozidla BEMU 70

Názornější představou o uspořádání interiéru jsou různé pohledy do 3D modelu vozidla. Ty korespondují s typovým výkresem vozu. Řešení interiéru a příslušenství při respektování všech požadavků pro konstrukci moderního částečně nízkopodlažního kolejového vozidla je následující:

3.2.1. Nástupní prostor

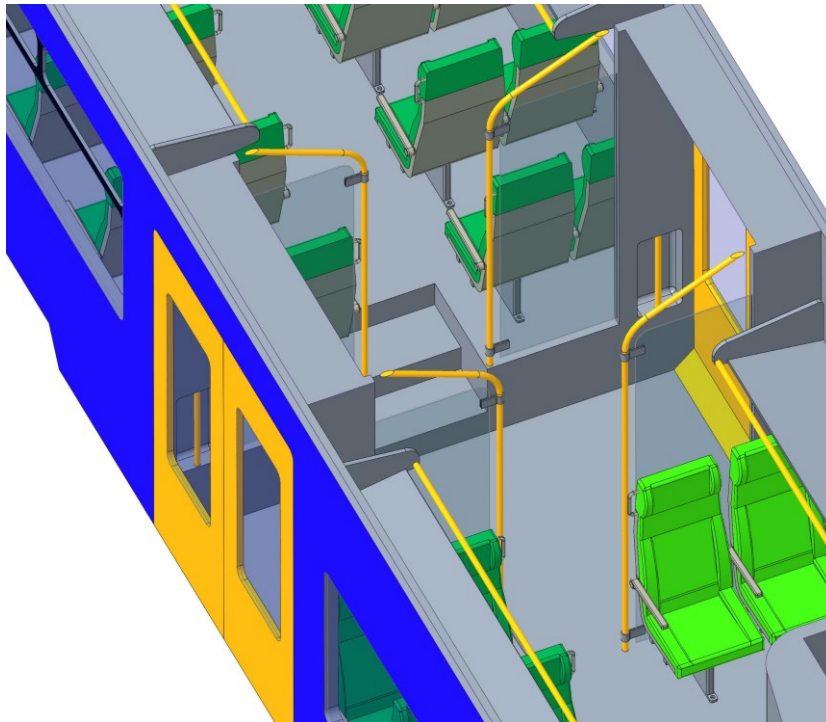
Nástup a výstup cestujících je řešen pomocí dvou dvoukřídlých přesuvných dveří na bočnici, každé z dveří o světlé šířce 1 500 mm. Jelikož se jedná o částečně nízkopodlažní vozidlo, je výška nástupní hrany rovna 600 mm nad T.K. Stejnou výšku pak zaujímá bezbariérová střední část vozidla (mezi nástupními prostory), která činí 51% využitelné délky prostoru pro přepravu osob. Dveře na pravé straně vozu dle Obr. 32 jsou doplněny piktogramy invalidního vozíku a jízdního kola. Prostory pro jejich přepravu se ve vozidle nachází v jejich těsné blízkosti.



Obr. 32: Boční pohled na vozidlo – dvoje dvoukřídlé dveře

Nástupní prostory jsou pak z vnitřní strany doplněny o madla (Obr. 33). Dále jsou tyto části odděleny pomocí skel od oddílů pro sedící cestující, do kterých je možné vstoupit uličkou o minimální šířce 610 mm, viz typový výkres. Tato hodnota splňuje požadovanou

minimální šířku 450 mm v oblasti podlahy a 550 mm v oblasti ramen dle TSI PRM [29]. Výjimkou je nástupní prostor za dveřmi s piktogramy, kde je ulička pro průchod do nízkopodlažní části širší, což bude objasněno dále.

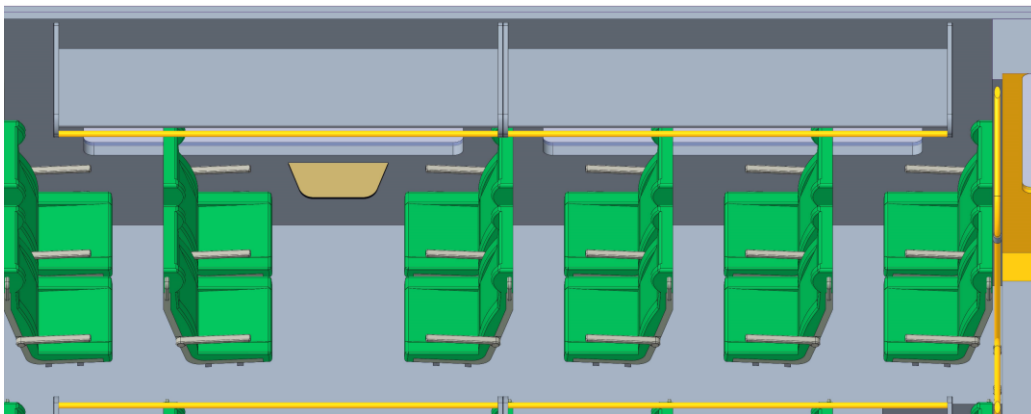


Obr. 33: Nástupní prostor a madla

3.2.2. Oddíly pro cestující

Vozidlo celkem nabízí několik alespoň částečně oddělených oddílů. Dva takové oddíly se nachází ve výšce 1 050 mm nad T.K. (Obr. 34) a pro jejich využití je potřeba překonat 3 schody, každý o výšce 150 mm. Oddíly jsou při pohledu z nástupních prostorů orientovány vždy směrem k čelu, respektive konci vozu. Uspořádání sedadel je vzhledem k podélné ose vozu symetrické. Rozteč sedadel v uspořádání za sebou je 800 mm a proti sobě pak 1 750 mm. Takzvaná čtyřka (sedadla proti sobě) je doplněna o stoleček a koš, nad všemi sedadly po obou stranách oddílu jsou umístěny podélné police pro odložení zavazadel.

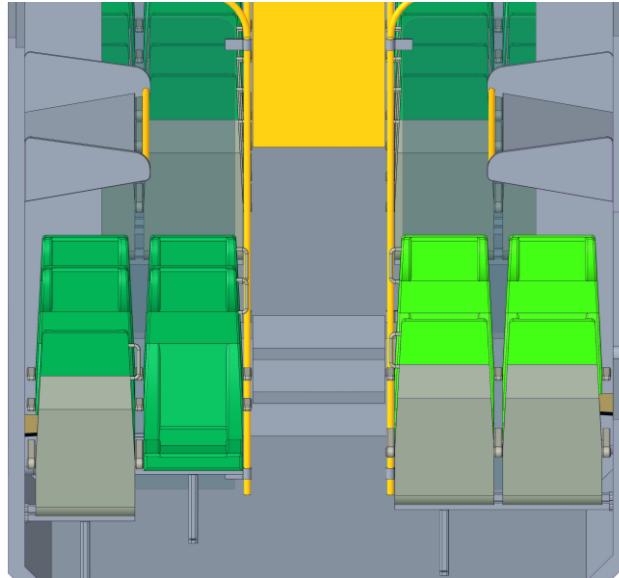
Okno v místě, kde jsou sedadla umístěna proti sobě zároveň plní funkci nouzového východu. Druhé okno (blíže dvoukřídlým dveřím) je určeno pro nouzové větrání.



Obr. 34: Pohled do interiéru vysokopodlažního oddílu

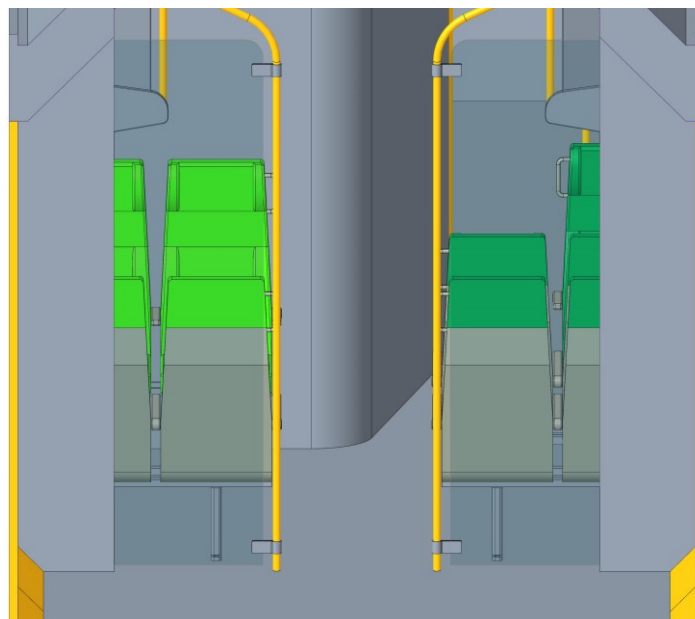
Pevné sedačky jsou v rámci celého vozidla stejné, liší se pouze v konfiguraci jednosedačka/dvojsedačka a v orientaci vzhledem ke směru jízdy. Šířka sedáku je 450 mm. 3D model sedačky byl zhotoven na základě inspirace společností MSV [30]. Ta nabízí na svých internetových stránkách výkresy různých typů jimi vyráběných sedaček.

Dalším oddílem je část nízkopodlažní, která se nachází blíže levým nástupním dveřím (Obr. 35). V této části se nachází čtyři sedadla s větší roztečí a jinou barvou čalounění, jež jsou umístěna proti sobě. Jedná se o hodnotu rozteče 2 250 mm. Sedadla jsou vyhrazena pro osoby se sníženou schopností orientace a pohybu.



Obr. 35: Nízkopodlažní oddíl – vyhrazená sedadla

Na druhé straně se celkem nachází pět sedaček. Není zde klasické místo pro čtyři cestující proti sobě, ale pouze pro tři. Příčinou je začátek excentrické uličky v okolí toalety. Ve vozidle je povinnost zajistit bezbariérově dostupnou toaletu, která přesahuje podélnou osu vozidla.

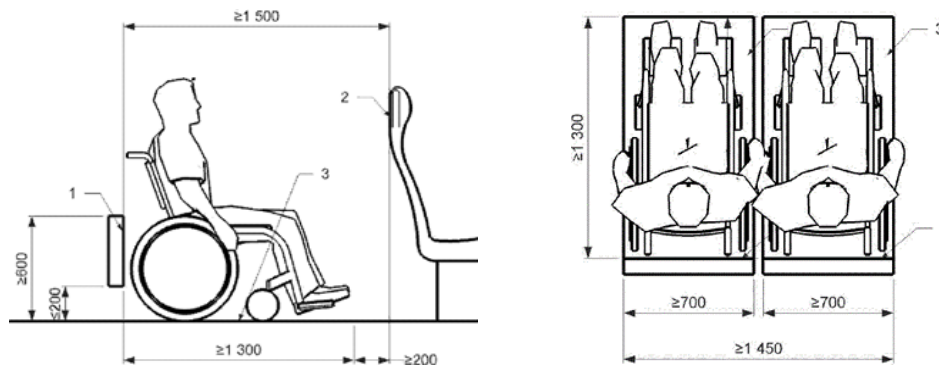


Obr. 36: Nízkopodlažní oddíl – pohled z nástupního prostoru

3.2.3. Přeprava vozíčkáře

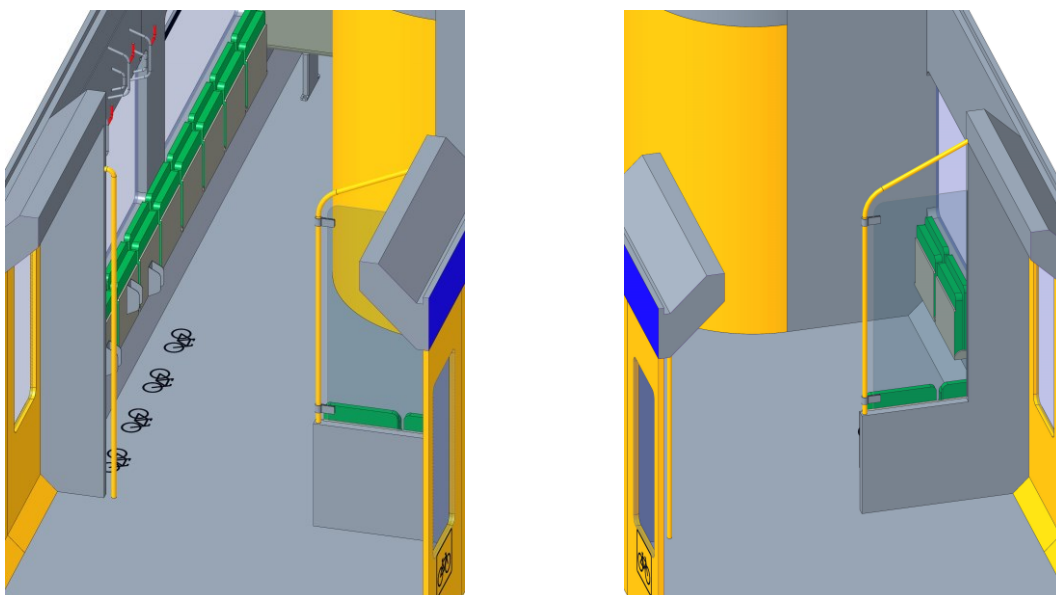
Vyřešit druhou část nízkopodlažního prostoru bylo o něco složitější. Jedná se o prostor v blízkosti dveří označených piktogramy invalidního vozíku a jízdního kola. Pro přepravu vozíčkáře platí několik závazných předpisů:

Dle UIC 565-3 [31] jsou rozměry invalidního vozíku: délka 1 200 mm, šířka 700 mm a výška 1 090 mm. Dále je ve směru šířky a délky třeba počítat s 50 mm navíc pro končetiny samotného invalidy. Kruh o průměru 1 500 mm definuje potřebný prostor k otočení se na vozíku. Dle ČSN EN 14 752 [32] je definována minimální šířka dveří 800 mm (respektive pro hendikepované 850 mm), což dvoukřídlé dveře o světlé šířce 1 500 mm bezpečně splňují.



Obr. 37: Uspořádání míst pro invalidní vozík [29]

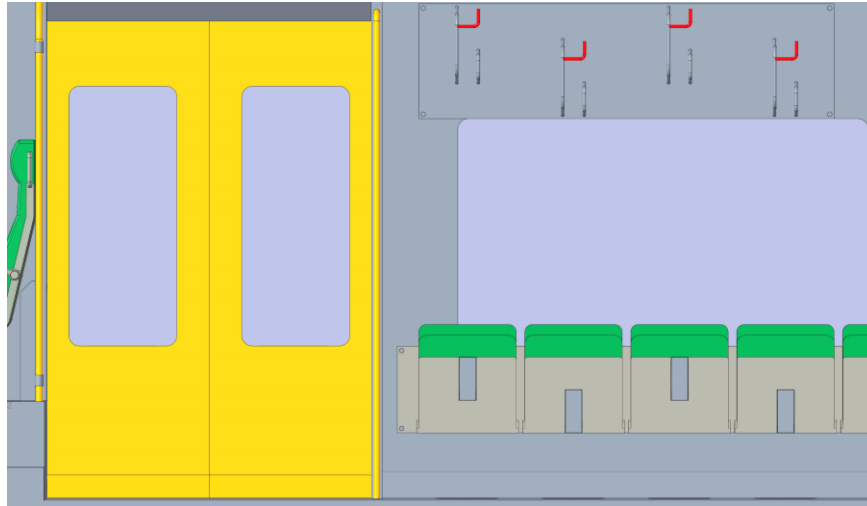
Místo pro invalidní vozík se ve vlaku nachází v těsné blízkosti WC (Obr. 38 vpravo). Z nástupního prostoru je zajištěn průjezd o šířce 1 230 mm. Pokud se ve voze vozíčkář nenachází, je možné v tomto prostoru využít až čtyři sklopná sedadla o šířce sedáku 450 mm. Dále je možné tento prostor využít například pro kočárek. Stanoviště je schopno pojmout jednoho vozíčkáře, kdy je vozík ustaven v podélném směru, případně vozíčkáře dva, kdy jsou vozíky ustaveny kolmo na směr jízdy vedle sebe (Obr. 37). Druhá varianta však vzhledem k samotné délce vozíku snižuje průchodnost dále do vozu, v neposlední řadě také dostupnost vstupu na WC.



Obr. 38: Druhá část nízkopodlažního oddílu

3.2.4. Přeprava jízdních kol

V druhé části (nacházející se na Obr. 38 vlevo) je možné využít až devět sklopných sedadel. Ve voze je také umožněna přeprava jízdních kol. K jejich odložení slouží závěsné háky, které se nachází nad čtyřmi nejbližšími sklopnými sedadly. Z detailního pohledu jsou patrné jejich střídající se výšky nad podlahou, což přispěje k zamezení kolizí řídítek sousedních kol. Detail řešení je na obrázku níže (Obr. 39).



Obr. 39: Místa pro přepravu jízdních kol

3.2.5. Přepravní kapacita

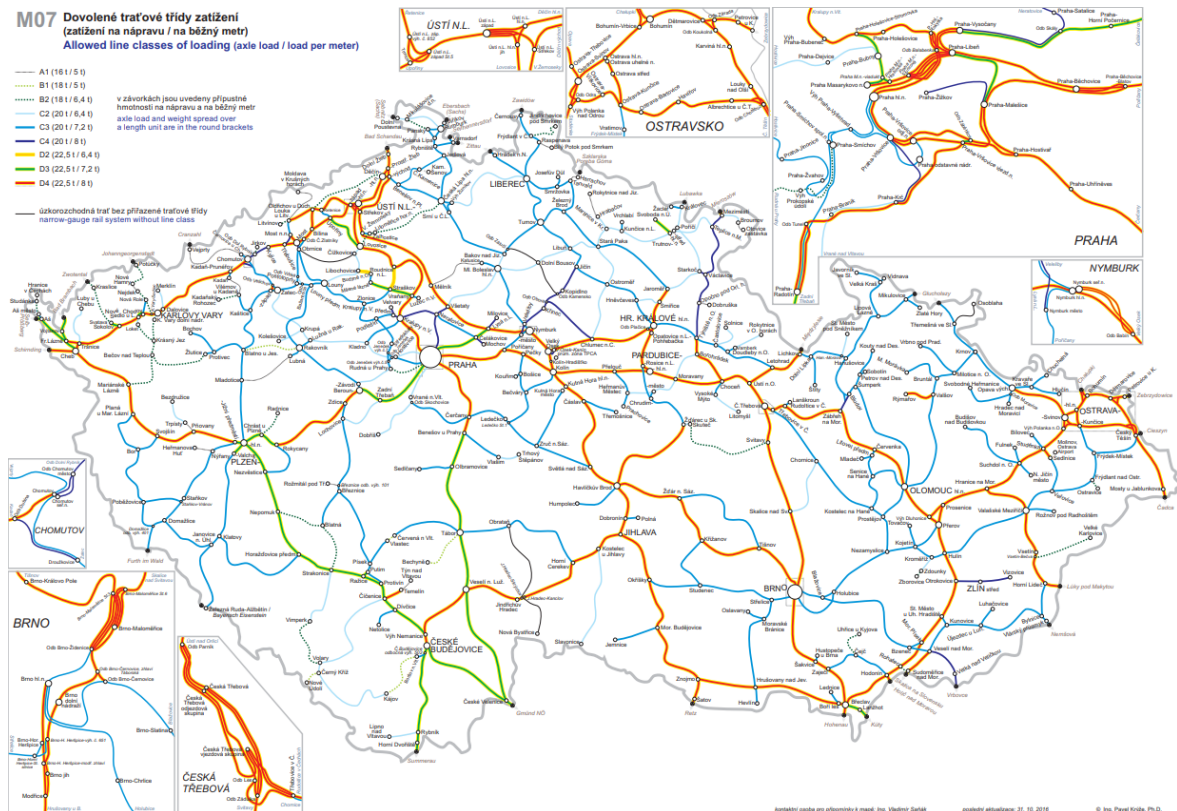
Na základě konfigurace interiéru vozidla bylo možné stanovit přepravní kapacitu vozidla. Parametr „maximální přepravní kapacita“ je podrobněji vysvětlen v kapitole 4 (Hmotnostní bilance). Údaje referují nejen o samotných cestujících, ale i o možnostech přepravy osob se sníženou schopností pohybu a orientace, vozíčkářů a jízdních kol. Vše je zaznamenáno v následující tabulce:

Tab. 10: Přepravní kapacita

| Název parametru | Hodnota |
|--------------------------------------|---------|
| Maximální přepravní kapacita | 149 |
| Počet sedadel celkem | 70 |
| Z toho sklopných | 13 |
| Z toho vyhrazených | 4 |
| Z toho uspořádaných za sebou | 34 |
| Z toho uspořádaných proti sobě | 23 |
| Míst pro přepravu invalidního vozíku | 1 |
| Míst pro přepravu kol | 4 |

4. Hmotnostní bilance

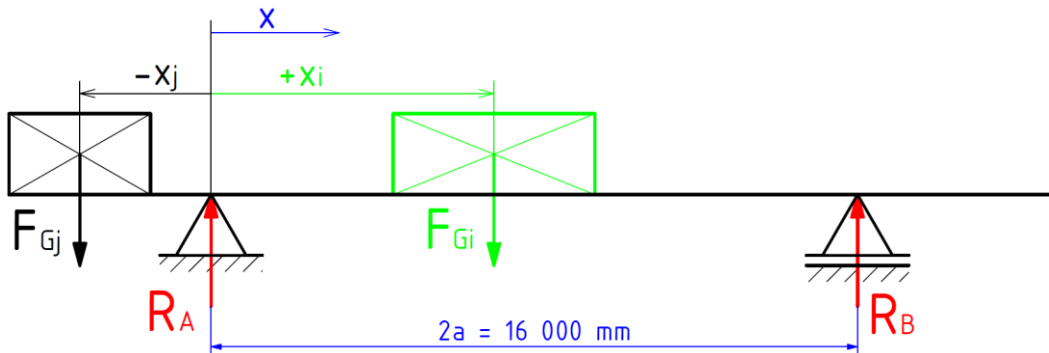
Cílem kapitoly je stanovit zatížení podvozků, zatížení náprav a polohu těžiště vozidlové skříně. Klíčové je rozmístění komponent výbroje na skříní vozidla. Zároveň je vozidlo podrobena kontrolám v prázdném a plně loženém stavu, proto je potřeba tyto stavy náležitě zdokumentovat a objasnit výpočtem. Snahou je se v hmotnosti přiblížit vozidlu Stadler Regio-Shuttle RS1 (2.2), které vykazuje nápravové zatížení 11,25 tun v prázdném stavu. Z obrázku níže (Obr. 40) je patrné, že pokud vozidlo splní limit pro tratě A1 (16 tun na nápravu), bude zadání pro provoz v ČR považováno za splněné.



Obr. 40: Dovolené traťové třídy zatížení v ČR [33]

Vyhláška TSI LOC&PAS [34] hovoří o statických kolových silách a statických nápravových zatíženích. Rozdíl mezi statickým zatížením levého a pravého kola na hnacím vozidle nesmí přesáhnout 5 %. V rámci jednoho podvozku nesmí rozdíl statického zatížení náprav překročit 2 %. Toho bude docíleno umístěním sekundárního vypružení v ose téměř symetrických podvozků. Pro hnací vozidlo nesmí statický rozdíl v zatížení podvozků překročit 10 %.

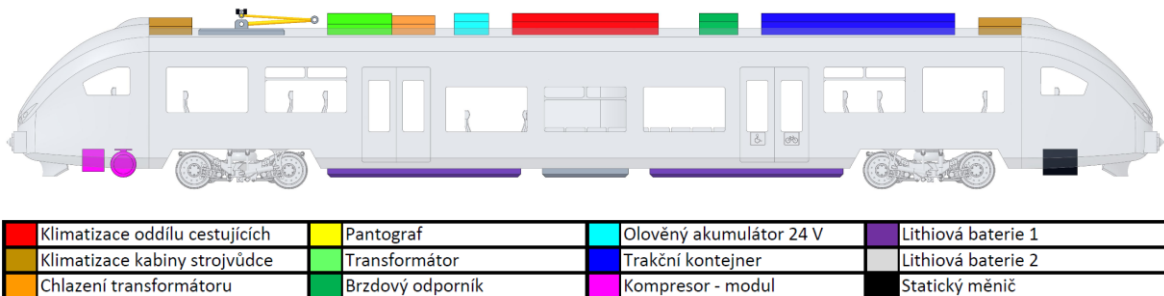
Principem výpočtu hmotností, které připadají na dílčí podvozky, bude výpočet svislých reakcí v podporách nosníku (v místech otočných čepů). Zatěžující síly odpovídají tíhovým silám komponent, které jsou umístěny v jejich těžištích. Obdobným způsobem bude kalkulováno i v případě vozidla obsazeného cestujícími. Princip bude aplikován ve vertikální rovině x-z (Obr. 41). V rovině y-z bude spočítána pouze poloha těžiště vozidlové skříně vzhledem k její podélné ose.



Obr. 41: Nosník na dvou podporách

4.1. Vozidlo v prázdném stavu

Základním vyšetřovaným stavem je prázdné vozidlo. Níže je znázorněno rozmístění trakční výzbroje a komponent připevněných na skříň vozidla z vnější strany (Obr. 42). Rozmístění interiéru bylo diskutováno v kapitole 3.2 a bude mít vliv převážně při následné kalkulaci vozidla plně loženého.



Obr. 42: Komponenty připevněné ke skříni vozidla

Hmotnosti některých komponent byly kvalifikovaně odhadnuty, respektive po dohodě s vedoucím práce stanoveny, a to na základě podobnosti navrhovaného vozidla s vozidly jinými. Sestavě podvozku a její hmotnosti je věnována kapitola 5, výpočtu a návrhu trakčních baterií pak kapitola 7.4. Jelikož je použito principu znázorněného na Obr. 41, tak jsou vstupy do výpočtu: příslušná hmotnost komponenty m_i , vzdálenost jejího těžiště od levého otočného čepu (značeného A) x_i a vzdálenost jejího těžiště od podélné osy y_i . Pro výpočet těžiště v příčném směru je hodnota y_i kladná ve směru od podélné osy do nákrasny. Tíhové zrychlení je $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Hmotnost nevyzbrojené skříně, která zahrnuje nejen hrubou stavbu, ale i kabeláž, pneumatiku, obložení apod. byla stanovena spojitým zatížením $q_{vs} = 880 \text{ kg/m}$. Při celkové délce $L = 26,7 \text{ m}$ je pak dále pracovně označovaná hmotnost vozidlové skříně m_{vs} :

$$m_{vs} = q_{vs} \cdot L = 880 \cdot 26,7 = 23\,496 \text{ kg} \quad (28)$$

Všechny vstupní údaje pro výpočet prázdného vozidla jsou zaneseny v tabulce, která je umístěna na následující straně (Tab. 11).

Tab. 11: Hmotnostní bilance prázdného vozidla

| Název komponenty | m_i [kg] | F_{gi} [N] | x_i [mm] | y_i [mm] |
|---------------------------------|---------------|----------------|------------|------------|
| Klimatizace kabiny strojvůdce 1 | 50 | 491 | -1 650 | 0 |
| Klimatizace kabiny strojvůdce 2 | 50 | 491 | 17 650 | 0 |
| Stanoviště strojvůdce 1 | 750 | 7 358 | -3 450 | 0 |
| Stanoviště strojvůdce 1 | 750 | 7 358 | 19 450 | 0 |
| Spřáhlo 1 | 380 | 3 728 | -5 230 | 0 |
| Spřáhlo 2 | 380 | 3 728 | 21 230 | 0 |
| Pantograf | 140 | 1 373 | 0 | 0 |
| Transformátor | 2 000 | 19 620 | 3 250 | 0 |
| Chlazení transformátoru | 650 | 6 377 | 5 000 | 0 |
| Olověný akumulátor 24 V | 200 | 1 962 | 6 250 | 0 |
| Klimatizace oddílu cestujících | 500 | 4 905 | 8 500 | 0 |
| Brzdový odporník | 50 | 491 | 11 200 | 0 |
| Trakční kontejner | 1 500 | 14 715 | 14 400 | 0 |
| Kompresor – modul | 150 | 1 472 | -3 200 | 0 |
| Statický měnič | 300 | 2 943 | 20 050 | 0 |
| Sanitární zařízení | 1 000 | 9 810 | 7 500 | 500 |
| Lithiová baterie 1 | 700 | 6 867 | 4 250 | 0 |
| Lithiová baterie 2 | 500 | 4 905 | 8 000 | 0 |
| Lithiová baterie 3 | 700 | 6 867 | 11 750 | 0 |
| Strojvůdce | 80 | 785 | 8 000 | 0 |
| Vozidlová skříň | 23 496 | 230 496 | 8 000 | 0 |
| CELKEM | 34 326 | 336 738 | | |

Hmotnost prázdné vyzbrojené skříňe je $m_{2PV} = 34\,326\text{ kg}$. Na základě znalosti jednotlivých tíhových sil, vzdáleností k otočnému čepu prvního podvozku (podpoře A) a vzdálenosti podpor – otočných čepů $2a$ byly vypočítány reakce:

$$R_{APV} = \sum_i F_{gi} - R_{BPV} = 169\,273\text{ N} \quad (29)$$

$$R_{BPV} = \frac{\sum_i F_{gi} \cdot x_i}{2a} = 167\,465\text{ N} \quad (30)$$

Výpočet těžiště vozidla spočívá v nalezení polohy výslednice. Jelikož je poloha výslednice počítána vůči první podpoře, je potřeba odečíst hodnotu poloviny vzdálenosti otočných čepů. Ve směru podélném je možné těžiště vyjádřit rovnicí:

$$t_{xPV} = \frac{\sum_i F_{gi} \cdot x_i}{\sum_i F_{gi}} - \frac{2a}{2} = -42,9\text{ mm} \quad (31)$$

Záporná hodnota značí, že je těžiště posunuto směrem doleva při respektování orientace z Obr. 42 (směrem dozadu). V příčném směru je možné těžiště vyjádřit rovnicí:

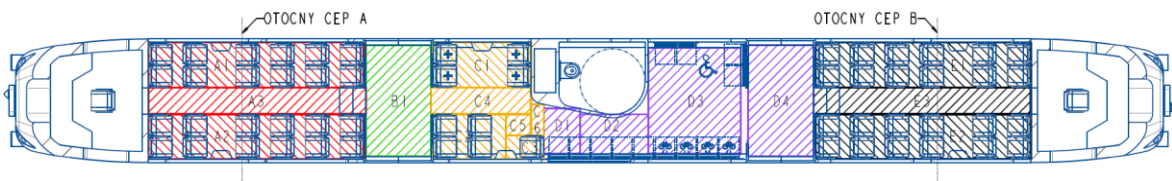
$$t_{yPV} = \frac{\sum_i F_{gi} \cdot y_i}{\sum_i F_{gi}} = 14,6\text{ mm} \quad (32)$$

Kladná hodnota v tomto případě značí, že se těžiště prázdného vozidla odklání od podélné osy směrem do nákresny, což je způsobeno excentrickým umístěním sanitárního zařízení.

4.2. Plně ložené vozidlo

Pro výpočet nápravových zatížení plně loženého vozidla je rozhodující rozmístění sedadel a plochy pro stání cestujících. Tento stav je považován za maximální provozní. Dle TSI LOC&PAS [34] je hmotnost cestujícího v regionální dopravě $m_{ces} = 80 \text{ kg}$ a maximální plošná hustota stojících osob $\rho_{ces} = 4 \text{ os/m}^2$. Při stavu plně loženého vozidla jsou všechna pevná sedadla obsazena a sedáky sklopných sedadel jsou v poloze svislé. Plocha pod nimi je v tomto stavu ložení určena ke stání.

Stále platí výpočty prázdného vozidla (Tab. 11). Ty jsou však rozšířeny právě o přepravované sedící a stojící cestující – užitečnou hmotnost. Vozidlo bylo rozděleno na sektory, které jsou určeny pro maximální možné obsazení.



Obr. 43: Rozmístění sektorů ve vozidle pro přepravu osob

V tabulkách níže jsou jednotlivé sektory $A_i \div E_i$ ze schématu (Obr. 43) pro sedící, respektive stojící cestující charakterizovány buď počtem sedadel, nebo plochou pro stání. Těžiště každého sektoru je souřadnicově orientováno vzhledem k podpoře A (x_i) a podélné ose vozidla (y_i). V těžištích sektorů byly zavedeny odpovídající tíhy cestujících F_{gi} .

Tab. 12: Hmotnostní bilance sedících cestujících

| Sektor | osob [1] | m_i [kg] | F_{gi} [N] | x_i [mm] | y_i [mm] |
|---------------|-----------|--------------|---------------|------------|------------|
| A1 | 12 | 960 | 9 418 | 350 | 815 |
| A2 | 12 | 960 | 9 418 | 350 | -815 |
| C1 | 4 | 320 | 3 139 | 5 475 | 815 |
| C2 | 4 | 320 | 3 139 | 5 355 | -815 |
| C3 | 1 | 80 | 785 | 6 600 | -1 065 |
| E1 | 12 | 960 | 9 418 | 15 650 | 815 |
| E2 | 12 | 960 | 9 418 | 15 650 | -815 |
| CELKEM | 57 | 4 560 | 44 734 | | |

Tab. 13: Hmotnostní bilance stojících cestujících

| Sektor | L_i [m] | B_i [m] | S_i [m ²] | osob [1] | m_i [kg] | F_{gi} [N] | x_i [mm] | y_i [mm] |
|---------------|-----------|-----------|-------------------------|-----------|--------------|---------------|------------|------------|
| A3 | 5 | 0,61 | 3,05 | 12 | 960 | 9 418 | 350 | A3 |
| B1 | 1,5 | 2,54 | 3,81 | 15 | 1 200 | 11 772 | 3 600 | B1 |
| C4 | 2,3 | 0,61 | 1,40 | 6 | 480 | 4 709 | 5 500 | C4 |
| C5 | 0,57 | 0,49 | 0,28 | 1 | 80 | 785 | 6 365 | C5 |
| C6 | 0,3 | 0,73 | 0,22 | 1 | 80 | 785 | 6 800 | C6 |
| D1 | 0,9 | 1 | 0,9 | 4 | 320 | 3 139 | 7 400 | D1 |
| D2 | 1,5 | 0,85 | 1,28 | 5 | 400 | 3 924 | 8 600 | D2 |
| D3 | 2,2 | 2,43 | 5,35 | 21 | 1 680 | 16 481 | 10 450 | D3 |
| D4 | 1,5 | 2,54 | 3,81 | 15 | 1 200 | 11 772 | 12 400 | D4 |
| E3 | 5 | 0,61 | 3,05 | 12 | 960 | 9 418 | 15 650 | E3 |
| CELKEM | | | 23 | 92 | 7 360 | 72 202 | | |

Hmotnost plně ložené skříně vozidla je $m_{2PL} = 46\,246\text{ kg}$. Užitečná hmotnost, která je rovna součtu maxima stojících a sedících cestujících je $m_{uz} = 11\,920\text{ kg}$. Výpočty reakcí a těžišť proběhly obdobně, jako v rovnicích (29) až (32) s rozdílem, že vstupy pochází ze všech tabulek kapitoly (Tab. 11, Tab. 13, Tab. 12):

$$R_{APL} = \sum_i F_{gi} - R_{BPV} = 227\,146\text{ N} \quad (33)$$

$$R_{BPL} = \frac{\sum_i F_{gi} \cdot x_i}{2a} = 226\,528\text{ N} \quad (34)$$

$$t_{xPL} = \frac{\sum_i F_{gi} \cdot x_i}{\sum_i F_{gi}} - \frac{2a}{2} = -10,9\text{ mm} \quad (35)$$

$$t_{yPL} = \frac{\sum_i F_{gi} \cdot y_i}{\sum_i F_{gi}} = -4,5\text{ mm} \quad (36)$$

Z výpočtu těžiště je patrné, že se po nastoupení cestujících pomalu začne přesouvat směrem do středu vozidla. Ve směru příčném se posune na druhou stranu od podélné osy symetrie. Je to dané především využitou plochou pro stojící cestující v blízkosti toalety.

4.3. Shrnutí hmotnostní bilance

V této podkapitole jsou shrnuty výsledky hmotnostní bilance vozidla. Reakční síly v místech otočných čepů jsou přes tíhové zrychlení přepočítány na odpovídající hmotnosti m_A ; m_B . Zatížení podpor jsou rozdělována na jednotlivé nápravy: V podvozku A se jedná o nápravy $A_{1,2}$, v podvozku B $A_{3,4}$. Ke každé nápravě je připočtena polovina podvozku o hmotnosti $5\,800\text{ kg}$. Výpočet nápravového zatížení A_j ze známých hodnot je proveden následovně:

$$A_j = \frac{\frac{R_j}{g} + m_{pod}}{2} \quad (37)$$

Tab. 14: Shrnutí hmotnostní bilance

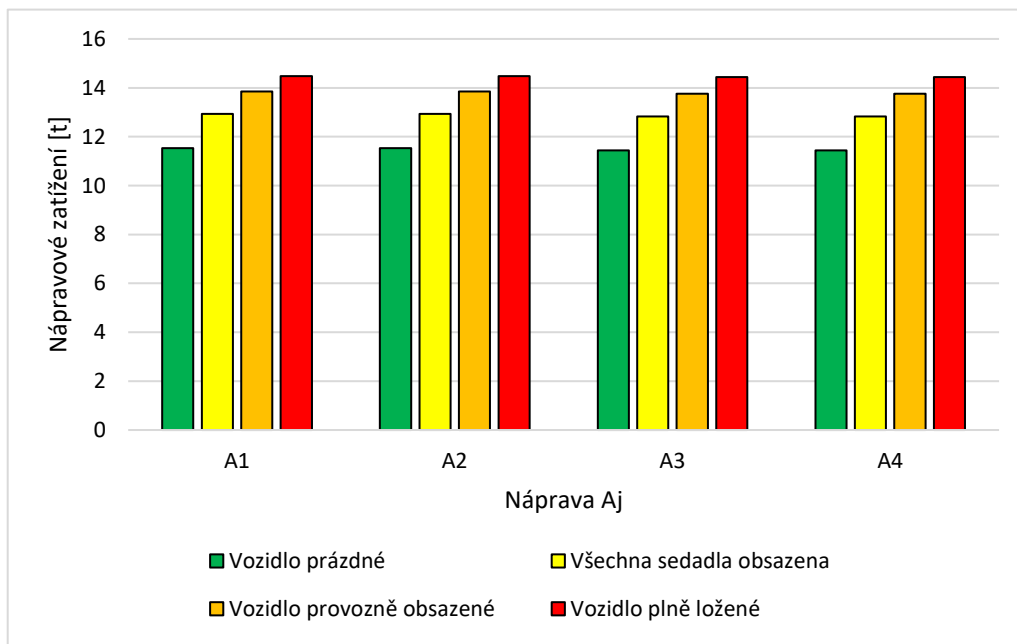
| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota | |
|-----------------------------|-----------------------------|-----------|----------------------|------------------|
| Stav vozidla | - | PV/PL | Prázdné vozidlo (PV) | Plně ložené (PL) |
| Reakce A | R_A | N | 169 273 | 227 146 |
| Reakce B | R_B | N | 167 465 | 226 528 |
| Odpovídající hmotnost A | m_A | kg | 17 255 | 23 154 |
| Odpovídající hmotnost B | m_B | kg | 17 071 | 23 091 |
| Hmotnost podvozku | m_{pod} | kg | 5 800 | 5 800 |
| Nápravové zatížení A | $A_{1,2}$ | kg | 11 528 | 14 477 |
| Nápravové zatížení B | $A_{3,4}$ | kg | 11 435 | 14 445 |
| Těžiště v ose x | t_x | mm | -42,9 | -10,9 |
| Těžiště v ose y | t_y | mm | 14,6 | -4,5 |

Z výsledků je patrné, že se navrhované vozidlo blíží zmiňované koncepci Stadler RS1. V souladu s mapou dovolených traťových tříd v ČR lze konstatovat, že vozidlo vyhovuje i nejméně příznivé trati z hlediska zatížení – třídě A1. Zároveň je s ohledem na

Tab. 14 možné prohlásit, že vozidlo spadá do kategorie s nápravovým zatížením do 14,5 tun. V provozu na trati se pravděpodobně nestane, že bude vozidlo provozováno ve stavu maximálně loženém. Proto byly stanoveny následující stavy vozidla z hlediska ložení:

- 1) Vozidlo prázdné (kapitola 4.1)
- 2) Všechna sedadla včetně sklopných obsazena
- 3) Vozidlo provozně obsazené (všechna sedadla včetně sklopných obsazena a zároveň stojící cestující při plošné hustotě: $\rho_{ces} = 2,5 \text{ os}/m^2$)
- 4) Vozidlo plně ložené (kapitola 4.2)

Pro tyto stavy byla spočítána a v následujícím grafu porovnána nápravová zatížení. Jednotlivé nápravy jsou značeny zleva doprava při opětovném respektování zobrazeného vozidla (Obr. 42):



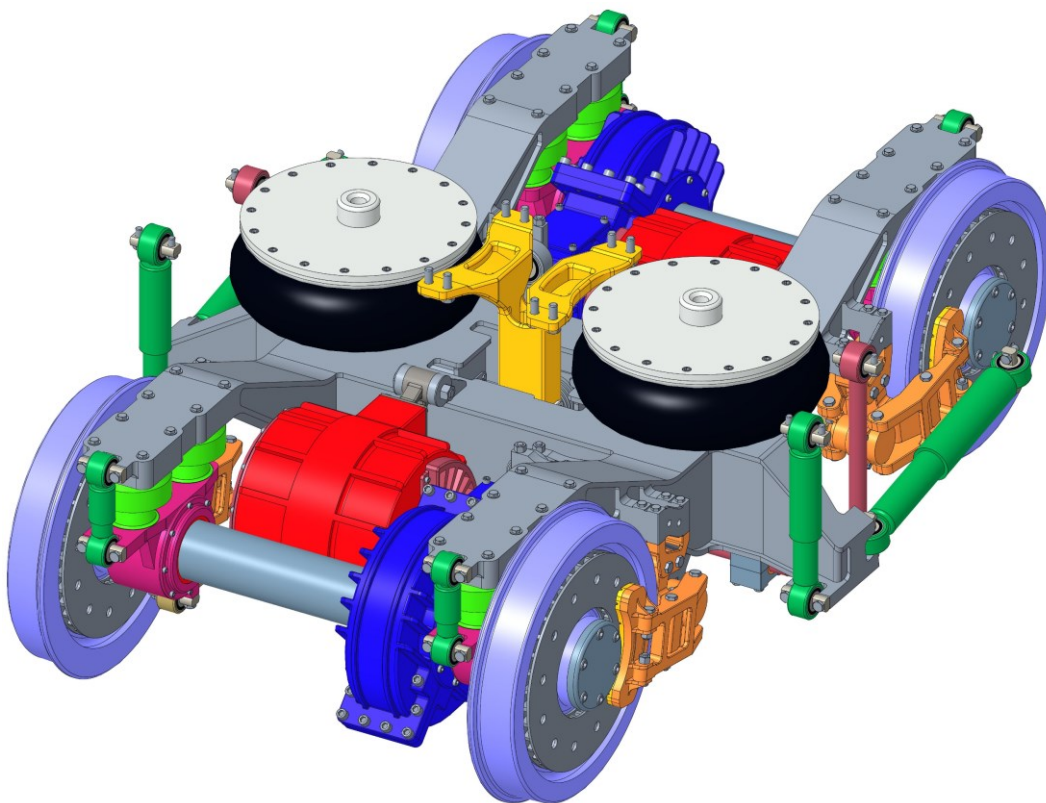
Obr. 44: Nápravová zatížení vzhledem ke stavu ložení vozidla

Z grafu je patrné, že nápravová zatížení pro jednotlivé stavy ložení, z nichž některé již byly diskutovány, se pohybují přibližně v rozmezí 11,5 až 14,5 tun. Také lze konstatovat, že vozidlo je velmi dobře vyvážené, jelikož rozdíly v zatížení jednotlivých náprav jsou ve všech stavech zanedbatelné.

5. Pojezd vozidla

Pojezd je klíčovou konstrukční podsestavou celého vozidla. Je výslednou vazbou mezi skříní vozidla a tratí (kolejí). Integruje dohromady několik konstrukčních uzlů, z nichž nejvýznamnější jsou systémy přenosu podélných a příčných sil, vypružení, pohon vozidla a systém brzdový. Pojezd jako celek významně ovlivňuje výsledné jízdní vlastnosti vozidla.

Z důvodu tlaku na minimalizaci výsledné hmotnosti vozidla byl navržen trakční podvozek s otevřeným vnitřním rámem ve tvaru písmene H (Obr. 45) o poměrně malém rozvoru $2a^+ = 2\,200\text{ mm}$ a průměru kol $d_K = 820\text{ mm}$, což by mělo přispět k lepší jízdě v obloucích malých poloměrů. Jako inspirace pro výsledný návrh podvozku sloužily podvozky vyráběné společností Siemens, konkrétně SF 7500 a SF 7000. Ty jsou využívány v příměstských a regionálních jednotkách, respektive jednotkách metra. Postupně budou představeny všechny výše zmíněné funkce konstrukčních podskupin pojezdu vozidla.



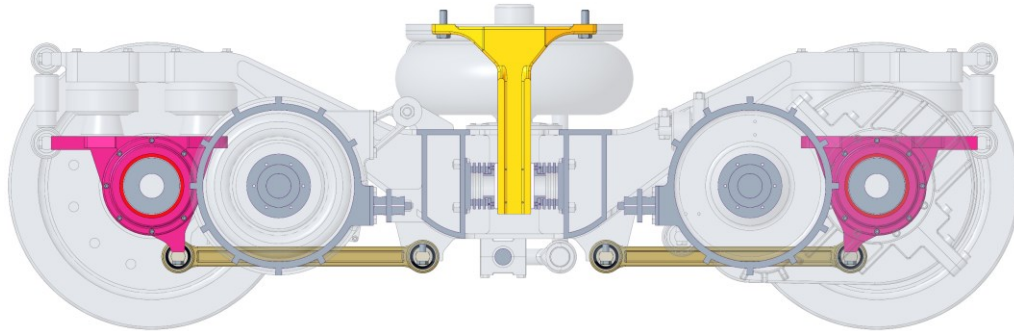
| | | | |
|-------------------|------------------------------|----------------------|--------------------------------|
| Asynchronní motor | Otočný čep | Dvojkolí | Torzní stabilizátor |
| Podélná ojnice | Pružina primárního vypružení | Nápravová převodovka | Rám podvozku |
| Kotoučová brzda | Tlumič | Ložiskový domek | Pružina sekundárního vypružení |

Obr. 45: 3D model navrženého pojezdu vozidla

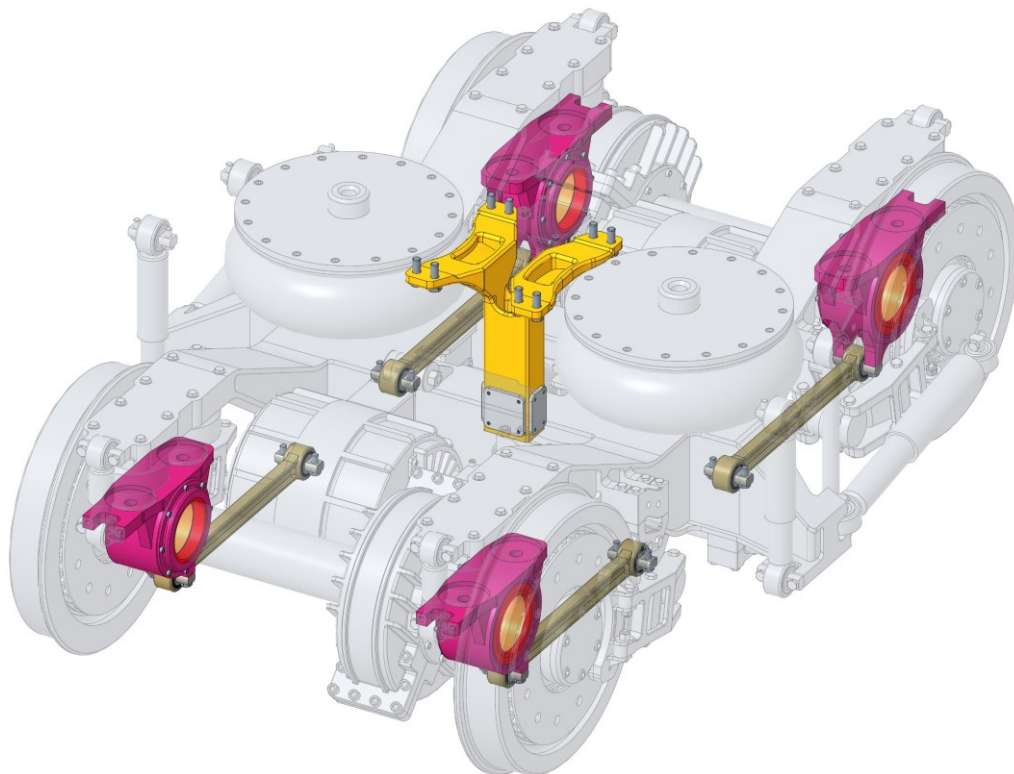
5.1. Přenos podélných a příčných sil

Přenos podélných sil z podvozku na vozidlo je realizován pomocí otočného čepu, jenž je v podélném směru s předpětím uložen v rámu podvozku. Dvojkolí jsou vedena podélnými ojnicemi, které jsou pomocí pryžokovových prvků upevněny z jedné strany k rámu podvozku, z druhé k ložiskové skříní. Tento typ vedení dvojkolí je poměrně poddajný a umožňuje přizpůsobovat dvojkolí geometrii trati. V podélném řezu podvozkem a pohledu

isometrickém (Obr. 46, Obr. 47) jsou zvýrazněny prvky přenosu tažných a tlačných sil (otočný čep) a systém vedení dvojkolí (podélné ojnice ve vazbě na ložiskové domky).

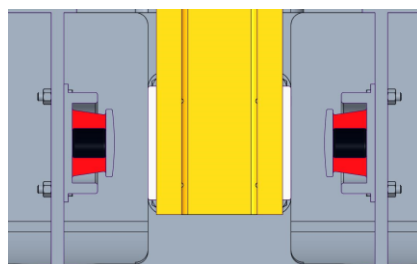


Obr. 46: Přenos podélných sil a systém vedení dvojkolí v podélném řezu



Obr. 47: Přenos podélných sil a vedení dvojkolí v isometrickém pohledu

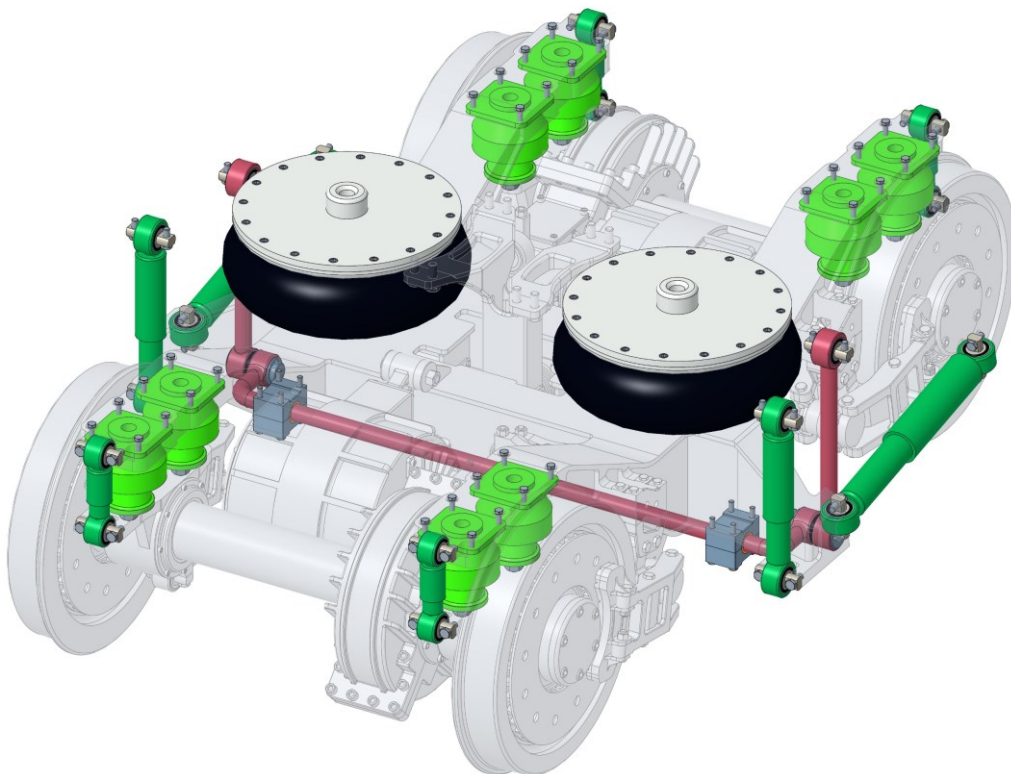
Z obrázků výše je patrné, že otočný čep je nastaven o kluzné plochy (z teflonu), a to jak ve směru podélném, tak příčném. V případě příčně orientované plochy je to zejména z důvodu předpětí čepu a třením způsobeným příčným pohybem rámu podvozku vůči skříni vozidla. Podélně orientované plocha pak zlepšuje třecí podmínky mezi otočným čepem a narážkami (nejprve pružnými, pak tuhými) při vyčerpání příčné vůle.



Obr. 48: Otočný čep a příčné narážky v řezu

5.2. Přenos svislých sil

Přenos svislých sil je realizován dvoustupňovým vypružením. V prvotním stupni funkci plní pryžokovové odvalovací pružiny, v sekundárním pak v sérii zapojené vzduchové pružiny s pružinami nouzovými. Z důvodu koncepce vnitřního rámu podvozku, malé příčné báze sekundárního vypružení a v neposlední řadě dvoubodového zapojení vzduchových pružin, je systém sekundárního vypružení doplněn o torzní stabilizátor. Na koncept dvoupodvozkového vozidla připadá celkem 16 primárních pružin, 4 sekundární systémy vypružení a 2 torzní stabilizátory. Konkrétní parametry vypružení a tlumení jsou detailně rozvedeny v kapitole 6.

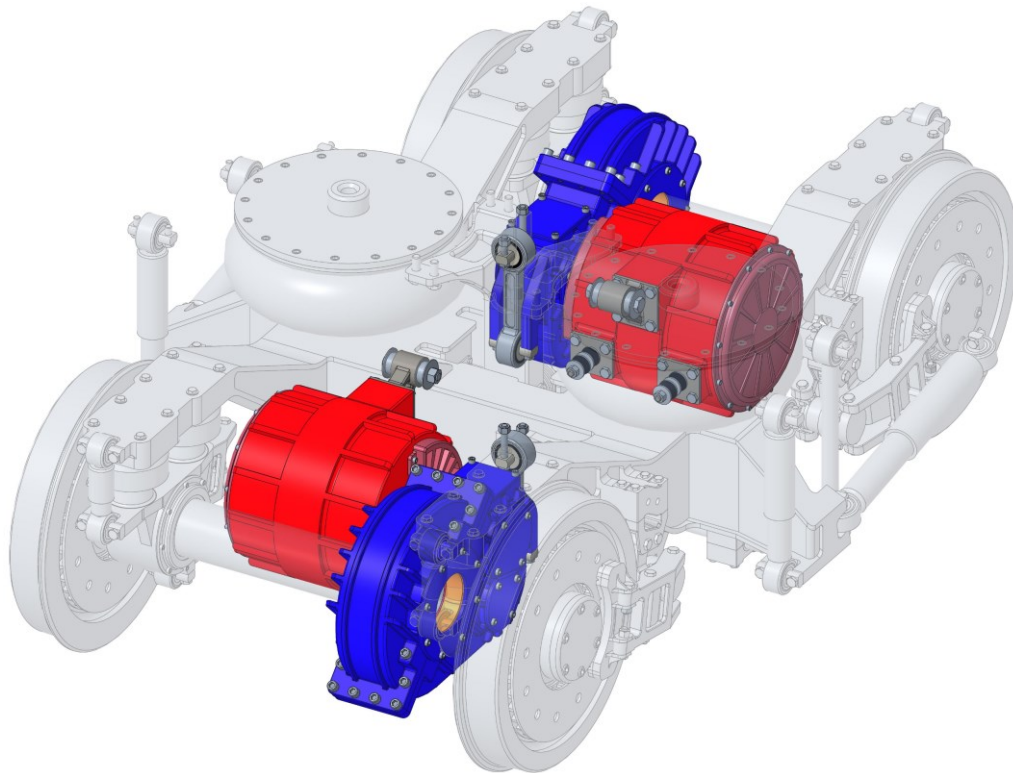


Obr. 49: Systém vypružení pojezdu vozidla

Použité pružící prvky nemají za úkol plnit pouze funkci vypružení ve směru svislém, zajišťují i přenos sil a vypružení ve směru příčném a podélném (horizontálním).

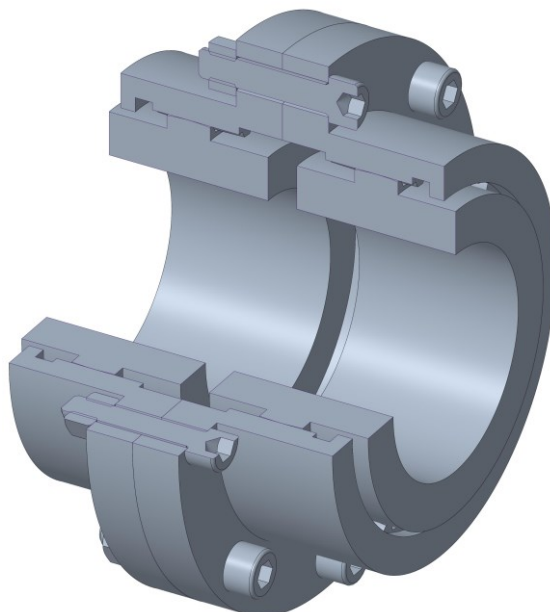
5.3. Pohon

Jelikož se jedná o trakční podvozek, znamená to, že je vybaven pohonem. Navrhované vozidlo je stoprocentně adhezni s individuálním pohonem dvojkolí. Zdroj točivého momentu je zajištěn asynchronním motorem, který je pomocí pryžokovových prvků třibodově upevněn na rám podvozku. Točivý moment je násoben nápravovou převodovkou, jež je založiskována na nápravě a pomocí svislé závěsky upevněna k rámu podvozku. Relativní pohyb (axiální a úhlový) mezi trakčním motorem a převodovkou při jejím skývnutí vykrývá sférická zubová spojka (Obr. 51). Jedná se o částečně odpružený pohon. Problematikou návrhu pohonného řetězce a charakteristikou pohonu se detailněji zabývá kapitola 7 – Trakční charakteristika.



Obr. 50: Umístění částečně odpružených pohonů

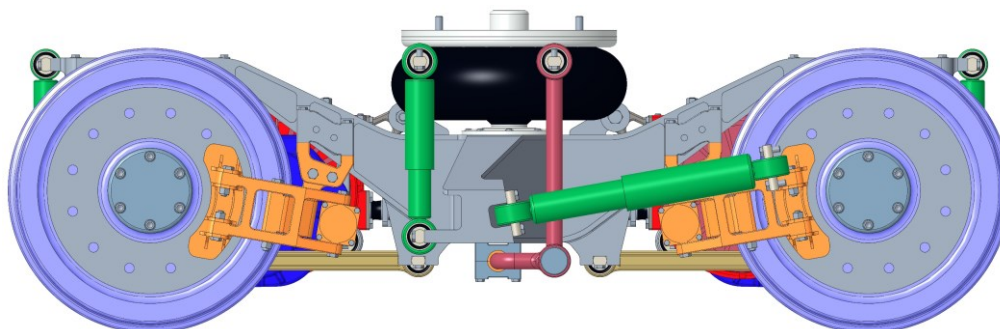
Sférická zubová spojka je alternativním řešením ke kloubovému hřídeli, které se pyšní svou krátkou zástavbovou délkou. Na spojované hřídele (výstupní hřídel trakčního motoru a vstupní hřídel převodovky) se nasunou náboje spojky s vnějším ozubením soudečkového tvaru. Náboje spojky s vnitřním ozubením jsou nasunuty na ozubení vnější a přes šroubové spoje spojeny. Tvar vnějšího ozubení je schopen zajistit zmiňované axiální a úhlové pohyby mezi sešroubovanými náboji na spojce a spojovanými hřídeli. Ty nastávají například při záběru trakčního motoru, nebo při propružení pojezdu v primárním stupni vlivem nerovností tratě.



Obr. 51: Sférická zubová spojka

5.4. Brzdy

Nedílnou součástí pojezdu jsou i brzdy. Primárním cílem je brzdit co nejvíce brzdou elektrodynamickou (EDB), zejména z důvodu rekuperace elektrické energie. Povinnou výbavou jsou však i brzdy adhezní, v případě navrženého pojezdu řešené brzdou kotoučovou. Jelikož je podvozek trakční, jsou brzdové kotouče umístěny na diskách kol. Brzdové zdrže a válce, jak je patrné z bočního pohledu (Obr. 52), jsou mírně sklopeny od vodorovné polohy. To je dáno zástavbovým omezením v případě použití podvozku s vnitřním rámem a malým průměrem kol.



Obr. 52: Boční pohled na pojezd vozidla

5.5. Hmotnostní bilance pojezdu

V této podkapitole je přehledně vyobrazen rozbor hmotností jednotlivých součástí pojezdu. Jedná se o kusovník sestavného výkresu podvozku, jenž je samostatnou přílohou k diplomové práci (Příloha 2) a jenž je doplněn o rozdělení hmot na primárně odpruženou (PRIM) a neodpruženou (NEOD).

Tab. 15: Hmotnostní bilance podvozku

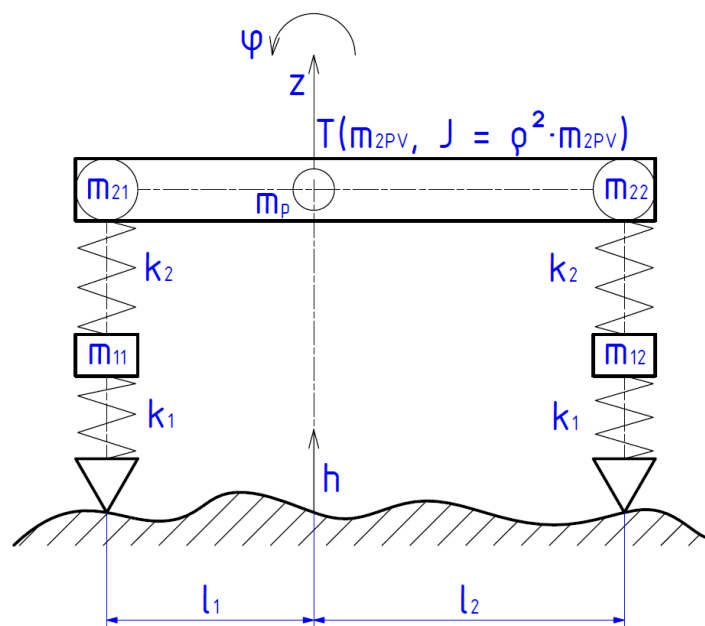
| Název komponenty | PRIM/NEOD | m_i [kg] | Počet v podvozku [1] | m_{ic} [kg] |
|--------------------------------|------------|------------|----------------------|---------------|
| Rám podvozku | PRIM | 850 | 1 | 850 |
| Ložiskový domek R | NEOD | 35 | 2 | 70 |
| Ložiskový domek L | NEOD | 35 | 2 | 70 |
| Podélná ojnice | PRIM | 15 | 4 | 60 |
| Dvojkolí | NEOD | 1 000 | 2 | 2 000 |
| Kotoučová brzda R | PRIM | 60 | 2 | 120 |
| Kotoučová brzda L | PRIM | 60 | 2 | 120 |
| Asynchronní motor | PRIM | 480 | 2 | 960 |
| Sférická zubová spojka | PRIM | 10 | 2 | 20 |
| Nápravová převodovka | PRIM/NEOD* | 390 | 2 | 780 |
| Primární pružina | PRIM | 30 | 8 | 240 |
| Nouzová sekundární pružina | PRIM | 40 | 2 | 80 |
| Pneumatická sekundární pružina | PRIM | 85 | 2 | 170 |
| Tlumič primárního vypružení | PRIM | 10 | 4 | 40 |
| Tlumič sekundárního vypružení | PRIM | 15 | 2 | 30 |
| Tlumič vrtivých pohybů | PRIM | 20 | 2 | 40 |
| Torzní stabilizátor | PRIM | 85 | 1 | 85 |
| Otočný čep | PRIM | 65 | 1 | 65 |
| CELKEM | | | | 5 800 |

*U nápravové převodovky je do neodpružené hmoty počítána jen hmotnost ozubeného kola $m_i = 130$ kg, $m_{ic} = 260$ kg.

6. Návrh systému vypružení

Tato kapitola se zabývá návrhem a poté ověřením konkrétních parametrů vypružení. Nejprve je ale nutné sestavit matematický model, podle kterého bude výpočet probíhat. Cílem je, aby soustavu hmot reprezentující vozidlo bylo možné zjednodušit na soustavu dvouhmotovou. Vstupem je hmotnostní bilance vozidla (kapitola 4) v prázdném stavu, konkrétně hmotnost skříně vozidla m_{2PV} a poloha těžiště ve směru osy x t_{xPV} . Podmínka pro možnost použití výše zmíněného modelu se dvěma stupni závisí na velikosti hmotnosti m_p z obrázku níže (Obr. 53) a je splněna v případě, že:

$$\frac{|m_p|}{m_{2PV}} \leq 0,1 \quad (38)$$



Obr. 53: Model uložení skříně s těžištěm mimo osu symetrie

Pro výpočet velikosti hmoty m_p je třeba sestavit rovnici rovnováhy do svislého směru a momentovou rovnici k těžišti:

$$z: m_{21} + m_{22} + m_p = m_{2PV} \quad (39)$$

$$M_T: m_{21} \cdot l_1 - m_{22} \cdot l_2 = 0 \quad (40)$$

Neznámé jsou hmotnosti m_{21} , m_{22} a m_p . Velikosti ramen l_1 a l_2 jsou dány:

$$l_1 = \frac{2a^*}{2} - |t_{xPV}| = 8\,000 - 42,9 = 7\,957,1 \text{ mm} \quad (41)$$

$$l_1 = \frac{2a^*}{2} + |t_{xPV}| = 8\,000 + 42,9 = 8\,042,9 \text{ mm} \quad (42)$$

Třetí rovnicí k rovnicím (39) a (40) je vztah vyjadřující moment setrvačnosti J_y v závislosti na poloměru setrvačnosti ρ_s . Moment J_y byl odečten z 3D modelu vozidla.

$$J_y = m_{2PV} \cdot \rho_s^2 = m_{21} \cdot l_1^2 + m_{22} \cdot l_2^2 \quad (43)$$

Z momentové rovnice (40) lze vyjádřit velikost hmoty m_{21} v závislosti na m_{22} :

$$m_{21} = m_{22} \frac{l_2}{l_1} \quad (44)$$

Z rovnice (43) byla spočítána velikost poloměru setrvačnosti:

$$\rho_s = \sqrt{\frac{J_y}{m_{2PV}}} = \sqrt{\frac{2,29 \cdot 10^{12}}{34\,326}} = 8\,165 \text{ mm} \quad (45)$$

Po dosazení závislosti hmotností na poměru ramen l_1 a l_2 z rovnice (44) do rovnice (43) bylo dosaženo výsledného tvaru pro výpočet hmotnosti m_{22} . Následně byl tento vztah dosazen zpět do poměrového vztahu pro dosažení m_{21} :

$$m_{21} = m_{22} \frac{l_2}{l_1} = \frac{m_{2PV} \cdot \rho_s^2}{l_1} \cdot \frac{1}{l_1 + l_2} \quad (46)$$

$$m_{22} = \frac{m_{2PV} \cdot \rho_s^2}{l_2} \cdot \frac{1}{l_1 + l_2} \quad (47)$$

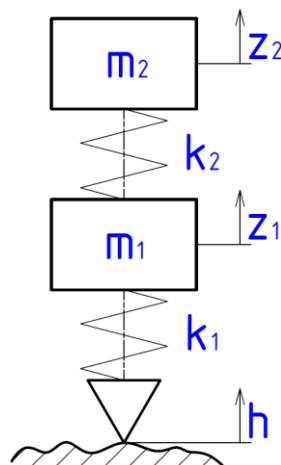
Na základě znalosti velikostí dílčích hmot bylo dosazeno do první rovnice (rovnice rovnováhy ve svislém směru) a byla vyčíslena hmotnost m_p :

$$m_p = m_{2PV} \cdot \left(1 - \frac{\rho_s^2}{l_1 \cdot l_2}\right) = 34\,326 \cdot \left(1 - \frac{8\,165^2}{7\,957 \cdot 8\,043}\right) = -1\,431 \text{ kg} \quad (48)$$

Na závěr je možno ověřit podmínku použití dvoumotového modelu ze vztahu nerovnice (38) pro návrh vypružení vozidla s těžištěm mimo osu symetrie:

$$\frac{|m_p|}{m_{2PV}} = \frac{1\,431}{34\,326} = 0,04 \leq 0,1 \quad (49)$$

Podmínka byla splněna, následující výpočty budou probíhat podle modelu se dvěma stupni volnosti (Obr. 54).

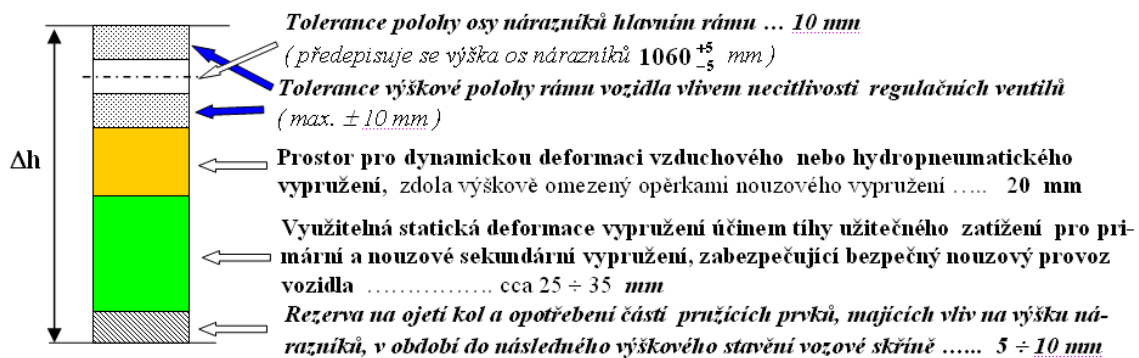


Obr. 54: Model vozidla se 2 stupni volnosti

6.1. Prvotní návrh tuhostí vypružení

Primární vypružení vozu se skládá z celkem 16 pružin pryžokovového odvalovacího typu. Z toho vyplývá, že na jeden ložiskový domek vychází 2 takové pružiny. Sekundární vypružení vozidla je řešeno pomocí dvou dvojic systémů vzduchového vypružení. Systémem se rozumí sériové zapojení vzduchové pružiny s pružinou nouzovou.

Pro celkovou tuhost vypružení ve svislém směru je rozhodujícím faktorem výška nárazníků, respektive automatického spřáhla. Maximální výška spřahovacího ústrojí nesmí překročit 1 065 mm nad T.K., minimální výška nesmí klesnout pod 980 mm. Pro takto zvolenou kombinaci pružin vychází velikost deformace ve svislém směru pod užitečným zatížením $\Delta z = 25 \text{ mm}$.



Obr. 55: Výška spřahovacího ústrojí pro vozidlo s pneumatickým vypružením [35]

Minimální velikost tuhosti dvoustupňového vypružení je dána maximální přípustnou deformací pod tíhou užitečného zatížení. Velikost užitečné hmotnosti, respektive užitečného zatížení byla vyčíslena v hmotnostní bilanci (kapitola 4) vozidla v plně loženém stavu na $m_{uz} = 11\,920 \text{ kg}$.

$$k_{celk} = \frac{m_{uz} \cdot g}{\Delta z} = \frac{11\,920 \cdot 9,81}{25} = 4\,680 \text{ N/mm} \quad (50)$$

Dalším krokem je výpočet tuhosti systému sekundárního vypružení dle empirického vztahu. Návrh spočívá v nalezení tuhosti na základě stanovení vlastní frekvence jednohmotové soustavy. Při volbě $f = 0,9 \text{ Hz}$ vede postup zpravidla na vhodné vlastní frekvence celé soustavy vypružení.

$$k_2 = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot (m_{2PV} + m_{už}) = (2 \cdot \pi \cdot 0,9)^2 \cdot 46\,246 = 1\,480 \text{ N/mm} \quad (51)$$

V systému vzduchového vypružení figuruje i tzv. nouzová pružina. Ta zpravidla vykazuje mnohem větší tuhost než pružina vzduchová a pro jeden pružící systém se pohybuje v rozmezí $k_{2ni} = (3\,500 \div 10\,000) \text{ N/mm}$. Pro návrh byla výchozí hodnota tuhosti nouzové pružiny zvolena jako $k_{2ni} = 5\,000 \text{ N/mm}$. Ze znalostí k_2 a $k_{2n} = 4 \cdot k_{2ni}$ byla stanovena tuhost vzduchových pružin:

$$k_{2vz} = \frac{1}{\frac{1}{k_2} - \frac{1}{k_{2n}}} = \frac{1}{\frac{1}{1\,480} - \frac{1}{20\,000}} = 1\,600 \text{ N/mm} \quad (52)$$

Minimální tuhost primárního vypružení byla dopočítána na základě vztahu pro sériové zapojení spolu se systémem sekundárního vypružení. Vzduchové pružiny však při tomto výpočtu nejsou v činnosti:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{k_{celk}} - \frac{1}{k_{2n}}} = \frac{1}{\frac{1}{4\,680} - \frac{1}{20\,000}} = 6\,110 \text{ N/mm} \quad (53)$$

Závěrem je nutné dodat, že se jedná o prvotní návrh tuhostí, který slouží jako představa pro výběr konkrétních prvků vypružení. Výsledný návrh je rozepsán v následující podkapitole a výsledné tuhosti prvků se mohou lišit.

6.2. Výsledný návrh vypružení

V této podkapitole jsou již uvažovány konkrétní typy pružin vybrané přímo z katalogů výrobců. Nejprve je však nutné spočítat statické síly v jednotlivých pružinách. Velikosti sil závisí nejen na tom, v jakém stupni vypružení pružina pracuje, ale i na stavu ložení vozidla. Symboly n_{1i} a n_{2i} značí počet pružin připadajících na vozidlo v primárním, respektive sekundárním stupni. Hmotnost m_1 je hmotností primárně odpružených hmot (vše mezi primárním a sekundárním stupněm vypružení – část hmotnosti podvozku), hmotnost m_2 je hmotnost sekundárně odpružených hmot (skříň vozidla).

1) Statická síla působící na pružinu primárního vypružení pod prázdným vozidlem (PV):

$$F_{1PV} = \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{n_{1i}} = \frac{(6\,800 + 34\,326) \cdot 9,81}{16} = 25,2 \text{ kN} \quad (54)$$

2) Statická síla působící na pružinu primárního vypružení pod plně loženým vozidlem (PL):

$$F_{1PL} = \frac{(m_1 + m_2 + m_{už}) \cdot g}{n_{1i}} = \frac{(6\,800 + 34\,326 + 11\,920) \cdot 9,81}{16} = 32,5 \text{ kN} \quad (55)$$

3) Statická síla působící na pružinu sekundárního vypružení pod prázdným vozidlem:

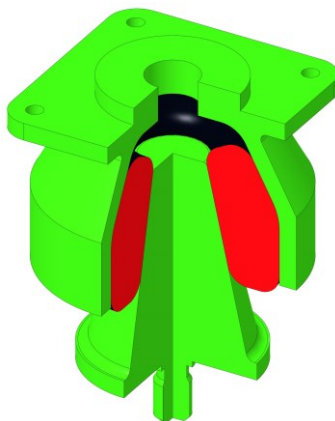
$$F_{2PV} = \frac{m_2 \cdot g}{n_{1i}} = \frac{34\,326 \cdot 9,81}{4} = 84,2 \text{ kN} \quad (56)$$

4) Statická síla působící na pružinu sekundárního vypružení pod plně loženým vozidlem:

$$F_{2PL} = \frac{(m_2 + m_{už}) \cdot g}{n_{1i}} = \frac{(34\,326 + 11\,920) \cdot 9,81}{4} = 113,4 \text{ kN} \quad (57)$$

6.2.1. Primární vypružení

Pro funkci primárního vypružení byly zvoleny pryžokovové odvalovací prvky, které plní funkci nejen svislého, ale i horizontálního vypružení v příčném a podélném směru. Pryžový prstenec je nasunut na ocelový trn a z vnější strany vložen do ocelového domku. Trn je připevněn ke skříni nápravového ložiska a domek k rámu podvozku. Výhodou tohoto typu pružiny je jednoznačně pozitivní tlumící účinek. Nevýhodou je otěr pryže v důsledku tření mezi pryžovým prstencem a ocelí při relativních pohybech a propružení.



Obr. 56: Částečný řez prvkem primárního vypružení

Toto řešení bylo zvoleno zejména z důvodu příznivých rozměrů pro koncepci pojezdu s vnitřním rámem. Pružina vybraná z katalogu společnosti GMT Gummi-Metal-Technik [36] pod označením RS2358 vykazuje následující katalogové vlastnosti:

Tab. 16: Vlastnosti odvalovací pružiny [36]

| Part No. | Dimensions upon delivery | | | Vertical load vehicle | | | Spring length under tare load [A] | Spring travel f1 | Spring travel f2 |
|----------|--------------------------|-----|------|-----------------------|--------|------|-----------------------------------|------------------|------------------|
| | B | L | A | tare | loaded | max. | new condition before settling | tare-max | tare-loaded |
| | mm | mm | mm | daN | daN | daN | mm Tol: ±3mm | mm Tol: ±3mm | mm |
| RS2351 | 190 | 190 | 220 | 1530 | 1794 | 2300 | 155 | 17 | 8 |
| RS2352 | 200 | 200 | 191 | 1545 | 2365 | 3365 | 148 | 18 | 8 |
| RS2353 | 200 | 184 | 187 | 1025 | 1537 | 2000 | 147 | 18 | 13 |
| RS2354 | 200 | 184 | 194 | 407 | 1032 | 1350 | 175 | 18 | 15 |
| RS2355 | 200 | 184 | 166 | 407 | 1032 | 1350 | 147 | 18 | 15 |
| RS2356 | 210 | 210 | 205* | 1224 | 2245 | 2500 | 219 | 22 | 20 |
| RS2357 | 210 | 210 | 219* | 1304 | 2177 | 2720 | 205 | 26 | 16 |
| RS2358 | 220 | 220 | 235* | 2027 | 3322 | 4318 | 222 | 31 | 22 |
| RS2359 | 220 | 220 | 233* | 1898 | 3090 | 3862 | 218 | 28 | 20 |
| RS2360 | 220 | 220 | 233* | 1579 | 2968 | 3709 | 218 | 36 | 28 |

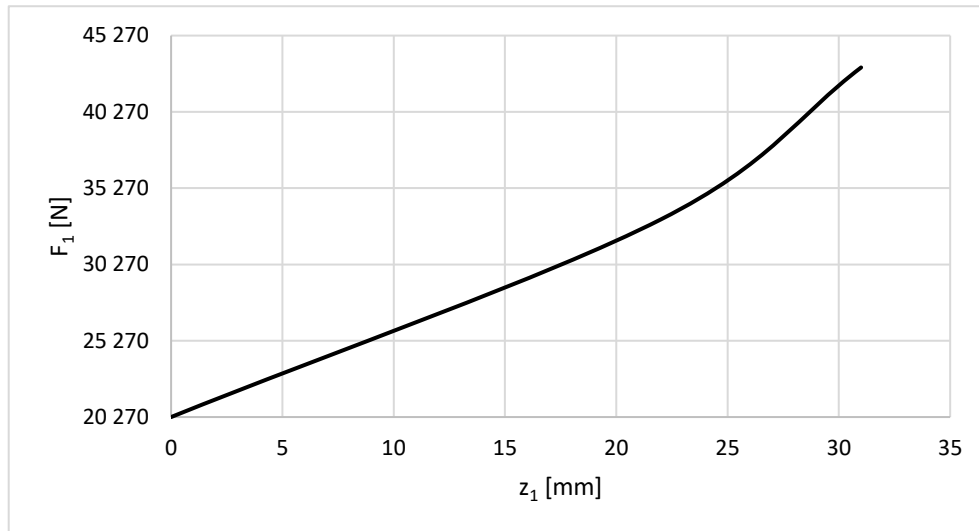
Kde B a L jsou maximální rozměry ocelového domku (průměr) a A je výška pružiny v nezátíženém stavu měřená mezi připojovacími plochami trnu a domku. Z tabulky jdou dále vyčíst hodnoty deformací pro různá zatížení. Ty byly pro přehlednost zaneseny do nové tabulky (Tab. 17), ze které byla vyobrazena charakteristika pružiny (Obr. 57):

Tab. 17: Charakteristika odvalovací pružiny

| Relativní stlačení z_1 [mm] | Svislá síla F_{1i} [N] |
|-------------------------------|--------------------------|
| 0 | 20 270 |
| 22 | 33 220 |
| 31 | 43 180 |

Při porovnání zatížení z tabulky pro ložený stav vozidla s výpočte statické síly stejného stavu z rovnice (55) lze konstatovat, že vybraná pružina splňuje požadavky právě na účinky svislých osových sil. Velikosti sil se liší v řádu nižších stovek Newtonů.

$$33\,220\text{ N} \cong 32,5\text{ kN} \quad (58)$$



Obr. 57: Charakteristika odvalovací pružiny

Ze závislosti síly v pružině na jejím stlačení lze stanovit hodnoty tuhostí pro stav prázdného vozidla a stav vozidla plně loženého. Oba tyto stavy se pohybují na téměř lineární části charakteristiky, pro plně ložený stav se charakteristika začíná mírně lámat:

$$k_{1PV} = \frac{F_{1PV} - 20\,270}{z_{1PV}} = \frac{25\,200 - 20\,270}{8} = 618\text{ N/mm} \quad (59)$$

$$k_{1PL} = \frac{F_{1PL} - 20\,270}{z_{1PL}} = \frac{32\,500 - 20\,270}{19} = 645\text{ N/mm} \quad (60)$$

Na základě tuhostí, které vykazuje jedna pružina byly stanoveny celkové tuhosti primárního vypružení, a to opět pro oba stavy ložení:

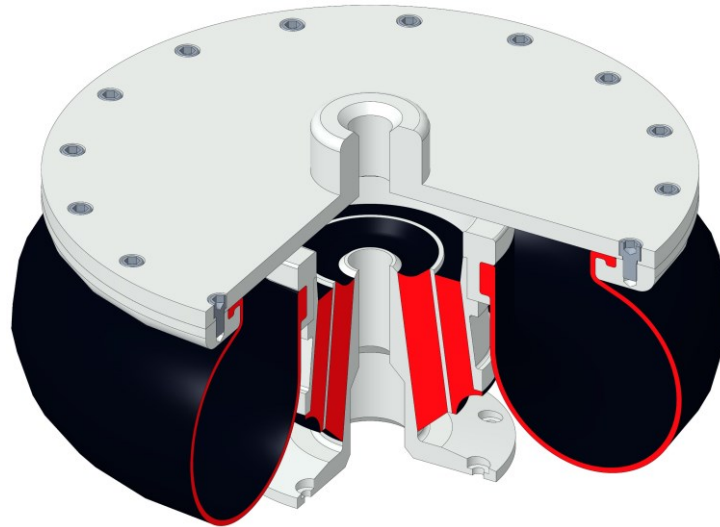
$$k_{1PV} = k_{1PVi} \cdot n_{1i} = 618 \cdot 16 = 9\,890\text{ N/mm} \quad (61)$$

$$k_{1PL} = k_{1PLi} \cdot n_{1i} = 645 \cdot 16 = 10\,320\text{ N/mm} \quad (62)$$

6.2.2. Sekundární vypružení

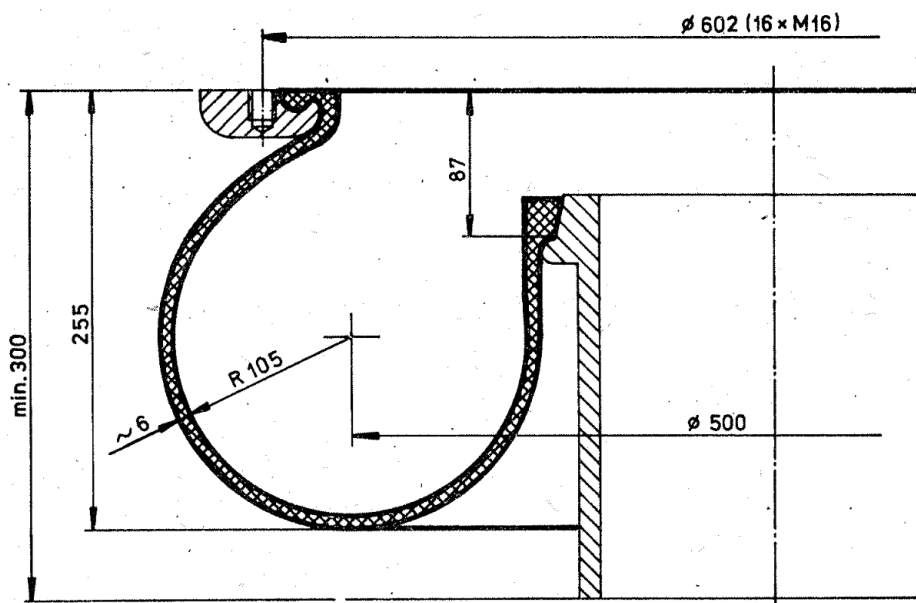
Jak již bylo zmíněno, sekundární systém vypružení tvoří v sérii zapojené vzduchové pružiny a pružiny nouzové. Nouzová pružina zajišťuje vypružení vozidla při náhlém selhání pneumatického systému. Jízda takovým vozidlem ztrácí svůj komfort a nutí strojvůdce snížit přepravní rychlost. Použití funkčního vzduchového vypružení je výhodou nejen z důvodu komfortních jízdních vlastností vozidla, ale i z důvodu možné regulace výšky podlahy

a spřahovacího ústrojí v závislosti na stavu ložení. Regulace spočívá ve změně tlaku v měchu vzduchové pružiny.



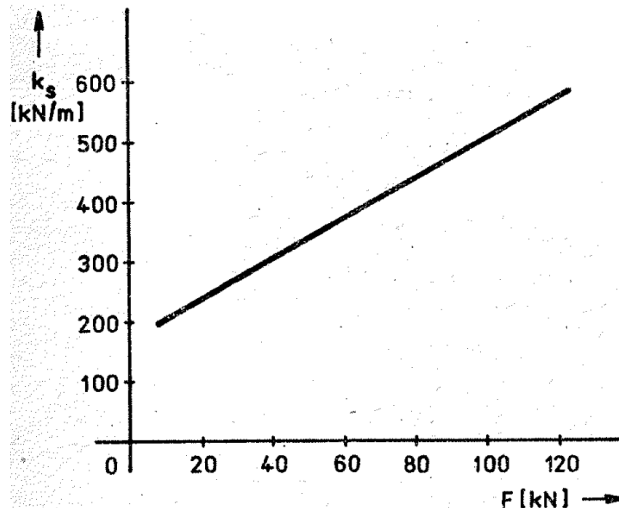
Obr. 58: Částečný řez nouzovou a vzduchovou pružinou

Z řezu pružinou je patrné, jak je systém vypružení sestaven. Nouzová pružina je pomocí šroubových spojů připojena na příčník rámu povozku. Je tvořena dvěma pryžokovovými prvky, které plní funkci vypružení jak ve svislém, tak v horizontálním směru. Vzduchová pružina je tvořena pryžovým měchem, který navazuje na pružinu nouzovou, a svrchní deskou, jež je připojena na spodek skříňe vozidla. Na vrchu nouzové pružiny je připravena klzná plocha pro případ defektu pružiny vzduchové, která má za úkol snížit opotřebení svrchní desky z vnitřní strany při tření. Na základě zástavbových rozměrů a statických sil byla vybrána konkrétní vzduchová pružina Continental 648 N 4.100 [37] o následujících geometrických parametrech:



Obr. 59: Geometrie vzduchové pružiny [37]

Geometrické vlastnosti pružiny jsou doplněny o charakteristiku. V tomto případě se jedná o závislost svislé tuhosti na svislé zatěžující síle.



Obr. 60: Průběh závislosti svislé tuhosti vzduchové pružiny na zatěžující síle [37]

Z charakteristiky je patrné, že jde o pružinu s progresivní charakteristikou. Ta je obecně vlastností vzduchových pružin. Na základě sil zatěžujících sekundární vypružení byly odečteny příslušné tuhosti:

$$k_{2vzPVi} = 460 \text{ N/mm} \quad (63)$$

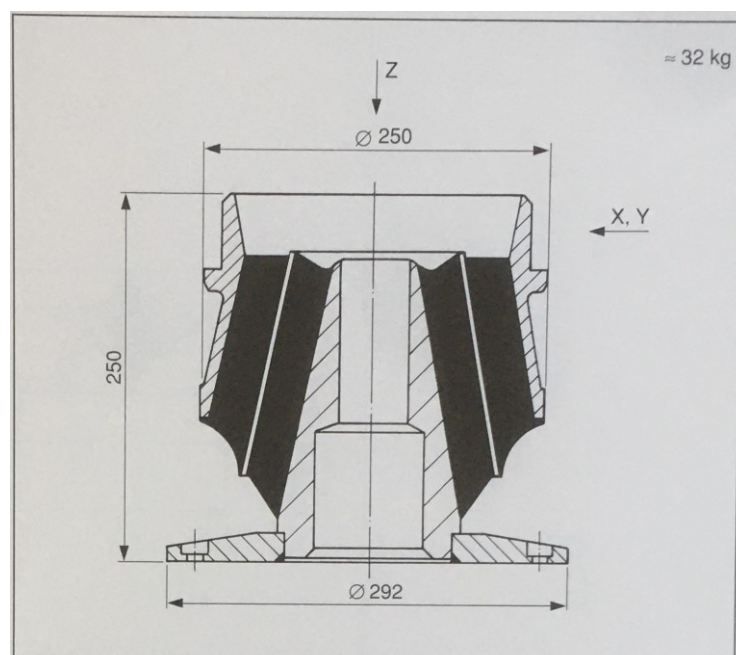
$$k_{2vzPLi} = 570 \text{ N/mm} \quad (64)$$

Na základě tuhostí, které vykazuje jedna pružina byly stanoveny celkové tuhosti vzduchového vypružení, a to opět pro oba stavy ložení:

$$k_{2vzPV} = k_{2vzPVi} \cdot n_{2i} = 460 \cdot 4 = 1\,840 \text{ N/mm} \quad (65)$$

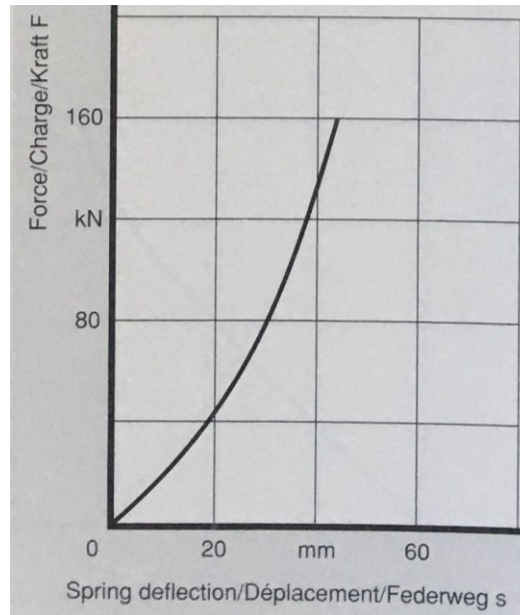
$$k_{2vzPL} = k_{2vzPLi} \cdot n_{2i} = 570 \cdot 4 = 2\,280 \text{ N/mm} \quad (66)$$

Geometrie vybrané nouzové pružiny Continental 79 841 I [38] je následující:



Obr. 61: Geometrie nouzové pružiny [38]

I nouzová pružina je doplněna o svou charakteristiku. V tomto případě se opět jedná o závislost síly ve svislém směru na stlačení, jako tomu bylo u pružiny vypružení primárního.



Obr. 62: Charakteristika nouzové pružiny [38]

Z této závislosti byly pro statické síly a jim odpovídající stlačení vyčísleny příslušné tuhosti. Jelikož při síle F_{2PV} i F_{2PL} se na charakteristice pohybujeme v lineární části, je tuhost pro oba stavy ložení shodná a spočítá se jako směrnice tečny charakteristiky. Stlačení z_{2nPV} a z_{2nPL} nejsou počítány od nulové hodnoty, nýbrž od průsečíku tečen přiložených v příslušných pracovních bodech s vodorovnou osou grafu.

$$k_{2nPV_i} = k_{2nPL_i} = \frac{F_{2PV}}{z_{2nPV}} = \frac{F_{2PL}}{z_{2nPL}} = \frac{84\,200}{15} = 5\,650 \text{ N/mm} \quad (67)$$

Celková tuhost nouzového vypružení je stanovena jako u předešlých skupin pružících prvků:

$$k_{2nPV} = k_{2nPL} = k_{2nPV_i} \cdot n_{2i} = 5\,650 \cdot 4 = 22\,600 \text{ N/mm} \quad (68)$$

6.2.3. Vlastnosti vozidla

Pro přehlednost byly vlastnosti vybraných katalogových pružících prvků zaneseny do tabulky. Prvky mají různé vlastnosti v různých stavech PV – prázdné a PL – plně ložené:

Tab. 18: Tuhosti pružících prvků v závislostech na stavu ložení

| Název parametru | Jeden prvek | | | Skupina prvků | | |
|-----------------------------|---------------|----------|---------|---------------|----------|---------|
| | Symbol | Jednotka | Hodnota | Symbol | Jednotka | Hodnota |
| Tuhost primárního vypr. PV | k_{1PV_i} | N/mm | 618 | k_{1PV} | N/mm | 9 890 |
| Tuhost primárního vypr. PL | k_{1PL_i} | N/mm | 645 | k_{1PL} | N/mm | 10 320 |
| Tuhost vzduchového vypr. PV | k_{2vzPV_i} | N/mm | 460 | k_{2vzPV} | N/mm | 1 840 |
| Tuhost vzduchového vypr. PL | k_{2vzPL_i} | N/mm | 570 | k_{2vzPL} | N/mm | 2 280 |
| Tuhost nouzového vypr. PV | k_{2nPV_i} | N/mm | 5 650 | k_{2nPV} | N/mm | 22 600 |
| Tuhost nouzového vypr. PL | k_{2nPL_i} | N/mm | 5 650 | k_{2nPL} | N/mm | 22 600 |

Na základě znalosti tuhostí v jednotlivých pružin a hmot vypružených v příslušném stupni bylo možné spočítat vlastní frekvence houpání vozidla. Výpočet byl proveden pro dvouhmotovou soustavu (Obr. 54). Jednotlivé stavy vozidla se dělí:

- 1) Z hlediska ložení vozidla na vozidlo prázdné, kde sekundárně vypružená hmota odpovídá hmotě prázdné skříňe vozidla $m_2 = m_{2PV}$ a vozidlo plně ložené, kde sekundárně odpružená hmota odpovídá součtu hmotnosti prázdné skříňe vozidla a hmotnosti užitečné $m_2 = m_{2PV} + m_{uz}$.
- 2) Z hlediska vypružení na vozidlo se vzduchovým vypružením v provozu, kde výsledná tuhost sekundárního stupně vychází $k_2 = \frac{1}{\frac{1}{k_{2vz}} + \frac{1}{k_{2n}}}$ a na vozidlo jedoucí na nouzovém vypružení, kde $k_2 = k_{2n}$.

Vlastní frekvence byly pro 4 stavy vozidla dopočteny dle vztahu (69) a přehledně vyobrazeny do tabulky níže:

$$f_{1,2} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2 \cdot m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_2}{2 \cdot m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_1 \cdot k_2}{m_1 \cdot m_2}}} \quad (69)$$

Tab. 19: Vlastní frekvence houpání vozidla

| Vzduchové vypružení | Vlastní frekvence | f_1 [Hz] | f_2 [Hz] |
|---|--------------------------|------------|------------|
| Vzduchové vypružení v provozu | Prázdné vozidlo (PV) | 1,03 | 6,58 |
| | Plně ložené vozidlo (PL) | 0,97 | 6,81 |
| Vzduchové vypružení mimo provoz (nouzové vypružení) | Prázdné vozidlo (PV) | 2,15 | 11,54 |
| | Plně ložené vozidlo (PL) | 1,90 | 11,46 |

Z tabulky je patrné, že se první frekvence houpání pohybuje kolem 1 Hz, což bylo kladeno za jeden z cílů návrhu pro pohodlnou jízdu. V praxi při dynamickém zatížení vozidla budou frekvence nepatrně vyšší. Cílem druhé vlastní frekvence je vyhnout se vlastním frekvencím ohybových kmitů skříňe vozidla.

6.2.4. Dynamické zatěžování

Výpočet dynamických sil působících ve vypružení je proveden z důvodu kontroly únosnosti vybraných prvků. Dále referuje o maximálním možném odlehčení a přitížení pružin. Velikosti jednotlivých zdvihů vstupují do výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla (kapitola 3.1) Z hlediska zatížení systému vypružení dynamickými silami rozlišujeme dva mezní stavy:

- 1) Vozidlo prázdné a odlehčené dynamickou silou o přírážce k_{dynPV}
- 2) Vozidlo plně ložené a přitíženo dynamickou silou o přírážce k_{dynPL}

Výchozí veličinou pro výpočet dynamické síly jsou síly statické, které byly napočítány v úvodu podkapitoly. Vzorec pro výpočet dynamické přírážky je následující:

$$k_{dyn} = a + b \cdot \frac{0,22 \cdot (v_{max} - 55)}{\sum z_{st}} \quad (70)$$

Konstanta a je rovna 0,1, v_{max} je maximální rychlost vozidla v kilometrech za hodinu. V případě navrhovaného vozidla: $v_{max} = 120 \text{ km/h}$. Konstanta b je pro jakékoli vozidlo s dvounápravovými: $b = 2$. Suma statických sednutí všech stupňů vypružení $\sum z_{st}$ se bude lišit pro vozidlo prázdné a plně ložené.

Statické sednutí pružin prázdného vozidla se skládá z fiktivního statického sednutí vzduchové pružiny, statického sednutí nouzové pružiny a statického sednutí pružiny primárního vypružení:

$$z_{stk2vzPV} = \frac{F_{2PV}}{k_{2vzPVi}} = \frac{84\,200}{460} = 183,0 \text{ mm} \quad (71)$$

$$z_{stk2nPV} = \frac{F_{2PV}}{k_{2nPVi}} = \frac{84\,200}{5\,650} = 15,0 \text{ mm} \quad (72)$$

$$z_{stk1PV} = \frac{F_{1PV}}{k_{1PVi}} = \frac{25\,200}{618} = 40,8 \text{ mm} \quad (73)$$

$$\sum z_{stPV} = z_{stk2vzPV} + z_{stk2nPV} + z_{stk1PV} = 183 + 15 + 40,8 = 238,8 \text{ mm} \quad (74)$$

Obdobně byla vyčíslena statická sednutí pružin pod plně loženým vozidlem:

$$z_{stk2vzPL} = \frac{F_{2PL}}{k_{2vzPLi}} = \frac{113\,400}{570} = 199,0 \text{ mm} \quad (75)$$

$$z_{stk2nPL} = \frac{F_{2PL}}{k_{2nPLi}} = \frac{113\,400}{5\,650} = 20,0 \text{ mm} \quad (76)$$

$$z_{stk1PL} = \frac{F_{1PL}}{k_{1PLi}} = \frac{32\,500}{645} = 50,4 \text{ mm} \quad (77)$$

$$\sum z_{stPL} = z_{stk2vzPL} + z_{stk2nPL} + z_{stk1PL} = 199 + 20 + 50,4 = 269,4 \text{ mm} \quad (78)$$

V tuto chvíli jsou všechny členy rovnice (70) známé a je tedy možné číselně vyjádřit velikost dynamické přírážky spolu s výslednými limitními silami ve vypružení:

$$k_{dynPV} = a + b \cdot \frac{0,22 \cdot (v_{max} - 55)}{\sum z_{stPV}} = 0,1 + 0,2 \cdot \frac{0,22 \cdot (120 - 55)}{238,8} = 0,22 \quad (79)$$

$$k_{dynPL} = a + b \cdot \frac{0,22 \cdot (v_{max} - 55)}{\sum z_{stPL}} = 0,1 + 0,2 \cdot \frac{0,22 \cdot (120 - 55)}{269,4} = 0,21 \quad (80)$$

$$F_{1min} = F_{1PV} \cdot (1 - k_{dynPV}) = 25,2 \cdot (1 - 0,22) = 19,7 \text{ kN} \quad (81)$$

$$F_{1max} = F_{1PL} \cdot (1 + k_{dynPL}) = 32,5 \cdot (1 + 0,21) = 39,2 \text{ kN} \quad (82)$$

$$F_{2min} = F_{2PV} \cdot (1 - k_{dynPV}) = 84,2 \cdot (1 - 0,22) = 65,7 \text{ kN} \quad (83)$$

$$F_{2max} = F_{2PL} \cdot (1 + k_{dynPL}) = 113,4 \cdot (1 + 0,21) = 136,8 \text{ kN} \quad (84)$$

Na základě výsledných dynamických sil ve vypružení a znalosti charakteristik vybraných pružin (Obr. 57, Obr. 60 a Obr. 62) byly stanoveny odlehčovací a přitěžovací zdvihy. Ty jsou vždy uvažovány jako výchylky pružin ze statické polohy pod prázdným vozidlem po příslušný extrém zatížení zapříčiněný dynamickou silou.

Odlehčovací zdvih primárního vypružení $p_{z(-)}$ je roven 10 mm dle charakteristiky pružiny. Odlehčovací zdvih sekundárního systému vypružení $s_{z(-)}$ je rovněž 10 mm, avšak tato hodnota je dána pouze necitlivostí regulačních ventilů pneumatického rozvodu.

Přitěžovací zdvih primárního vypružení $p_{z(+)}$ je roven 20 mm opět dle charakteristiky. Oproti tomu přitěžovací zdvih sekundáru $s_{z(+)}$ vyplývá z vyčerpání vůle mezi deskou vzduchové pružiny a třecí plochou pružiny nouzové 20 mm při náhlém prasknutí měchu. K této hodnotě je ještě nutné připočítat sednutí nouzové pružiny od statické polohy při maximální dynamické síle, a to konkrétně o 8 mm. Celkový přitěžovací zdvih systému sekundárního vypružení dělá 28 mm.

6.3. Příčné vypružení

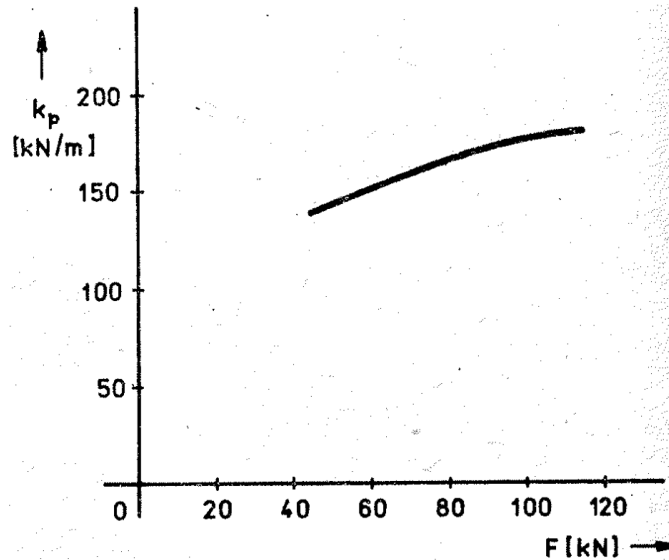
Nutnou součástí pojezdu vozidla je zajištění vypružení v příčném směru. Vzhledem k tomu, že jsou použité pružiny rotačně symetrického charakteru, budou plnit i funkci vypružení ve směru podélném.

V primárním stupni vypružení výrobce hodnotu horizontální tuhosti (k_{1xi}, k_{1yi}) neudává. Hodnota byla odhadnuta a následně po konzultaci s vedoucím práce stanovena na $k_{1xi} = k_{1yi} = 4\,000 \text{ N/mm}$ nezávisle na zatížení vozidla. Tuhost je ovlivňována zejména tvrdostí Shore použité pryže.

V sekundárním stupni výrobce udává závislost příčné tuhosti vzduchového vypružení na svislé zatěžující síle. Opět zde tedy nastávají 2 stavy, a to pro vozidlo prázdné a plně ložené. Z charakteristiky pružiny na následující straně (Obr. 63) lze hodnoty příčné tuhosti odečíst:

$$k_{2xiPV} = k_{2yiPV} = 170 \text{ N/mm} \quad (85)$$

$$k_{2xiPL} = k_{2yiPL} = 180 \text{ N/mm} \quad (86)$$

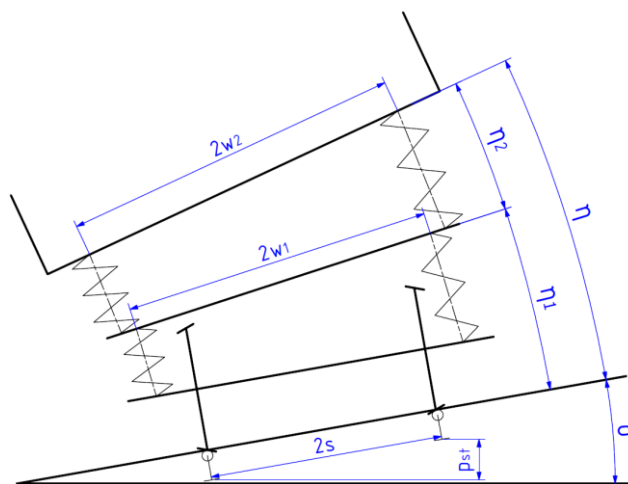


Obr. 63: Průběh závislosti horizontální tuhosti vzduchové pružiny na zatěžující síle [37]

6.4. Torzní stabilizátor

Jelikož při dvoubodovém zapojení pneumatického vypružení a použití podvozků s vnitřním rámem úhlová tuhost pružin rapidně klesá, je nutné právě tento parametr vypružení navýšit. Cílem je navrhnout takový torzní stabilizátor kolébání, který zajistí hodnotu součinitele náklonu $s_z = 0,3$ použitou při výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla. Součinitel náklonu je veličina vyjadřující vztah mezi kvazistatickým nakloněním skříně vozidla η vůči svislé ose koleje, který je způsobený nedostatkem převýšení, a úhlem převýšení koleje δ :

$$s_z = \frac{\eta}{\delta} \quad (87)$$



Obr. 64: Náklon tratě, podvozku a skříně vozidla

Maximální úhel převýšení koleje δ je při stavebním převýšení $p_{st} = 150 \text{ mm}$ a při uvažování vzdálenosti styčných kružnic $2s = 1\,500 \text{ mm}$ roven:

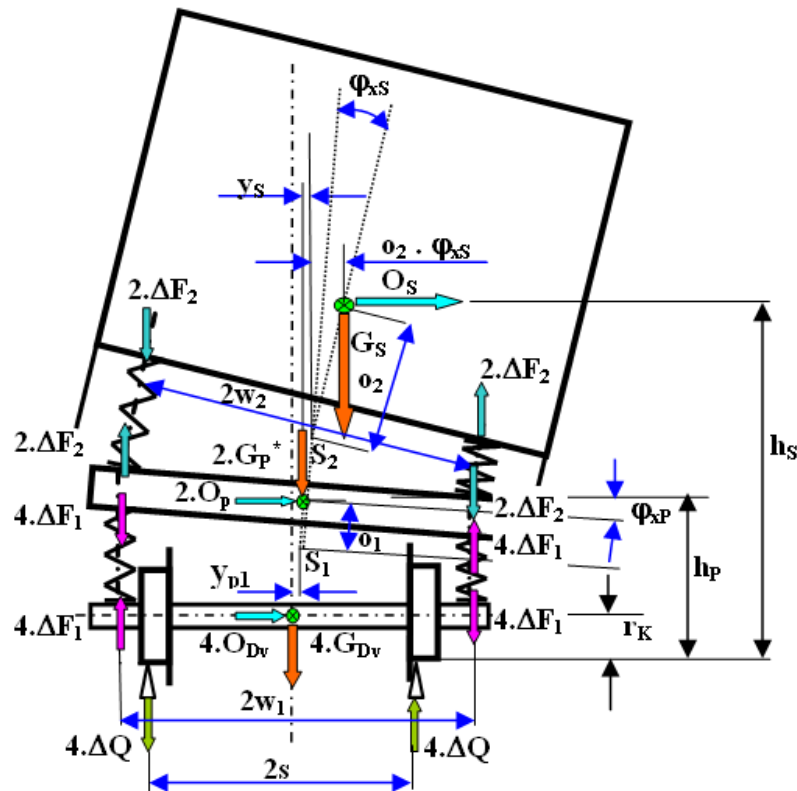
$$\delta = \arcsin\left(\frac{p_{st}}{2s}\right) = \arcsin\left(\frac{150}{1\,500}\right) = 0,1 \text{ rad} = 5,73^\circ \quad (88)$$

Z toho vyplývá maximální možný úhel náklonu skříně vozidla, kterého si práce klade za cíl dosáhnout:

$$\eta_{max} = \eta_1 + \eta_2 = s_z \cdot \delta = 0,3 \cdot 0,1 = 0,03 \text{ rad} = 1,72^\circ \quad (89)$$

6.4.1. Síly působící na vozidlo

Na jednotlivé podsestavy vozidla (skříně, primárně odpružené hmoty zde značené jako podvozek a hmoty neodpružené) působí síly svislé v podobě tíhy a síly příčné. Vliv odstředivé síly v důsledku průjezdu vozidla obloukem a účinek bočního větru byl při výpočtu zahrnut do nevyrovnaného příčného zrychlení $a_y = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Pro přesné určení náklonu skříně vozidla od svislé osy koleje je nutné uvažovat nejen rotaci kolem pólu otáčení, ale i jeho příčný posuv. Dílčí součástí je výpočet sil ve vypružení a momentu působícího na skříně vozidla. Největšího náklonu bude dosahovat vozidlo v plně loženém stavu.



Obr. 65: Síly působící na vozidlo a pohyby podstav vozidla [39]

Abyste bylo možné stanovit velikost momentu působícího na skříně vozidla, je nutné spočítat úhlové tuhosti jednotlivých stupňů svislého vypružení. V sekundárním stupni je úhlová tuhost značena $k_{\phi_{xs}}$ (skříně), v primárním stupni $k_{\phi_{xp}}$ (podvozku):

$$k_{\phi_{xs}} = k_{2PL} \cdot w_2^2 = 2\,070\,000 \cdot 0,55^2 = 626\,175 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad} \quad (90)$$

$$k_{\phi_{xp}} = k_{1PL} \cdot w_1^2 = 10\,320\,000 \cdot 0,555^2 = 3\,178\,818 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad} \quad (91)$$

Nyní budou vyčísleny síly ve svislém a příčném směru působící na skříň vozidla a podvozek. V případě podvozku je jako výchozí uvažována hmotnost obou podvozků vozidla, a síly tudíž značeny v rozporu se schématem (Obr. 65) jako G_p a O_p .

$$G_s = m_{2PL} \cdot g = 46\,246 \cdot 9,81 = 453\,673 \text{ N} \quad (92)$$

$$G_p = m_1 \cdot g = 6\,800 \cdot 9,81 = 66\,708 \text{ N} \quad (93)$$

$$O_s = m_{2PL} \cdot a_y = 46\,246 \cdot 1,25 = 57\,808 \text{ N} \quad (94)$$

$$O_p = m_1 \cdot a_y = 6\,800 \cdot 1,25 = 8\,500 \text{ N} \quad (95)$$

Poslední neznámou jsou výšky pólů otáčení o_1 a o_2 . Pól otáčení podvozku byl po konzultaci s vedoucím práce umístěn do poloviny výšky primárního vypružení ve vzdálenosti od T.K., a to o hodnotě: $o_1 = 0,6 \text{ m}$. Pro skříň vozidla byl pól otáčení dopočítán dle vzorce:

$$o_2 = \frac{G_s}{k_{2yPL}} = \frac{453\,673}{4 \cdot 180\,000} = 0,63 \text{ m} \quad (96)$$

V tuto chvíli je možné provést výpočet náklonu skříně vozidla η_2 a podvozku η_1 . Jako první bude spočítán náklon skříně, jelikož výsledek ovlivňuje výpočet náklonu podvozku.

$$\eta_2 = \frac{O_s \cdot o_2}{k_{\varphi xs} - G_s \cdot o_2} = \frac{57\,808 \cdot 0,63}{626\,175 - 453\,673 \cdot 0,63} = 0,107 \text{ rad} = 6,13^\circ \quad (97)$$

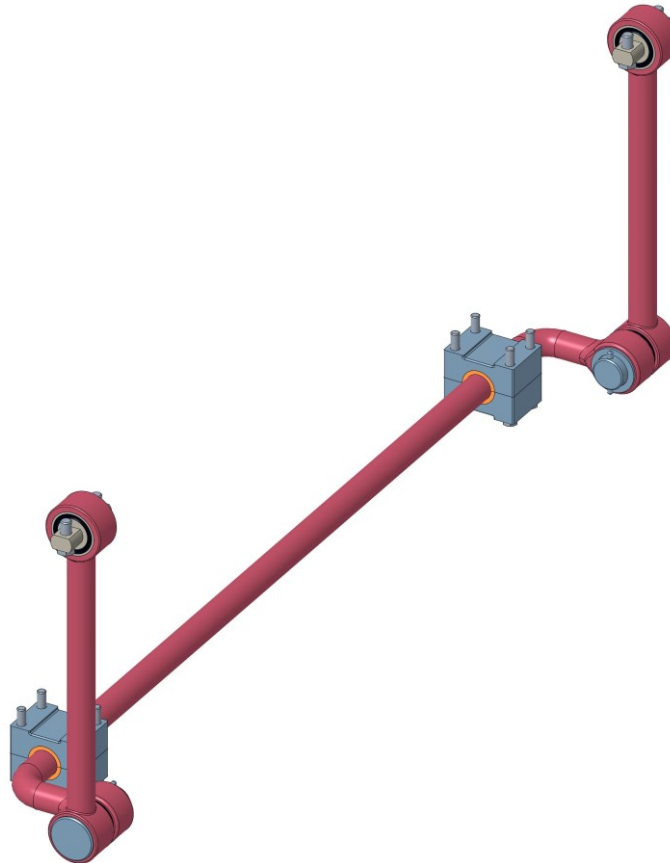
$$\eta_1 = \frac{O_p \cdot o_1 + k_{\varphi xp} \cdot \eta_2}{k_{\varphi xp} - G_p \cdot o_1} = \frac{8\,500 \cdot 0,6 + 626\,175 \cdot 0,107}{3\,178\,818 - 66\,708 \cdot 0,6} = 0,023 \text{ rad} = 1,32^\circ \quad (98)$$

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 = 1,32 + 6,13 = 7,45^\circ \quad (99)$$

Z výsledného úhlu náklonu η je patrné, že vozidlo nesplňuje podmínkou zadanou rovnicí (89) a bude zapotřebí navrhnout takové torzní stabilizátory, které náklon skříně vozidla udrží v patřičných mezích. Hodnoty dílčích náklonů η_i v této podkapitole budou po aplikaci torzního stabilizátoru přepočítány na hodnoty výsledné.

6.4.2. Návrh torzního stabilizátoru

Nyní je možné postoupit k návrhu samotného torzního stabilizátoru. Torzní stabilizátor je navržen jako zohýbaná zkrutná tyč, která je uložena v kluzných ložiskách ze spodní strany rámu podvozku. Síly mezi skříní a zkrutnou tyčí jsou přenášeny pomocí kloubově uložených táhel.



Obr. 66: Navržený torzní stabilizátor

Materiálem je pružinová nízkolegovaná křemíková ocel 13 251, která má výborné vlastnosti, zejména odolnost proti oděru a vysokou vrubovou houževnatost. Materiál má následující parametry:

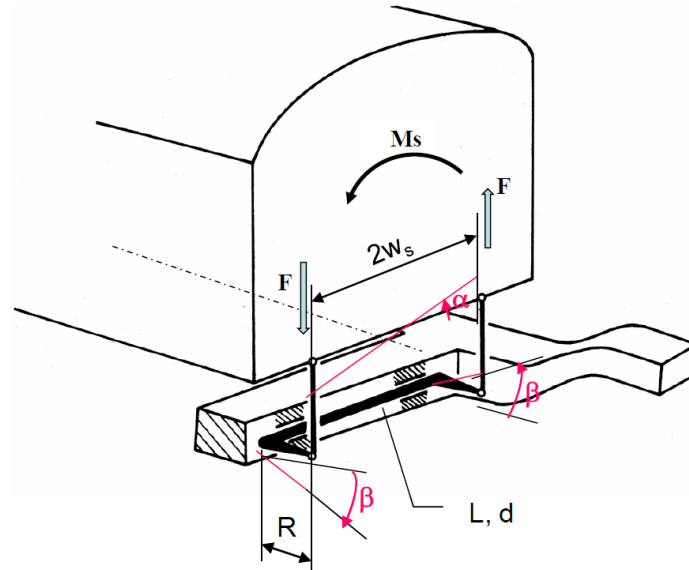
Tab. 20: Parametry oceli 13 251 pro návrh torzního stabilizátoru

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|--------------------------|------------|----------|---------|
| Smluvní mez kluzu | $R_{p0,2}$ | MPa | 1 000 |
| Modul pružnosti ve smyku | G | MPa | 78 500 |
| Dovolené smykové napětí | τ_d | MPa | 615 |

Rozměry torzní tyče při respektování značení obrázku na následující straně (Obr. 67) jsou zaznamenány níže.

Tab. 21: Geometrie torzního stabilizátoru

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------------|-----------|----------|---------|
| Délka ramena | R_{TS} | m | 0,1725 |
| Rozteč připevnění na skříně | $2w_{TS}$ | m | 1,95 |
| Délka zkrutné části stabilizátoru | L_{TS} | m | 1,81 |



Obr. 67: Schéma torzního stabilizátoru [35]

Než bude možné stanovit moment, kterým skříň při svém náklonu působí na torzní stabilizátor, je potřeba spočítat silové účinky v sekundárním vypružení na straně odlehčené N_1 a na straně přitížené N_2 . Výpočet koresponduje obrázkem znázorňujícím síly působící na vozidlo (Obr. 65). Jelikož se pracuje s malými úhly náklonu, bylo provedeno zjednodušení $\sin(\eta_i) = \eta_i$ a $\cos(\eta_i) = 1$:

$$N_2 = \frac{O_s \cdot (o_2 - w_2 \cdot \eta_2)}{2w_2} = \frac{57\,808 \cdot (0,63 - 0,55 \cdot 0,107)}{1,1} = 284\,671 \text{ N} \quad (100)$$

$$N_1 = G_s - N_2 = 453\,673 - 284\,671 = 169\,002 \text{ N} \quad (101)$$

$$M_s = O_s \cdot o_2 + G_s \cdot o_2 \cdot \eta_2 = 57\,808 \cdot 0,63 + 453\,673 \cdot 0,63 \cdot 0,107 \quad (102)$$

$$M_s = 67\,021 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Na základě vypočítaného momentu skříňe a znalosti geometrických parametrů torzního stabilizátoru byl vypočítán kroutící moment, který působí na zkrutné tyče:

$$M_{TS} = M_s \cdot \frac{R_{TS}}{2w_{TS}} = 67\,021 \cdot \frac{0,1725}{1,95} = 5\,929 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (103)$$

Jelikož je navrhované vozidlo koncipované jako dvoupodvozkové, uvažují dva torzní stabilizátory na vůz. Výsledný kroutící moment M_{TSi} je tedy oproti momentu M_{TS} poloviční:

$$M_{TSi} = \frac{M_{TS}}{2} = \frac{5\,929}{2} = 2\,964 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (104)$$

Dále bude vypočítán minimální průměr zkrutné tyče stabilizátoru s ohledem na dovolené napětí v krutu. Vztahy pro průřezový modul a napětí v krutu jsou:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\text{mm}^3] \quad (105)$$

$$\tau_k = \frac{M_{TSi}}{W_k} [MPa] \quad (106)$$

Po dosažení výrazu (105) do výrazu (106) dostáváme vztah pro výpočet minimálního průměru tyče:

$$d_{TSmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{TSi}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2\,964}{\pi \cdot 615}} = 29 \text{ mm} \quad (107)$$

Jelikož minimální průměr 29 mm nezajistí potřebnou tuhost pro stabilizaci skříně, byl zvolen průměr tyče $d_{TS} = 52 \text{ mm}$. Tato konkrétní tyč je již předmětem následujících výpočtů. Ze vztahu pro výpočet smykového napětí je patrné, že s rostoucím průměrem tyče roste bezpečnost.

$$k_{TSi} = \frac{w_{TS}^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d_{TS}^2}{8 \cdot L_{TS} \cdot R_{TS}} = \frac{0,975^2 \cdot 7,85 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot 0,052^2}{8 \cdot 1,81 \cdot 0,1725} = 4\,000\,000 \text{ N} \cdot \text{m/rad} \quad (108)$$

Po přidání torzních stabilizátorů do soustavy vypružení se změní nejen úhlová tuhost skříně vozidla $k_{\varphi xs}$, ale rovněž i náklony jednotlivých sestav skříně a podvozku.

$$k_{\varphi xs} = k_{2PL} \cdot w_2^2 + 2 \cdot k_{TSi} = 626\,175 + 8\,000\,000 = 8\,626\,175 \text{ N} \cdot \text{m/rad} \quad (109)$$

$$\eta_2 = \frac{(N_2 - N_1) \cdot w_2}{k_{\varphi xs}} = \frac{(284\,671 - 169\,002) \cdot 0,55}{8\,626\,175} = 0,007 \text{ rad} = 0,42^\circ \quad (110)$$

$$\eta_1 = \frac{O_p \cdot o_1 + k_{\varphi xs} \cdot \eta_2}{k_{\varphi xp} - G_p \cdot o_1} = \frac{8\,500 \cdot 0,6 + 8\,626\,175 \cdot 0,007}{3\,178\,818 - 66\,708 \cdot 0,6} = 0,022 \text{ rad} = 1,29^\circ \quad (111)$$

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 = 1,29 + 0,42 = 1,71^\circ \quad (112)$$

Z výsledného úhlu náklonu skříně vozidla η je patrné, že přidáním dvou torzních stabilizátorů do systému vypružení bylo docíleno kýžené hodnoty: $\eta \leq 1,72^\circ$.

6.5. Tlumení

Z kapitoly 5 o pojezdu vozidla je možné zpozorovat, že je podvozek vybaven tlumiči. Instalované tlumiče tlumí pohyby ve svislém směru v obou stupních vypružení a vrtivé pohyby podvozku vozidla vůči skříně. Cílem je zlepšit jízdní vlastnosti vozidla a nabídnout tak komfortní způsob přepravy. Konstanty tlumení byly navrženy jako 30 až 40 % hodnoty tlumení kritického.

Svislých tlumičů v primárním stupni je na vozidle celkem $n_{b1z} = 8$ a jejich úkolem je ztlumit nevypružené hmoty podvozku. Konstanta tlumení pro jeden tlumič je následující:

$$b_{1zi} = \frac{2 \cdot \sqrt{k_{1PL} \cdot m_0} \cdot 0,3}{n_{b1z}} = \frac{2 \cdot \sqrt{10\,320\,000 \cdot 4\,800} \cdot 0,3}{8} = 16\,700 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad (113)$$

Svislých tlumičů v sekundárním stupni je na vozidle celkem $n_{b2z} = 4$ a jejich úkolem je zatlumit primárně odpružené hmoty vůči skříni vozidla:

$$b_{2zi} = \frac{2 \cdot \sqrt{k_{2PL} \cdot m_1} \cdot 0,3}{n_{b2z}} = \frac{2 \cdot \sqrt{2\,070\,000 \cdot 6\,800} \cdot 0,3}{4} = 17\,800 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad (114)$$

Konstanta tlumení u tlumičů vrtivých pohybů rovněž působí mezi primárně a sekundárně odpruženou hmotou. Jelikož se ale jedná o torzní tlumiče, je třeba znát moment setrvačnosti primárně odpružených hmot. Ten byl odečten ze 3D modelu podvozku vozidla. Dále je třeba uvažovat torzní tuhost sekundárního vypružení kolem svislé osy. Počet tlumičů na jednom podvozku je $n_{b2x} = 2$. Výsledný vztah vypadá následovně:

$$b_{2xi} = \frac{2 \cdot \sqrt{k_{\phi XS} \cdot J_z} \cdot 0,4}{n_{b2x}} = \frac{2 \cdot \sqrt{2 \cdot k_{2xiPV} \cdot w_2^2 \cdot J_z} \cdot 0,4}{n_{b2x}} \quad (115)$$

$$b_{2xi} = \frac{2 \cdot \sqrt{2 \cdot 180\,000 \cdot 0,55^2 \cdot 2\,513} \cdot 0,4}{2} = 6\,620 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

6.6. Shrnutí vypružení

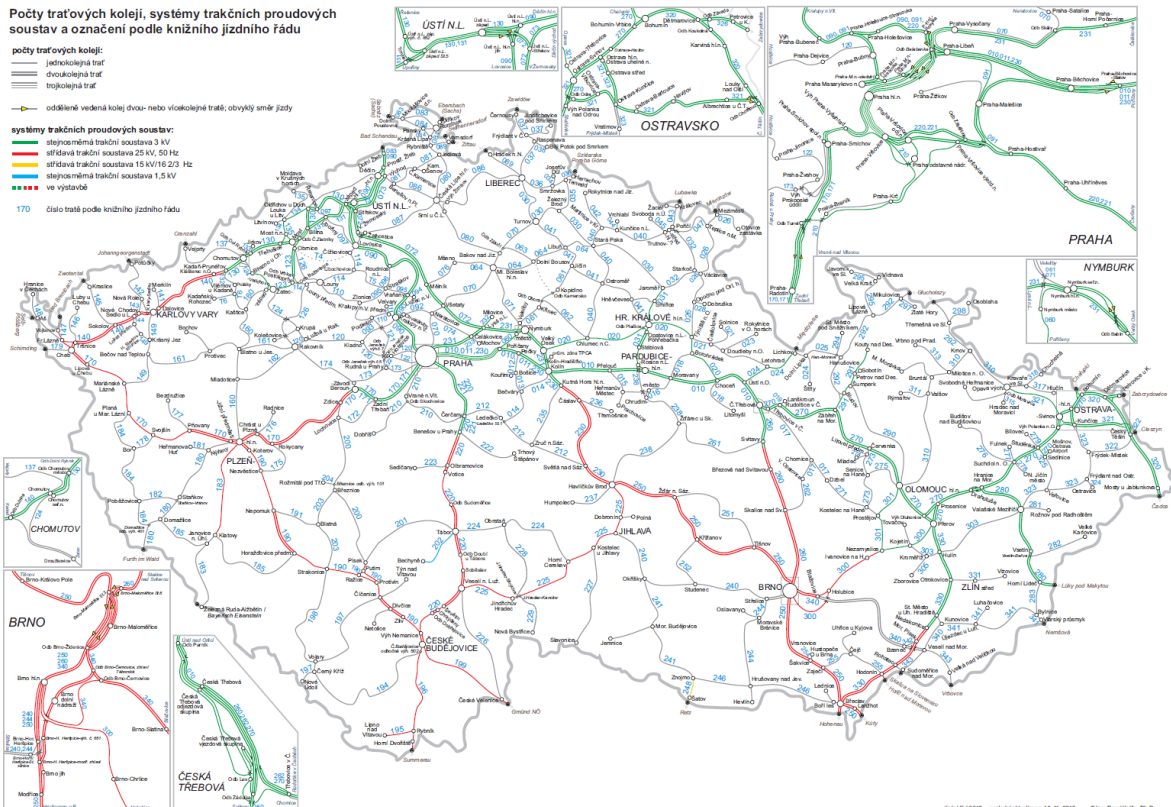
Celá kapitola vypružení byla shrnuta do následující tabulky, která uvažuje vozidlo bez závad na vzduchovém vypružení. Tabulka uvažuje pro prvky s progresivní charakteristikou oba stavy ložení:

Tab. 22: Finální parametry vypružení vozidla

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota | |
|--|-----------|----------|----------------------|------------------|
| Stav vozidla | - | PV/PL | Prázdné vozidlo (PV) | Plně ložené (PL) |
| Podélná tuhost primární pružiny | k_{1xi} | N/mm | 4 000 | 4 000 |
| Příčná tuhost primární pružiny | k_{1yi} | N/mm | 4 000 | 4 000 |
| Svislá tuhost primární pružiny | k_{1zi} | N/mm | 618 | 645 |
| Podélná tuhost sekundární pružiny | k_{2xi} | N/mm | 170 | 180 |
| Příčná tuhost sekundární pružiny | k_{2yi} | N/mm | 170 | 180 |
| Svislá tuhost sekundární pružiny | k_{2zi} | N/mm | 430 | 520 |
| Tuhost torzního stabilizátoru | k_{TSi} | N·m/rad | 4 000 000 | 4 000 000 |
| Svislé tlumení tlumiče v prim. vypružení | b_{1zi} | N·s/m | 16 700 | 16 700 |
| Svislé tlumení tlumiče v sek. vypružení | b_{2zi} | N·s/m | 17 800 | 17 800 |
| Tlumení tlumiče vrtivých pohybů | b_{2xi} | N·s/m | 6 620 | 6 620 |
| Primárních pružin na vozidle | n_{1i} | 1 | | 16 |
| Sekundárních pružin na vozidle | n_{2i} | 1 | | 4 |
| Torzních stabilizátorů na vozidle | n_{TS} | 1 | | 2 |
| Svislých tlumičů primárního vypružení | n_{b1z} | 1 | | 8 |
| Svislých tlumičů sekundárního vypružení | n_{b2z} | 1 | | 4 |
| Torzních tlumičů sekundárního vypružení | n_{b2x} | 1 | | 4 |

7. Trakční charakteristika

Vzhledem k tomu, že drtivá většina regionálních tratí není elektrifikována a v dohledné době pravděpodobně ani nebude, je třeba využít jiného zdroje trakční energie. Zároveň je třeba dbát na ohleduplnost k životnímu prostředí, a proto se nabízí elektrický pohon s možností čerpat energii pro trakci z troleje na tratích elektrifikovaných nebo z trakční baterie na tratích neelektrifikovaných. Motor spalovací byl diskutován v závěru kapitoly rešerše a byl shledán jako problematický.



Obr. 68: Počty traťových kolejí a systémy trakčních proudových soustav [33]

Cílem kapitoly je vybrat reálné trakční motory, navrhnout převodovku a trakční baterii vozidla. Návrhový výpočet trakční baterie vychází z jízdního cyklu regionálního zastávkového vlaku. Pro trakční výpočty je vozidlo uvažováno ve stavu provozního zatížení, tj. všechna sedadla včetně sklopných jsou obsazena a zároveň je plošná hustota stojících cestujících $\rho_{ces} = 2,5 \text{ os}/m^2$. V takovém stavu je hmotnost vozidla $m_{prov} = 55\,206 \text{ kg}$.

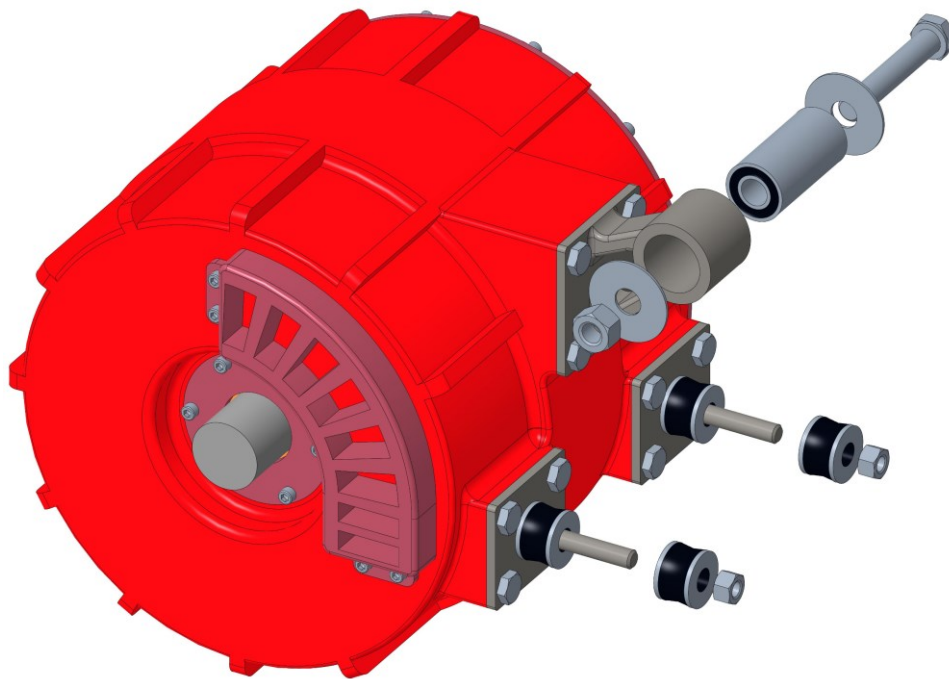
7.1. Motor

Současným a optimálním trendem na železnici je použití asynchronních motorů s kotvou nakrátko. Jelikož trakční, brzdné a rychlostní nároky na provoz regionálního vozidla jsou podobné jako v případě metra, byly zvoleny motory použité na soupravách Siemens M1. Parametry motoru poskytnuté vedoucím práce byly čerpány z projektu Siemens M1 Maracaibo a jsou zaneseny do tabulky na následující straně.

Tab. 23: Parametry trakčního motoru

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-------------------------|------------|-------------------|---------|
| Výkon v trakci | P_i | kW | 160 |
| Výkon v brzdě | P_{Bi} | kW | 225 |
| Jmenovité otáčky | n_{Mj} | min^{-1} | 1 890 |
| Maximální otáčky | n_{Mmax} | min^{-1} | 3 680 |
| Počet motorů na vozidle | n_M | 1 | 4 |
| Průměr motoru | d_M | mm | 540 |
| Délka motoru | L_M | mm | 510 |

Motor byl namodelován v prostředí CAD. Upevnění na rám podvozku bylo modifikováno pro použitý typ pojezdu a tříbodové uložení. Spodní patky jsou připojeny přes silentbloky a šroubové spoje ke konzole ve spodní části příčnicku rámu podvozku. Horní patka s okem zajišťuje spojení pomocí provlečeného čepu skrz vrchní konzolu příčnicku, která lícuje právě s okem na motoru. Čep je axiálně zajištěn. Z řešení systému upevnění vyplývá, že je motor součástí primárně odpružené hmoty.


Obr. 69: 3D model trakčního motoru

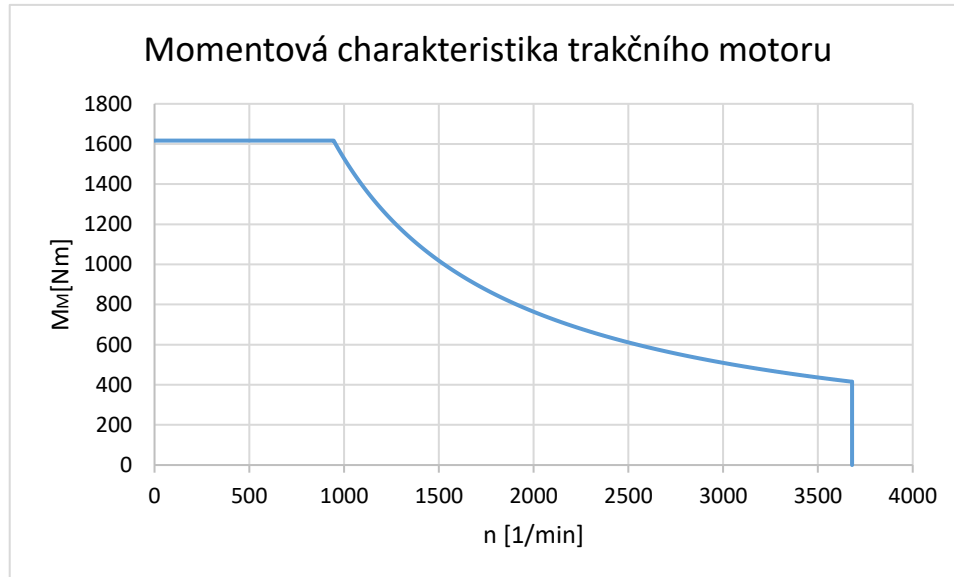
Na základě jmenovitých otáček a výkonu v trakci byl spočítán jmenovitý a maximální moment motoru, který zpravidla bývá roven dvojnásobku momentu jmenovitého:

$$M_{Mj} = \frac{P_i}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mj}}{60}} = \frac{160\,000}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,890}{60}} = 808,4 \text{ Nm} \quad (116)$$

$$M_{Mmax} = 2 \cdot M_{Mj} = 2 \cdot 808,4 = 1\,616,8 \text{ Nm} \quad (117)$$

Díky znalosti momentových a výkonových parametrů motoru M_{Mj} , M_{Mmax} a P_i bylo možné sestavit jeho charakteristiku. Ta je shora omezena vypočteným maximálním momentem a následně hyperbolou konstantního výkonu, která je dána rovnicí:

$$P_i = M_M \cdot \omega \quad (118)$$



Obr. 70: Momentová charakteristika trakčního motoru o výkonu 160 kW

7.2. Převodovka

Cílem nápravové převodovky je zajistit rozvod a multiplikaci točivého momentu z trakčního motoru na kola vozidla. Aby vozidlo nebrzdilo provoz při jízdě na hlavních tratích, je třeba navrhnout převodový poměr pro dosažení rychlosti $v_{max} = 120 \text{ km/h}$, respektive pro maximální zkušební rychlost $v_{max} = 1,1 \cdot 120 = 132 \text{ km/h}$. Zároveň je třeba kalkulovat s proměnlivým poloměrem kol dvojkolí. Při výpočtu je uvažováno přípustné ojetí kol $\Delta r_K = 30 \text{ mm}$, neboli poloměr kola se pohybuje od 380 do 410 mm.

Prvním krokem je výpočet otáček maximálně ojetých kol při jízdě vozidla maximální zkušební rychlostí:

$$n_K = \frac{v_{max} \cdot 60}{3,6 \cdot r_K} = \frac{132}{3,6 \cdot 0,38} \cdot 60 = 921,4 \text{ min}^{-1} \quad (119)$$

Je uvažováno, že pro dosažení takovéto rychlosti se motor točí maximálními možnými otáčkami. Z toho plyne vztah pro výpočet převodového poměru, který bude následně upraven dle skutečných počtů zubů v soukolí.

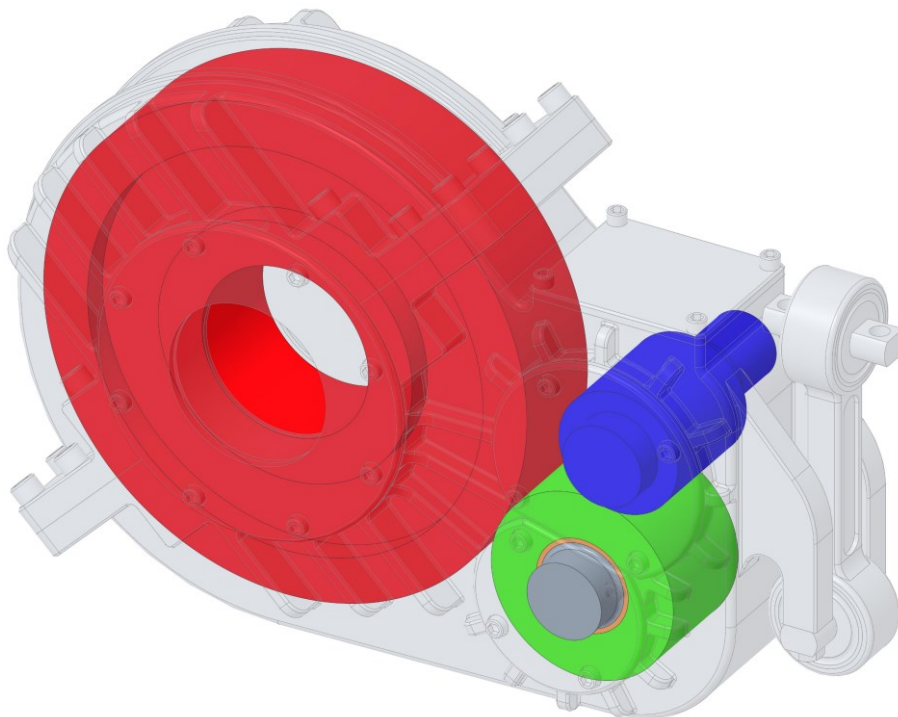
$$i = \frac{n_{Mmax}}{n_K} = \frac{3680}{921,4} = 3,99 \quad (120)$$

Nyní nastává otázka, v jakém uspořádání převodovku navrhnout. Varianty pro konstrukci nápravové převodovky v oblasti kolejových vozidel jsou následující:

- 1) Dvoukolečková převodovka s čelním soukolím
- 2) Tříkolečková převodovka s vloženým kolem
- 3) Čtyčkolečková předloková převodovka se dvěma čelními soukolími

Prvním limitujícím faktorem pro výběr konstrukční varianty je zástavbová délka celého pohonu, který se musí vejít do prostoru vymezeného vnitřním rámem. Tím pádem odpadá řešení předlohou převodovkou. Druhým faktorem je světlá výška podvozku vozidla. Při přípustném ojetí kol o 30 mm na jejich poloměru musí mezi rovinou T.K. a vanou převodovky zůstat minimálně 80 mm. Tento fakt prakticky určuje maximální velikost ozubeného kola nalisovaného na nápravě. Třetím faktorem je zachování převodového poměru, přičemž na pastorku vstupního hřídele není možné klesnout pod 17 zubů z důvodu rizika jejich podřezání. Na základě vnějšího průměru nápravy a trakčního motoru bude navržena minimální osová vzdálenost.

Na základě těchto kritérií byla vybrána varianta závěskové převodovky s vloženým kolem, díky které je možné dosáhnout požadované zástavbové délky pohonu, požadovaného převodového poměru, světlé výšky nad T.K. a osově vzdálenosti.



Obr. 71: Uložení jednotlivých ozubených kol do skříně převodovky

Pastorek převodovky je součástí vstupního hřídele a ve skříně je uložen v sestavě kuželíkových ložisek. Ozubené kolo je nalisováno na nápravě a rovněž uloženo v kuželíkových ložiskách. Kolo vložené je volně otočné na ložiskách jehlových. Ty zajišťují

rotaci kola kolem pevně vetknuté osy, na kterou jsou nalisována. Osa je s přesahem uložena do víček přišroubovaných z vnější strany převodové skříně. Volně otočné kolo je při montáži vkládáno do skříně po odklopení víka převodovky a následně je prostrčeno osou. Poměrně složitá konstrukce a montáž má ve výsledku i pozitivní dopad na samotný chod převodovky, jelikož se vložené kolo brodí v oleji a dokáže tak olej roznášet na zbylá ozubená kola.

Na základě určení vozidla pro regionální dopravu byl stanoven normálový modul ozubení na $m_n = 8 \text{ mm}$. Byly stanoveny počty zubů ozubených kol převodovky při respektování maximálního průměru hlavové kružnice ozubeného kola, minimálního počtu zubů pastorku, přiblížení se vypočtenému převodovému poměru a osově vzdálenosti. V neposlední řadě je dbáno na to, aby se v záběru potkávala kola s lichým a sudým počtem zubů.

Tab. 24: Parametry navržené převodovky

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|---|-----------|----------|---------|
| Normálový modul | m_n | mm | 8 |
| Počet zubů pastorku | z_1 | 1 | 17 |
| Počet zubů ozubeného kola | z_2 | 1 | 26 |
| Počet zubů vloženého kola | z_{VL} | 1 | 69 |
| Výsledný převodový poměr | i | mm | 4,06 |
| Osová vzdálenost pastorku a vloženého kola | a_{1VL} | mm | 172 |
| Osová vzdálenost vloženého a ozubeného kola | a_{VL2} | mm | 380 |
| Osová vzdálenost pastorku a ozubeného kola | a_{12} | mm | 385 |

7.3. Trakční výpočty

Převodovka s motorem a dvojkolím tvoří kompaktní celek pohonu. Nyní je možné určit, jak se bude takto konfigurované vozidlo při jízdě chovat. Vlastnosti vozidla v trakci byly stanoveny pro součinitel adheze $\mu = 0,25$ a v brzdě pro součinitel adheze $\mu_B = 0,15$. Nejprve byly vyčísleny maximální adhezní síly, které je vozidlo v kontaktu kolo-kolejnice schopno přenést.

$$F_{ad} = m_{prov} \cdot g \cdot \mu = 55\,206 \cdot 9,81 \cdot 0,25 = 135,4 \text{ kN} \quad (121)$$

$$F_{adB} = m_{prov} \cdot g \cdot \mu_B = 55\,206 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 81,2 \text{ kN} \quad (122)$$

Pro přenesení těchto sil je spočítán potřebný moment jednoho trakčního motoru. Symbol n_M značí počet trakčních motorů vozidla.

$$M_{ad} = \frac{F_{ad} \cdot r_K}{i \cdot n_M} = \frac{135\,400 \cdot 0,38}{4,06 \cdot 4} = 3\,196 \text{ Nm} \quad (123)$$

Vzhledem k tomu, že maximální moment motoru (1 616,8 Nm) je nižší než moment potřebný pro přenesení maximální adhezní síly, vozidlo nedosáhne při rozjezdu naplno svého potenciálu. Je to daň za požadavek dosažení zkušební rychlosti, pro kterou byl

navržen převodový poměr. Při dosažení maximálního momentu motoru do rovnice (123) byla zpětně vyčíslena maximální adhezní síla vozidla v trakci:

$$F_{ad} = \frac{M_{Mmax} \cdot i \cdot n_M}{r_K} = \frac{1\,616,8 \cdot 4,06 \cdot 4}{0,38} = 69,1 \text{ kN} \quad (124)$$

Tato adhezní síla je menší než maximální přenositelné síly vypočtené v rovnicích (121) a (122). Proto se stává novým omezujícím limitem nejen trakční, ale i brzdové charakteristiky. Nejprve je nutné vyčíslit jízdní odpor vozidla. Měrný jízdní odpor vozidla p_o v závislosti na rychlosti lze vyjádřit vztahem:

$$p_o = A + C \cdot v^2 \text{ [N/kN]} \quad (125)$$

Koeficient A o hodnotě 1 N/kN reprezentuje odpor valení kola po kolejnici a není závislý na rychlosti jízdy. Koeficient C reprezentuje aerodynamický odpor a lze vyčíslit dle vztahu, do kterého vstupuje součinitel tvaru c_x stanovený ze znalosti součinitelů tvarové podobných vozidel, čelní plocha S_{cel} odečtená ze 3D modelu vozidla, hustota vzduchu ρ_{vz} a provozní hmotnost vozidla v tunách.

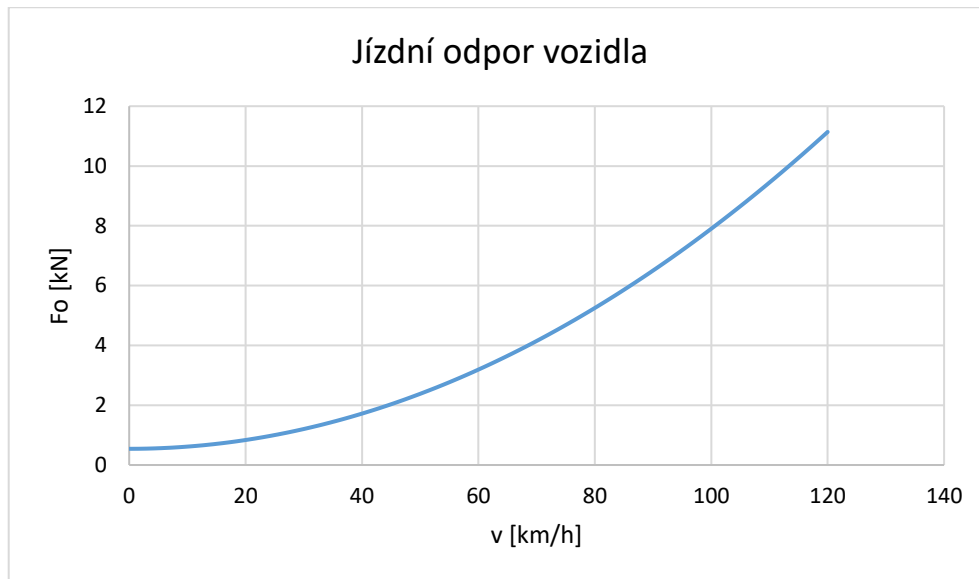
$$C = \frac{1}{2} \cdot \frac{c_x \cdot S_{cel} \cdot \rho_{vz}}{m_{prov} \cdot 3,6^2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1,4 \cdot 10,9 \cdot 1,25}{55,206 \cdot 3,6^2} = 0,001359 \text{ N/kN/(km/h)}^2 \quad (126)$$



Obr. 72: Měrný jízdní odpor vozidla

Přenosobením měrného jízdního odporu vozidla jeho hmotností lze získat graf závislosti absolutního jízdního odporu vozidla na jeho rychlosti. Toto vyjádření se v praxi běžně používá, byť aerodynamický odpor je na hmotnosti nezávislý.

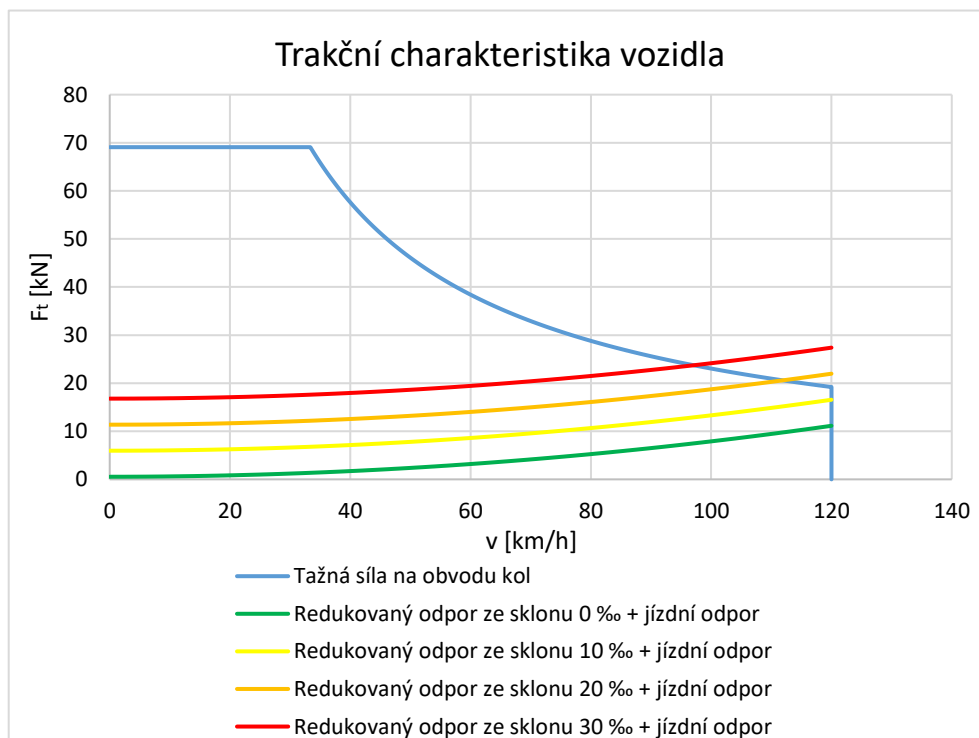
$$F_o = p_o \cdot m_{prov} \text{ [kN]} \quad (127)$$



Obr. 73: Jízdní odpor vozidla

Dále byla vyjádřena závislost tažné síly na rychlosti jízdy vozidla. Tažná síla je při rozjezdu omezena adhezními schopnostmi trakčních motorů (maximálním momentem). Po dosažení rychlosti 33 km/h dosáhne vozidlo plného výkonu a následně se pohybuje po hyperbolické závislosti $F_t = \frac{P}{v}$ [kN]. Do grafu jsou zaneseny jízdní odpory vozidla v závislosti na stoupání s [%]. Odpor jízdy ze stoupání je dán vztahem:

$$F_{os} = m_{prov} \cdot g \cdot s \text{ [kN]} \quad (128)$$



Obr. 74: Trakční charakteristika vozidla

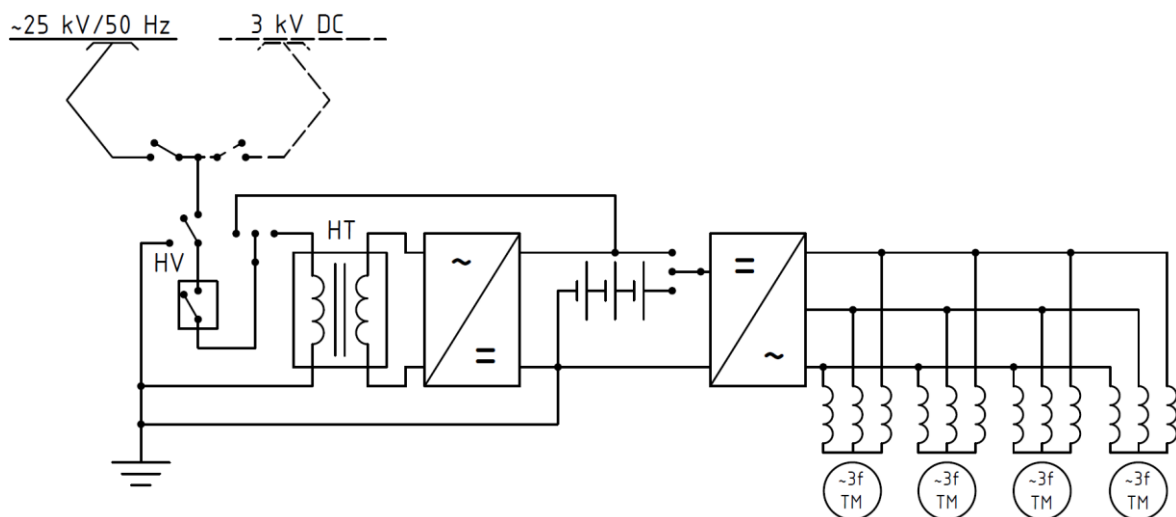
Z grafu trakční charakteristiky (Obr. 74) je patrné, že při stoupání trati 10 % má vozidlo dostatek tažné síly pro vyvinutí maximální rychlosti. Při vyšších sklonech trati je dosažitelná rychlost nižší, avšak pro provoz na regionálních tratích stále dostačující.

Konstrukce brzdové charakteristiky elektrodynamické brzdy (EDB) je obdobná jako v případě charakteristiky trakční. Je omezena adhezním momentem motoru, který je pro brzdu stejný jako pro trakci. Výkonově však lze motory přetížit až na 225 kW, což v součtu znamená 900 kW brzdného výkonu na vozidle. Pohyb po křivce konstantního brzdného výkonu lze vyjádřit vztahem:

$$F_B = \frac{P_B}{v} [kN] \quad (129)$$

7.4. Trakční baterie

Trakční baterie slouží nejen jako zdroj energie pro vyvinutí tažné síly na kolech vozidla, ale i jako akumulátor energie získané při brzdění. Jelikož je vozidlo vícesystémové (kombinace závislých trakcí z troleje a nezávislé trakce z trakčního akumulátoru), je elektrické schéma pohonného řetězce složitější než u vozidel jednosystémových.

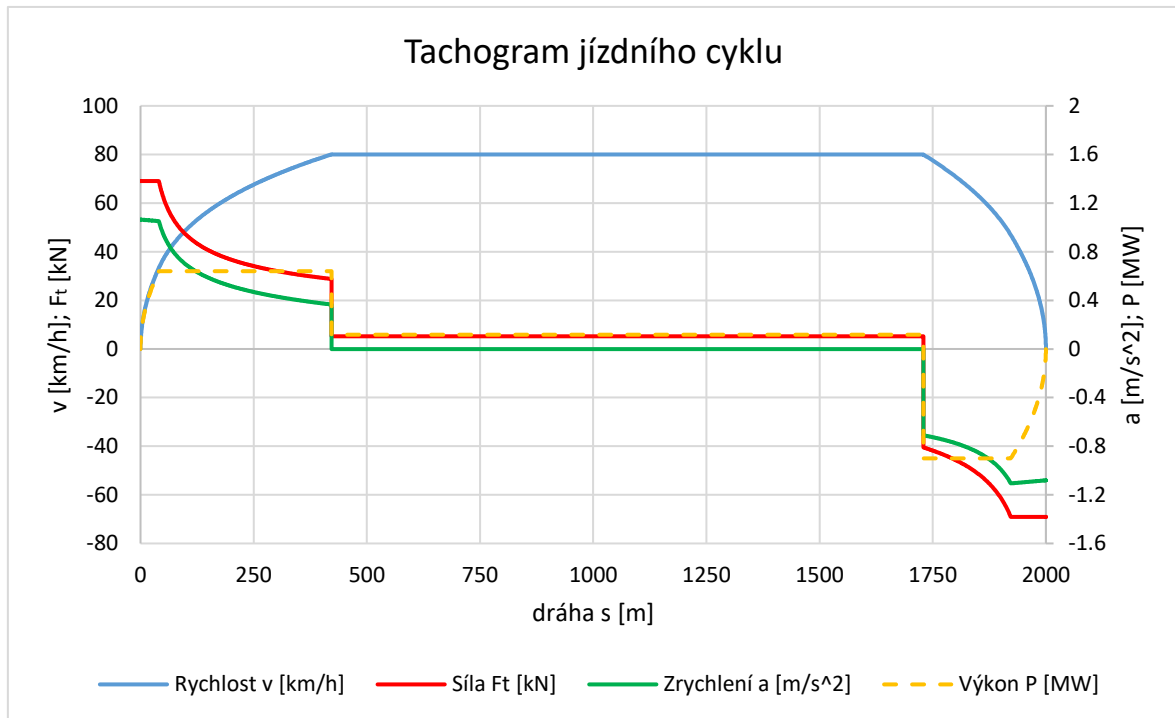


Obr. 75: Elektrické schéma pohonného řetězce vozidla

Pod trolejí může být vozidlo provozováno v soustavách 25 kV/50 Hz nebo 3 kV DC. Pokud se vozidlo nachází pod střídavě napájenou trolejí, je napětí nejprve transformováno v hlavním transformátoru (HT) a poté přivedeno na frekvenční měnič se stejnosměrným meziobvodem. V případě primárního zdroje energie ze stejnosměrně napájené troleje nebo trakčního akumulátoru je napětí přivedeno přímo na stejnosměrný 3 kV meziobvod měniče. Napětí je poté frekvenčně modulováno pro napájení trakčních motorů, ve kterých se elektrická energie transformuje na mechanickou.

Návrh trakční baterie se odvíjí z tachogramu jízdního cyklu vozidla. Dráhový tachogram znázorňuje závislost rychlosti jízdy vozidla na jeho poloze (dráze). V případě regionálního vozidla je uvažována fiktivní trať, která se skládá z 25 dvoukilometrových úseků. Jízda mezi stanicemi se skládá z rozjezdu, jízdy konstantní rychlostí 80 km/h a brzdění. Pro výpočet je uvažován nulový podélný sklon trati.

Do dráhového tachogramu byly znázorněny průběhy sil na obvodu kol, zrychlení a výkonů. V případě trakce jsou hodnoty těchto veličin kladné, v případě brzdy naopak záporné.



Obr. 76: Dráhový tachogram jízdního cyklu

Rychlost vozidla byla vypočtena časovou integrací zrychlení a dráha časovou integrací rychlosti na základě zvoleného jemného časového kroku $\Delta t = 0,05$ s. Rozjezdová zrychlení a zpomalení byla odvozena ze znalosti tažné síly vozidla (trakční charakteristiky), odporu vozidla při jízdě po trati s nulovým podélným sklonem a redukované hmotnosti m_{red} . Ta je vyjádřena následovně:

$$m_{red} = m_{pV} \cdot (1 + \xi) + m_{uzprov} = 45\,926 \cdot (1 + 0,2) + 9\,280 = 64\,391 \text{ kg} \quad (130)$$

Součinitel rotačních hmot ξ vyjadřuje poměr rotačních hmot na vozidle, které je při rozjezdu třeba uvést do pohybu, a naopak při brzdění zastavit, ku hmotnosti prázdného vozidla. Pro daný typ vozidla byl na základě konzultace s vedoucím práce stanoven na 0,2. Na provozní užitečnou hmotnost m_{uzprov} součinitel ξ nemá vliv.

Rozjezdové zrychlení je vyjádřeno pomocí tažné a odporové síly vozidla a vypočtené redukované hmotnosti.

$$a_r = \frac{F_t - F_o}{m_{red}} [m \cdot s^{-2}] \quad (131)$$

V režimu brzdění odporová síla naopak pomáhá docílit většího brzdného účinku, jelikož působí stejným směrem jako síla brzdná.

$$a_B = \frac{F_B + F_o}{m_{red}} [m \cdot s^{-2}] \quad (132)$$

Z tachogramu (Obr. 76) je patrné, že se maximální rozjezdové zrychlení pohybuje okolo $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a maximální brzdné zpomalení okolo $1,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Plocha pod kladnou částí křivky síly sestrojené v tachogramu je práce, kterou vozidlo při konání jednoho cyklu vykonává. Plocha pod zápornou částí křivky síly je naopak energie, kterou je možné získat díky brzdění EDB.

$$A_t = \int F_t \cdot ds \text{ [J]} \quad (133)$$

$$A_B = \int F_B \cdot ds \text{ [J]} \quad (134)$$

Průběh byl rozdělen na 3 fáze. Ve fázi rozjezdu vozidlo práci vykonává a tažná síla se mění. Ve druhé fázi po dosažení traťové rychlosti 80 km/h jede vozidlo tzv. silou. To znamená, že tažná síla je jen tak velká, aby pokryla jízdní odpory vozidla. Ve třetí fázi díky brzdění EDB je energie získávána s určitou účinností zpět do akumulátoru (baterie) nebo mařena v teplo v brzdovém odporu. Přepočítání energie z jednotky J na kWh byl proveden pomocí koeficientu $2,778 \cdot 10^{-7}$.

$$A_{t1} = \int F_t \cdot ds_1 = 4,80 \text{ kWh} \quad (135)$$

$$A_{t2} = \int F_t \cdot ds_3 = 1,91 \text{ kWh} \quad (136)$$

$$A_B = \int F_B \cdot ds_3 = 4,17 \text{ kWh} \quad (137)$$

Účinnost rekuperace η_r byla stanovena jako součin účinnosti přenosu z dvojkolí do akumulátoru a přenosu z akumulátoru zpět na dvojkolí na $\eta_r = 0,64$. Poté je možné stanovit potřebnou energii na jeden cyklus s uvažováním rekuperace:

$$E_{cyk} = A_{t1} + A_{t2} + \eta_r \cdot A_B = 4,8 + 1,91 - 0,64 \cdot 4,17 = 4,04 \text{ kWh} \quad (138)$$

Při uvažování jízdy po zmíněné trati tvořené 25 takovými cykly bude potřebná energie baterie 25krát vyšší. Dále je třeba zajistit 20 % rezervu, jelikož lithiové baterie trpí ve stavech nízké hodnoty energie. Zajistit je třeba také napájení pomocných pohonů, které během jízdy spotřebují přibližně 75 kWh. Z toho je možné vyčíslit minimální potřebnou energii trakční baterie.

$$E_{bat} = \frac{25 \cdot E_{cyk} + E_{pp}}{(1 - 0,2)} = \frac{25 \cdot 4,04 + 75}{0,8} = 220,1 \text{ kWh} \quad (139)$$

Parametry Li-ion článku tvořících trakční baterii byly převzaty z diplomové práce [40].

Tab. 25: Parametry lithiové bateriového článku [40]

| Počet článků | Hmotnost [kg] | Objem [m ³] | Energie [kWh] | Kapacita [Ah] | Napětí [V] |
|--------------|---------------|-------------------------|---------------|---------------|------------|
| 1 | 75 | 0,025 | 11,4 | 130 | 87,8 |

Na základě údajů o jednom článku byla navržena baterie o 20 článcích, která respektuje předešlé návrhové výpočty. Výsledné parametry takto sestavené trakční baterie jsou uvedeny v následující tabulce. Celková hmotnost akumulátoru koresponduje s hmotností uvedenou v kapitole 4.

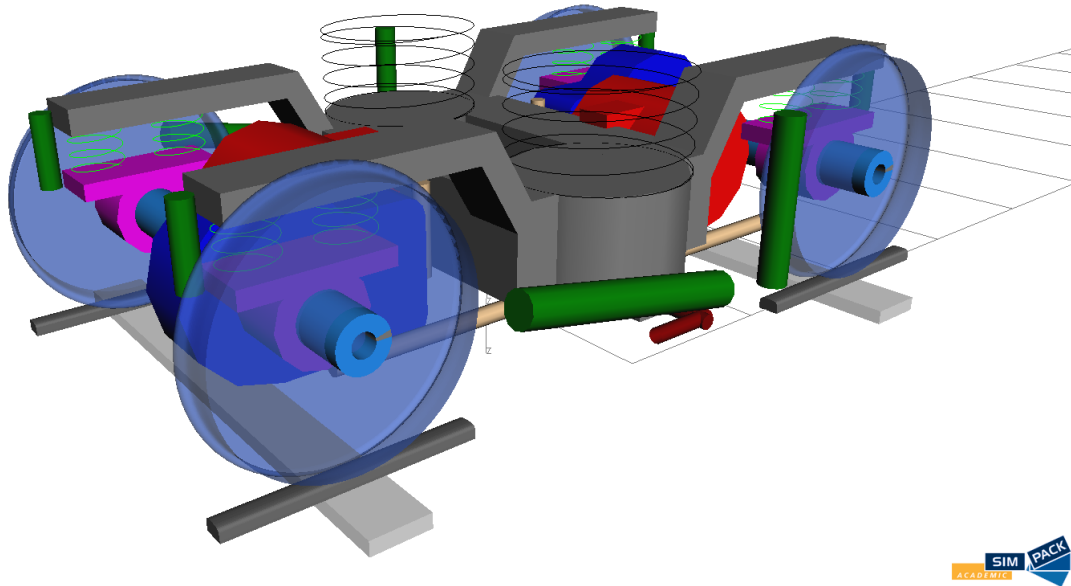
Tab. 26: Parametry navrženého trakčního akumulátoru

| Název parametru | Symbol | Jednotka | Hodnota |
|-----------------------------|-----------|----------------|---------|
| Počet článků | n_c | 1 | 4 |
| Energie baterie | E_{bat} | kWh | 228 |
| Kapacita baterie | C_{bat} | Ah | 2 600 |
| Hmotnost baterie | m_{bat} | kg | 1 500 |
| Hmotnost upevňovacích prvků | m_{up} | kg | 400 |
| Objem baterie | V_{bat} | m ³ | 0,5 |

Závěrem je důležité zmínit, že baterie je rozdělena na více částí (modulů), které jsou upevněny ke skříni vozila pod jeho podlahou (ze spodní strany). Zajímavým řešením je možnost při servisu baterie vysouvat do strany vozidla. Tím odpadá nutnost použití vysokozdvíhacích ramp či můstků, v opačném případě servisních kanálů.

8. MBS simulace

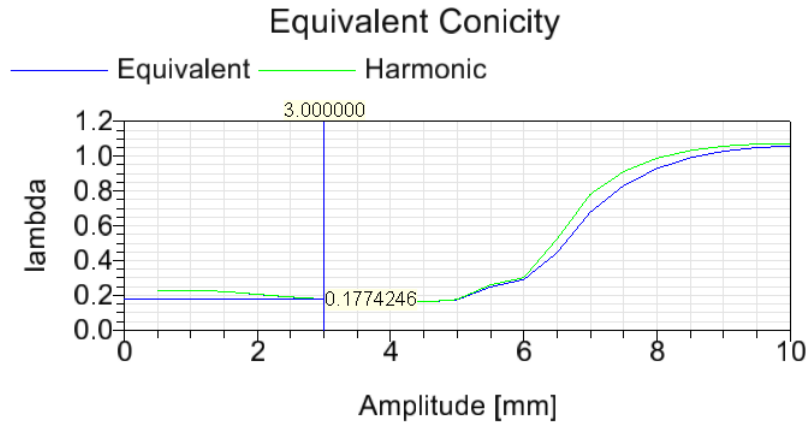
Tato kapitola se zabývá ověřením dynamických vlastností vozidla při prázdném stavu ložení a jeho pojezdu. Bylo využito simulačního softwaru Simpack 2019, jenž je dostupný na fakultě. Program vyžaduje sestavení modelu vozidla a trati, již vozidlo bude projíždět. Nejprve byl sestaven model podvozku.



Obr. 77: Model podvozku v prostředí Simpack

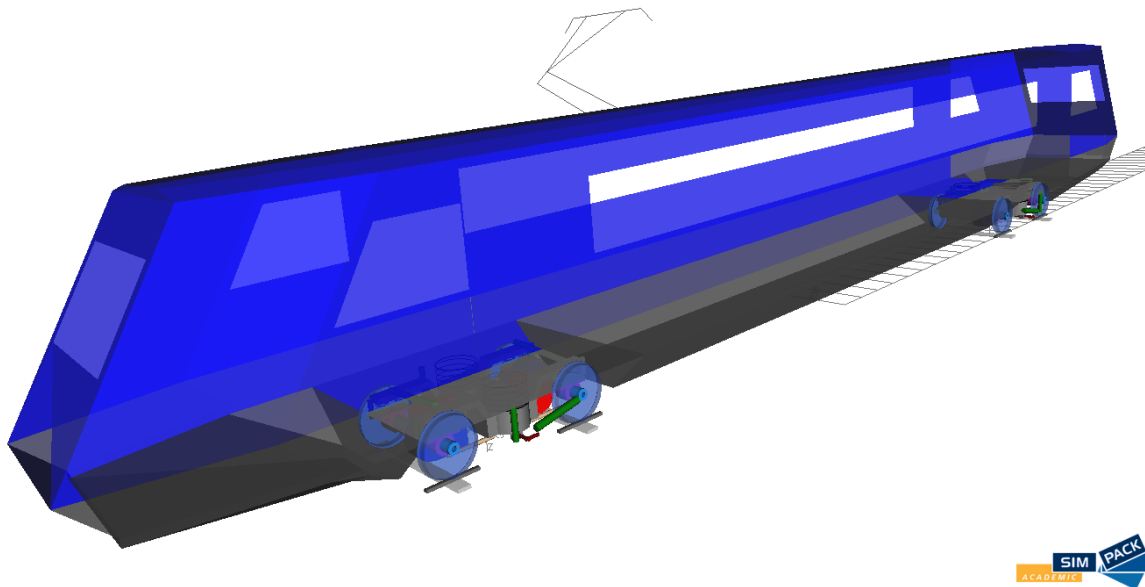
Při tvorbě modelu jsou respektovány vzájemné vazby podsestav. Pro názornost jsou zachovány barvy komponent z 3D modelu pojezdu (kapitola 5). Dvojkolí jsou uložena pomocí rotační vazby do ložiskových domků. Mezi ložiskovými domky a podvozkem jsou namodelovány pružiny primárního vypružení. Pevně spjatý trakční motor s rámem podvozku tvoří primárně odpruženou hmotu. Nápravová převodovka je v místě ozubeného kola rotačně zavazbena k nápravě a přes svislou závěsku pomocí „point-to-point pružiny“ k rámu. Mezi ložiskovými domky a rámem je přenášena tažná síla pomocí ojnicek, rovněž pomocí pružin typu „point-to-point“. Tuhosti takovýchto prvků jsou dány možnou deformací použitých silentbloků. Dále model obsahuje torzní stabilizátor rotačně uložený do kluzných ložisek, sekundární vypružení a prvky tlumení. V neposlední řadě byl vymodelován otočný čep, který zajišťuje přenos podélných sil mezi skříní vozidla a podvozkem. Veškeré hmotnosti a momenty setrvačnosti byly odečteny z 3D modelu podvozku, jenž byl zkonstruován v prostředí softwaru Creo 4.

Důležité je zmínit parametry v kontaktu kola a kolejnice. Kolejnice jsou nastaveny na profil UIC 60 s příčným sklonem 1:40. Kola o průměru $d_K = 820 \text{ mm}$ a profilu jízdní plochy S1002 vykazují ekvivalentní kuželovitost $\lambda_e = 0,1774246$. Ta je smluvně měřena při výchylce dvojkolí v kolejovém kanálu o 3 mm (Obr. 78).



Obr. 78: Ekvivalentní kuželovitost

Dále byl sestaven model skříně prázdného vozidla, pro něž budou simulace prováděny. V místech otočných čepů byly ke skříně připojeny podvozky. Dále byly připojeny pružiny sekundárního vypružení, táhla torzních stabilizátorů a tlumiče sekundárního vypružení, respektive vrcení. Hmotnost vychází z hmotnostní bilance (kapitola 4). Veškeré parametry vypružení a tlumení vychází z navržených hodnot v kapitole 6.



Obr. 79: Model vozidla v prostředí Simpack

Model byl použit pro následující simulace:

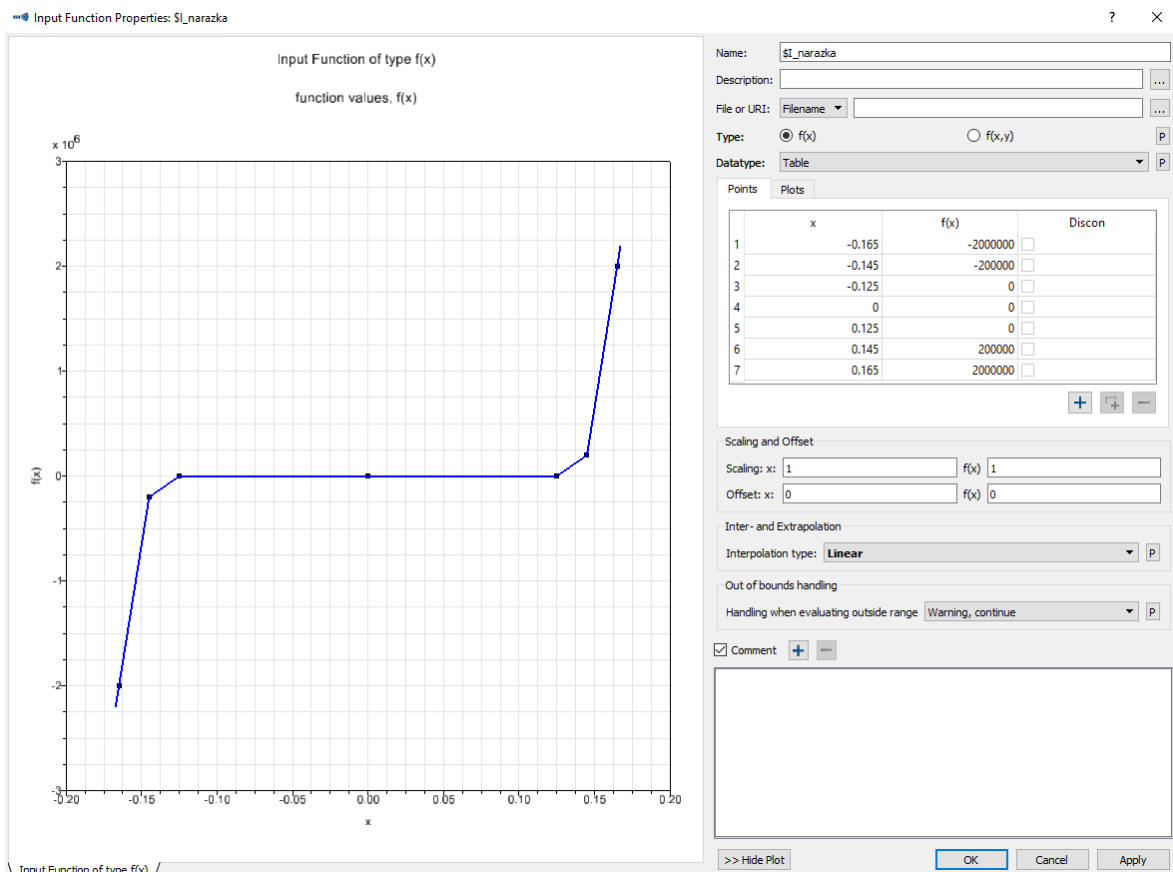
- 1) Stabilita jízdy v přímé trati
- 2) Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji
- 3) Průjezd stavebně převýšeným obloukem s přechodnicemi o poloměru 150 m

8.1. Stabilita jízdy v přímé trati

Při zkoušce stability jízdy v přímé trati se ukázalo, že je nutné v sekundárním stupni vypružení umístit tlumiče příčných pohybů. Ty byly vypočteny obdobně jako v kapitole 6.5 o tlumení:

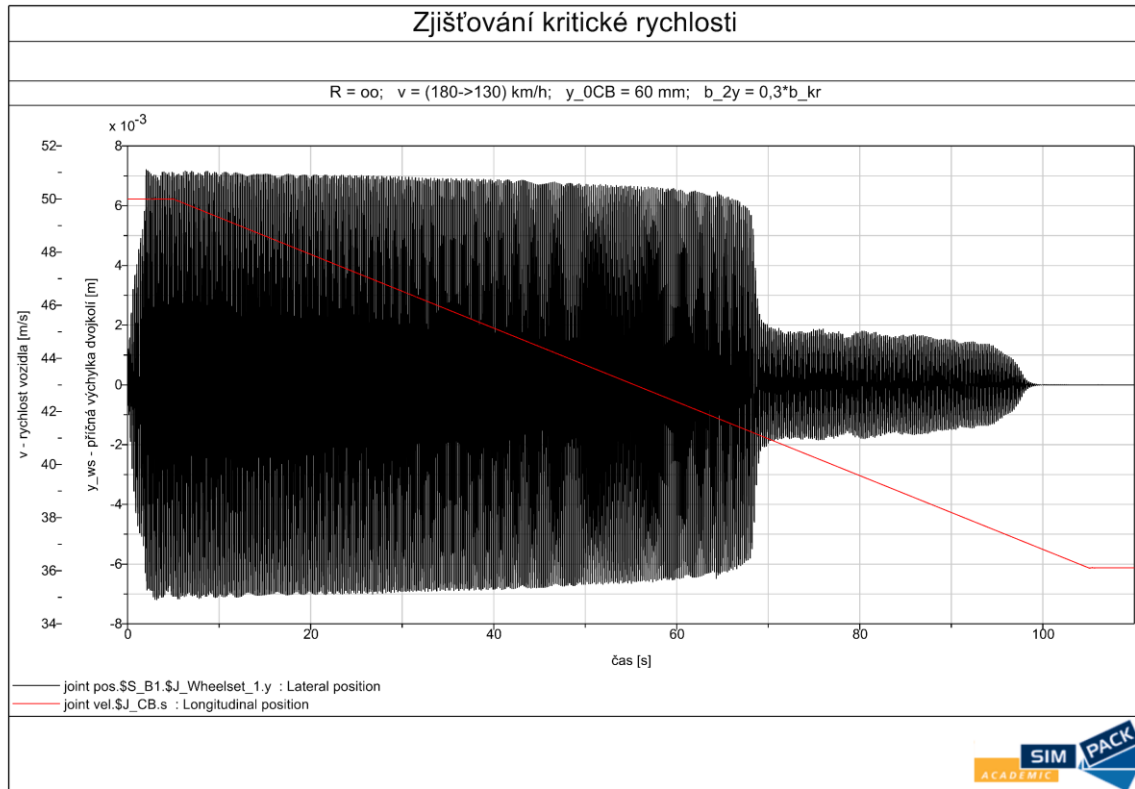
$$b_{2yi} = \frac{2 \cdot \sqrt{k_{2yPL} \cdot m_1} \cdot 0,3}{n_{b2y}} = \frac{2 \cdot \sqrt{720\,000 \cdot 6\,800} \cdot 0,3}{4} = 10\,500 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad (140)$$

Dále byla umístěna příčná narážka konkrétních parametrů, která koresponduje s příčnou narážkou z 3D modelu (Obr. 48). Pokud otočný čep vyčerpá vůli, bude narážka působit s tuhostí pružného dorazu $k_{2yni} = 10\,000 \text{ N/mm}$. Po vyčerpání 20 mm dlouhého pružného dorazu bude otočný čep pevně naražen na rám podvozku. Takový stav je simulován řádově vyšší tuhostí.



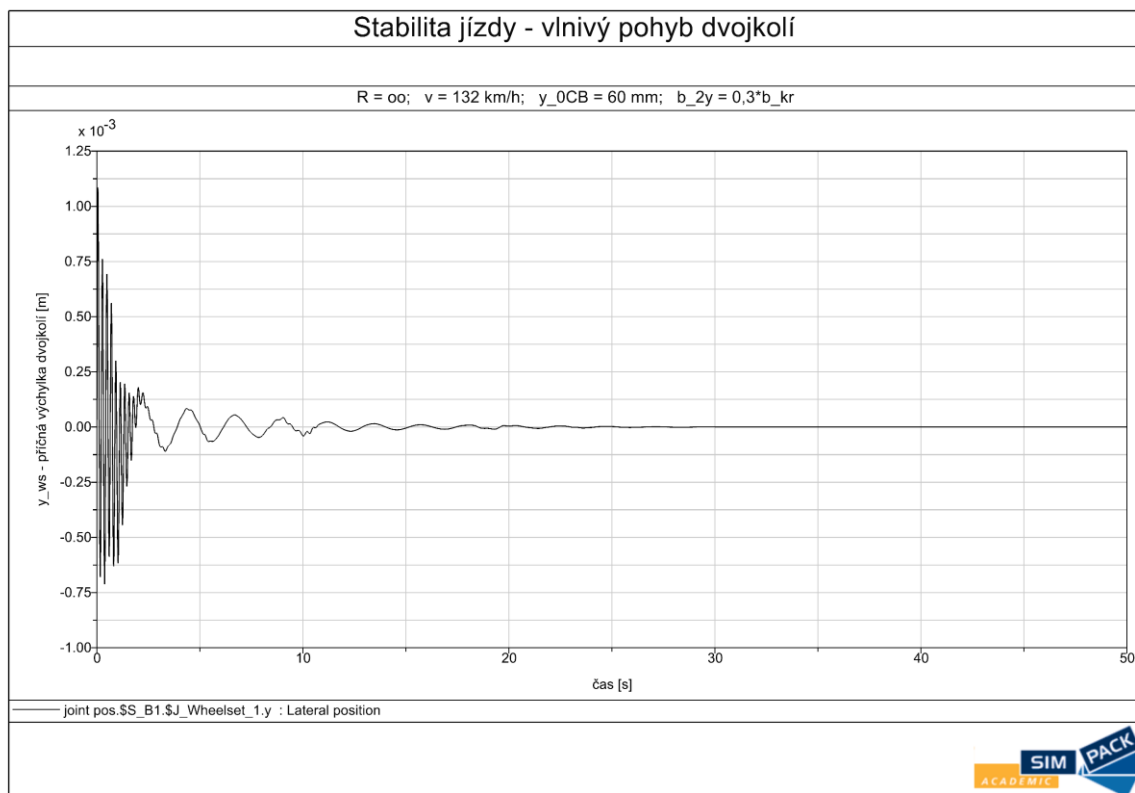
Obr. 80: Charakteristika příčné narážky

Skříň byla v příčném směru vychýlena o maximální možnou výchylku (60 mm je vyčerpání příčné vůle) při počáteční rychlosti vozidla 180 km/h. Tím došlo k vybuzení vlnivého pohybu dvojkolí. Následně bylo vozidlo zpomalováno až na rychlost 130 km/h. Cílem je, aby vozidlo vykázalo stabilní chod při rychlosti $v = 1,1 \cdot v_{max} = 132 \text{ km/h}$. Hodnota rychlosti kritické se musí podmíněčně pohybovat právě nad touto hranicí. Výstupem simulace je odečet kritické rychlosti vozidla v_{krit} , tj. rychlosti při které se začne dvojkolí ustalovat v kolejovém kanále, a výchylka dvojkolí při rychlosti zkušební.



Obr. 81: Odečet kritické rychlosti

Ze záznamu výchylky dvojkolí a rychlosti vozidla na čase je patrné, že se dvojkolí začne ustalovat v kolejovém kanále při rychlosti $v_{krit} = 41,5 \text{ m/s} = 150 \text{ km/h}$.



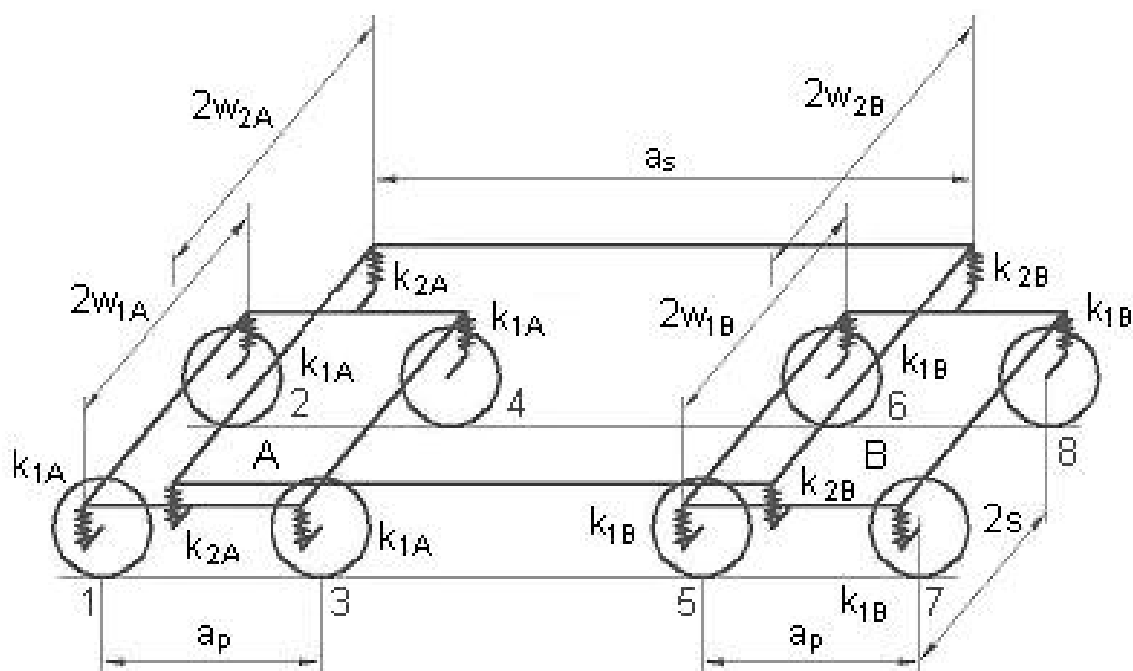
Obr. 82: Vlnivý pohyb dvojkolí při rychlosti 132 km/h

8.2. Bezpečnost proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji dle ČSN EN 14363+A1 [41] metodou 2 se skládá ze dvou dílčích zkoušek. První z nich spočívá ve zjištění minimální kolové síly Q_{MIN} na zkušebním zborcení koleje zkrucovací zkouškou. Jelikož zkrucovací zkouška nebyla zrealizována, byla změna kolových sil provedena analyticky. Předmětem zkoušky je vozidlo pro osobní dopravu se vzduchovým vypružením, tudíž je nutné ověřit bezpečnost nejen při vzduchovém vypružení v provozu, ale i ve stavu mimo provoz. Zároveň se ověřuje nejméně příznivý stav vozidla z hlediska zatížení, tudíž vozidlo prázdné.

Druhá dílčí zkouška spočívá v průjezdu vozidla zkušebním nepřevýšeným obloukem o poloměru 150 m malou rychlostí (5 km/h). Norma vyžaduje suchou kolej o vysokém součiniteli adheze. Měří se vodící síla Y , která bývá nejkritičtější na nabíhajícím kole. Výsledkem celé zkoušky je stanovení maximálního poměru sil Y/Q a porovnání s limitní hodnotou, která je pro úhel okolo 70° stanovena na 1,2.

Výsledná změna kolových sil na zkušebně zborcené koleji je dána superpozicí změn vyvolaných podvozkem ΔQ_p a změn vyvolaných skříní vozidla ΔQ_s . Změny kolových sil jsou ovlivněny torzními tuhostmi vypružení podvozku a skříně vozidla.

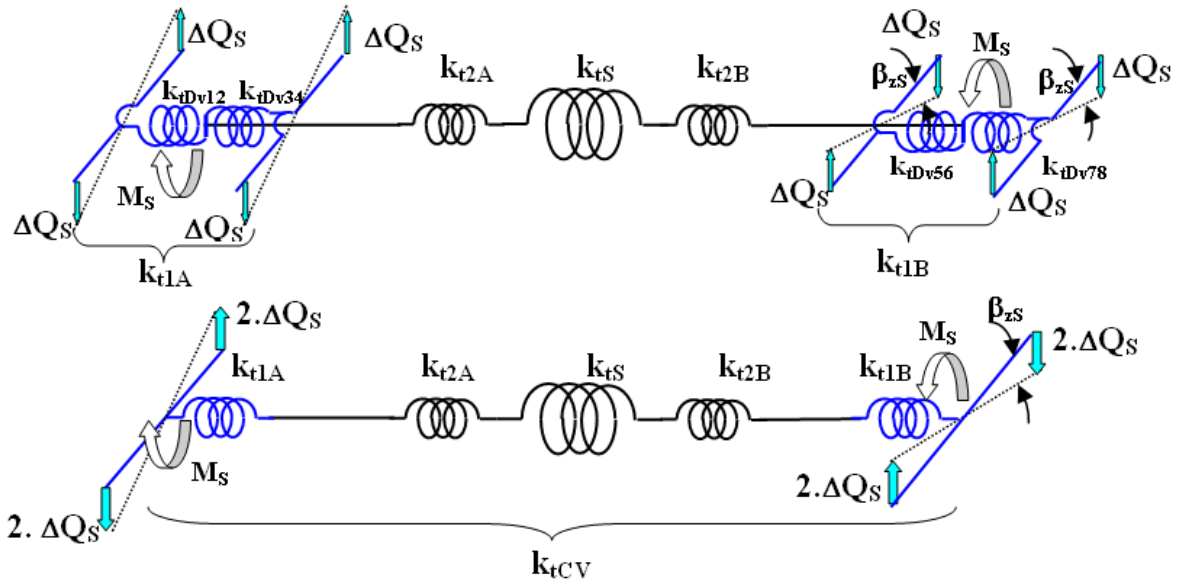


Obr. 83: Schéma vypružení celého vozidla

Každý z podvozků je označen příslušným indexem A, B. Nejprve byly spočítány hodnoty zkušebního zborcení na bázi rozvoru podvozku $2a^+$ a vzdálenosti otočných čepů skříně $2a^*$:

$$g_{lim}^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{2,2} = 4,73 \text{ ‰} \quad (141)$$

$$g_{lim}^* = \frac{15}{2a^*} + 2 = \frac{15}{16} + 2 = 2,94 \text{ ‰} \quad (142)$$



Obr. 84: Schéma torzní soustavy celého vozidla

Na celé vozidlo včetně podvozků je možné nahlížet jako na torzní soustavu dle schématu výše. Následuje výpočet torzních tuhostí příslušných celků (dvojkolí, podvozku a celého vozidla), který respektuje značení ze schémat.

Nejprve byl proveden výpočet torzní tuhosti dvojkolí:

$$k_{tDV} = 2 \cdot k_{1A} \cdot w_1^2 = 2 \cdot (2 \cdot k_{1PVi}) \cdot w_1^2 = 2 \cdot 2 \cdot 618\,000 \cdot 0,555^2 \quad (143)$$

$$k_{tDV} = 761\,438 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

Následně byl proveden výpočet torzní tuhosti dvounápravového podvozku, při kterém je na jeho rám pohlíženo jako na absolutně tuhé těleso:

$$k_{tP} = \frac{k_{tDV}}{2} = \frac{761\,438}{2} = 380\,719 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad} \quad (144)$$

Torzní tuhost celého vozidla je dána sériovou kombinací torzních tuhostí primárního a sekundárního stupně vypružení, do kterého je zahrnuta tuhost torzních stabilizátorů. Na samotnou skříň vozidla je pohlíženo jako na absolutně tuhé těleso. Výpočet byl proveden nejen pro vozidlo na vzduchovém vypružení, ale i na vypružení nouzovém podle obecného vztahu:

$$\frac{1}{k_{tCV}} = \frac{1}{k_{tDV12} + k_{tDV34}} + \frac{1}{k_{t2A} + k_{tSi}} + \frac{1}{k_{t2B} + k_{tSi}} + \frac{1}{k_{tDV56} + k_{tDV78}} \quad (145)$$

$$\frac{1}{k_{tCV}} = \frac{1}{2 \cdot k_{tDV}} + \frac{1}{2 \cdot k_{2i} \cdot w_2^2 + k_{tSi}} + \frac{1}{2 \cdot k_{2i} \cdot w_2^2 + k_{tSi}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tDV}}$$

Pro vozidlo se vzduchovým vypružením v provozu je vyjádřena tuhost celého vozidla jako:

$$k_{tCV} = \frac{k_{tDV} \cdot \left(k_{2zPVi} \cdot w_2^2 + \frac{k_{TSi}}{2} \right)}{k_{tDV} + \left(k_{2zPVi} \cdot w_2^2 + \frac{k_{TSi}}{2} \right)} = \frac{761\,438 \cdot \left(430\,000 \cdot 0,55^2 + \frac{4\,000\,000}{2} \right)}{761\,438 + \left(430\,000 \cdot 0,55^2 + \frac{4\,000\,000}{2} \right)} \quad (146)$$

$$k_{tCV} = 560\,924 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$$

Následuje výpočet celkové tuhosti vozidla, které má vzduchové vypružení mimo provoz a pohybuje se na vypružení nouzovém:

$$k_{tCVn} = \frac{k_{tDV} \cdot \left(k_{2nPVi} \cdot w_2^2 + \frac{k_{TSi}}{2} \right)}{k_{tDV} + \left(k_{2nPVi} \cdot w_2^2 + \frac{k_{TSi}}{2} \right)} = \frac{761\,438 \cdot \left(5\,650\,000 \cdot 0,55^2 + \frac{4\,000\,000}{2} \right)}{761\,438 + \left(5\,650\,000 \cdot 0,55^2 + \frac{4\,000\,000}{2} \right)} \quad (147)$$

$$k_{tCVn} = 631\,784 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$$

Nyní je již možné stanovit dílčí změny kolových sil od podvozku ΔQ_P a od skříně vozidla ΔQ_S a ΔQ_{Sn} . Výchozím stavem je statická kolová síla Q_0 , která zjednodušeně předpokládá rovnoměrně zatížené vozidlo.

$$Q_0 = \frac{m_{PV} \cdot g}{n_k} = \frac{45\,926 \cdot 9,81}{8} = 56\,317 \text{ N} \quad (148)$$

$$\Delta Q_P = \frac{2a^+}{(2s)^2} \cdot k_{tP} \cdot \frac{g_{lim}^+}{1000} = \frac{2,2}{1,5^2} \cdot 380\,719 \cdot \frac{4,73}{1000} = 1\,760 \text{ N} \quad (149)$$

$$\Delta Q_S = \frac{1}{2} \cdot \frac{2a^*}{(2s)^2} \cdot k_{tCV} \cdot \frac{g_{lim}^*}{1000} = \frac{1}{2} \cdot \frac{16}{1,5^2} \cdot 560\,924 \cdot \frac{2,94}{1000} = 5\,859 \text{ N} \quad (150)$$

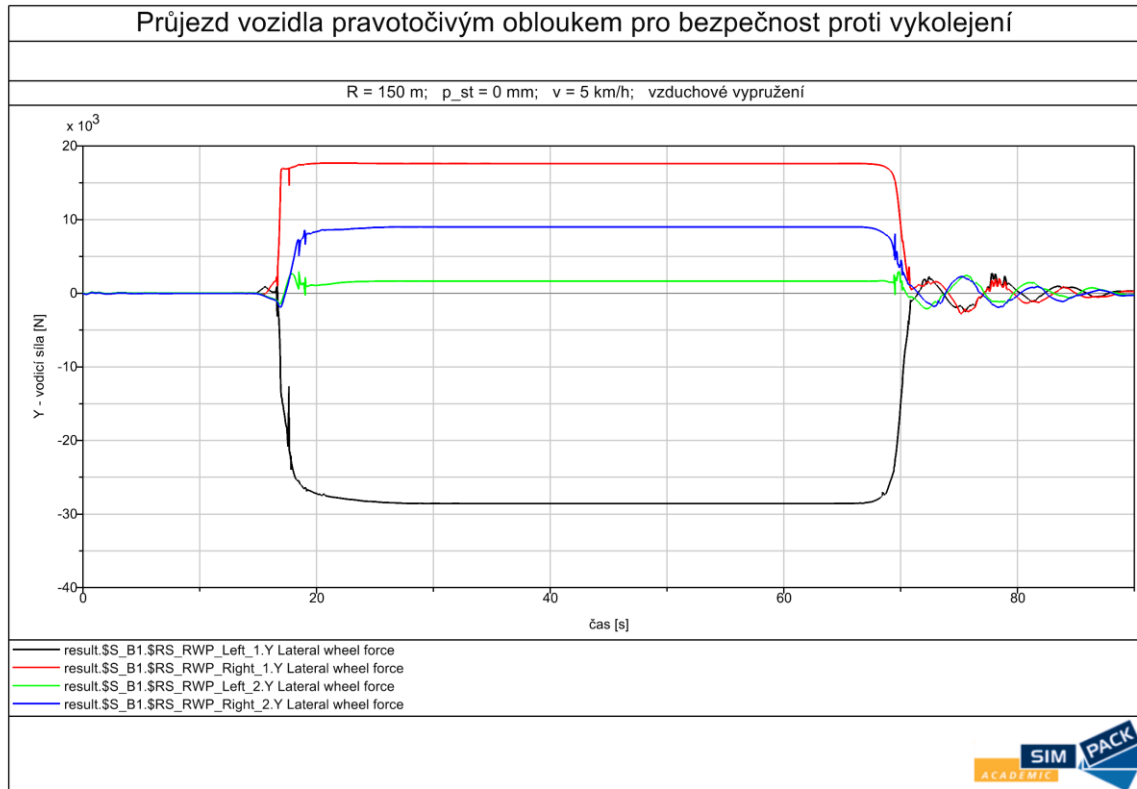
$$\Delta Q_{Sn} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2a^*}{(2s)^2} \cdot k_{tCVn} \cdot \frac{g_{lim}^*}{1000} = \frac{1}{2} \cdot \frac{16}{1,5^2} \cdot 631\,784 \cdot \frac{2,94}{1000} = 6\,598 \text{ N} \quad (151)$$

Následně byly vyčísleny minimální kolové síly:

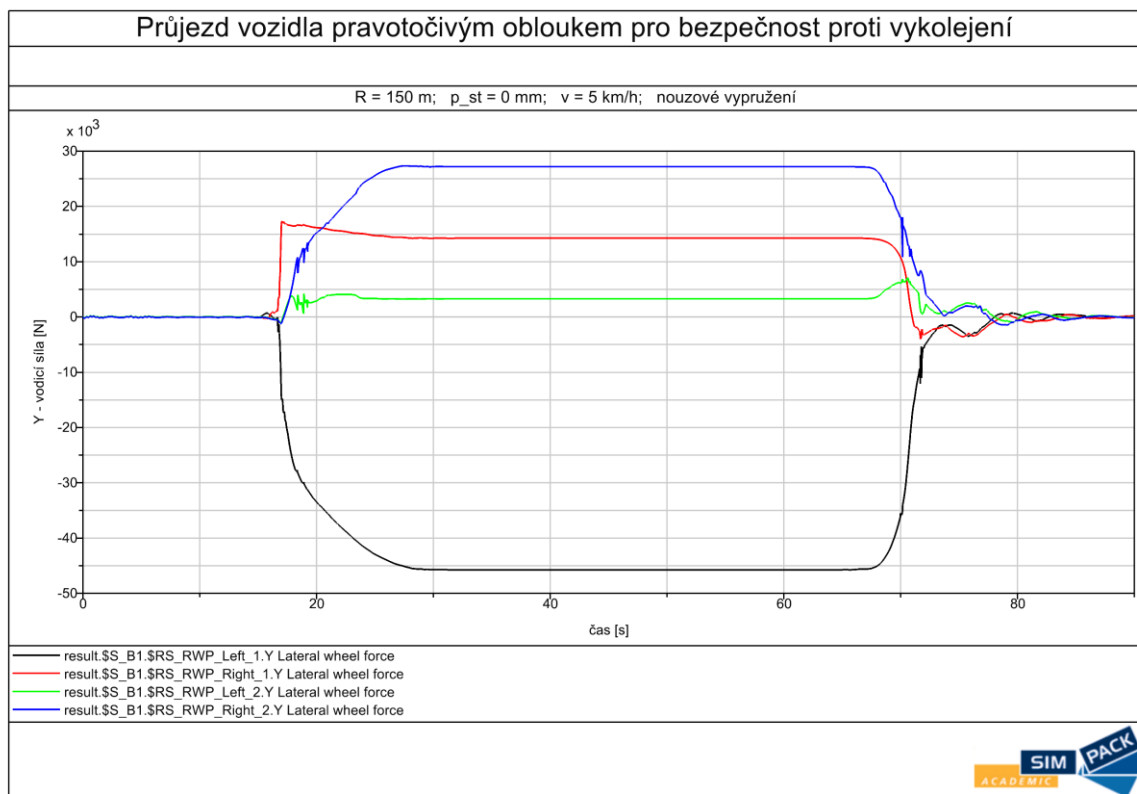
$$Q_{MIN} = Q_0 - \Delta Q_P - \Delta Q_S = 56\,317 - 1\,760 - 5\,859 = 48\,698 \text{ N} \quad (152)$$

$$Q_{MINn} = Q_0 - \Delta Q_P - \Delta Q_{Sn} = 56\,317 - 1\,760 - 6\,598 = 47\,959 \text{ N} \quad (153)$$

Následuje druhá dílčí zkouška. Vozidlo bylo uvedeno na zkušební trať rychlostí 5 km/h a byly měřeny vodící síly na prvním podvozku. Záznamy z jízdy na vzduchovém a nouzovém vypružení se nacházejí na následujícím snímku. Oblou je pravotočivý, tudíž nejvyšší vodící síla byla naměřena na levém kole prvního dvojkolí.



Obr. 85: Průběh vodící síly Y na kolech prvního podvozku při vzduchovém vypružení v provozu



Obr. 86: Průběh vodící síly Y na kolech prvního podvozku při vzduchovém vypružení mimo provoz

Pro první simulaci (Obr. 85) byla vyhodnocena bezpečnost proti vykolejení. Vodicí síla na levém kole prvního dvojkolí je záporná pouze z důvodu orientace souřadného systému a nabývá maximální hodnoty $Y = 28\,000\text{ N}$.

$$\frac{Y}{Q_{MIN}} = \frac{28\,000}{48\,698} = 0,58 \quad (154)$$

Poměr sil je menší než limitní hodnota 1,2 a lze konstatovat, že vozidlo splňuje podmínku bezpečnosti.

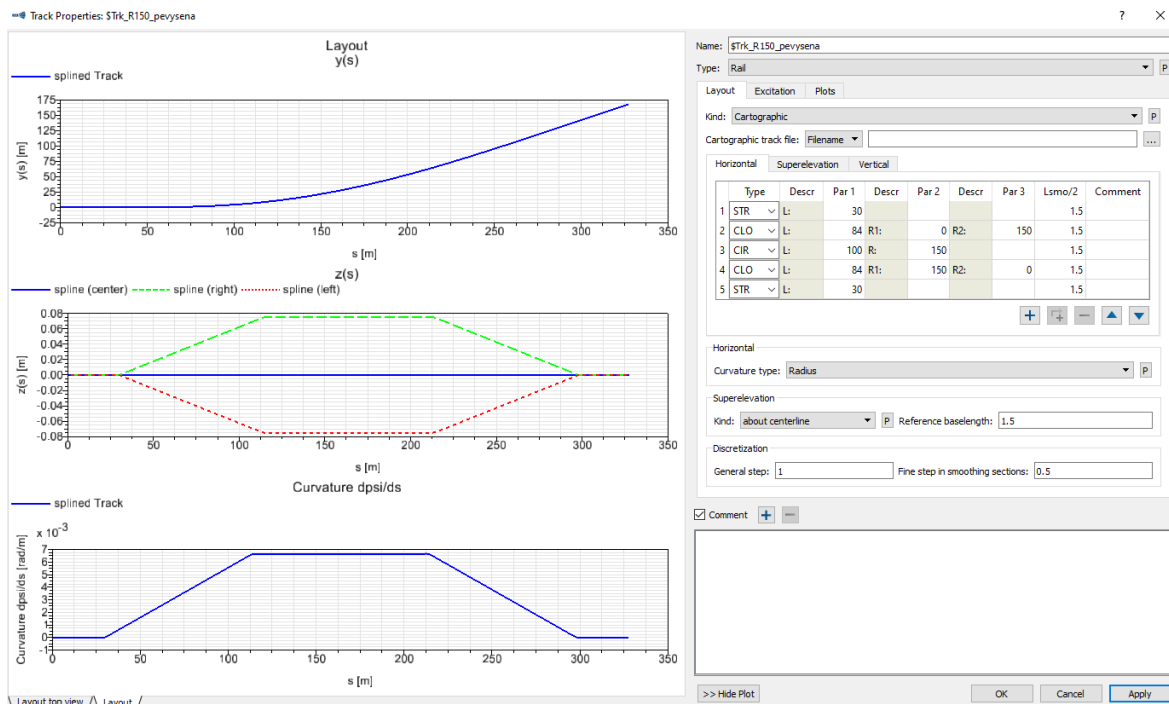
Druhá simulace (Obr. 86) byla vyhodnocena obdobně. Stav je již méně příznivý, vodicí síla na nabíhající kole nabývá maximální hodnoty $Y_n = 46\,000\text{ N}$.

$$\frac{Y_n}{Q_{MINn}} = \frac{46\,000}{47\,959} = 0,96 \quad (155)$$

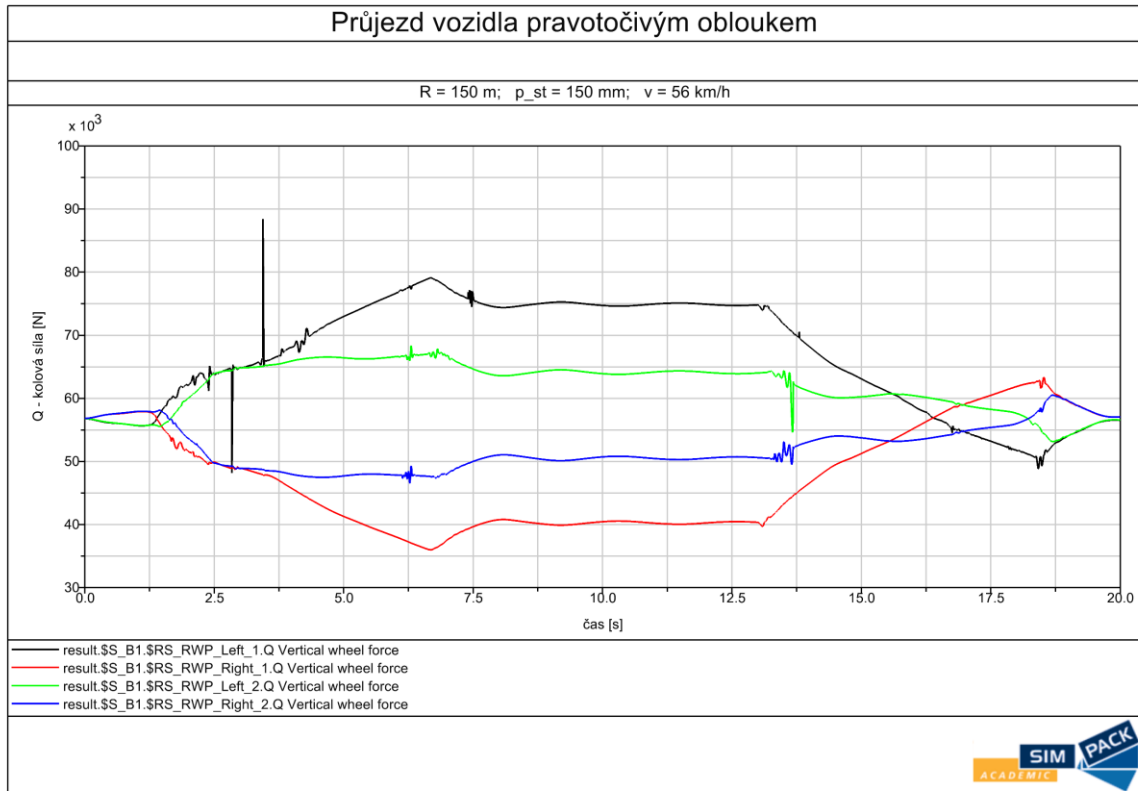
Poměr sil při průjezdu na nouzovém vypružení je rovněž nižší než limitní hodnota. Vozidlo splňuje požadavek na bezpečnost proti vykolejení i v nejméně příznivém stavu.

8.3. Průjezd stavebně převýšeným obloukem

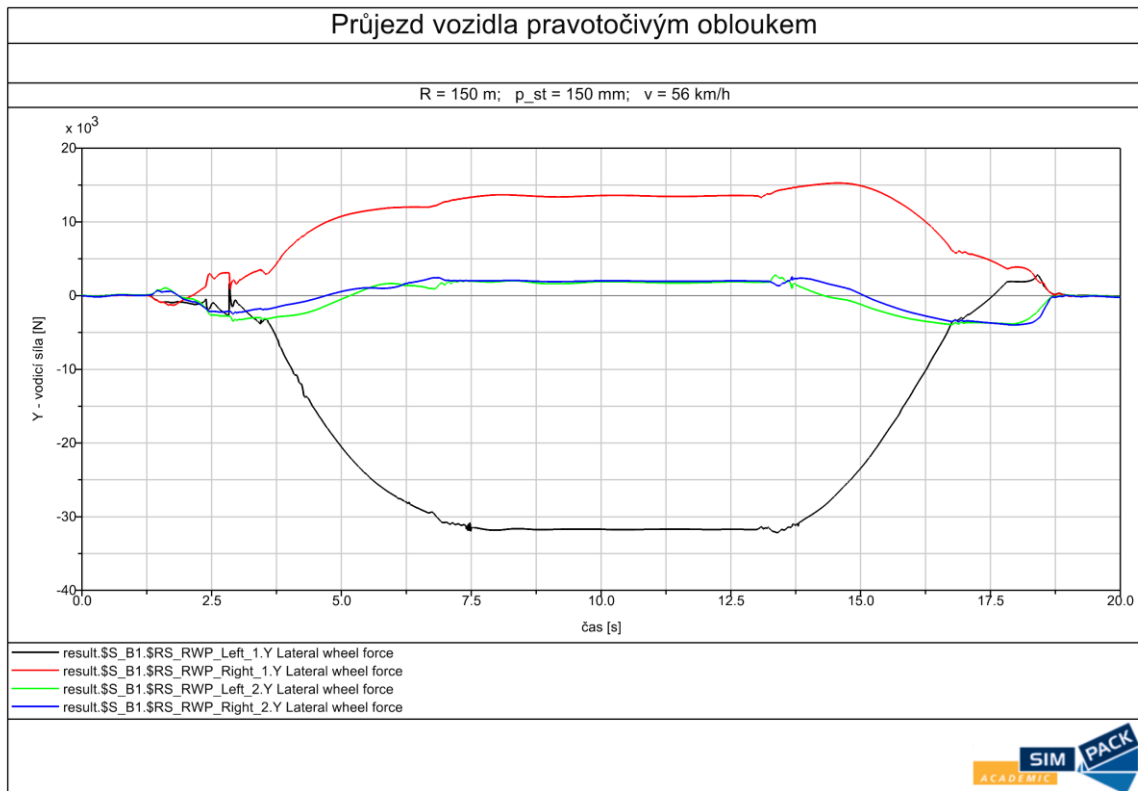
Pro porovnání byla provedena simulace jízdy vozidla v oblouku o stejném poloměru jako v případě předchozí zkoušky (R150). Rozdílem je však v příčném profilu projížděné trati, která je stavebně převýšená o $p_{st} = 150\text{ mm}$. Z přímé trati do oblouku je trať vedena přechodnicí a vzestupnicí, které byly napočítány dle přednášek z Teorie vozidel [35]. Ze stejného zdroje pramení i rychlost vozidla při průjezdu stavebně převýšeným obloukem zmíněným převýšením: $v = 56\text{ km/h}$. Simulace je provedena z důvodu určení vozidla pro regionální tratě, na kterých se podobné oblouky hojně vyskytují.



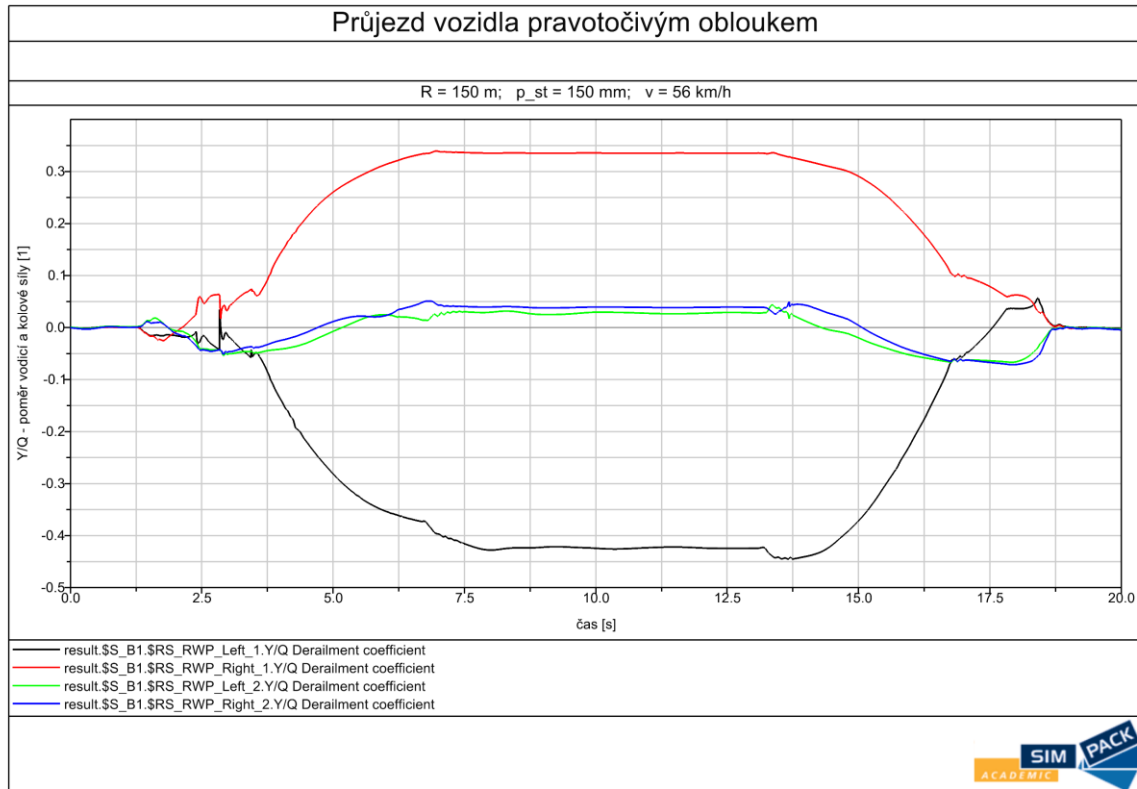
Obr. 87: Geometrie stavebně převýšeného oblouku



Obr. 88: Kolové síly Q na prvním podvozku



Obr. 89: Vodicí síly Y na prvním podvozku



Obr. 90: Bezpečnost proti vykolejení na prvním podvozku

Záznamy kolové síly Q, vodící síly Y a jejich poměru (bezpečnosti proti vykolejení Y/Q) jednoznačně ukazují, že průjezd vozidla obloukem rychlostí odpovídající jeho poloměru a stavebnímu převýšení zvyšuje parametr bezpečnosti proti vykolejení. Maximální poměr sil se pohybuje okolo hodnoty 0,45. Ojedinelý výkmit kolové síly pod nabíhajícím kolem je dán vjezdem vozidla do oblouku. Ze stejného záznamu je také patrná statická kolová síla na všech kolech podvozku při počátku a konci simulace, která odpovídá hodnotě spočítané při předešlé zkoušce.

9. Závěr

V úvodu diplomové práce byla provedena rešerše částečně nízkopodlažních kolejových vozidel pro regionální dopravu provozovaných výhradně ve střední Evropě. Na základě srovnání jejich parametrů byla vybrána koncepce čtyřnápravového vozu na lehkých podvozcích s vnitřním rámem a elektricko-bateriovým pohonem o výkonu 640 kW, jenž je srovnatelný s výkonem vozu jednotky metra.

Následně byly navrženy a výpočtem kinematického obrysu zkontrolovány vnější rozměry vozidla. Vnitřní rozměry vychází z uspořádání interiéru, který je navržen při respektování TSI. Komplexní pohled na interiér vozidla je vyobrazen v typovém výkresu, který je první přílohou diplomové práce.

Samostatnou kapitolou je návrh pojezdu vozidla. Ten integruje několik konstrukčních podsestav v jeden celek. Byl navržen systém přenosu podélných a příčných sil, vypružení vozidla, částečně odpružený trakční pohon doplněný o trakční výpočty a kotoučová brzda, jejíž čelisti a zdrže jsou specificky sklopeny od vodorovné podlahy. Výstupem celé kapitoly o pojezdu vozidla je sestavný výkres trakčního podvozku, který je druhou přílohou k diplomové práci.

Na základě hmotnostní bilance bylo navrženo vypružení vozidla. Byly vybrány konkrétní katalogové pružiny a pro ně spočítány vlastní frekvence houpání. V každém z podvozků se nachází navržený torzní stabilizátor kolébání, který redukuje výsledný úhel náklonu skříně vozidla. Závěrem bylo navrženo tlumení svislých a vrtivých pohybů.

Vzhledem k tomu, že je navrhované vozidlo vícesystémové, byla spočítána potřebná energie trakčního akumulátoru pro zvolený neelektrifikovaný traťový úsek. Výpočet byl proveden na základě grafického znázornění dráhového tachogramu.

V závěru práce byl sestaven simulační model podvozku a celého vozidla. Byly provedeny virtuální jízdní zkoušky, konkrétně jízda zkušební rychlostí v přímé trati, průjezd nepřevýšeným zkušebním obloukem pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení a na závěr pro porovnání průjezd obloukem stavebně převýšeným a s přechodnicí.

Zadání diplomové práce bylo splněno. Elektricko-bateriový vůz je jednou z alternativ k současným motorovým vozům, která může uspořit náklady provozovatelů. Navíc se jedná o bezemisně provozované kolejové vozidlo, což v současnosti může hrát hlavní roli při rozhodování dopravců, do jakého vozidla budou investovat.

10. Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| Obr. 1: Dvouvozová jednotka 814+914 Regionova [1] | 9 |
| Obr. 2: Typový výkres jednotky 814+914 Regionova [2] | 10 |
| Obr. 3: Podvozek motorového vozu řady 814 [3] | 10 |
| Obr. 4: Motorový vůz řady 840 RegioSpider [5] | 11 |
| Obr. 5: Typový výkres vozu řady 840 RegiSpider [6] | 12 |
| Obr. 6: Podvozek motorového vozu řady 840 [5] | 12 |
| Obr. 7: Motorový vůz Pesa Link I [8] | 13 |
| Obr. 8: Typový výkres vozu Pesa Link I [9] | 14 |
| Obr. 9: Trakční podvozek motorových vozů Pesa Link [10] | 14 |
| Obr. 10: Motorový vůz Alstom Coradia Lint 27 [12] | 15 |
| Obr. 11: Typový výkres vozu Alstom Coradia Lint 27 [13] | 16 |
| Obr. 12: Trakční podvozek motorových vozů Coradia Lint [14] | 16 |
| Obr. 13: Dieselelektrická jednotka Stadler GTW 2/6 – DMU [16] | 17 |
| Obr. 14: Typový výkres jednotky Stadler GTW 2/6 – DMU [17] | 18 |
| Obr. 15: Běžný podvozek (vpředu) a trakční podvozek (vzadu) jednotky Stadler GTW [18] | 18 |
| Obr. 16: Dvouvozová vodíková jednotka Alstom Coradia iLint [20] | 20 |
| Obr. 17: Schéma rozmístění výzbroje jednotky Alstom Coradia iLint [20] | 20 |
| Obr. 18: Podvozek jednotky Alstom Coradia iLint [21] | 21 |
| Obr. 19: Jednotka Siemens Mireo v provedení BEMU [23] | 22 |
| Obr. 20: Typový výkres dvouvozové jednotky Siemens Mireo [23] | 22 |
| Obr. 21: Trakční podvozek SF7500 [24] | 23 |
| Obr. 22: 3D model navrženého vozidla | 25 |
| Obr. 23: Vtažná linie kinematického obrysu dle UIC 505 [28] | 26 |
| Obr. 24: Obrys pro konstrukci vozidla po šířkové redukci | 29 |
| Obr. 25: Rozdělení vozidla na oblasti A-D | 30 |
| Obr. 26: Obrys pro konstrukci vozidla po šířkové a výškové redukci | 32 |
| Obr. 27: Půdorysný řez ve výpočtové výšce $h = 1\,170$ mm | 32 |
| Obr. 28: Řezy obrysem pro konstrukci vozidla ve vzdálenostech n_a | 33 |
| Obr. 29: 3D model čela v obálce obrysu pro konstrukci vozidla | 33 |
| Obr. 30: Kontrola prizmatické části obrysu pro konstrukci vozidla | 34 |
| Obr. 31: Typový výkres vozidla BEMU 70 | 35 |
| Obr. 32: Boční pohled na vozidlo – dvoje dvoukřídlé dveře | 35 |
| Obr. 33: Nástupní prostor a madla | 36 |
| Obr. 34: Pohled do interiéru vysokopodlažního oddílu | 36 |
| Obr. 35: Nízkopodlažní oddíl – vyhrazená sedadla | 37 |
| Obr. 36: Nízkopodlažní oddíl – pohled z nástupního prostoru | 37 |
| Obr. 37: Uspořádání míst pro invalidní vozík [29] | 38 |
| Obr. 38: Druhá část nízkopodlažního oddílu | 38 |
| Obr. 39: Místa pro přepravu jízdních kol | 39 |
| Obr. 40: Dovolené traťové třídy zatížení v ČR [33] | 40 |
| Obr. 41: Nosník na dvou podporách | 41 |
| Obr. 42: Komponenty připevněné ke skříni vozidla | 41 |
| Obr. 43: Rozmístění sektorů ve vozidle pro přepravu osob | 43 |
| Obr. 44: Nápravová zatížení vzhledem ke stavu ložení vozidla | 45 |
| Obr. 45: 3D model navrženého pojezdu vozidla | 46 |
| Obr. 46: Přenos podélných sil a systém vedení dvojkolí v podélném řezu | 47 |
| Obr. 47: Přenos podélných sil a vedení dvojkolí v isometrickém pohledu | 47 |
| Obr. 48: Otočný čep a příčné narážky v řezu | 47 |
| Obr. 49: Systém vypružení pojezdu vozidla | 48 |
| Obr. 50: Umístění částečně odpružených pohonů | 49 |
| Obr. 51: Sférická zubová spojka | 49 |

| | |
|---|----|
| Obr. 52: Boční pohled na pojezd vozidla | 50 |
| Obr. 53: Model uložení skříně s těžištěm mimo osu symetrie | 51 |
| Obr. 54: Model vozidla se 2 stupni volnosti | 52 |
| Obr. 55: Výška spřahovacího ústrojí pro vozidlo s pneumatickým vypružením [35] | 53 |
| Obr. 56: Částečný řez prvkem primárního vypružení | 55 |
| Obr. 57: Charakteristika odvalovací pružiny | 56 |
| Obr. 58: Částečný řez nouzovou a vzduchovou pružinou | 57 |
| Obr. 59: Geometrie vzduchové pružiny [37] | 57 |
| Obr. 60: Průběh závislosti vislé tuhosti vzduchové pružiny na zatěžující síle [37] | 58 |
| Obr. 61: Geometrie nouzové pružiny [38] | 58 |
| Obr. 62: Charakteristika nouzové pružiny [38] | 59 |
| Obr. 63: Průběh závislosti horizontální tuhosti vzduchové pružiny na zatěžující síle [37] | 63 |
| Obr. 64: Náklon tratě, podvozku a skříně vozidla | 63 |
| Obr. 65: Síly působící na vozidlo a pohyby podstav vozidla [39] | 64 |
| Obr. 66: Navržený torzní stabilizátor | 66 |
| Obr. 67: Schéma torzního stabilizátoru [35] | 67 |
| Obr. 68: Počty traťových kolejí a systémy trakčních proudových soustav [33] | 70 |
| Obr. 69: 3D model trakčního motoru | 71 |
| Obr. 70: Momentová charakteristika trakčního motoru o výkonu 160 kW | 72 |
| Obr. 71: Uložení jednotlivých ozubených kol do skříně převodovky | 73 |
| Obr. 72: Měrný jízdní odpor vozidla | 75 |
| Obr. 73: Jízdní odpor vozidla | 76 |
| Obr. 74: Trakční charakteristika vozidla | 76 |
| Obr. 75: Elektrické schéma pohonného řetězce vozidla | 77 |
| Obr. 76: Dráhový tachogram jízdního cyklu | 78 |
| Obr. 77: Model podvozku v prostředí Simpack | 81 |
| Obr. 78: Ekvivalentní kuželovitost | 82 |
| Obr. 79: Model vozidla v prostředí Simpack | 82 |
| Obr. 80: Charakteristika příčné narážky | 83 |
| Obr. 81: Odečet kritické rychlosti | 84 |
| Obr. 82: Vlnivý pohyb dvojkolí při rychlosti 132 km/h | 84 |
| Obr. 83: Schéma vypružení celého vozidla | 85 |
| Obr. 84: Schéma torzní soustavy celého vozidla | 86 |
| Obr. 85: Průběh vodící síly Y na kolech prvního podvozku při vzduchovém vypružení v provozu | 88 |
| Obr. 86: Průběh vodící síly Y na kolech prvního podvozku při vzduchovém vypružení mimo provoz | 88 |
| Obr. 87: Geometrie stavebně převýšeného oblouku | 89 |
| Obr. 88: Kolové síly Q na prvním podvozku | 90 |
| Obr. 89: Vodící síly Y na prvním podvozku | 90 |
| Obr. 90: Bezpečnost proti vykolejení na prvním podvozku | 91 |

11. Seznam tabulek

| | |
|---|----|
| Tab. 1: Technické parametry jednotky řady 814+914 Regionova [1] [4] | 11 |
| Tab. 2: Technické parametry vozu řady 840 Regiospider [6] [7] | 13 |
| Tab. 3: Technické parametry vozu Pesa Link I [8] [11] | 15 |
| Tab. 4: Technické parametry vozu Alstom Coradia Lint 27 [12] [15] | 17 |
| Tab. 5: Technické parametry jednotky Stadler GTW 2/6 - DMU [17] [18] [19] | 19 |
| Tab. 6: Technické parametry jednotky Alstom Coradia iLint [20] [22] | 21 |
| Tab. 7: Technické parametry jednotky Siemens Mireo [23] [25] | 23 |
| Tab. 8: Parametry všech zmíněných vozidel | 24 |
| Tab. 9: Parametry vstupující do výpočtu redukce výšky obrysu vozidla | 30 |
| Tab. 10: Převážná kapacita | 39 |
| Tab. 11: Hmotnostní bilance prázdného vozidla | 42 |
| Tab. 12: Hmotnostní bilance sedících cestujících | 43 |
| Tab. 13: Hmotnostní bilance stojících cestujících | 43 |
| Tab. 14: Shrnutí hmotnostní bilance | 44 |
| Tab. 15: Hmotnostní bilance podvozku | 50 |
| Tab. 16: Vlastnosti odvalovací pružiny [36] | 55 |
| Tab. 17: Charakteristika odvalovací pružiny | 55 |
| Tab. 18: Tuhosti pružících prvků v závislostech na stavu ložení | 59 |
| Tab. 19: Vlastní frekvence houpání vozidla | 60 |
| Tab. 20: Parametry oceli 13 251 pro návrh torzního stabilizátoru | 66 |
| Tab. 21: Geometrie torzního stabilizátoru | 66 |
| Tab. 22: Finální parametry vypružení vozidla | 69 |
| Tab. 23: Parametry trakčního motoru | 71 |
| Tab. 24: Parametry navržené převodovky | 74 |
| Tab. 25: Parametry lithiové bateriového článku [40] | 79 |
| Tab. 26: Parametry navrženého trakčního akumulátoru | 80 |

12. Seznam příloh

Příloha 1: DP-23-00-00-00 – Typový výkres vozidla BEMU 70

Příloha 2: DP-23-00-01-00 – Sestavný výkres trakčního podvozku

13. Seznam zdrojů

- [1] Wikipedia, „Motorová jednotka 814,“ Wikipedia, [Online]. Available: https://cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%A1_jednotka_814. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [2] Vlaky.net, „Images: Vlaky.net,“ Vlaky.net, [Online]. Available: <https://www.vlaky.net/upload/images/reports/002643/01Regionova.jpg>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [3] Vagony.cz, „Jednonápravový podvozek VÚKV typ 8-807.8,“ Vagony.cz, [Online]. Available: https://www.vagony.cz/pojezdy/mapa/podvozky_mapa_vukv_807.html. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [4] Atlas Lokomotiv, „Motorová jednotka řady 814 ČD Regionova,“ ŽelPage, [Online]. Available: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-814.html#fotogalerie>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [5] J. Smiščík, „Zkoušky motorového vozu Regio-Shuttle RS1: Zubačka,“ Železniční společnost Tanvald, 26. 11. 2011. [Online]. Available: <http://www.zubacka.cz/index.php/zubacka/aktualne/309-zkousky-motoroveho-vozu-regio-shuttle-rs1>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [6] M. Jaroš a V. Beran, „Zprávy: ŽelPage,“ ŽelPage, 22. 10. 2011. [Online]. Available: <https://www.zelpage.cz/zpravy/8376>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [7] Vlaky.net, „Reports: Vlaky.net,“ Vlaky.net, [Online]. Available: <https://www.vlaky.net/upload/images/reports/004224/Stadler.pdf>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [8] Bahnblogstelle, „PESA Link: Bahnblogstelle,“ Bahnblogstelle, 23. 08. 2016. [Online]. Available: <https://bahnblogstelle.com/lexikon/pesa-link/>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [9] P. Hryz, „Čtyřnápravový elektrický trakční vůz pro regionální dopravu,“ ČVUT, Praha, 2018.
- [10] A. Petrovský, M. Danielka a M. Jaroš, „Zprávy: ŽelPage,“ ŽelPage, 29. 6. 2012. [Online]. Available: <https://www.zelpage.cz/zpravy/8673>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [11] Pesa, „Uploads: Pesa,“ [Online]. Available: https://pesa.pl/content/uploads/2020/02/spalinowy_PL.pdf. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [12] Spudgun67, „Alstom 'Coradia - Lint 27' single-car DMU No. 640 010: Wikipedia,“ Wikipedia, 21. 07. 2019. [Online]. Available: https://cs.m.wikipedia.org/wiki/Soubor:Alstom_%27Coradia_-_Lint_27%27_single-car_DMU_No._640_010.jpg. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [13] Harrybo, „Forum: Transportfever.net,“ WoltLab Suite™, 02. 12. 2020. [Online]. Available: <https://www.transportfever.net/index.php?thread/16092-alstom-coradia-lint/>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [14] B. Reifenberg, „Lint 81: trierer-bahnbilder.de,“ Trierer Bahnbilder, 16. 12. 2012. [Online]. Available: https://www.trierer-bahnbilder.de/html/lint_81_13.html. [Přístup získán 13. 11. 2022].

- [15] J. Konečný, „Motorové vozy Alstom na ŽZO: SPŽ,“ SPŽ, [Online]. Available: <http://spz.logout.cz/vozidla/alstom.html>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [16] D. Maier, „Fotogalerie: ŽelPage,“ ŽelPage, 07. 05. 2020. [Online]. Available: <https://www.zelpage.cz/fotogalerie/motorove-vozy/946/>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [17] Stadlerrail, „Media: Stadlerrail,“ [Online]. Available: https://www.stadlerrail.com/media/pdf/db_de.pdf. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [18] Wikipwdia, „Stadler GTW 1. Generation: Wikipedia,“ Wikipedia, 12. 07. 2021. [Online]. Available: https://de.wikipedia.org/wiki/Stadler_GTW_1._Generation. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [19] J. Sůra, „Železnice: Z dopravy,“ Copyright © ČTK, 10. 02. 2020. [Online]. Available: <https://zdopravy.cz/obrazem-cd-predstavily-jednotky-stadler-gtw-pro-olomoucky-kraj-vyjedou-zatim-dve-42065/>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [20] Alstom, „Coradia iLint: Vlaky.net,“ [Online]. Available: https://www.vlaky.net/upload/images/reports/007349/Product_sheet_En.pdf. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [21] Alstom, „Alstom-Hungary: Alstom,“ Alstom, 2022. [Online]. Available: <https://www.alstom.com/alstom-hungary>. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [22] Wikipedia, „Alstom Coradia Lint: Wikipedia,“ Wikipedia, 11. 11. 2022. [Online]. Available: https://de.wikipedia.org/wiki/Alstom_Coradia_LINT. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [23] Siemens, „Mireo: Siemens,“ [Online]. Available: https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:dcf4cd2c-bf4e-4f19-a351-63d2ab76d7cc/siemens-mobility-mireo-plus-b-ortenau-en.pdf?ste_sid=5e6c6be32f108b557781384ec6c16638. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [24] Siemens, „SF 7500 Drehgestellplattform: Siemens,“ [Online]. Available: https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:51408790-52f1-4d85-a5a2-de2467ba3d85/mors-b10033-00-datasheet-bogies-sf7500-de-144_original.pdf. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [25] Wikipedia, „Mireo: Wikipedia,“ Wikipedia, 18. 10. 2022. [Online]. Available: https://de.wikipedia.org/wiki/Siemens_Mireo. [Přístup získán 13. 11. 2022].
- [26] ČSN EN 15273-2+A1, Železniční aplikace - Průjezdny průřezy tratí a obrysy vozidel - Část 2: Obrysy vozidel, Praha: Český normalizační institut, 2017.
- [27] UIC 505-1, Railway transport stock - Rolling stock construction gauge, International Union of Railway, 2006.
- [28] J. Kolář, Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel, Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009.
- [29] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1300/2014, „o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla - lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii,“ TSI PRM, 2014. [Online]. Available:

<https://www.legislation.gov.uk/eur/2014/1300/annexes/2014-11-18?timeline=false&view=plain#>. [Přístup získán 4 Červen 2023].

- [30] MSV interier s.r.o, „Sedadla: MSV,“ [Online]. Available: <https://www.msvinterier.cz/>. [Přístup získán 1 Červen 2023].
- [31] UIC 565-3, Indications for the layout of coaches suitable for conveying disabled passengers in their wheelchairs, International Union of Railway, 2003.
- [32] ČSN EN 14752, Železniční aplikace - Boční vstupní systémy, Český normalizační institut, 2006.
- [33] P. Kryže, „Mapy: IODA,“ IODA z.s., 2013-2023. [Online]. Available: <http://www.ioda.cz/>. [Přístup získán 7 Červen 2023].
- [34] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1302/2014, „o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské uni,“ TSI LOC&PAS, 18 Listopad 2014. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1302>. [Přístup získán 7 Červen 2023].
- [35] J. Kolář a J. Kalivoda, „Teorie vozidel,“ FS ČVUT v Praze, Praha, 2021.
- [36] GMT RUBBER-METAL-TECHNIC LTD, „Railway Vehicle Applications,“ [Online]. Available: www.gmtrubber.com. [Přístup získán 1 Březen 2023].
- [37] Z. Maruna, V. Hoffmann, J. Koula a Z. Kroupová, Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní vozy, Valašské Meziříčí: České vysoké učení technické v Praze, 1988.
- [38] CONTITECH, SCHWINGMETALL springs, Hanover: Contitech, 1986.
- [39] J. Kolář, „Pohony kolejových vozidel,“ FS ČVUT v Praze, Praha, 2022.
- [40] T. Hromádka, „Studie trakčního podvozku kolejového elektrobuse,“ ČVUT, Praha, 2018.
- [41] ČSN EN 14363+A2, Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky, Praha: řad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2023.