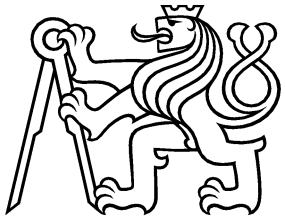
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020 / 2021

Bc. LUKÁŠ HETFLEISCH

Praha 2021

FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ
A KOLEJOVÝCH VOZIDEL

KONSTRUKČNÍ STUDIE ČELNÍHO VOZU JEDNOTKY AUTONOMNÍHO METRA

A design study of a front car
of autonomous metro unit

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2020 / 2021

STUDIJNÍ PROGRAM: Strojní inženýrství
STUDIJNÍ OBOR: Dopravní letadlová a transportní technika

AUTOR: Bc. Lukáš Hetfleisch
VEDOUCÍ PRÁCE: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hetfleisch** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **399933**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Konstrukční studie čelního vozu jednotky autonomního metra

Název diplomové práce anglicky:

A design study of a front car of autonomous metro unit

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:
1. Rešerši na téma „Autonomní metra a systémy autonomního řízení".
2. Typový výkres pětivozové průchozí soupravy metra v měřítku 1:50 a trakční charakteristiky jednotky.
3. Řešení interiéru soupravy a hmotnostní rozbor čelního a vloženého vozu soupravy.
4. Analýzu průjezdnosti soupravy minimálním traťovým kruhovým a protisměrným (S – oblouk) obloukem.
5. Návrh vypružení vozu pro provozní a nouzový stav. Stanovte bezpečnost proti vykolejení.
6. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres trakčního podvozku s detaily řešení vedení dvojkolí, primárního a sekundárního 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: **14.04.2021** Termín odevzdání diplomové práce: **14.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2021**

doc. Ing. Josef Kolář, CSc. podpis vedoucí(ho) práce	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

. | Datum převzetí zadání

Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

ANOTAČNÍ ZÁZNAM

Jméno autora:	Bc. Lukáš Hetfleisch
Název:	Konstrukční studie čelního vozu jednotky autonomního metra
Title:	A design study of a front car of autonomous metro unit
Rozsah práce:	Počet stran: 124
	Počet obrázků: 85
	Počet tabulek: 41
	Počet grafů: 8
	Počet příloh: 7
Akademický rok:	2020 / 2021
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Dopravní letadlová a transportní technika (2301T047)
Ústav:	12 120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Kolář CSc.
Klíčová slova:	jednotka metra, kolejové vozidlo, podvozek, pohon, trakční charakteristika
Key words:	metro unit, railway vehicle, bogie, drive, traction characteristics
Abstrakt:	Diplomová práce se zabývá konstrukční studií čelního vozu jednotky metra. Úvodem jsou popsány elektrické jednotky autonomního metra. V další části se práce zabývá trakčními výpočty a návrhem vypružení a určením bezpečnosti proti vykolejení.
Abstract:	The diploma thesis deals with a design study of a front car of a metro unit. The electric units of the autonomous metro are described in the introduction. Next the thesis deals with traction calculations and design of suspension and safety factor against the derailment.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Konstrukční studie čelního vozu jednotky autonomního metra* vypracoval samostatně, pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a s využitím odborných zdrojů a citované literatury.

V Praze dne ……. .……

Bc. Lukáš Hetfleisch

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení, připomínky, cenné rady a ochotu při tvorbě diplomové práce.

OBSAH

1. Úvod 10

2. Automatizace provozů metra 11

2.1. Stupeň GoA 0 14
2.2. Stupeň GoA 1 14
2.3. Stupeň GoA 2 15
2.4. Stupeň GoA 3 15
2.5. Stupeň GoA 4 15

3. Jednotky autonomního metra 16

3.1. Alstom Metropolis 16
3.1.1. Obecná charakteristika jednotek 16
3.1.2. Modulární systém jednotek Metropolis 16
3.1.3. Přepravní kapacita jednotek Metropolis 18
3.1.4. Možnosti řazení souprav Metropolis 19
3.1.5. Bezobslužný provoz – Urbalis 19
3.1.6. Realizované projekty 21
3.2. AnsaldoBreda Driverless Metro 29
3.2.1. Provedení vozidla pro Kodaň 30
3.2.2. Provedení vozidla pro Honolulu 31
3.2.3. Provedení vozidla pro Řím 32
3.3. Siemens DT3 34
3.3.1. Základní informace 34
3.3.2. Technický popis jednotek DT3 a DT3-T, [20] 35

4. Koncepční návrh jednotky autonomního metra 39

4.1. Řazení a podoba soupravy 39
4.1.1. Podoba soupravy a jednotlivých vozů u varianty „Jakobs“ 39
4.1.2. Podoba soupravy a jednotlivých vozů u varianty „Klasik“ 41
4.2. Kinematický obrys vozů soupravy 43
4.2.1. Výpočet zúžení vozidla 44
4.2.2. Data pro výpočet obrysu pro konstrukci vozidla 46
4.3. Porovnání variant provedení souprav 48
4.4. Trakční výpočty a trakční charakteristiky jednotky metra 51
4.4.1. Vstupní hodnoty výpočtů trakčních charakteristik 51
4.4.2. Vozidlové pasivní odpory – měrný jízdní odpor 52
4.4.3. Jízdní odpor soupravy 54
4.4.4. Traťové odpory 55
4.4.5. Tažná síla soupravy 58
4.4.6. Brzdová charakteristika 60
4.4.7. Výkonnostní charakteristika 62
4.5. Výsledná trakční charakteristika 63

5. Průjezd směrovým obloukem (kružnicový a S-oblouk) 64

5.1. Kinematika jednoho vozu v kružnicových obloucích 65

5.2. Kinematika jednoho vozu v S-obloucích 66
5.3. Kinematika dvou vozů v kružnicovém oblouku a S-oblouku 68

6. Modulární skladba konceptu průchozí jednotky metra 70
6.1. Přehled typů modulů 71
6.1.1. Čelní modul 72
6.1.2. Dveřní modul 72
6.1.3. Okenní modul 73
6.1.4. Modul přechodového měchu 73
6.1.5. Modul klimatizace 74
6.1.6. Modul podvozku 74
6.1.7. Moduly brzdového odporníku, trakčního a pomocného měniče 75
6.1.8. Modul panelu vzduchové brzdy 75
6.2. Varianty souprav elektrických jednotek 76

7. Rozbor hmotnosti vozů jednotky metra a návrh uspořádání interiéru 77
7.1. Rozbory hmotnosti čelního a vloženého vozu soupravy 77
7.1.1. Rozbor hmotnosti čelního vozu jednotky metra 78
7.1.2. Rozbor hmotnosti vloženého vozu jednotky metra 79
7.1.3. Rozbor hmotnosti podvozku 80
7.2. Určení primárně a sekundárně vypružených hmot 81
7.3. Návrh uspořádání interiéru jednotky metra (U-Bahn) 82
7.3.1. Čelní vůz 82
7.3.2. Vložený vůz jednotky „U-Bahn“ 83
7.3.3. Výpočty zatížení čelního vozu 84
7.3.4. Souhrnná tabulka zatížení čelního vozu 89

8. Návrh parametrů vypružení vozu 91
8.1. Analýza polohy výšky spřáhla 92
8.2. Výpočet minimální tuhosti svislého vypružení vozidla 93
8.3. Primární vypružení 94
8.3.1. Návrh pružiny primárního vypružení 94
8.3.2. Prostor v podvozku pro vypružení 96
8.3.3. Výběr pružiny 97
8.4. Sekundární vypružení 99
8.4.1. Nouzový blok 99
8.4.2. Membránová pružina sekundárního vypružení 101
8.4.3. Celkové tuhosti sekundárního stupně vypružení 102
8.5. Zhodnocení navržených parametrů vypružení 103
8.5.1. Vlastní frekvence netlumené soustavy 104
8.6. Návrh tlumiče sekundárního vypružení 106

9. Výpočet změn kolových sil a bezpečnosti proti vykolejení 107
9.1. Vstupní hodnoty výpočtu bezpečnosti proti vykolejení 107
9.2. Změny kolových sil na zborcené koleji vyvolané podvozkem 108
9.3. Změny kolových sil na zborcené koleji vyvolané skříní 108
9.3.1. Vozidlo na nouzovém vypružení ve stavu PV 109

9.3.2. Vozidlo na vzduchovém vypružení ve stavu PV 110
9.3.3. Vozidlo na vzduchovém vypružení ve stavu PL 111
9.4. Souhrn dat změn kolové síly 113
9.5. Výpočet bezpečnosti proti vykolejení 113
9.5.1. Výpočet BPV pro vozidlo jedoucí na nouzovém vypružení ve stavu PV 116
9.5.2. Výpočet BPV pro vozidlo jedoucí na vzduchovém vypružení ve stavu PV 118
9.5.3. Výpočet BPV pro vozidlo jedoucí na vzduchovém vypružení ve stavu PL 119
9.6. Souhrn dat výpočtu bezpečnosti proti vykolejení 121
10. Trakční podvozek 122
11. Závěr 124
12. Seznam obrázků 125
13. Seznam tabulek 127
14. Seznam grafů 128
15. Seznam použitých veličin 129
16. Seznam použité literatury 132
17. Seznam příloh 134

1. Úvod

Úvodem této práce provedu rešerši poznatků z oboru automatizace provozů metra a podzemní dopravy, dále představím vybrané zástupce elektrických jednotek, které jsou provozovány v automatickém režimu bez strojvedoucího. Následně se zaměřím na vlastní koncepční návrh podoby jednotky a jejích základních rozměrů ve dvou variantách – pro použití Jakobsových podvozků a pro použití podvozků konvenčních. Pro obě varianty souprav vypočítám kinematický obrys soupravy a provedu porovnání obou variant a výběr finální verze, na které budu dále pracovat.

Pro vybranou verzi vypočítám její trakční charakteristiky vlastnosti podle jejich parametrů. Dalším krokem bude vyšetření průjezdu směrovým obloukem, tzn. kružnicovým a S-obloukem, které provedu pro samostatný vůz i pro dva vozy soupravy.

V dalším kroku této diplomové práce navrhnu modulární stavbu skříně vozů celé jednotky. Po návrhu podoby skříně zpracuji hmotnostní rozbor pro čelní a vložený vůz a trakční podvozek jednotky. Současně navrhnu uspořádání interiéru a provedu výpočty zatížení pro čelní vůz jednotky.

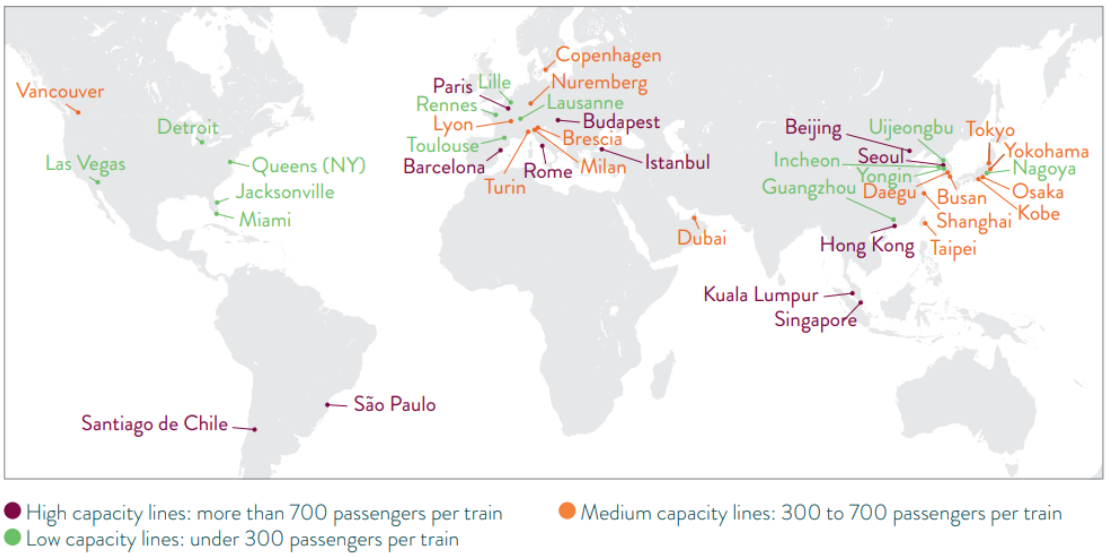
Poté přistoupím k návrhu vypružení pro čelní vůz jednotky autonomního metra. Provedu výpočty pro navržení minimální tuhosti vypružení, volbu pružiny primárního vypružení, nouzového pružicího prvku sekundárního vypružení a zvolím membránovou vzduchovou pružinu sekundárního vypružení.

Dále se věnuji výpočtu a hodnocení bezpečnosti proti vykolejení, kterou řeším pro tři různé provozní stavy čelního vozu. Pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení určím rovněž změny kolových sil na zborcené koleji.

Během tvorby této diplomové práce jsem souběžně pracoval vyhotovení modelu trakčního podvozku, do kterého jsem umístil vypočítané komponenty, popis tohoto podvozku s vyobrazením konstrukčních uzlů uvádím v poslední kapitole.

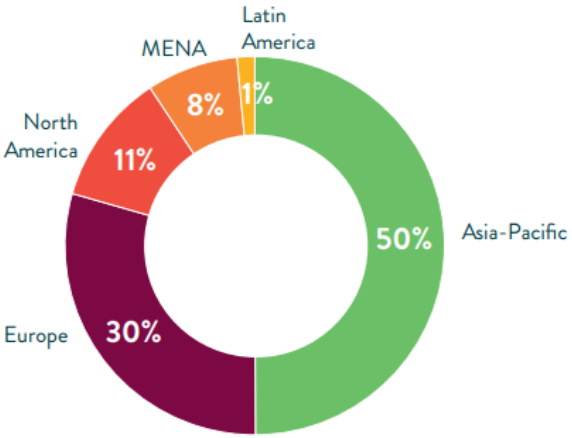
2. AUTOMATIZACE PROVOZŮ METRA

Autonomní řízení metra je rozšířeno v mnoha dopravních podnicích po celém světě. Stručný výčet lokalit, kde se lze s autonomním provozem metra setkat, zachycuje následující obrázek Obr. 1, na kterém je stav ke konci roku 2018. [1]



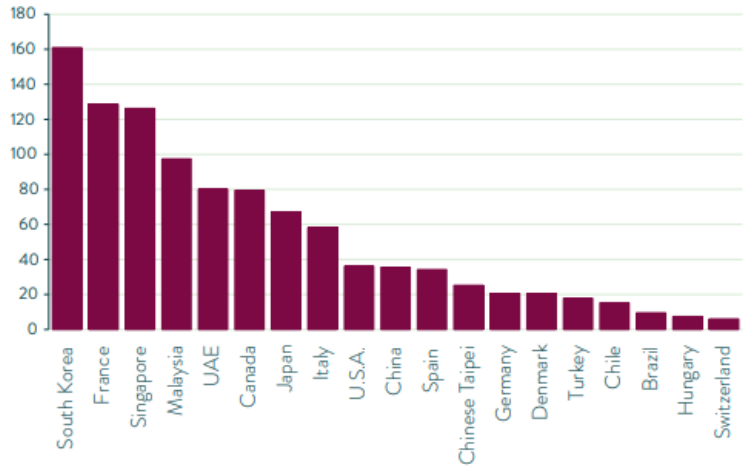
Obr. 1 Přehled provozů autonomního metra, stav k roku 2018,[1]

Celkem 64 plně autonomních linek metra, které byly v provozu k roku 2018, zajišťuje přepravu cestujících na přibližně 1 026 km tratí a 1 026 stanicích ve 42 zemích na světě. Souhrn dat zachycuje obrázek Obr. 2, kde je uvedeno procentní zastoupení délky sítě autonomního provozu podle kontinentu. Největší podíl zaujímá Asie, s 50 %, následuje Evropa s 30 % a Severní Amerika s 11 %. [1]



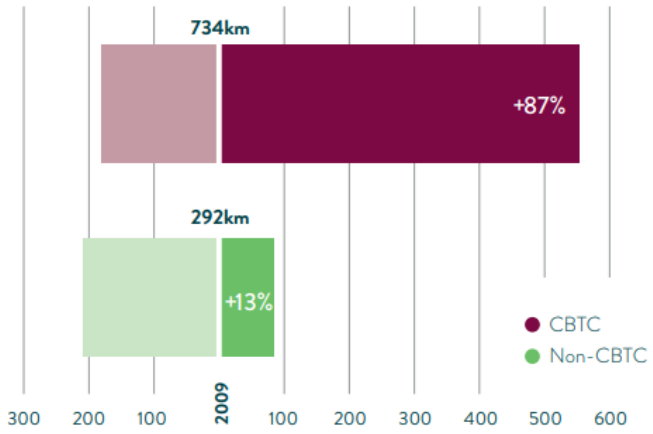
Obr. 2 Procentní zastoupení délky sítě autonomního provozu podle kontinentu, [1]

Při srovnání podle počtu kilometrů tratí vybavených autonomním provozem vztaženým na zemi vede Jižní Korea s přibližně 160 km tratí. Další země jsou uvedeny na následujícím obrázku Obr. 3. [1]



Obr. 3 Srovnání délky sítě autonomního metra podle zemí, [1]

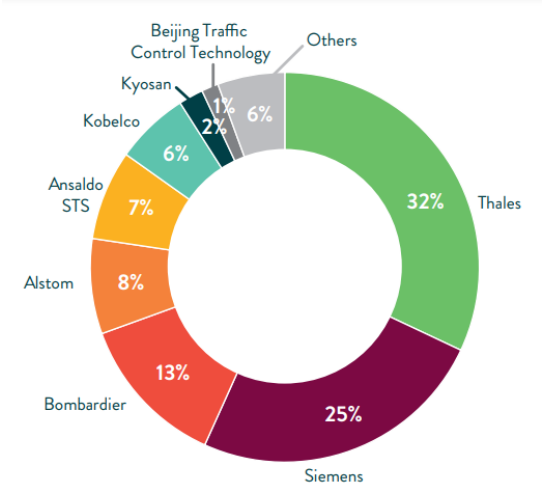
Pro autonomní provoz je charakteristické i používání zabezpečovacího zařízení, které musí splňovat náročné požadavky na svoji funkci. Využívá se řešení CBTC[1], které je nejvíce používaným řešením. V provozu jsou rovněž i zabezpečovače, které nelze klasifikovat jako CBTC, jak ukazuje následující obrázek Obr. 4.[1]



Obr. 4 Použití zabezpečovačů a jejich přírůstek za poslední dekádu, [1]

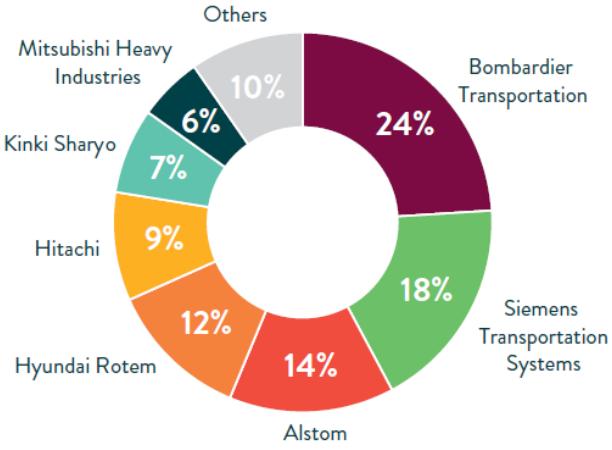
Firmou, která nejčastěji dodává systémy autonomního řízení pro metro je firma Thales, s přibližně 330 km tratí, následuje firma Siemens, s přibližně 250 km tratí. Tyto dva údaje odpovídají přibližně polovině všech dodavatelů, jak ilustruje obrázek Obr. 5.[1]

[1] CBTC - Communication Based Train Control



Obr. 5 Dodavatelé zabezpečovací techniky, [1]

Se zabezpečovacím systémem se pojí i dodavatelé souprav, které se zabezpečovacím zařízením komunikují. K roku 2018 vyrábělo jednotky metra umožňující autonomní provoz celkem 13 výrobců, firmy Bombardier, Siemens a Alstom zajišťovaly přes polovinu souprav podle dat vztažených na kilometr, jak je patrné na obrázku Obr. 6.[1]



Obr. 6 Procentní podíl výrobců souprav, [1]

Způsob řízení a jízdy soupravy autonomního metra lze hodnotit pomocí stupně automatizace (***G**rade **o**f **A**utomation*) – GoA. Podle UITP se stupně automatizace provozu mohou třídit podle následující klasifikace:

- **GoA0** – řídí řidič / strojvedoucí, souprava nemá zabezpečovač (jízda podle rozhledu)
- **GoA 1** – řídí řidič / strojvedoucí, souprava má základní zabezpečení pomocí ATP
- **GoA 2** - řídí stroj / počítač, řidič dozoruje provoz (otevření a zavření dveří a nouzové ovládání), zařízení ATP a ATO
- **GoA 3** – řídí stroj / počítač, dozor provozu vykonává *pracovník přepravy* („*palubní steward*“) včetně nouzového ovládání soupravy
- GoA 4 – řídí stroj / počítač, ve vozidle není přítomný pracovník přepravy ani pro nouzové ovládání.

Stupeň automatizace	Druh řízení	Rozjezd	Zastavení	Obsluha dveří	Ovládání v případě závady
GoA 0	strojvedoucí	strojvedoucí	strojvedoucí	strojvedoucí	strojvedoucí
GoA 1	ATP se strojvedoucím	strojvedoucí	strojvedoucí	strojvedoucí	strojvedoucí
GoA 2	ATP a ATO se strojvedoucím	automaticky	automaticky	strojvedoucí	strojvedoucí
GoA 3	bezobslužné	automatický	automatický	vlakový doprovod	vlakový doprovod
GoA 4	UTO	automatický	automatický	automatický	automatický

Tab. 1 Přehled a klasifikace automatizace metra, přeloženo z [1]

2.1. Stupeň GoA 0

Stupněm **GoA0** je charakterizován provozní systém, který není zabezpečen žádnou vyšší úrovní zabezpečovače, případně automatizace jízdy a vedení vlaku. Jedná se tedy o provoz, kde veškeré zabezpečení a manipulace s vozidlem jsou založeny pouze na pozornosti a kázni lidského činitele. Jízda vozidla probíhá podle rozhledu, řidič se stará i o otevření a zavření dveří a zodpovídá za bezpečný odjezd vozidla. Řidič rovněž řeší i zjištění a nahlášení provozních závad.

2.2. Stupeň GoA 1

Stupněm **GoA1** je určen provozní systém, který je již vybaven základním zabezpečovacím systémem s funkcí ATP. Systém ATP zajišťuje kontrolu nepřekročení maximální rychlosti, zabránění srážky vozidel a v případě projetí signálu zakazujícího jízdu automatické spuštění záchranné brzdy. Ostatní provozní úkony jsou v režii strojvedoucího – rozjezd a zastavení soupravy, obsluha dveří pro cestující, hlášení zastávek a základní diagnostika provozních závad.

Podmínky tohoto stupně automatizace splňuje zařízení ARS, které je popsáno v samostatné příloze této diplomové práce[2]. Zařízení ARS bylo zavedeno v pražském metru od počátků jeho provozu. [2]

[2] Příloha se nachází pouze na přiloženém CD v umístění: *„DP\4 Přílohy\Příloha 2 - Popis zabezpečovače ARS“*

2.3. Stupeň GoA 2

Stupeň **GoA2** charakterizuje systém, který je již částečně automatizován, tedy lidský činitel je zde podpořen pomocí elektroniky – systémem automatického vedení vlaku ATO. Systém ATO na sebe přejímá rozjezd a brzdění soupravy, včetně udržování provozní a nepřekročení maximální rychlosti jízdy. Lidský činitel zde kontroluje správný provoz systému ATO a ATP. Ve stanicích řidič/strojvedoucí otevírá a zavírá dveře pro nástup cestujících. Lidský činitel je rovněž zodpovědný za splnění podmínek k odjezdu a dodržení jízdního řádu. V případě splnění podmínek k odjezdu se souprava automaticky rozjíždí po udělení povelu k rozjezdu od strojvedoucího / řidiče. Povelem bývá obvykle stisknutí tlačítka, případně přestavení páky jízdního kontroleru řízení do odpovídající polohy. Řidič / strojvedoucí je schopen řešit manipulaci s vozidlem v případě zjištění závady. Pro zjištění závad lze využít vestavěnou diagnostiku vozidla.

Tento stupeň splňuje zařízení PA 135 fy Matra Transport, které je v provozu na lince C pražského metra. [3] Popis zabezpečovače PA 135 je uveden v příloze této diplomové práce[3].

2.4. Stupeň GoA 3

Stupeň **GoA3** je charakterizován jako automatický. Vozidlo je plně řízeno počítačem, který zajišťuje rozjezd a brzdění soupravy, včetně udržování provozní a nepřekročení maximální rychlosti jízdy, spojuje tedy funkce ATP a ATO. Souprava metra aktivně komunikuje s pracovištěm dispečera a předává diagnostická a provozní data v reálném čase. Lidský činitel je v soupravě metra stále přítomný ve formě palubního personálu – stewardů. Palubní personál může mít svoje vyhrazené místo ve vozidle, nebo se během jízdy procházet soupravou a případně odpovídat na dotazy cestujících, zajistit jim první pomoc a komunikaci s ovládacím dispečinkem.

Palubní personál dále zodpovídá za splnění podmínek k odjezdu, zajištění správného zavření dveří a může udělovat pokyn k rozjezdu soupravy metra, který se již děje automaticky. Palubní personál je oprávněn soupravu nouzově ovládat z řídicího pultu, který je při běžném provozu skrytý, rovněž je schopen organizovat evakuaci soupravy v případě mimořádné události, při spojení s dispečerským pracovištěm (ATS – automatic train supervisit) dle jeho pokynů.

2.5. Stupeň GoA 4

Stupeň **GoA4** je rovněž plně automatický režim provozu. Dochází zde ke spolupráci systémů ATP, ATO a ATS v jednom celku nazývaném také UTO (unattended train operation – nezávislý vlakový provoz). Vozový počítač aktivně komunikuje s řídicím pracovištěm, které má přehled o aktuálním provozním stavu celého přepravního systému metra. Systém metra je tak nezávislý na lidském činiteli. Veškerý provoz vlaků metra, obsluha dveří i řešení mimořádností probíhá zcela automaticky, pouze pomocí dálkového dohledu z dispečerského pracoviště.

Více o fungování výše uvedených systémů ATP, ATO, ATS popisuji v **Příloze 1** této diplomové práce, která se nachází od str. 135 dále. Tato příloha byla zpracována s použitím zdrojů [4], [5], [6], [7], které jsem přeložil a doplnil obrázky.

[3] Příloha se nachází pouze na přiloženém CD v umístění: *„DP\4 Přílohy\Příloha 3 - Popis zabezpečovače MATRA PA 135“*

3. JEDNOTKY AUTONOMNÍHO METRA

3.1. ALSTOM METROPOLIS

3.1.1. OBECNÁ CHARAKTERISTIKA JEDNOTEK

Provedení jednotek metra Metropolis od firmy Alstom vychází z použití modulární koncepce. Soupravami z rodiny Metropolis se lze svést v metropolích po celém světě, ve městech např. Amsterodam, Londýn, Montreal, Santiago, Sao Paulo, Buenos Aires, Budapest, Istanbul to jsou soupravy, které jsou řízeny strojvedoucím; ve městech Lille, Paříž Lausanne, Shanghai, Singapore, Barcelona se pak jedná o soupravy autonomní různého stupně automatizace. Podle [8].

Firma Alstom je dodavatelem kompletních řešení, vč. zabezpečovacích systémů pro provozy autonomních meter (např. města Singapore, Lausanne, Shanghai), případně pouze dodavatel souprav spolupracujících se zabezpečovacími systémy třetích stran (např. města Paříž – linka 14 a linka 1; Barcelona – linka 9).[8]

Soupravy Metropolis jsou navrhovány vlastními designéry firmy Alstom. Důraz při návrhu podoby soupravy je kladen především na osvětlení prostoru cestujících, tepelnou pohodu cestujících a dostatek čerstvého vzduchu, minimalizaci nežádoucích vibrací a hluku, informační systémy uvnitř soupravy a kompletní barevné řešení celé soupravy. Soupravy jsou také optimalizovány s důrazem na pohodlí cestujících, např. použitím širokých dveří a velkými nástupními prostory, uspořádáním sedaček a vyhrazením prostoru pro cestující s omezením mobility.[8]

Pro zlepšení bezpečnosti cestujících jsou soupravy vybaveny detektory ohně a kouře, prvky zabraňující šíření ohně, CCTV kamerami, interimem a přehledným informačním systémem.[8]

Pohodlí obsluhy vozidla je pak zajištěno ergonomickým návrhem stanoviště strojvedoucího, velkými okny kabiny, poskytující přehledný výhled, systém tepelné pohody – ventilace a klimatizace s vytápěním prostoru kabiny a okamžitou komunikaci s centrálním dispečerským pracovištěm.[8]

3.1.2. MODULÁRNÍ SYSTÉM JEDNOTEK METROPOLIS

Výrobce nabízí hrubé stavby jednotek Metropolis ve dvojím provedení – z nerezové oceli nebo z hliníku. Pohon souprav je rovněž řešen modulárně – konvenčními podvozky s železničními dvojkolími, a to buď poháněné nebo běžné bez pohonu, nebo nekonvenčním řešením v podobě podvozku vybaveného pneumatikami pro jízdu po betonové jízdní dráze (např. Paříž, linka 14).[8]

Čela a kabiny čelních vozů jednotek lze rovněž modulárně konfigurovat, např. použitím kabiny s nebo bez možnosti čelní evakuace cestujících, případně použitím modulu kabiny pro strojvedoucího, který lze snadno přestavět pro bezobslužný provoz.[8]

V rámci jednotky Metropolis se může prostor pro cestující libovolně konfigurovat s ohledem na kapacitu jednotky, případně lze měnit poměr mezi stojícími a sedícími cestujícími v závislosti na požadovaném řešení. Stropní klimatizační jednotky mohou být rovněž rozděleny rovnoměrně po délce vozidla.[8]

Soupravy Metropolis mohou být provozovány s napájením ze třetí kolejnice nebo s odběrem trakční energie z nadzemního trolejového vedení pomocí pantografu.[8]

Zařízení v prostoru pod hlavním rámem vozidla jsou rovněž modulární a nemusí být umístěna všechna v každém voze jednotky – kontejnery trakčního měniče, pomocného měniče, bateriová skříň, brzdový odporník, kompresor a brzdový blok.[8]

Návrh uspořádání souprav Metropolis vychází ze tří základních typů podle šířky hrubé stavby vozové skříně a délky jednoho vozu:[8]

- **úzký (*malý - small*)**: délka vozů 13 – 17 m, šířka vozu 2,3 – 2,6 m;[8]
- **střední (*medium*):** délka vozů 17 – 21 m, šířka vozu 2,6 – 2,9 m;[8]
- **široký (*wide*):** délka vozů 21 – 25 m, šířka vozu 2,9 – 3,2 m[8]

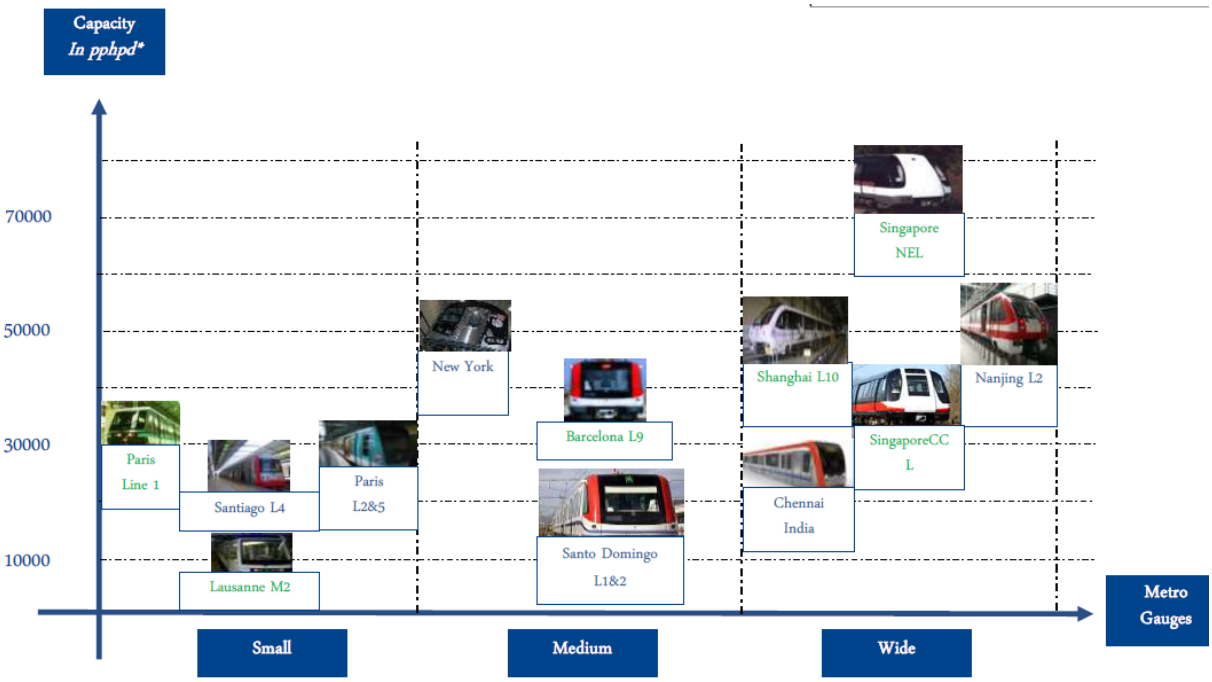
Další souhrn technických údajů poskytne následující tabulka, údaje jsou společné pro všechny výše uvedené typy souprav:[8]

kola	pneumatiky nebo ocelová železniční
napájení	750 nebo 1 500 V DC 3 000 V nebo 25 kV
výška nástupiště	kolem 1 000 mm
druh řízení	manuální s ATP/ATC, nebo bezobslužný s ATC
kapacita (při 4 os/m^2)	150 – 200 cest./vůz
max. nápravové zatížení	do 17 t/nápr.
max. rychlost	80 km/h (do 120 km/h)
mechanická brzda	na jízdní ploše kola nebo kotoučová na nápravě/v kole
materiál hrubé stavby	hliník nebo nerezová ocel
zatížení (compression load)	80 a 120 t

Tab. 2 Souhrn základních technických údajů pro soupravy Metropolis;[8]

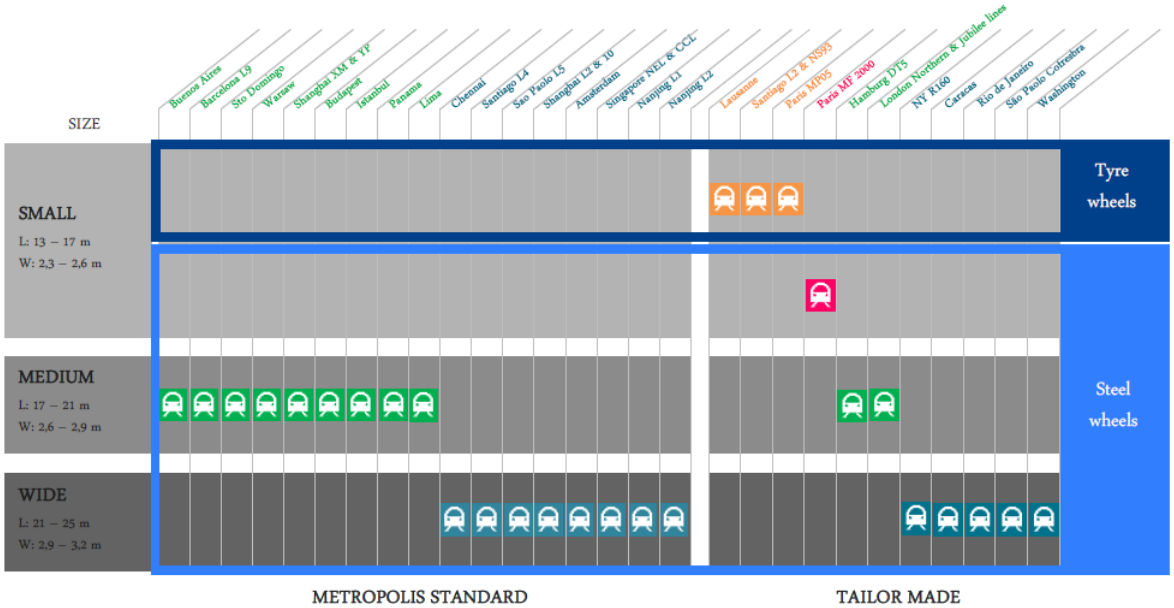
3.1.3. PŘEPRAVNÍ KAPACITA JEDNOTEK METROPOLIS

Přepravní kapacitu jednotek Metropolis ilustruje následující obrázek, Obr. 7, jehož svislá osa zachycuje přepravní kapacitu v „pphpd[4]“. Vodorovná osa je rozdělena na tři intervaly, které odpovídají typovému rozdělení souprav v kapitole 3.1.2 výše. Zeleně jsou zvýrazněny soupravy, které jsou v bezobslužném provozu.[8]



Obr. 7 Přepravní kapacita jednotek Alstom Metropolis[8]

Následující obrázek Obr. 8, ilustruje zastoupení dodávek souprav do přepravních podniků s ohledem podle provedení projezdu – klasická železniční dvojkolí nebo gumové pneumatiky. Soupravy jsou opět roztříděny do skupin podle svojí šířky, jak je uvedeno v kapitole 3.1.2.[8]



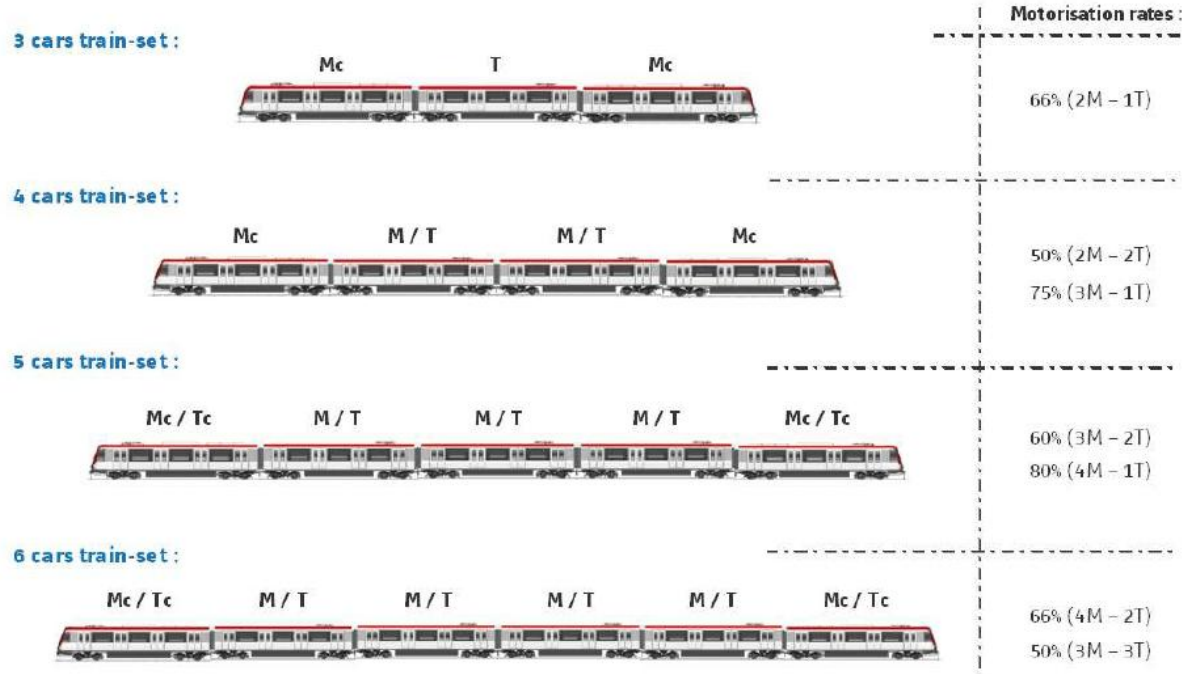
[4] **pphpd = Passanger Per Hour Per Direction**, což lze přeložit jako **osob za hodinu a směr**, jednotka je v materiálu [8] uváděna pro počet 6 os/m^2 a 90s interval provozu.

Obr. 8 Zastoupení souprav Metropolis podle provedení pojezdu[8]

3.1.4. Možnosti řazení souprav Metropolis

Soupravy Metropolis lze libovolně konfigurovat, co do počtu vozů a jejich kapacity, rovněž i s ohledem na sklonové poměry na trati provozovatele. Minimální konfigurace je třívozová jednotka, maximální počet není teoreticky ničím omezen, prakticky je však největší délka soupravy omezena maximální délkou nástupiště v síti provozovatele.[8]

Na obrázku níže je zachyceno možné řazení pro 3 až 6vozovou soupravu. Ve sloupci vpravo je uvedena procentní motorizace, resp. poměr mezi hnacími a běžnými vozy[5].[8]



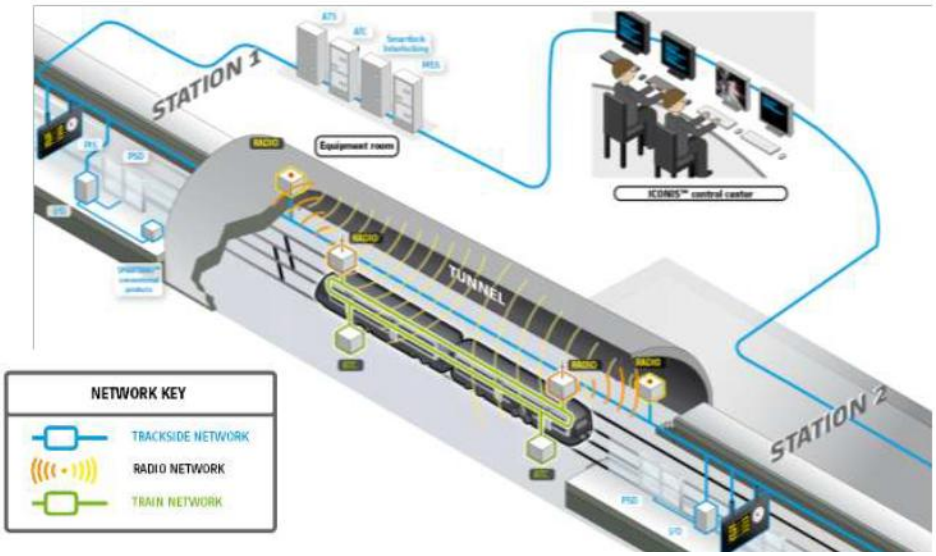
Obr. 9 Některé varianty řazení souprav Metropolis[8]

3.1.5. Bezobslužný provoz – Urbalis

Soupravy Metropolis je možné vybavit systémem CBTC Urbalis rovněž od firmy Alstom. Použití autonomního systému v rozsahu UTO není omezeno na určité konstrukční provedení soupravy, automatizovány mohou být soupravy jak na klasických železničních dvojkolích, tak i na gumových pneumatikách.[8]

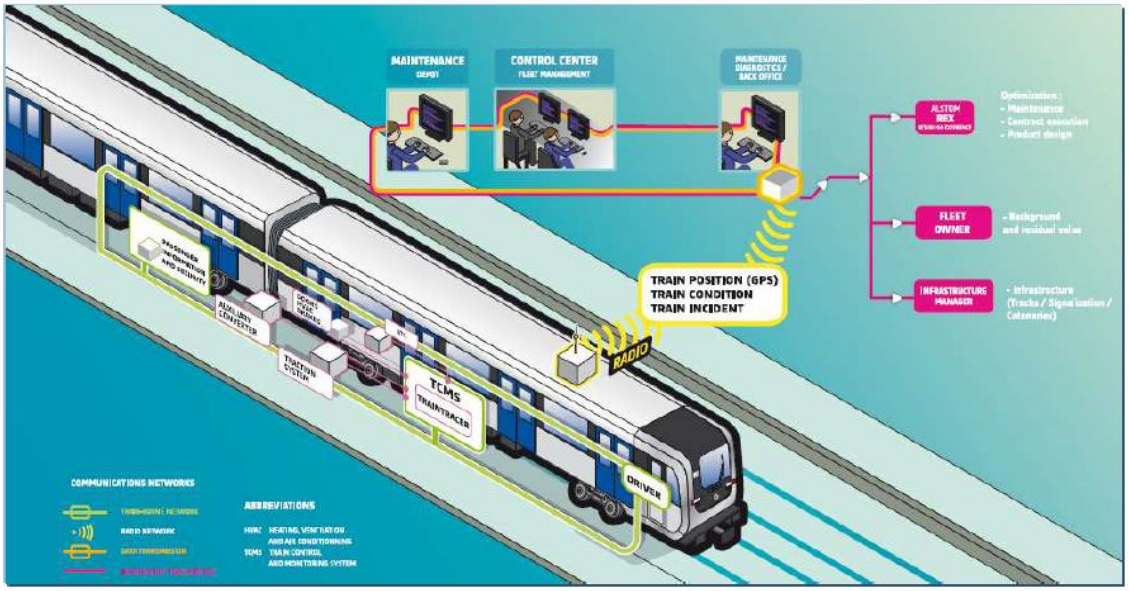
Zařízení Urbalis funguje na principu bezdrátové rádiové komunikace mezi mobilní palubní částí umístěnou v soupravě metra a stacionární částí umístěnou podél trati. Signál dále putuje do řídicího dispečerského pracoviště, kde jsou řešeny případné problémy při provozu.[8]

[5] **M** = motor car – hnací vůz, **T** = trailer car – běžný vůz, **c** = cabin - kabina



Obr. 10 Princip řešení CBTC Urbalis od firmy Alstom[8]

S výhodou lze systém CBTC využít i pro přenos a monitorování servisních dat a údajů z jednotky metra. Souprava je vybavena diagnostickým systémem TrainTracer, který v reálném čase předává informace o provozním stavu celé soupravy na dispečerské pracoviště, princip přenosu dat je uveden na Obr. 11.[8]



Obr. 11 Přenos servisních a diagnostických dat TrainTracer[8]

3.1.6. REALIZOVANÉ PROJEKTY

Firma Alstom realizovala několik dodávek souprav autonomních meter, z nichž několik patří svými parametry mezi rekordní:[8]

- **Singapore North East Line**, 1999 – první autonomní těžké metro s ocelovou hrubou stavbou[8]
- **Lausanne, linka M2**, 2008 – první autonomní metro v provozu na maximálním podélném stoupání trati 12 %[6] [8]
- **Singapore Circle Line**, 2000 – světově největší síť autonomního metra v režimu UTO[8]
- **Shanghai Line 10**, 2007 – první těžké autonomní metro v Číně[8]
- **Amsterdam linka M6**, 2010 – autonomní metro s nízkou spotřebou energie[8]

3.1.6.1. Jednotka Lausanne M2 (Švýcarsko)

Systém autonomního metra v Lausanne jezdí na trati o délce 6 km s celkem 14 stanicemi. Jedna souprava dvou vozů měří 30,68 m, vozidla jsou široká 2,45 m, s kapacitou 315 cestujících (při obsazení 6 os./m^2). Provozní elektrické napětí je 750 V stejnosměrných s odběrem ze třetí napájecí kolejnice. Maximální rychlost činí 60 km/h, na 12% stoupání pak 47 km/h. Pohon jednotky je střídavý asynchronní, výkon klimatizační jednotky 13 kW. Hrubá stavba jednotky je hliníková.[8]

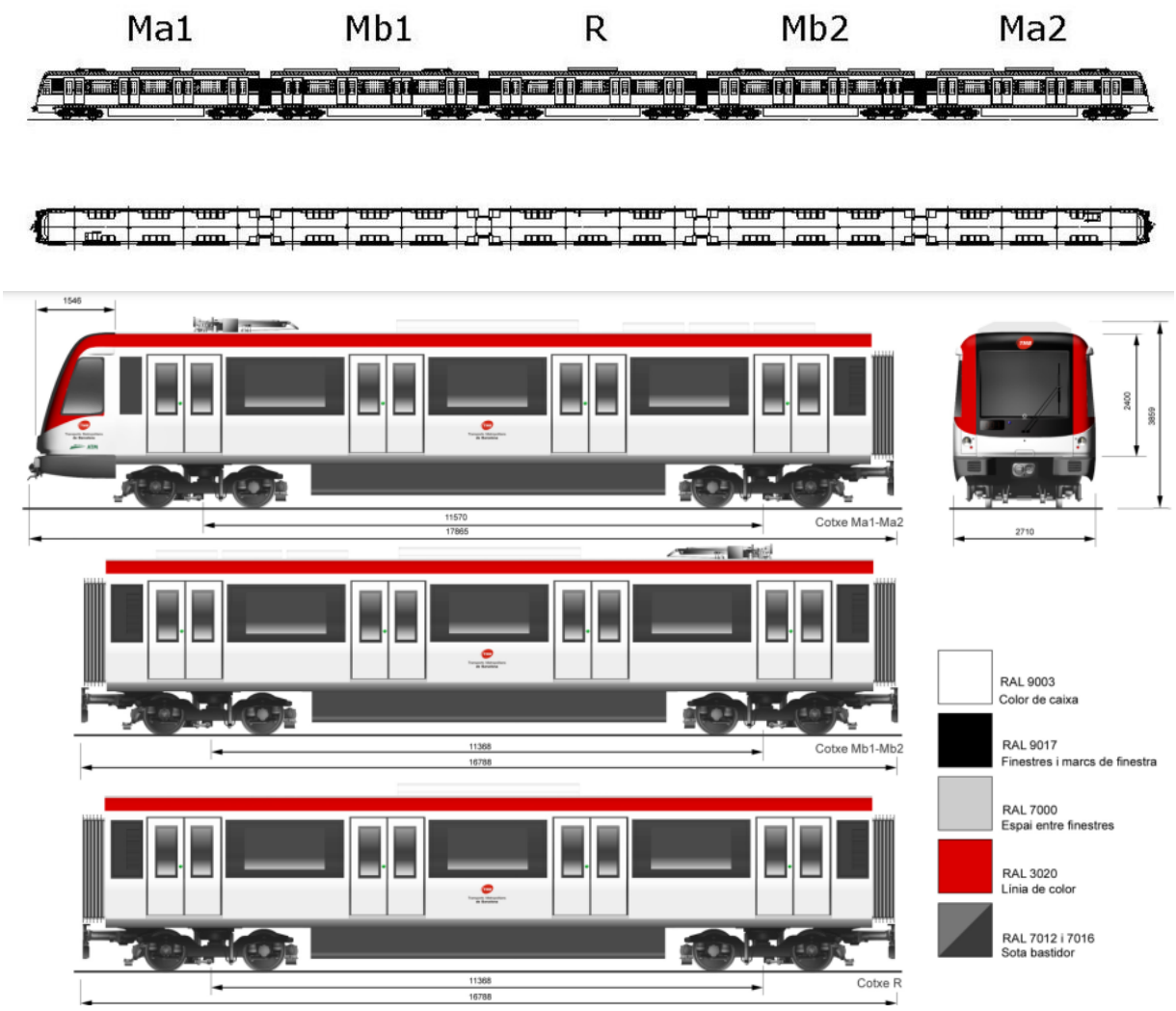
Výrobce Alstom zajistil pro metro v Lausanne kompletní vybavení celé linky. Dodal samotná provozovaná vozidla a zajišťuje jejich údržbu, systém řízení CBTC, informační a bezpečnostní systém pro cestující, dále zajišťuje údržbu trati a její napájení. Celkem bylo do Lausanne dodáno 15 dvouvozových souprav s podvozky s pneumatikami.[8]

Obr. 12 Souprava linky M2 v Lausanne, [9]

[6] pro pohon jsou použity podvozky s gumovými pneumatikami

3.1.6.2. Jednotka Barcelona S – 9000 pro linku L9

Jednotky Metropolis v provedení pro Barcelony byly dodány do dopravního podniku města Barcelony v roce 2008. Dodávka obsahovala celkem dvě provedení souprav – řízenou strojvedoucím a plně autonomní Jednotku metra tvoří pět vozů, které jsou za provozu průchozí spojovacím měchem, čtyři vozy soupravy jsou hnací a jeden vůz (prostřední) je běžný.[10]



Obr. 13 Typový výkres jednotky 9000 pro Barcelonu, včetně barevného schématu vozů s odstíny RAL[10]

Další technické údaje přibližuje tabulka

Řazení soupravy	**Ma1 - Mb1 – R - Mb2 - Ma2** (5 vozů)
Elektrické napětí	1 500 – 1 200 V DC
Rozchod koleje	1 435 mm
Šířka vozu	2 710 mm
Výška podlahy vozidla (nad TK)	1 150 mm
Výška uvnitř vozu	2 100 mm
Celková výška vozidla	3 859 mm
Délka vozu	11 750 mm (Ma), 11 368 (Mb a R)
Počet dveří	40 (5 × 8 na obou stranách)
Průchozí šířka dveří	1 300 mm
Výška dveří	1 900 mm

Průměr kol (nové / opotřebené)	840 mm / 740 mm
Počet sedadel	22 (Ma) – 24 (Mb) – 20 (R)
Hmotnost soupravy (prázdné)	157 tun
Vzdálenost otočných bodů vozů	11 570 mm (Ma) – 11 368 mm (Mb a R)
Výška spřáhla nad TK	čelní 850 mm mezivozové 730 mm
Rozvor podvozku	2 000 mm
Poloměr minimálního oblouku (v depu)	45 m
Šířka mezivozového průchodu	1 350 mm
Vzdálenost mezi dveřmi	4 197 mm

Tab. 3 Technické údaje jednotky S-9000[10]

	Ma	Mb	R	Souprava
Sedící cestující	22	24	20	112
vozíčkáři (PRM)	1	0	0	2
Stojící cestující (AW1)[7]	114	110	117	565
Celkem (AW1)[7]	136	135	137	679
Stojící cestující (AW2)[7]	171	164	176	846
Celkem (AW2)[7]	193	189	196	960
Stojící cestující (AW3)[7]	228	219	234	1 128
Celkem (AW3)[7]	250	244	254	1 242

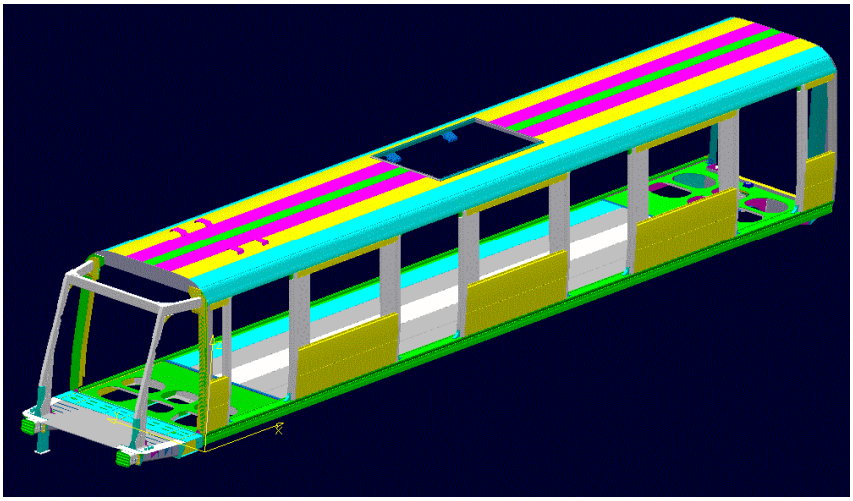
Tab. 4 Přepravní kapacita jednotlivých vozů a jednotky S-9000 pro různé stavy obsazení[10]

	Autonomní jednotka	Řízená strojvedoucím
Maximální rychlost	80 km/h	80 km/h
Cestovní rychlost	> 33 km/h	27,7 km/h
Maximální zrychlení	1,00 m/s^2	1,00 m/s^2
Brzdné zrychlení max.	1,17 m/s^2	1,30 m/s^2
Provozní zrychlení	1,08 m/s^2	1,20 m/s^2
Ryv (*jerk*)	< 0,8 m/s^3	< 0,8 m/s^3

Tab. 5 Provozní parametry jednotky S-9000[10]

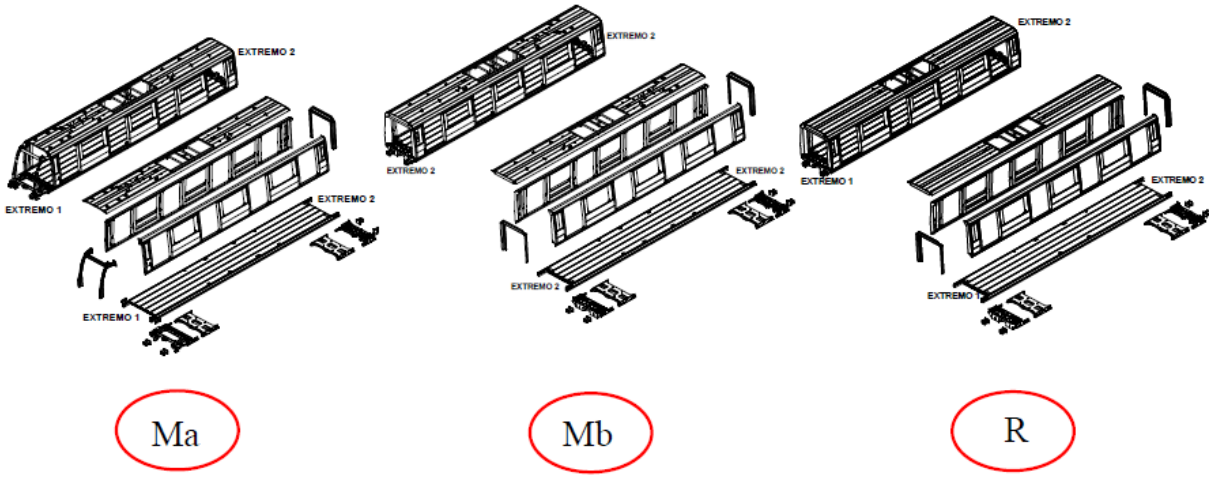
Hrubá stavba jednotky Metropolis S-9000 je kombinovaná z prvků diferenciální a integrální stavby, s díly z hliníku a oceli, viz Obr. 14. Trakční výzbroj jednotky S-9000 je z typové řady ONIX, typu ONIX 152 s provozním napětím 1 200 až 1 500 V. Soupravy jsou dvojího provedení – plně autonomní pro provoz bez obsluhy jsou vybaveny plnou verzí zařízení ATC (*GoA4*), viz Příloha 1. Jednotky řízené strojvedoucím jsou vybaveny pouze zařízením ATP a ATO (*GoA2*)[10]

[7] **AW1**: 4 osoby/m^2; **AW2**: 6 osob/m^2; **AW3**: 8 osob/m^2 [10]



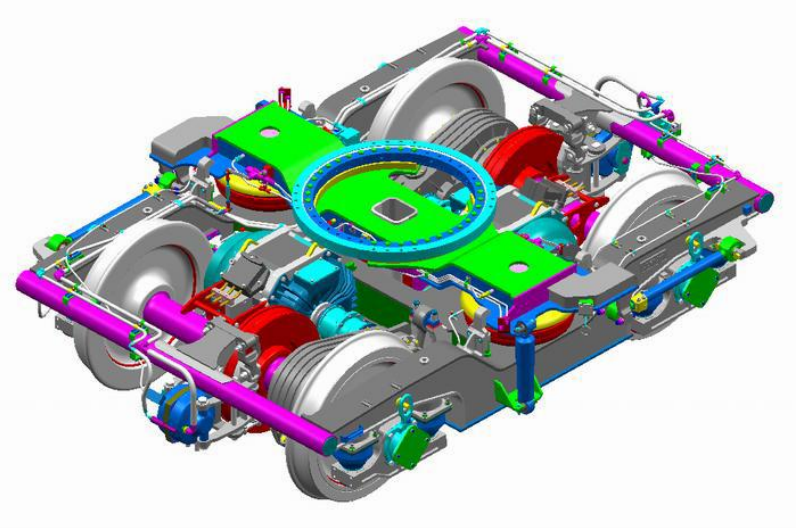
Obr. 14 Jednotka S-9000, 3D model hrubé stavby[10]

Použití kombinace hliníkových a ocelových částí hrubé stavby zajišťuje příznivé vlastnosti hrubé stavby z hlediska hmotnosti a únavy materiálu. Vozová skříň jednotky S-9000 je schopna odolat energii nárazu, která odpovídá rychlosti 18 km/h, bez trvalých deformací. Velikost energie nárazu je přibližně 1 MJ. [10]



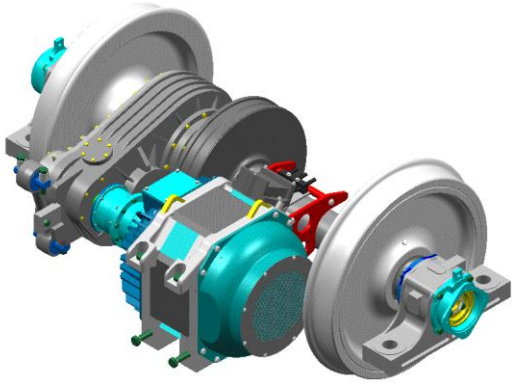
Obr. 15 Jednotka S 9000 - hrubá stavba, [10]

Podvozky jsou z typové řady Metropolis 14 Tn, ve dvojím provedení – hnací a běžné. Hnací podvozky, v počtu 8 ks, se nachází pod vozy ozn. *Ma* a *Mb* a běžné podvozky jsou umístěny pod vozy ozn. *R*. Souprava S-9000 má tedy 80% motorizaci.[10]



Obr. 16 Podvozek jednotek S-9000, 3D model, [10]

Všechny podvozky jsou provedeny s rámem ve tvaru písmene H, s příčnou konzolou pro uchycení brzdové jednotky mechanické brzdy, jak ukazuje Obr. 16. Elektromotory jsou v podvozku plně odpružené. Sekundární vypružení je provedeno pomocí vzduchových pružin s paralelně umístěným tlumičem. Na pružinách sekundárního vypružení je připevněna kolébka s otočovým ložiskem, která zajišťuje přenos podélných sil a slouží k připojení k vozové skříni. Na každé nápravě hnacích podvozků je nalisován jeden brzdový kotouč. Náprava s elektromotorem je vyobrazena na Obr. 17 [10]



Obr. 17 Detail pohonu - elektromotor s převodovkou a nápravou[10]

Přívod elektrické energie je realizován z nadzemního trolejového vedení pomocí pantografových sběračů, které jsou ovládány elektropneumaticky. Sběrače jsou umístěny po jednom na každém z motorových (hnacích) vozů jednotky – *Ma* a *Mb*, v celkovém počtu 4 ks.[10]

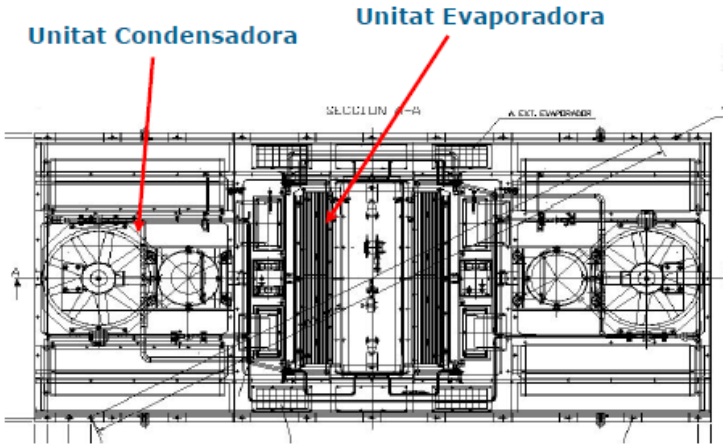
Trakční IGBT měniče ONIX jsou umístěny pod podlahou v každém hnacím vozu (*Ma, Mb*) a jeden měnič napájí celkem 4 elektromotory trakční energií, trakční měnič s elektromotorem jsou zobrazeny na Obr. 18. [10]

Obr. 18 Trakční měnič ONIX a stator trakčního motoru[10]

Na prostředním běžném vozu (*R*) jsou umístěny pomocné měniče palubního napětí a baterie. Klimatizační jednotky (*HVAC*) se nachází v každém vozu a jsou zastavěny v prostoru střechy. Jednotky HVAC jsou instalovány v klimatizačním modulu, který je umístěný v ose symetrie vozů. Výkon klimatizační jednotky je cca 35 kW. Tabulka Tab. 6 s počty a umístěním dalších komponent je umístěna níže.[10]

	Ma	Mb	R	Mb	Ma
Stanoviště strojvedoucího	1	-	-	-	1
Trakční motory	4	4	-	4	4
Trakční měnič ONIX	1	1	-	1	1
Pomocný měnič	-	-	2	-	-
Baterie	-	-	2	-	-
Pantograf	1	1	-	1	1
Vzduchový kompresor	1	-	-	-	1
Jednotka klimatizace	1	1	1	1	1
Pneumatická brzda	1	1	1	1	1
Zařízení ATC	-	-	1	-	-
Zařízení ATP + ATO	1	-	-	-	-

Tab. 6 Počty elektrických zařízení a jejich umístění, [10]



Obr. 19 HVAC jednotka - kondenzátor (*Unitat Condensatora* – vlevo), výparník (*Unitat Evaporadora* – vpravo),[10]

Dveře jednotky S-9000 jsou koncipovány jako dvoukřídlé, elektricky ovládané a jsou vybaveny možností synchronního ovládání spolu s posuvnými dveřmi na nástupišti. Světlá šířka dveří činí 1 300 mm. Na dveřích jsou umístěna vnější a vnitřní ovládací tlačítka pro poptávkové otevření dveří

cestujícími. Přední dveře čelního vozu (*Ma*) jsou uzpůsobeny pro nástup osob se sníženou schopností pohybu.[10]

Interiér jednotky je vybaven sedačkami pro cestující v podélném uspořádání s místem pro sezení čtyř cestujících vedle sebe. Nástupní prostory jsou vybaveny tyčemi pro stojící cestující. Čelní vozy (*Ma*) mají vyhrazeno místo pro osobu se sníženou schopností pohybu (PMR) a běžný vůz (*R*) je mezi 2. a 3. dveřmi na jedné polovině interiéru vybaven opěrkami. Vozy jsou vzájemně spojeny mezivozovými přechody o šířce 1 350 mm s hlukovou izolací proti nadměrnému pronikání hluku do interiéru. Všechny použité materiály splňují legislativní požadavky pro ohnivzdornost a nehořlavost. Jednotka je vybavena CCTV okruhem záznamových kamer s přenosem pomocí Wi-Fi v reálném čase.[10]

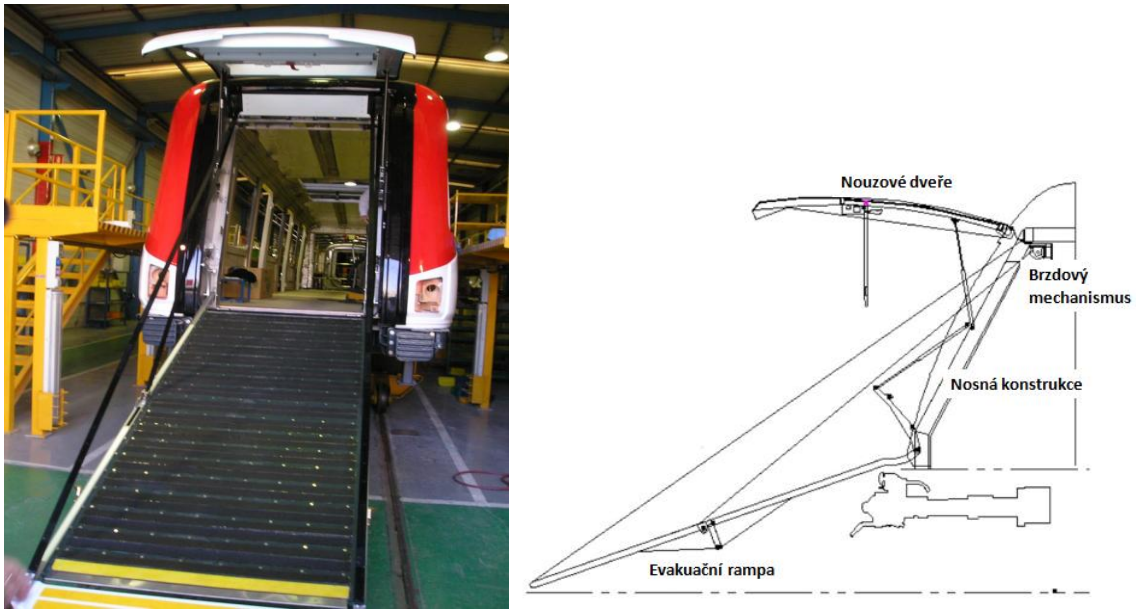
Obr. 20 Interiér jednotky S-9000 - opěrky pro cestující v běžném voze (R) - vlevo, prostor pro cestující s omezením pohybu v čelním voze (Ma) – vpravo; [10]

Čelní vozy v provedení pro linku L9 Barcelonského metra, které jsou provozovány v autonomním režimu, mají místo stanoviště strojvedoucího čelní evakuační rampu, která je složená v oblasti čela. Na Obr. 21 je znázorněno porovnání čel – vlevo je čelní vůz jednotky S-9000

se stanovištěm strojvedoucího (bez čelní evakuační rampy), vpravo je čelní vůz autonomní jednotky s čelní evakuační rampou. Nápadné jsou zde černé profily těsnění spáry evakuačních dveří. [10]

Obr. 21 Provedení čel jednotky S-9000; vlevo se stanovištěm strojvedoucího, vpravo autonomní jednotka, [10]

Doba vyklápění rampy je přibližně 30 sekund. Rampa má šířku 1246 mm, volná šířka průjezdu na rampu je 860 mm, délka rampy 3 500 mm a výškový rozdíl mezi rampou a zemí činí 150 mm. [10]



Obr. 22 Ukázka otevřeného čelního evakuačního východu s rampou, [10]

Jednotka Metropolis S-9000 je vybavena moderním zabezpečovacím systémem – zařízením ATC (Pro linku 9) a kombinací ATP + ATO pro linky L2 a L4. [10]

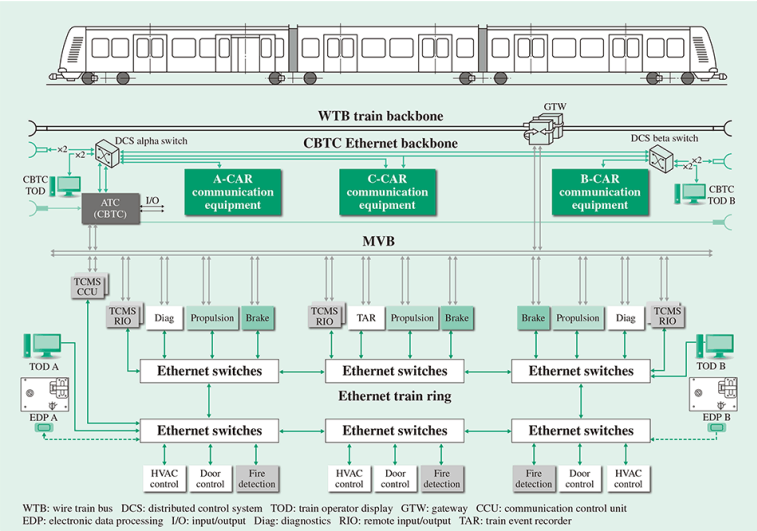
Jednotka S-9000 svojí koncepcí umožňuje zjednodušení při procesu údržby – např. přístup k zařízení bloku brzdy je z jedné strany, možnost výměny celých modulů a subsystémů vozidla, zaměnitelnost komponent (rámy podvozků, elektromotory, příslušenství,…) a přístup k ovládání brzdy a pantografu zevnitř vozů. Výměna jednotlivých komponent je řešena pomocí přístupu „Plug & play“ bez delší servisní časové prodlevy. [10]

3.2. ANSALDOBREDA[8] DRIVERLESS METRO

AnsaldoBreda Driverless Metro je řada plně autonomních elektrických jednotek lehkého metra, které byly vyvinuty pro automatický bezobslužný provoz metra v dánské Kodani od roku 2002 a 2019. Postupem času byly jednotky objednávány a nasazovány také v dalších provozech metra po celém světě, např.: v Itálii města Milano (2013), Řím (2014) a Brescia (2013); v Saudské Arábii v Riádu (2012); v havajském Honolulu (2018); v Řecku město Thessaloniki (pravděpodobně 2020); na Taiwanu v Tchai-peji (pravděpodobně 2023), v Peru v Limě a v dalších zemích a městech. [11], [12]

Obr. 23 AnsaldoBreda Driverless Train, provedení metro Kodaň - 1. série, [13]

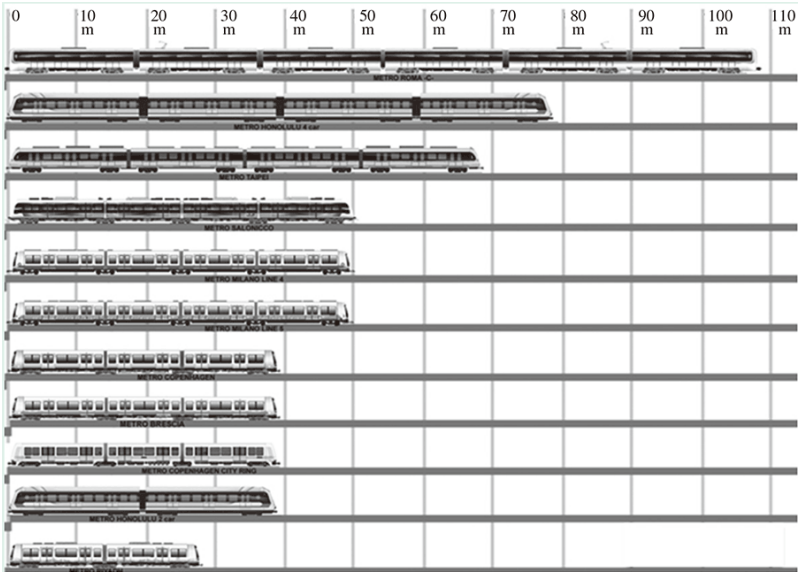
Elektrickou jednotku metra lze libovolně konfigurovat v počtu od 2 do 6 vozů, celková délka soupravy se pohybuje v rozmezí 28 m (2vozová), až 109 m (6vozová), šířka skříně v rozmezí od 2,6 do 3,0 m, výška jednotky se pohybuje v rozmezí 3,4 až 3,85 m (v závislosti na požadovaném průjezdném profilu zákazníka), rozchod kol je standardní 1435 mm. Elektrické jednotky jsou koncipovány jako plně průchozí mezivozovým přechodem, bez vnitřních dveří. Výška podlahy je 850 mm nad TK[9]. Materiál pro hrubou stavbu vozové skříně je použitá lehká hliníková slitina s lepenými laminátovými doplňky, např. čela vozů jednotky. Bližší představu o celé platformě vozidel poskytne Obr. 25. Příklad architektury zařízení pro řízení vozidla zachycuje Obr. 24 [14], [15]



Obr. 24 Příklad řešení architektury řídicího systému, [15]

[8] dnes se lze také setkat s názvem Hitachi Rail Italy Driverless Metro, protože spol. AnsaldoBreda byla koupena firmou Hitachi

[9] TK = temeno kolejnice



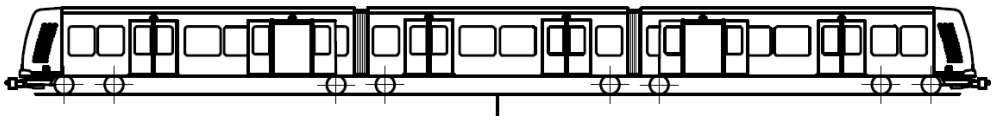
Obr. 25 Platforma AnsaldoBreda Driverless Metro, [15]

Pod podlahou a na střeše vozu je vyčleněno místo na provozní zařízení vozidla, např. jednotku klimatizace, elektrické trakční a statické měniče, brzdový odporník, vozový počítač s baterií a další zařízení, která jsou nutná pro provoz vozidla. Každá elektrická jednotka má volitelný počet hnacích podvozků s důrazem na celkovou přepravní kapacitu vozidla a současně i optimální jízdní a brzdné vlastnosti celé jednotky. Řídicí systém soupravy je plně autonomní, stupně GoA 4, zahrnuje úrovně ATP, ATO a ATS (automatic train Supervision). [11],[15]

Obr. 26 Čelo a řez vozem jednotky AnsaldoBreda Driverless Metro Train, provedení pro Kodaň, [13]

3.2.1. Provedení vozidla pro Kodaň

Jednotka se skládá ze tří spojených vozů a má zvoleno uspořádání pojezdu $B_0' + 2 + B_0' + B_0'$. Jedná se tedy o čtyřpodvozkové vozidlo, z čehož ¾ podvozků jsou hnací oběma nápravami a ¼ podvozků je běžného typu, který je vybaven pouze brzdovou výstrojí. Každý první a čtvrtý podvozek ve směru jízdy je konvenční konstrukce, druhý a třetí podvozek ve směru jízdy je Jakobsova typu, který slouží ke spojení sousedících vozových skříní a k nesení přechodového měchu mezi jednotlivými vozy. Maximální rychlost vozidla je 90 km / h, provozní rychlost 80 km / h. Jednotka měří přes spřáhla 39 000 mm, maximální šířka je 2 650 mm., [15], [12], [16].



Obr. 27 Typový náčrtek AnsaldoBreda Driverless metro, provedení Kodaň, [17]

Napájení jednotky je provedeno stejnosměrným elektrickým napětím 750 V pomocí třetí napájecí kolejnice, sběrače elektrického proudu jsou umístěny v místě roviny otočného čepu podvozku. Jednotka je vybavena 6 třífázovými asynchronními elektromotory, každý o výkonu 105 kW, celkový výkon jednotky je tedy 630 kW. Každý z motorů je napájen vlastním trakčním IGBT měničem. Průměrné hodnoty maximálního rozjezdového zrychlení a brzdného zrychlení jsou 1,3 m/s^2. [12]

Soupravy jsou přizpůsobeny provozu ve stanicích podzemní i povrchové dráhy, ve kterých se nachází bezpečnostní dveře oddělující prostor nástupiště od kolejiště. Po zastavení vozidla se dveře jednotky otevřou synchronně se staničními dveřmi a proběhne výstup a nástup cestujících. V každé bočnici jsou pro výstup a nástup cestujících šestery dvoukřídlé dveře, každé o šířce 1600 mm. Elektrická jednotka pro Kodaň je vybavena 48 místy k sezení, kapacita pro stání činí 232 lidí – celkem je tedy maximální obsaditelnost 280 osob. [12]

3.2.2. Provedení vozidla pro Honolulu

Provedení jednotek metra pro Honolulu je čtyřvozové, se všemi podvozky hnacími, uspořádání je $B_0'B_0' + B_0'B_0' + B_0'B_0' + B_0'B_0'$. Všechny podvozky jsou klasické konvenční konstrukce – každý vůz jednotky má tedy dva podvozky. Napájení jednotky je provedeno stejnosměrným elektrickým napětím 750 V pomocí třetí napájecí kolejnice.

Obr. 28 Designový návrh jednotky Ansaldobreda v provedení pro Honolulu, [12]

V každé bočnici je 12 dvoukřídlých dveří o šířce 1600 mm. Jednotka disponuje celkem 120 pevnými sedadly a 68 sklápěcími sedadly pro sedící cestující a 454 místy pro stojící cestující. Prostor pro cestující je plně klimatizován a s Wi-Fi připojením. O bezpečnost se stará uzavřený okruh CCTV, který se přenáší do řídicího střediska. Cestující jsou informování o poloze vlaku pomocí palubního informačního systému. V prostoru jednotky jsou zvlášť vyhrazená místa pro jízdní kola, surfovací prkna, vozíky pro imobilní pasažéry, dětské kočárky a police pro zavazadla. [18]

Obr. 29 Jednotka AnsaldoBreda, provedení pro Honolulu, na manipulačních podvozcích při zkouškách, [12]

Délka celé jednotky je 78,2 m přes spřáhla. Maximální šířka jednotky je 3,048 m Hmotnost prázdného vozu činí 33 000 kg, celá jednotka váží 132 000 kg. Maximální rychlost jednotky je 105 km/h. [12]

3.2.3. Provedení vozidla pro Řím

Jednotka pro linku metra C v Římě je šestivozová plně průchozí souprava, viz Obr. 31. Délka jednotky je 109 400 mm, šířka vozové skříně je 2 850 mm, výška skříně 3 640 mm. Úroveň podlahy nad TK 1 100 mm. Vzdálenost otočných čepů činí 11 100 mm, rozvor jednoho podvozku 2 200 mm, každý vůz jednotky je vybaven dvěma podvozky, nejsou zde tedy použity podvozky Jakobsova typu, jako u provedení pro metro Kodaň. [12], [15],

Obr. 30 Jednotka metra AnsaldoBreda pro Řím, stanice Pantano, 2016, [9]

Na rozdíl od jiných evropských provozovatelů metra má linka C v Římě vrchní napájecí trolejové vedení o napětí 1 500 V. Druhý a pátý vůz jednotky je vybaven na střeše umístěným sběračem trakčního proudu. Uspořádání pojezdu jednotky lze zapsat jako: $B_0'B_0'$ + 2'2'+$B_0'B_0'$ + $B_0'B_0'$ +2'2'+$B_0'B_0'$.[12], [15], [19]

Každý vůz jednotky má v jedné bočnici čtyři předsuvné dveře pro nástup cestujících, interiér je vybaven podélně uspořádanými sedadly a vhodně tvarovanými nerezovými madly. Interiér vozu je

osvětlen dvěma podélnými světelnými kanály, které zároveň slouží pro ventilaci vzduchu. Počet sedících cestujících je 204, počet stojících 1 280 (při 8 os/m2). [12], [15]

Obr. 31 AnsaldoBreda Driverless Metro Train - jednotka pro metro Řím, [12]

3.3. SIEMENS DT3

3.3.1. ZÁKLADNÍ INFORMACE

V listopadu roku 2011 Dopravní podnik města Norimberku, VAG, pověřil firmu Siemens AG zakázkou na projekt vozidel metra pro linky U2 a U3 se záměrem provozu vozidel bez obsluhy strojvedoucím, objednáno bylo 30 plně automatizovaných dvouvozových jednotek typu DT3. [20]

Obr. 32 Jednotka DT3, Roll-Out Siemens SGP, Vídeň (2004),[21]

Dopravní podnik Norimberk se rozhodl pro další verze jednotek DT3, které jsou již v provozu na lince U3. První provoz metra bez strojvedoucího v Německu byl uveden do provozu dne 14. června roku 2008. Pro prodloužení linky U3 a náhradu starých jednotek metra typového označení DT1, VAG Norimberk objednal dalších 14 kusů souprav typu DT3-F. Soupravy DT3-F jsou do značné míry shodného designového řešení, jako soupravy DT3, ale jsou navíc vybaveny ergonomicky navrženou a klimatizovanou kabinou strojvedoucího. Zadní přepážka kabiny, sedadlo strojvedoucího a pult s ovládacími prvky mohou být odmontovány, aby byl umožněn plně automatický provoz jednotky a prostor bývalého řídicího stanoviště mohl být využíván cestujícími. [20]

Během úvodní fáze tohoto projektu, který se jmenoval „RUBIN“ (zkratka pro „Realizaci plnoautomatického metra v Norimberku“[10]), byly plně automatizované jednotky společně v provozu poprvé na světě na stejné lince se soupravami řízenými konvenčně strojvedoucím. Zavádění programu plné automatizace metra bylo rozděleno do více fází. Fáze 0 automatizačního programu začala vybavením testovací trati v depu, zahrnující testovací provoz na kolejové síti VAG. Ve fázi 1 automatizačního programu byl zaveden smíšený, automatický a ruční, provoz na tratích U2 a U3 v oblasti norimberského vnitřního města mezi stanicemi Rothenburger Strasse a Rathenauplatz. Poprvé na světě probíhal plně automatický provoz vlaků v souběhu s provozem konvenčních souprav DT1 a DT2 na tratích U2 a U3 systému metra v Norimberku. Fáze 2 pokračovala do podzimu roku 2009, spočívala v přeměně linky U2 na plně automatický provoz bez strojvedoucích. Po automatizaci linky U2 ve 2. fázi byl provozní souběh neautomatizovaných a automatických vlaků zrušen. Ve fázi 3 se obě větve linky U3 rozšiřují až ke vnějším koncovým stanicím Nordwestring na severu a Gebersdorf na jihozápadě. [20]

[10] **R**ealisierung einer automatisierten **U**-**B**ahn **i**n **N**ürnberg

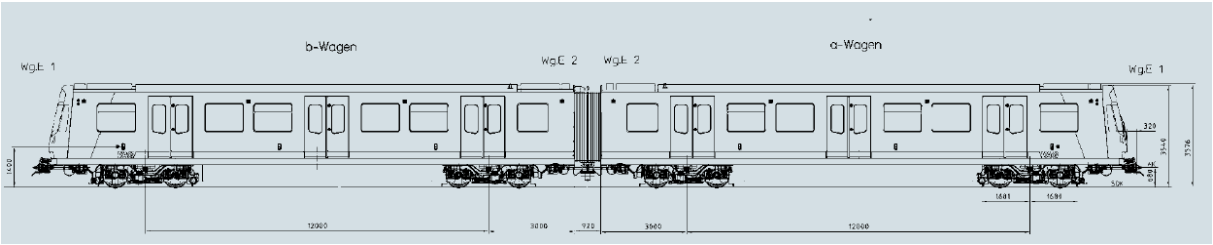
3.3.2. TECHNICKÝ POPIS JEDNOTEK DT3 A DT3-T, [20]

3.3.2.1. Základní informace

Nejmenší ucelená jednotka vozidel se skládá ze dvou (polo)trvale spojených vozů, které tvoří ucelenou jednotku. Vozy jsou spojeny širokým mezivozovým přechodem, který umožňuje cestujícím průchod mezi vozy. V případě potřeby lze spojit dohromady dvě ucelené jednotky do jedné soupravy. Vzniklé soupravy jsou plně automatizované bez strojvedoucích nebo průvodčích, splňují tedy úroveň 4 (GoA4).[20]

Obr. 33 Vnitřní uspořádání jednotky DT3, vlevo střední část jednotky, vpravo prostor čela, [20]

Vozidla řady DT3 jsou vybavena nouzovým řídicím stanovištěm, které je umístěno na čele vozidla a během provozu je uzamčeno pod odklopným krytem. Jeden vůz řady DT3 může pojmout dohromady 238 cestujících (při 4 os/m2) a nabízí 41 sedadel (včetně 6 sklápěcích). [20]



Obr. 34 Typový výkres jednotky DT-3, [20]

3.3.2.2. Vozová skříň

Jednotky jsou lehké konstrukce a používají modulární konstrukční prvky. Všechny použité materiály byly vybírány s ohledem na životní prostředí a zlepšenou recyklovatelnost celého vozidla. Vozová skříň je lehká konstrukce ze svařovaných hliníkových profilů s integrovanými C-drážkami. Konstrukce odolná proti kolizi zajišťuje, že veškerá energie uvolněná při srážce v 15km/h rychlosti je absorbována prostřednictvím spřáhel bez způsobení poškození vozové skříně. Vnější povrch vozové skříně je chráněn proti přírodním vlivům barvou a lakem.[20]

3.3.2.3. Dveře

Všechny jednotky jsou vybaveny na každé straně třemi elektricky ovládanými posuvnými dveřmi. Světlá šířka dveří je 1300 mm. Všechny dveře jsou vybaveny posuvným schodem, který zcela přemostí mezeru mezi vozem a hranou nástupiště, viz Obr. 35.[20]

Obr. 35 Dveřní prostor jednotky DT3, [20]

3.3.2.4. Informační a komunikační systém pro cestující

Informační systém pro cestující poskytuje vizuální i akustické informace uvnitř a vně elektrické jednotky. Informační systém zahrnuje displeje cílové stanice na obou čelech, jakož i displeje a reproduktory uvnitř elektrické jednotky metra.[20]

Vnitřní displeje zobrazují příští stanici a i stranu otevření dveří v zastávce. V případě nouze mohou cestující komunikovat s řídicím střediskem provozu prostřednictvím nouzových komunikačních zařízení, která jsou instalována v nástupním prostoru.[20]

Obr. 36 Siemens DT3, mezivozový přechod, [22]

3.3.2.5. Vytápění, ventilace a klimatizace

Všechna vozidla jsou vybavena systémem vytápění a větrání prostoru pro cestující. Vytápění je zajištěno pomocí odpadního tepla, které vzniká při brzdění elektrodynamickou brzdou a tímto dochází k jeho dalšímu využití.[20]

3.3.2.6. Pohonný systém

Soupravy jsou poháněny stejnosměrným elektrickým proudem o napětí 750 V prostřednictvím třetí napájecí kolejnice. Každý vůz jednotky je hnací a všechny podvozky jsou vybaveny dvěma trakčními motory s vlastní ventilací z řady 1TB20 o jmenovitém výkonu 140 kW. Všechny čtyři trakční motory jsou řízeny trakčním měničem. Systém řízení regulace pohonu umožňuje elektrodynamické brzdění (téměř) do nulové rychlosti. Tato vlastnost nabízí výhodu provozního brzdění bez opotřebení za normálních podmínek a zvyšuje přesnost zastavení ve stanicích.[20]

3.3.2.7. Podvozky

Podvozek SF 1000 byl vyvinut pro moderní vozy metra, s maximální rychlostí do 90 km/h a nápravového zatížení do 13,5 t. Rámy podvozku jsou vyrobeny z nízkolegované, vysoce pevné oceli. Trakční motory jsou umístěny příčně a jsou odpruženě zavěšeny na rámu podvozku. Každá náprava je vybavena brzdovým kotoučem a kompaktní jednotkou brzdy. Podvozky jsou vybaveny pružinovými brzdami (střadači), které fungují jako parkovací brzda, při zastavení ve stanici slouží k zajištění vozidla proti nežádoucímu pohybu. Sekundární vypružení je zajištěno pomocí vzduchových pružin a šroubovité pružiny pro primární vypružení. První a poslední podvozky ve směru jízdy jsou vybaveny sběrači elektrického proudu ze třetí kolejnice.[20]

3.3.2.8. Automatický provoz

Vozidla typu DT3 a jsou navržena pro plně automatizovaný provoz bez řidiče a bez průvodčího (GoA4). Ve vozidle je implementován nejmodernější automatizační systém, který zajišťuje spolehlivý provoz. Plně automatizovaný systém nabízí řadu výhod pro cestující i pro provozovatele. Plně automatizovaný provoz umožňuje zkrácení intervalu spojů, čímž se zkrátí čekací doba pro cestující a dojde ke zvýšení kapacity tratě metra, kromě toho, ucelené dvouvozové jednotky mohou být, zcela automaticky, spojeny do čtyřvozových souprav kdykoliv během provozu a podle potřeby je lze znovu rozdělit. Tato vlastnost, spolu se zkrácením intervalů a uvedením dalších pořadí spojů do provozu, umožňuje rychlou reakci na měnící se požadavky na kapacitu. Tato vlastnost umožňuje dopravci neprovozovat přeplněné spoje a optimalizovat provozní náklady, protože spoje jsou provozovány pouze tehdy, když jsou skutečně potřeba a není v oběhu přebytečná kapacita vozidel.[20]

3.3.2.9. Bezpečnostní systémy

Senzory na hranách dveří dokážou detekovat i tenké předměty, např. psí vodítka, stisknuté mezi dveřními křídly, toto činí nástup a výstup cestujících bezpečnějším. Posuvné schůdky u dveří také umožňují bezpečný a nerušený nástup pro vozíčkáře nebo cestující s kočárky. V prostorech pro cestující je nainstalován kamerový systém (CCTV), který poskytuje cestujícím zvýšenou míru bezpečnosti. Obraz je přenášen živě do kontrolního střediska a je také uložen na palubě vlaku. Další systémy zaručují bezpečný provoz jednotek – vozidla jsou vybavena na prvních podvozcích ve směru jízdy detektory překážek, systémem detekce vykolejení a systémem požárního poplachu založeným na detektorech kouře a tepelných snímačích. Dále jsou nástupiště ve stanicích vybavena

monitorovacím systémem. Osoby nebo velké objekty, které spadnou do prostoru trati, jsou detekovány tímto bezpečnostním systémem, který vydá pokyn k zastavení blížícího se vlaku.[20]

3.3.2.10. Řízení vlaku

Jednotka je řízena přes MVB[11] sběrnici na základě systému Sibas 32. Veškerá diagnostická data jsou přenášena na databázový server pomocí WLAN (Wi-Fi), kde jsou data přístupná pro potřeby údržby. Vybrané informace o stavu vlaku, jako je např. stav dveří, jsou přenášeny automatizačním systémem přímo do řídícího centra za účelem sledování stavu systému.[20]

[11] Multifunction Vehicle Bus

4. KONCEPČNÍ NÁVRH JEDNOTKY AUTONOMNÍHO METRA

V této kapitole popisuji koncept jednotky autonomního metra. S ohledem na vozidla představená v rešerši, svůj návrh řeším pro dvě varianty provedení soupravy. Hlavním rozpoznávacím prvkem první varianty je použití Jakobsových podvozků, které nesou vždy dva sousední články vozové jednotky, vyjma prvního a posledního článku, který má vždy vnější podvozek klasické koncepce. Tuto první variantu dále označuji jako „verzi Jakobs“.

Druhá varianta provedení soupravy odpovídá koncepci používané v běžném železničním provozu, tedy každý vůz jednotky je vybaven dvěma podvozky a sousední vozy jsou na čelech mechanicky spojeny semipermanentním mezivozovým spřáhlem. Druhou variantu označuji dále jako „verze Klasik“.

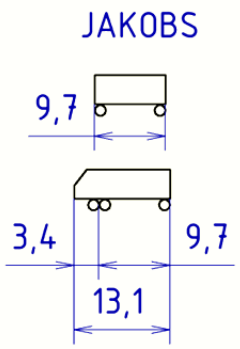
Následující srovnání a výběr varianty k dalšímu řešení jsem provedl podle provozních reálií pražského metra. Pro posouzení obou variant vycházím z normativních požadavků na průjezdný profil, staniční nástupiště pro cestující o délce alespoň 100 m, možnost průchodu mezi jednotlivými vozy pomocí mezivozového přechodu, který je krytý měchem, způsob odběru trakčního proudu ze třetí napájecí kolejnice, způsob spojení čelních vozů s manipulačními prostředky v dílenském zázemí a další.

Průjezdný profil souprav jsem vypočítal podle normy ČSN 28 0338 - Obrysy pro kolejová vozidla metra.

4.1. ŘAZENÍ A PODOBA SOUPRAVY

4.1.1. PODOBA SOUPRAVY A JEDNOTLIVÝCH VOZŮ U VARIANTY „JAKOBS“

Pro první variantu „Jakobs“ nejprve definuji rozměry jednotlivých vozů soupravy. Jednotlivé vozy soupravy jsou průchozí a spočívají na podvozcích Jakobsova typu, které jsou společné pro dvě sousední vozové skříně. Soupravu tvoří z pohledu provozu dva typy vozů – čelní a vložené. Vložené vozy mají všechny stejnou délku vozové skříně, která je rovna rozvoru sousedních podvozků[12] s hodnotou $9{,}7\,m$. Čelní vozy soupravy mají rovněž rozvor podvozků o hodnotě $9{,}7\,m$, ale k této hodnotě je třeba připočítat délku jednoho představku s čelem vozu a spojovacím spřáhlem o hodnotě $3{,}4\,m$. Délka čelního vozu tedy činí $13{,}1\,m$. Rozvor všech podvozků použitých v soupravě uvažuji jednotný $2{,}1\,m$. Uvedené rozměry pro variantu „Jakobs“ jsou uvedeny na Obr. 37



Obr. 37 Základní rozměry vozů varianty "Jakobs"

[12] pro zjednodušení zde uvádím délku skříně včetně prostoru pro mezivozový spojovací měch

Podle výše uvedených údajů délkových rozměrů mohu provést základní výpočet délky soupravy a porovnat ji vůči délce nástupiště $100\ m$. Při hodnotě délky čelních vozů mohu dopočítat počet vložených vozů, aby byla 100m délka nástupiště co nejvíce využitá.

$$počet\ vložených\ vozů = \frac{délka\ nástupiště - 2 \cdot čelní\ vůz}{délka\ vložený\ vůz} \quad (1)$$

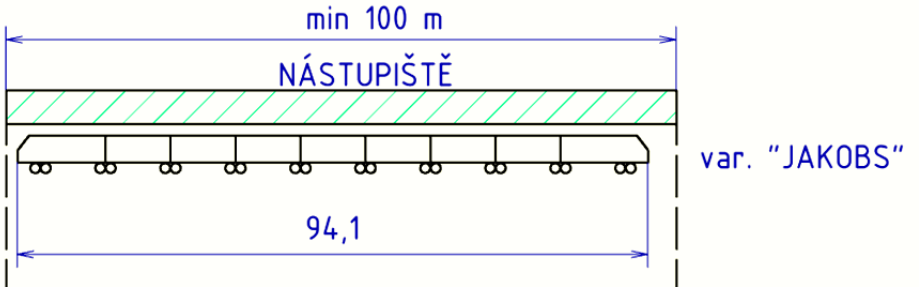
$$počet\ vložených\ vozů = \frac{100\ m - 2 \cdot 13{,}1\ m}{9{,}7\ m} = 7{,}6 \approx 7\ vozů \quad (2)$$

Podle počtu vložených vozů ze vztahu (1) mohu vypočítat celkovou délku soupravy přes čela čelních vozů.

$$délka\ soupravy = 2 \cdot čelní\ vůz + 7 \cdot vložený\ vůz \quad (3)$$

$$délka\ soupravy = 2 \cdot 13{,}1 + 7 \cdot 9{,}7 = 94{,}1\ m \quad (4)$$

Z výše uvedeného výsledku (4) vyplývá, že do využití plné délky nástupiště zbývá vzdálenost $100\ m - 94{,}1\ m = 5{,}90\ m$. Zároveň z výpočtů vyplývá i podoba možného řazení soupravy, které je realizováno dvěma čelními vozy a sedmi vozy vloženými, celkem je tedy jedna souprava složena z devíti vozů. Nyní mohu přistoupit ke stanovení počtu podvozků.



Obr. 38 Využití délky nástupiště variantou "Jakobs"

Pod jednotkou uvažuji zavázání podvozků dvou typů – pod každým ze dvou čelních vozů je vždy první (nebo poslední) podvozek ve směru jízdy klasického provedení, mezi vloženými vozy je zavázaný podvozek Jakobsův – pro 7 vložených vozů je potřeba o jeden podvozek více, tedy 8 Jakobsových podvozků.

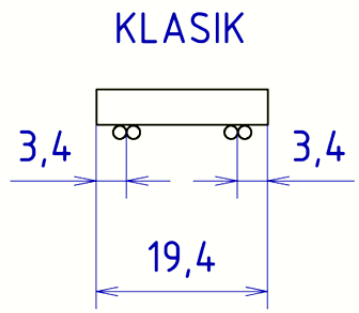
Výše uvedené hodnoty jsou shrnuty v následující tabulce.

Délka čelního vozu	13,1 m
Délka vloženého vozu	9,7 m
Počet čelních vozů	2
Počet vložených vozů	7
Počet podvozků	10
Celkový počet vozů v jednotce	9
Celková délka jednotky	94,1 m

Tab. 7 Základní technické údaje varianty „Jakobs“

4.1.2. PODOBA SOUPRAVY A JEDNOTLIVÝCH VOZŮ U VARIANTY „KLASIK“

Podobně jako pro předchozí variantu „Jakobs“ definuji základní rozměry jednotlivých vozů. Jednotlivé vozy jsou průchozí mezivozovými přechody, které nese mezivozové spřáhlo. Pod každým vozem jsou zavázány dva podvozky, jejichž středy jsou vůči sobě ve vzdálenosti hodnoty rozvoru vozu $12{,}6\ m$. Hodnotu rozvoru podvozků jsem zvolil stejnou jako u vozidel současného vozového parku, důvody jsou vysvětleny dále. Na každou stranu od otočného bodu podvozku se nachází představek, pro jehož délku jsem zvolil hodnotu $3{,}4\ m$, podobně jako v předchozí variantě. Délka vozu soupravy u varianty „Klasik“ tedy činí $19{,}4\ m$ a tato hodnota je shodná pro každý vůz soupravy. Rozvor všech podvozků opět uvažuji jednotný s hodnotou $2{,}1\ m$. Uvedené rozměry jsou pro variantu „Klasik“ jsou uvedeny na Obr. 39.



Obr. 39 Základní rozměry vozů varianty "Klasik"

Podle výše uvedených údajů opět provedu základní výpočet délky soupravy, aby byla využitá co nejvíce délka $100m$ nástupiště.

$$počet\ vozů = \frac{délka\ nástupiště}{délka\ vozu} \tag{5}$$

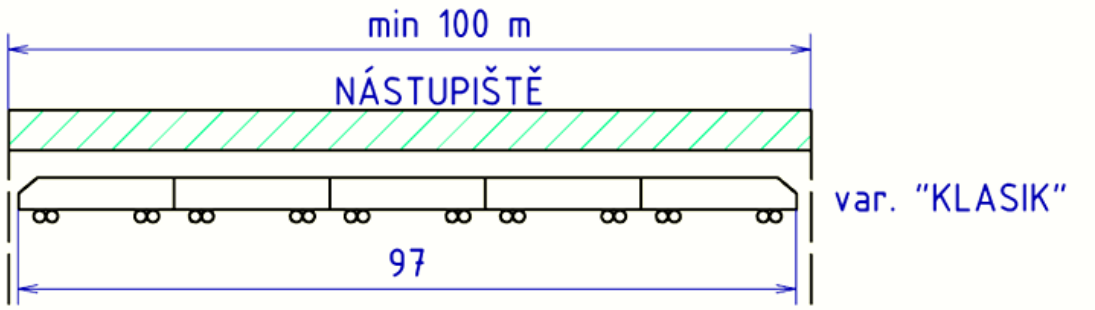
$$počet\ vozů = \frac{100\ m}{19{,}4} = 5{,}155\ \approx 5\ vozů \tag{6}$$

Při znalosti počtu vozů v soupravě „Klasik“ podle předchozího vztahu (6) již mohu vypočítat délku soupravy přes čela čelních vozů.

$$délka\ soupravy = 5 \cdot délka\ vozu \tag{7}$$

$$délka\ soupravy = 5 \cdot 19{,}4 = 97{,}0\ m \tag{8}$$

Podle výše uvedeného výsledku (8) vyplývá, že do využití plné délky nástupiště zbývá $100\ m - 97\ m = 3\ m$. Zároveň z výpočtů provedených výše plyne i řazení soupravy, které je realizováno pěti vozy shodných vnějších rozměrů. Pod každým vozem soupravy uvažuji zavázání dvou podvozků, takže počet podvozků v celé soupravě „Klasik“ je 10 kusů, stejně jako u předchozí varianty „Jakobs“.



Obr. 40 Využití délky nástupiště variantou „Klasik“

Výše uvedené hodnoty jsou shrnuty následující tabulce Tab. 8:

Délka vozu	19,4 m
Počet vozů	5
Počet podvozků	10
Celková délka jednotky	97,0 m

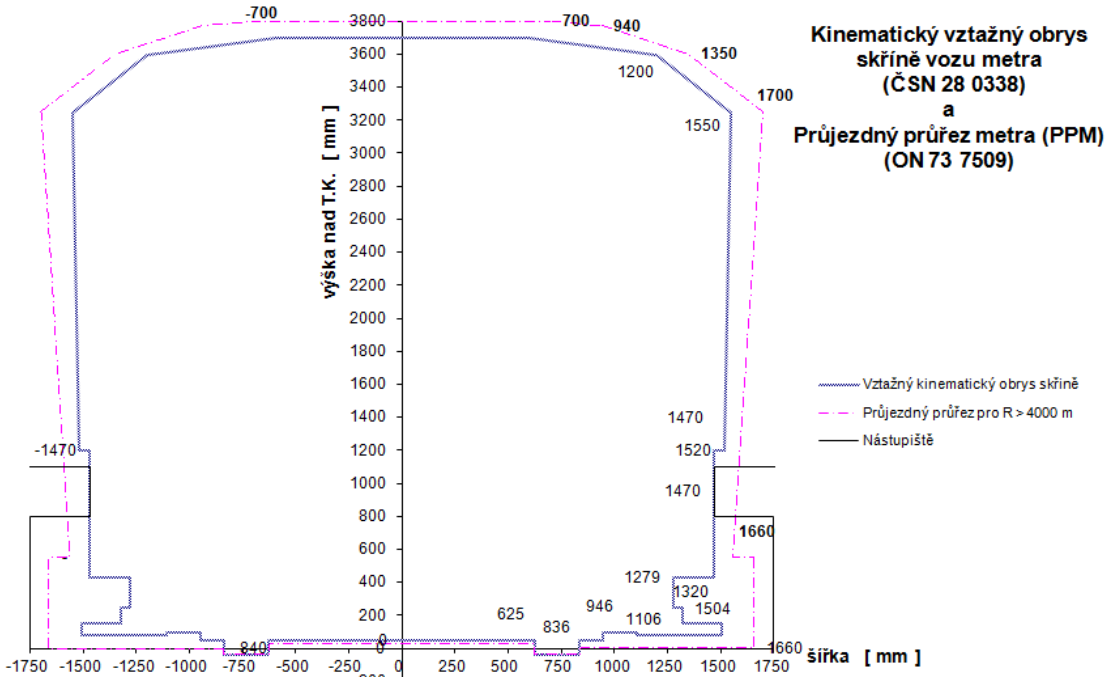
Tab. 8 Základní technické údaje varianty "Klasik"

Dalším krokem je posouzení kinematického obrysu pro čelní vozy souprav obou variant.

4.2. KINEMATICKÝ OBRYS VOZŮ SOUPRAVY

Pro zpracování kinematického obrysu pro obě varianty souprav a jejich vozů jsem využil výpočetní program obrysu podle normy ČSN 28 0338 v MS Excel, který mi poskytl vedoucí této diplomové práce, doc. Ing. Josef Kolář, CSc. Sešity MS Excel, které byly použity pro výpočet obrysu, se nachází na přiloženém CD[13].

Výpočet vychází ze vztažné linie kinematického obrysu, od které se odečítá na každé straně hodnota jednostranného zúžení E. Výsledkem výpočtu je linie konstrukčního obrysu pro vozidlo. Vztažná linie je zachycena na Obr. 41.



Obr. 41 Kinematický vztažný obrys skříně vozu metra

[13] Soubory se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty\Průjezdný profil“*

4.2.1. VÝPOČET ZÚŽENÍ VOZIDLA

Pro výpočet zúžení vozidla platí následující vztahy, které jsou uvedeny v normě [23]. Vztahy jsou odvozeny pro zúžení vnější E_a, tj. pro prostor vně rozvoru otočných čepů podvozků vozidla, a pro zúžení vnitřní E_i, tj. vzdálenost v polovině rozvoru otočných čepů podvozků vozidla. Použití konkrétního vztahu pro výpočet se řídí výsledkem vztahu pro obor platnosti vzorce, uvádím zde jejich podobu z normy, kterému odpovídá jejich definování ve výše zmíněném výpočetním programu použitým pro výpočet.

S pomocí následujících vztahů (9) až (12) jsem si provedl kontrolní výpočet zvoleného bodu v horizontální rovině skříně, zda výše uvedený program provádí výpočet korektně.

Vnitřní zúžení E_i:

$$a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} - 500 \cdot \left(w_\infty - w_{i(250)}\right) \leq 7{,}5$$

$$E_i = \frac{1{,}465 - d}{2} + q + w_\infty + z - 0{,}015 \tag{9}$$

$$a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} - 500 \cdot \left(w_\infty - w_{i(250)}\right) > 7{,}5$$

$$E_i = \frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{1{,}465 - d}{2} + q + w_{i(250)} + z + [x_i]_{>0} - 0{,}030 \tag{10}$$

$$x_i = \frac{1}{750}\left(a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} - 100\right) + w_{i(150)} - w_{i(250)}$$

Vnější zúžení E_a:

$$a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4} - 500 \cdot \left[\left(w_\infty - w_{i(250)}\right) \cdot \frac{n}{a} + \left(w_\infty - w_{i(250)}\right) \cdot \frac{n+a}{a}\right] \leq 7{,}5$$

$$E_a = \left(\frac{1{,}465 - d}{2} + q + w_\infty\right) \cdot \frac{2 \cdot n + a}{a} + z - 0{,}015 \tag{11}$$

$$a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4} - 500 \cdot \left[\left(w_\infty - w_{i(250)}\right) \cdot \frac{n}{a} + \left(w_\infty - w_{i(250)}\right) \cdot \frac{n+a}{a}\right] > 7{,}5$$

$$E_a = \frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \left(\frac{1{,}465 - d}{2} + q\right) \cdot \frac{2 \cdot n + a}{a} + w_{i(250)} \cdot \frac{n}{a} + w_{e(250)} \cdot \frac{n+a}{a} + z + [x_a]_{>0} - 0{,}030 \tag{12}$$

$$x_i = \frac{1}{750}\left(a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4} - 120\right) + \left(w_{i(150)} - w_{i(250)}\right) \cdot \frac{n}{a} + \left(w_{e(150)} - w_{e(250)}\right) \cdot \frac{n+a}{a}$$

Výše uvedené výpočetní vztahy v sobě zahrnují následující parametry, které jsem převzal z normy [23], uvádím zde jejich seznam včetně označení, jednotky a popisu:

- $a\ [m]$ – vzdálenost otočných čepů u podvozkových vozidel;
- $n\ [m]$ – vzdálenost uvažovaného příčného řezu vozidla od bližšího otočného čepu;
- $d\ [m]$ – rozchod okolků, pro účely této normy se uvažuje hodnota d = 1,41 m;
- $q\ [m]$ – největší možný příčný posuv rámu podvozku ze střední polohy při největším opotřebení v ložiskovém uzlu;
- $w_{a(R)}\ [m]$ – příčná vůle mezi podvozkem a skříní vozidla pro vychýlení skříně směrem ven z oblouku o poloměru R;
- $w_{i(R)}\ [m]$ – příčná vůle mezi podvozkem a skříní vozidla pro vychýlení skříně směrem dovnitř oblouku o poloměru R;
- $w_{\infty}\ [m]$ – příčná vůle mezi podvozkem a skříní vozidla v přímé koleji;
- $z\ [m]$ – kvazistatický posuv vozidla z jeho střední polohy v koleji s převýšením vlivem jeho naklopení a asymetrie; platí:
  - $z = \left[\frac{s}{30} + tg(\eta_0 - 1°)_{>0}\right] \cdot |h - h_c| + \left[\frac{s}{10} \cdot |h - h_c| - 0{,}04 \cdot (h - 0{,}5)_{>0}\right]_{>0}$
  - pro nevypružené části je $z = 0$;
  - u vozidel běžné konstrukce je $z = \frac{s}{30} \cdot |h - h_c|$;
  - $h\ [m]$ – výška uvažovaného bodu nad TK;
  - $h_c\ [m]$ – výška pólu naklápění vozidla nad TK (počítá se nebo měří; není-li to možné, uvažuje se její hodnota $h_c = 0{,}5$);
  - $s\ [1]$ – součinitel naklonění vozidla, $s = \frac{\eta}{\alpha}$;
  - $\eta\ [°]$ – kvazistatické naklopení vozidla oproti kolmici na rovinu TK, vyvolané převýšením koleje, jemuž odpovídá příčný sklon koleje δ;
  - $\eta_0\ [°]$ – stálé naklopení vozidla oproti kolmici na rovinu TK, vyvolané jeho asymetrií,
- $[\ ]_{>0}$ – výraz v závorce se dosadí jen tehdy, je-li jeho hodnota kladná, jinak se dosadí nula.

4.2.2. DATA PRO VÝPOČET OBRYSU PRO KONSTRUKCI VOZIDLA

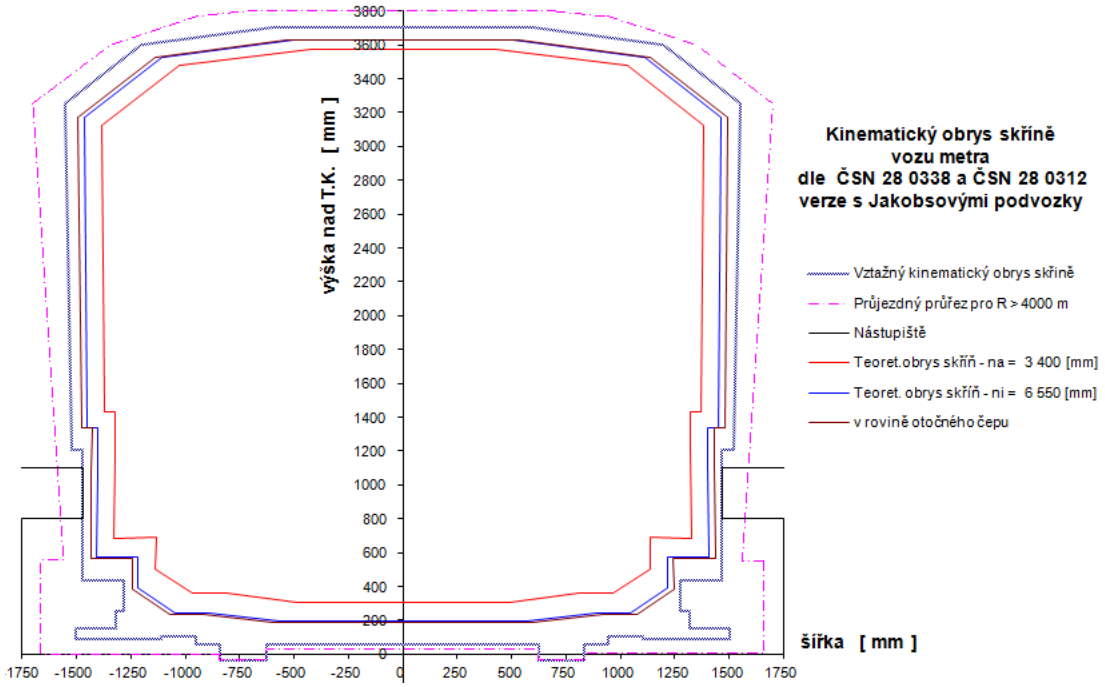
Zde uvádím tabulku se vstupními hodnotami, které jsem dosazoval do výpočetního programu zmíněného výše. Výpočty jsem provedl pro čelní vozy souprav. Barevně zvýrazněná data vychází z hodnot rozměrů vozů „Jakobs“ a „Klasik“ uvedených v předchozích bodech této kapitoly.

		„Jakobs“	„Klasik“	
Délka vozové skříně	L_S =	13,100	19,400	[m]
Vzdálenost otočných čepů	a =	9,700	12,600	[m]
Rozvor podvozku	p =	2,100	2,100	[m]
Rozchod koleje e_{Kolmax} = 1,465 m	e_{Kolmax} =	1,435	1,455	[m]
Rozchod dvojkolí $e_{Dv\ max.\ opotř.}$ = 1,41 m	$e_{Dv\ opotř.}$ =	1,410	1,410	[m]
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	q =	0,005	0,005	[m]
Příčná vůle podvozek - skříň	w_p =	0,0350	0,0350	[m]
Vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku R_o = 250 m	w_{a250} =	0,0350	0,0350	[m]
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku R_o = 250 m	w_{i250} =	0,0350	0,0350	[m]
Vnější příčná vůle podvozek - skříň v oblouku R_o = 150 m	w_{a150} =	0,0350	0,0350	[m]
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříň v oblouku R_o = 150 m	w_{i150} =	0,0350	0,0350	[m]
Výška pólu nakloněni vozové skříně nad rovinou T.K.	h_C =	0,700	0,700	[m]
Součinitel náklonu vozové skříně	s =	0,250	0,250	[-]
Úhel náklonu vozové skříně	h =	1,000	1,000	[^{0}]
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	n_a =	3,400	3,400	[m]
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	n_i =	6,550	6,300	[m]
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2$ =	1,853	1,853	[m]
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{Z(-)}$ =	0,060	0,060	[m]
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{Z(-)}$ =	0,035	0,035	[m]
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{Z(+)}$ =	0,060	0,060	[m]
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{Z(+)}$ =	0,015	0,015	[m]
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	Dhr_K =	0,040	0,040	[m]
Opotřebení kola dvojkolí (vztažené na poloměr kola)	Dr_K =	0,040	0,040	[m]
Minimální poloměr vydutého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	R_{V1} =	1000	1000	[m]
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	R_{V2} =	1000	1000	[m]

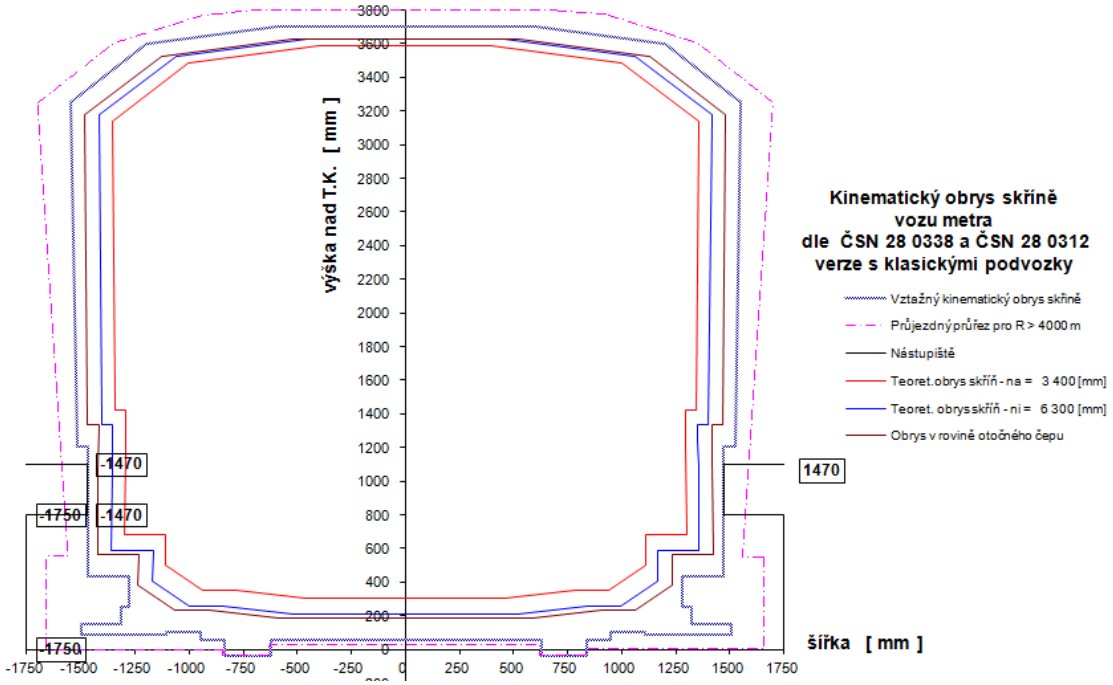
Tab. 9 Vstupní data výpočtů obrysu pro varianty souprav „Jakobs“ a „Klasik“

Výstupem dat z Tab. 9 jsou dva obrázky Obr. 42 a Obr. 43, které zobrazují kinematické zúžení profilů čelních vozů s ohledem na jejich rozměry.

Na každém z obrázků jsou vyneseny křivky, které reprezentují tři charakteristické řezy vozidlem – v úrovních otočných čepů (respektive otočných bodů) podvozků, na představku a uprostřed rozvoru čepů vozidla.



Obr. 42 Kinematický obrys skříně vozu metra - varianta "Jakobs"



Obr. 43 Kinematický obrys skříně vozu metra - varianta "Klasik"

4.3. POROVNÁNÍ VARIANT PROVEDENÍ SOUPRAV

Na základě předchozích úvah a výpočtů v této kapitole zhodnotím obě varianty souprav. Varianty posuzuji podle svého subjektivního názoru podle výše zjištěných údajů. Pro definitivní posouzení vhodnosti konečného provedení souprav by bylo potřeba provést detailnější analýzu celkové koncepce jednotlivých vozů a souprav, která vyplývá ze stanoviska odborné komise.

Pro variantu „Jakobs“ je charakteristický velký počet vozů, a tím je dána nízká kapacita jednoho vozu soupravy. Tento nedostatek se projevuje zejména u vloženého vozu jednotky, který má délku $9{,}7\ m$. Pro výměnu cestujících by připadalo v úvahu použití např. dvou dveří v jedné bočnici vozu, aby byl zachovaný dostatečný prostor k sezení. Při použití dvoukřídlých dveří s šířkou vstupního prostoru $1{,}3\ m$ zbývá pro zbytek vozové skříně $9{,}7\ m - 2 \cdot 1{,}3\ m = 7{,}1\ m$, včetně prostoru pro přechodový měch

S kratší délkou jednotlivých vozů varianty „Jakobs“ je rovněž spojena jejich větší šířka 2,75 m, jak je uvedeno výše. S šířkou soupravy je svázána i hrubá podlahová plocha, kterou stanovuji z vnějších rozměrů jednotky „Jakobs“ součinem délky jednotky a šířky její vozové skříně, zmenšené o tloušťku hrubé stavby 75 mm na každé straně: $94{,}1\ m \cdot (2{,}75\ m - 2 \cdot 0{,}075\ m) \approx 244\ m^2$, čili skutečná (čistá) podlahová plocha je ještě menší (nutné odečtení plochy pod sedačkami sedících cestujících).

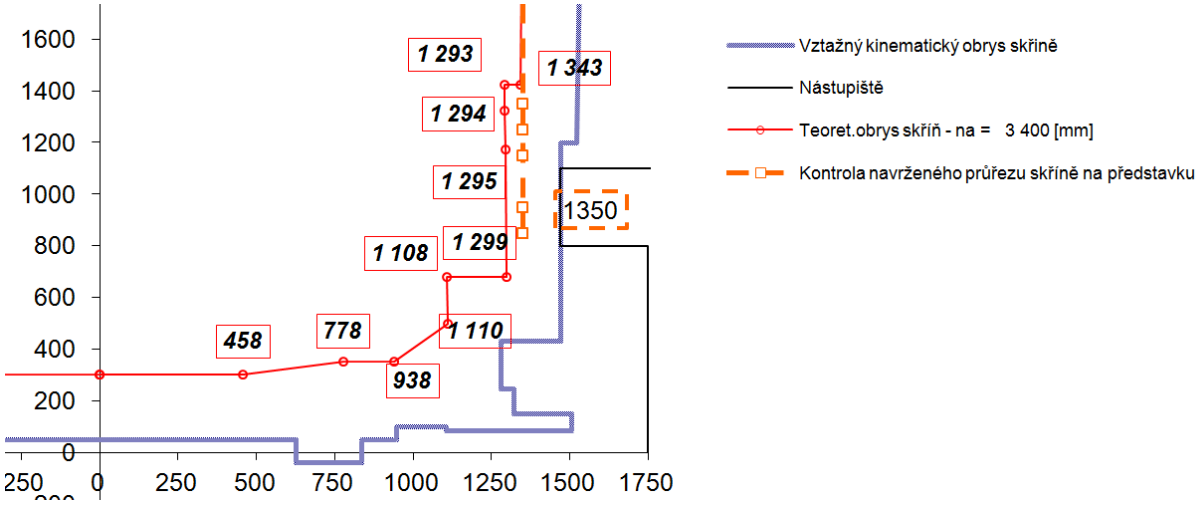
Pro opravy a údržbu jednotek s Jakobsovými podvozky by bylo nutné, při souběhu provozu se stávajícím vozovým parkem v pražském metru, upravit část dílenského zázemí na rozměry těchto jednotek. Jednalo by se zejména o rozteč dílenských zvedáků, používaných pro potřeby údržby. Rovněž proces rozpojení jednotky na jednotlivé vozy si vyžaduje přítomnost alespoň jednoho speciálního manipulačního podvozku pro přesun dílů soupravy po technickém zázemí.

Pro variantu „Klasik“ je charakterizuje stejný počet vozů, jako je již provozován v pražském metru, tj. 5vozová souprava. Větší délkový rozměr vozu se projevuje relativně užší šířkou vozové skříně s hodnotou $2{,}7\ m$ v oblasti prizmatické části. Počet dveří pro cestující, o šířce průchodu $1{,}3\ m$, uvažuji stejný jako na již provozovaných vozech, tj. 4 dveře v jedné bočnici vozu, které zajistí rychlou výměnu cestujících v přepravně vytížených stanicích. Velikost podlahové plochy jednotky „Klasik“ je mírně větší než v předchozím případě: $97{,}0\ m \cdot (2{,}7\ m - 2 \cdot 0{,}075\ m) \approx 247\ m^2$, skutečná podlahová plocha je menší o odečtení plochy pod sedačkami sedících cestujících.

Pro opravy a údržbu jednotek v provedení „Klasik“ není nutná zásadní úprava technického zázemí, protože vzdálenost rozvoru podvozků odpovídá současně provozovaným vozidlům. Při rozpojení soupravy není třeba manipulačního podvozku a dílenských zvedáků, protože každý z vozů je vybaven dvěma podvozky. K rozdělení soupravy je potřeba pouze ruční nářadí pro rozpojení spojovacího měchu, kabelových svazků a povolení zajišťovací matice na mezivozovém semipermanentním spřáhle. Po rozpojení může být souprava okamžitě posunována na místo opravy, celý proces rozpojení je tedy časově rychlejší.

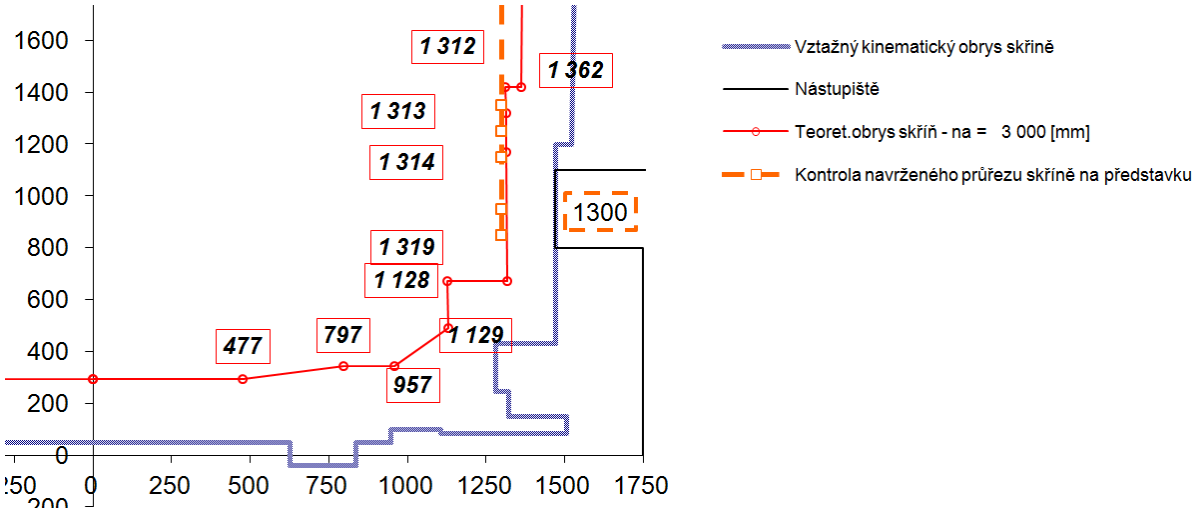
Pro další pokračování diplomové práce si volím uspořádání soupravy ve variantě „Klasik“ a přistupuji k úpravám, které popíši dále. Po provedení výpočtů kinematického obrysu jsem navrhl tvar skříně s prizmatickou šířkou 2,7 m po celé délce vozové skříně 19,4 m.

Porovnáním s obálkou kinematického obrysu jsem zjistil, že v oblasti čela dochází k nepřípustnému překročení kinematické obálky směrem ven, jak ilustruje Obr. 44.(v čárkovaném rámečku je uvedena hodnota položířky skříně, tj. 1350 mm)



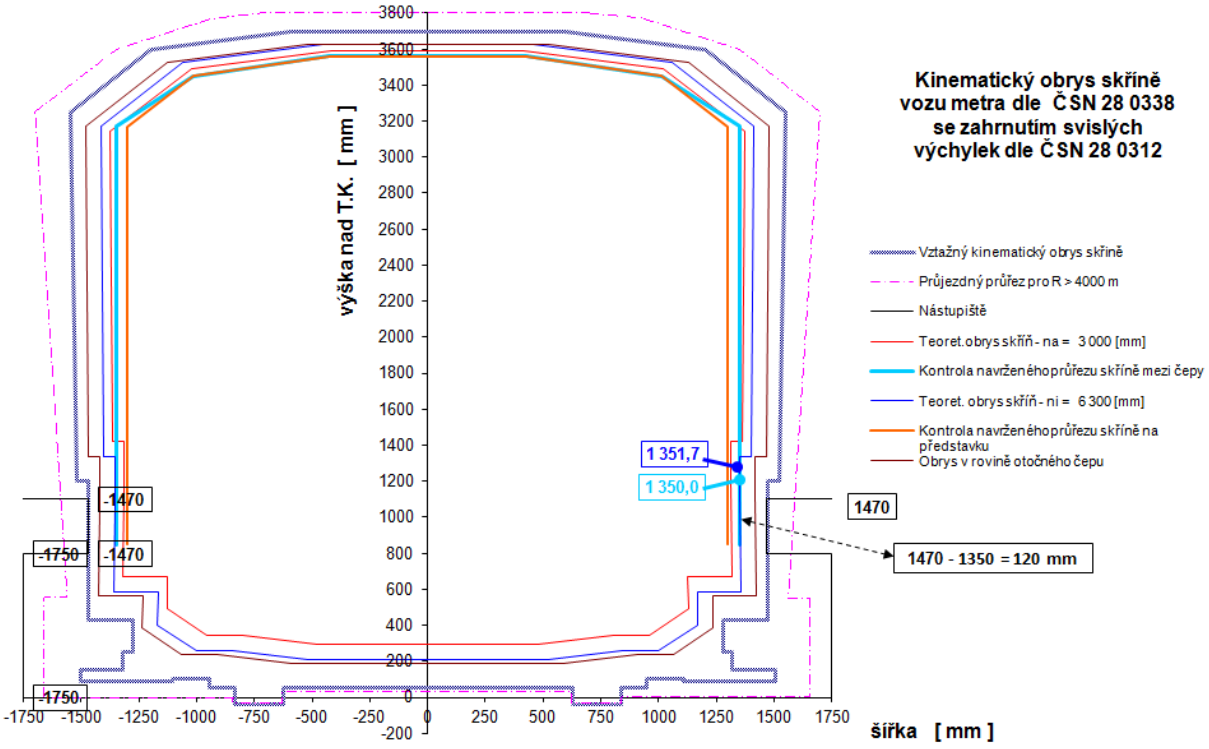
Obr. 44 Překročení kinematické obálky v oblasti představku nevyhovujícím tvarem vozové skříně

Tento nežádoucí stav jsem řešil zkrácením rozměru představku o hodnotu 0,4 m na délku 3,0 m. Současně s tím jsem zúžil navržený tvar vozové skříně v oblasti představku na šířku 2,6 m, abych nepřekračoval kinematickou obálku tvarem skříně. Důkaz poskytuje Obr. 45. Celková délka vozu přes čela po výše uvedeném řešení činí 18,6 m, šířka vozové skříně v oblasti mezi otočnými čepy činí 2,7 m a na úrovni představku 2,6 m.



Obr. 45 Vyhovující tvar vozové skříně v oblasti představku

Celkový pohled na vyhovující navržený profil skříně ilustruje obrázek Obr. 46.



Obr. 46 Kinematický obrys skříně včetně kontroly profilu skříně

4.4. TRAKČNÍ VÝPOČTY A TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKY JEDNOTKY METRA

Trakční charakteristika popisuje funkční vztah mezi tažnými a brzdnými silami a rychlostí jízdy vozidla. V charakteristice jsou tažné a brzdné síly omezeny jednak adhezí kol a jednak charakteristikou maximálního výkonu hnacího agregátu a jeho převodem na kola až do maximální rychlosti vozidla. Trakční charakteristiku lze sestavit s ohledem na působení pasivních odporů vozidla, znalosti vlastností hnacího agregátu a maximální rychlosti vozidla. Následující výpočty charakteristik jsem provedl pro hodnotu obsazení 6 os/m^2.

4.4.1. VSTUPNÍ HODNOTY VÝPOČTŮ TRAKČNÍCH CHARAKTERISTIK

Vstupní údaje zachycuje tabulka Tab. 10 níže, je na ni odkazováno v průběhu kapitoly.

Vstupní údaj	Hodnota
počet vozů jednotky	5
hmotnost cestujícího	70 kg
hmotnost při provozním obsazení	239,0 t
ekvivalent rotačních hmot	28,7 t
součinitel rotačních hmot	1,12
rozjezdová tažná síla	350 kN
rozjezdové zrychlení	1,3 m/s^2
brzdná síla EDB	375 kN
zábrzdné zpomalení	1,4 m/s^2
součinitel adheze při brzdění EDB	0,17
napájecí napětí	750 $V\ DC$
provozní rychlost	80 km/h
trakční výkon jednotky	3072 kW
výkon elektrodynamické brzdy	5 990 kW
průměr nových kol	850 mm
průměr opotřebených kol	770 mm
převodový poměr 1. stupně	3,105
převodový poměr 2. stupně	2,110
převodový poměr celkový	6,55
účinnost převodovky	96 %
počet trakčních motorů	20
výkon trakčního motoru	160 kW
konstantní člen jízdního odporu	1,0 N/kN
stálé tření sběrače o přívodní kolejnici	0,192 N/kN
čelní plocha	9,7 m^2
součinitel tvaru jednotky	1,25
kvadratický člen jízdního odporu	0,0007669 N/kN
gravitační zrychlení	9,81 m/s^2
měrná hmotnost vzduchu	1,24 kg/m^3
valivý odpor	0,8 N/kN
tření v ložiskách	0,2 N/kN
tunelový faktor	3,1

Tab. 10 Vstupní hodnoty trakčních výpočtů

4.4.2. VOZIDLOVÉ PASIVNÍ ODPORY – MĚRNÝ JÍZDNÍ ODPOR

Mezi vozidlové odpory patří zejména smykové a valivé tření pohybujících se částí vozidla a třením o vzduch (*aerodynamický odpor*). Jednotlivé složky vozidlového odporu jsou:

- **vliv stálého tření**, reprezentuje vliv smýkání sběrače proudu po přívodní kolejnici. Jeho velikost dopovídá výrazu ($p_{st} = \frac{N_v \cdot F_{st}}{m \cdot g}$), podle zdroje [24].
- **tření v ložiskách náprav**, vyvozující přibližně konstantní odpor v ustáleném chodu ($p_t = a$), literatura [25]
- **valivé tření kol po kolejnicích**, jehož odpor je přibližně lineárně závislý na rychlosti ($p_v = bv$), literatura [25]
- **aerodynamický odpor**, je závislý na velikosti příčné plochy vozidla, na hladkosti vnějšího tvaru vozidla a je vyvolán dynamickým tlakem vzduchu na čelo a pod tlakem na zádi vozidla, jakož i vířením vzduchu podél bočních stěn, střech a spodku vozidla. Tento odpor je úměrný kvadrátu rychlosti. ($p_d = cv^2$), literatura [25]

Měrný jízdní odpor se tedy skládá z výše uvedených složek a lze ho vyjádřit jako následující polynom:

$$p_0 = p_{st} + p_t + p_v + p_d = \frac{N_v \cdot F_{st}}{m \cdot g} + a + bv + cv^2 \qquad (13)$$

Na velikost členu p_v má vliv stav trati a vozidla a jejich vzájemné působení. Jízdní odpory vozidel se v praxi určují měřením a zkoušením již vyrobených vozidel a z těchto zkoušek se odvozují střední hodnoty měřených odporů, které se vyjadřují empirickými vzorci jako funkce rychlosti jízdy [25]. Vzhledem k tomu, že valivý odpor je obvykle u kolejových vozidel velmi malý, lze rovnici (13) zjednodušit vynecháním členu p_va jeho rozdělením do složek tření v ložiskách a tření o vzduch, viz následující rovnice (14):

$$p_0 = p_{st} + p_t + p_d = \frac{N_v \cdot F_{st}}{m \cdot g} + a + cv^2 \qquad (14)$$

4.4.2.1. Vliv stálého tření

Během provozu jednotky metra je nutné zajistit stálý přívod trakčního proudu do elektrických obvodů celé jednotky. Stálý přívod elektrického proudu se realizuje neustálým přitlačováním sběrače v provozní poloze k přívodní kolejnici silou pružiny, která zabraňuje nežádoucímu odskakování sběrače od přívodní kolejnice. Přítlak sběrače se obvykle vyskytuje na jedné straně soupravy, během jízdy dochází ke střídání sběračů a tím i přítlaku podle pozice napájecí kolejnice na trati. Velikost vlivu stálého tření odpovídá poměru třecích sil ze všech vozů k adhezní síle:

$$p_{st} = \frac{N_v \cdot F_{st}}{F_a} = \frac{N_v \cdot F_{st}}{m \cdot g} \ \left[\frac{N}{kN}\right] \qquad (15)$$

kde:

- N_v – počet vozů jednotky metra, $N_v = 5$
- F_{st} – třecí síla od sběračů proudu přitlačovaných k přívodní kolejnici za jeden vůz jednotky metra, výpočet je proveden níže.
- m – hmotnost soupravy ve stavu provozního obsazení $6\ ^{os}/_{m^2}$ v tunách, $m = 239\ t$
- g – normální tíhové zrychlení, $g = 9{,}81\ m/s^2$

Třecí sílu mezi sběračem proudu a kolejnicí určím z výrazu (16) při znalosti součinitele tření mezi litinovým nálitkem sběrače a ocelovou přívodní kolejnicí $\mu_{st} = 0{,}3$, a odhadnuté velikosti normálové přítlačné síly k napájecí kolejnici pro jeden sběrač $F_p = 150\ N$, dále na jednom voze jednotky metra uvažuji současně přítlak dvou sběračů z celkových čtyř (souprava odebírá proud pouze z jedné napájecí kolejnice):

$$F_{st} = 2 \cdot \mu_{st} \cdot F_p \tag{16}$$

$$F_{st} = 2 \cdot 0{,}3 \cdot 150 = 90\ N \tag{17}$$

Výpočet měrné velikosti stálého tření, podle vztahu (15):

$$p_{st} = \frac{5 \cdot 90}{239 \cdot 9{,}81} = 0{,}19193 \approx 0{,}192\ \frac{N}{kN} \tag{18}$$

4.4.2.2. Tření v ložiskách náprav

Složku p_t určím součtem z následujících hodnot, viz rovnice (19):

- tření v ložiskách – $0{,}2\ N/kN$
- valivý odpor – $0{,}8$ N/kN

$$p_t = 0{,}2 + 0{,}8 = 1{,}0\ \frac{N}{kN} \tag{19}$$

4.4.2.3. Aerodynamický odpor

Člen rovnice (14) tření o vzduch p_d je závislý na vlastnostech vozidla, lze ho určit jako poměr aerodynamické odporové síly a adhezní síly vozidla, který lze rozepsat podle jednotlivých složek:

$$p_d = c \cdot v^2 = \frac{F_{ae}}{F_a} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho_{vz} \cdot C_x \cdot S_x \cdot k_t}{m \cdot g \cdot 3{,}6^2} \cdot v^2 \quad \left[\frac{N}{kN}\right] \tag{20}$$

kde, údaje použity z tabulky Tab. 10 výše:

- ρ_{vz} – hustota vzduchu, uvažuji konstantní hodnotu $\rho_{vz} = 1{,}24\ kg/m^3$
- C_x – součinitel tvaru vozidla reprezentující geometrický tvar celé soupravy metra. Na jeho hodnotě se podílí nejvíce čelní vůz ve směru jízdy, kdy v okolí jeho čela vzniká přetlak a za čelem posledního vozu ve směru jízdy vzniká podtlak, jeho hodnotu také ovlivňují mezivozové přechody. Hladká bočnice s lepenými okny, střecha bez nástaveb a zakrytý spodek vozů příliš velký vliv nemá.
  Při soupravě pěti vozů volím součinitel tvaru vozidla následovně:
  - čelní vůz ..... $0{,}5$
  - 3 × vložený vůz ..... $3 \times 0{,}15$
  - poslední vůz ..... $0{,}3$
  - **celkový součinitel tvaru** $\boldsymbol{C_x = 0{,}5 + 3 \cdot 0{,}15 + 0{,}3 = 1{,}25\ [1]}$
- S_x – plocha příčného průřezu vozem soupravy, uvažuji hodnotu $S_x = 9{,}7\ m^2$
- k_t – tunelový faktor, činitel zohledňující jízdu soupravy metra v tunelu, pro široké tunely s volným prostorem se jeho hodnota pohybuje v rozsahu $(2 \div 3)$, pro těsné tunely je hodnota v rozsahu $(3 \div 4)$; pro výpočet uvažuji přibližně stejnou četnost výskytu volných a těsných tunelů, proto volím hodnotu $k_t = 3{,}1$
- m – hmotnost soupravy ve stavu provozního obsazení $6\ ^{OS}/_{m^2}$ v tunách, $m = 239\ t$

- g – hodnota normálního tíhového zrychlení, s hodnotou $g = 9{,}81\ m/s^2$
- $3{,}6^2$ je přepočet jednotek rychlosti

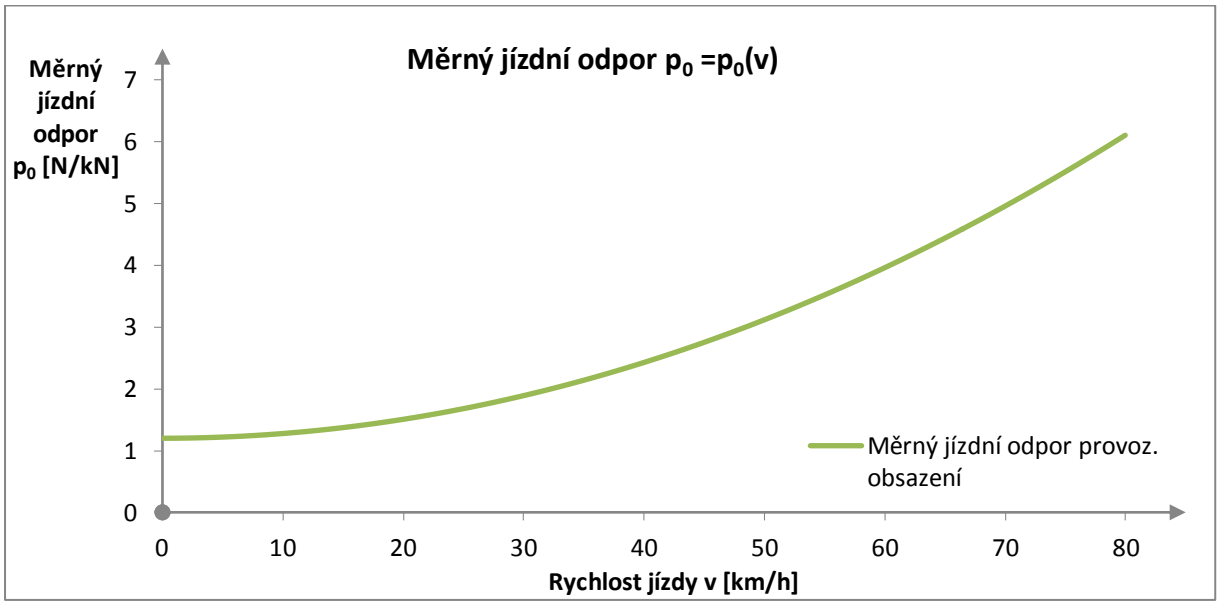
Po dosazení hodnot uvedených výše do vztahu (20) obdržím číselnou hodnotu měrného aerodynamického odporu:

$$p_d = \frac{\frac{1}{2} \cdot 1{,}24 \cdot 1{,}25 \cdot 9{,}7 \cdot 3{,}1}{239 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}6^2} \cdot v^2 = 0{,}000\ 767 \cdot v^2\ \frac{N}{kN} \tag{21}$$

Polynom měrného jízdního odporu celé pětivozové jednotky metra pro jízdu ve středně těsném tunelu, po rovině (příp. ve stoupání o hodnotě 0 ‰) po dosazení hodnot z výsledků (18), (19) a (21) do základního vztahu (14) a nabývá hodnoty:

$$p_0 = 0{,}192 + 1{,}0 + 0{,}000\ 767 \cdot v^2$$
$$p_0 = 1{,}192 + 0{,}000\ 767 \cdot v^2 \tag{22}$$

Výsledný vztah (22) je funkcí rychlosti v $[km/h]$ a znázorňuje ho Graf 1 níže:



Graf 1 Měrný jízdní odpor pětivozové soupravy metra

4.4.3. JÍZDNÍ ODPOR SOUPRAVY

Pro zjištění jízdního odporu soupravy využiji zjištěných výsledků z předchozí kapitoly 4.4.2 výraz (22), který upravím z měrného tvaru do tvaru vyjadřujícího silový účinek tak, že každý jeho člen vynásobím adhezní silou soupravy (nezávislost kvadratického členu[14] jízdního odporu na hmotnosti zůstane zachována, protože se hmotnost zkrátí):

$$F_0 = p_0 \cdot F_a = (1{,}192 + 0{,}000\ 767 \cdot v^2) \cdot m \cdot g\ \ [kN] \tag{23}$$

kde:

- p_0 – polynom měrného jízdního odporu
- m – hmotnost soupravy ve stavu provozního obsazení $6\ ^{os}/_{m^2}$ v tunách, $m = 239\ t$
- g - hodnota normálního tíhového zrychlení, s hodnotou $g = 9{,}81\ m/s^2$

[14] kvadratický člen určuje vliv aerodynamického odporu

Po dosazení hodnot a vyjádření jako funkci rychlosti obdržím opět vztah, který je funkcí rychlosti a vyjadřuje silový účinek od vozidlových odporů při jízdě soupravy v tunelu a při jízdě po rovině. Grafická reprezentace vztahu (23) je zanesena na grafu Graf 2, který zobrazuje traťové odpory při jízdě do stoupání, které jsou rozebrány v následující kapitole.

4.4.4. TRAŤOVÉ ODPORY

Traťové odpory jsou způsobeny spádovými nebo směrovými změnami koleje. Traťové odpory jsou tvořeny především následujícími složkami:

- **odpor ze stoupání nebo klesání**, je to složka tíhy působící v rovině koleje proti směru jízdy při jízdě do stoupání, nebo působící ve směru jízdy jako síla hnací při jízdě po spádu. [25] Pro prostředí metra provádím výpočet této složky traťových odporů do hodnoty maximálního stoupání 40 ‰.
- **odpor oblouku**, je souhrn všech odporových složek zvětšujících jízdní odpor při průjezdu obloukem vlivem smýkání kol dvojkolí jedoucím po nestejně dlouhé vnitřní a vnější kolejnici [25]. Pro další výpočty uvažuji jízdu po rovném úseku, takže tuto složku traťového odporu zanedbávám.

4.4.4.1. Odpor ze stoupání

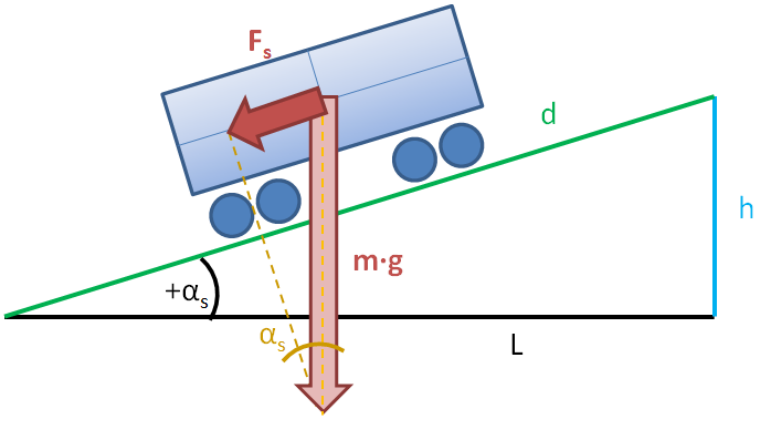
Při jízdě do stoupání působí kromě jízdního odporu na vozidlo také složka tíhy vozidla v rovině jízdní dráhy, kterou je nutno překonat tažnou silou. Tato složka tíhy je úměrná stoupání trati a lze ji geometricky vyjádřit podle Obr. 47:

$$F_s = m \cdot g \cdot \sin(\pm\alpha_s) \quad [kN] \tag{24}$$

kde:

- m – hmotnost soupravy ve stavu provozního obsazení $6\ {}^{os}/_{m^2}$ v tunách, $m = 239\ t$
- g – normální tíhové zrychlení, $g = 9{,}81\ m/s^2$
- $\pm\alpha_s$ - úhel sklonu trati, znaménko „+“ platí pro stoupání, znaménko „−“ pro klesání

Pro adhezní dráhy, které mají obecně malé sklony – metro do 40 ‰, mohu výraz $\sin(\pm\alpha_s)$ nahradit výrazem $tg(\pm\alpha_s)$ a nedopustit se výraznějšího zkreslení výsledků výpočtu[15].



Obr. 47 Odpor ze stoupání – geometrické vyjádření

[15] pro hodnotu 40 ‰ odpovídá úhel $\alpha_s = 2{,}290\ 610\ °$, jehož hodnota sinus je rovna: $\sin(\alpha_s) = \sin(2{,}290\ 610\ °) = 0{,}039\ 968$. Hodnota tangens pro stejný úhel se rovná $tg(\alpha_s) = tg(2{,}290\ 610\ °) \doteq 0{,}040\ 000$

Úhel sklonu trati určím, podle Obr. 47, z geometrické podmínky[16]:

$$\sin(\pm\alpha_s) = \frac{\pm h}{d} \approx tg(\pm\alpha_s) = \frac{\pm h}{L} \quad [1] \tag{25}$$

kde:

- h – výškový rozdíl na délce dráhy $[m]$
- d – délka trati ve sklonu $[m]$
- L – vodorovný průmět sklonu trati $[m]$

Do výrazu (24) při zahrnutí zjednodušení z výrazu (25) dosadím poměr $\frac{h}{L}$, který je možné vyjádřit přímo v promilích, a obdržím tak velikost síly odporu ze stoupání v závislosti na hodnotě stoupání v promilích:

$$F_s = m \cdot g \cdot \mathrm{tg}(\pm\alpha_s) = m \cdot g \cdot \frac{\pm h}{L} = \pm\, m \cdot g \cdot s \quad [kN] \tag{26}$$

kde:

- m – hmotnost soupravy ve stavu provozního obsazení $6\ {}^{os}/_{m^2}$ v tunách, $m = 239\ t$
- g - hodnota normálního tíhového zrychlení, s hodnotou $g = 9{,}81\ m/s^2$
- s – hodnota sklonu v promilích $[‰]$

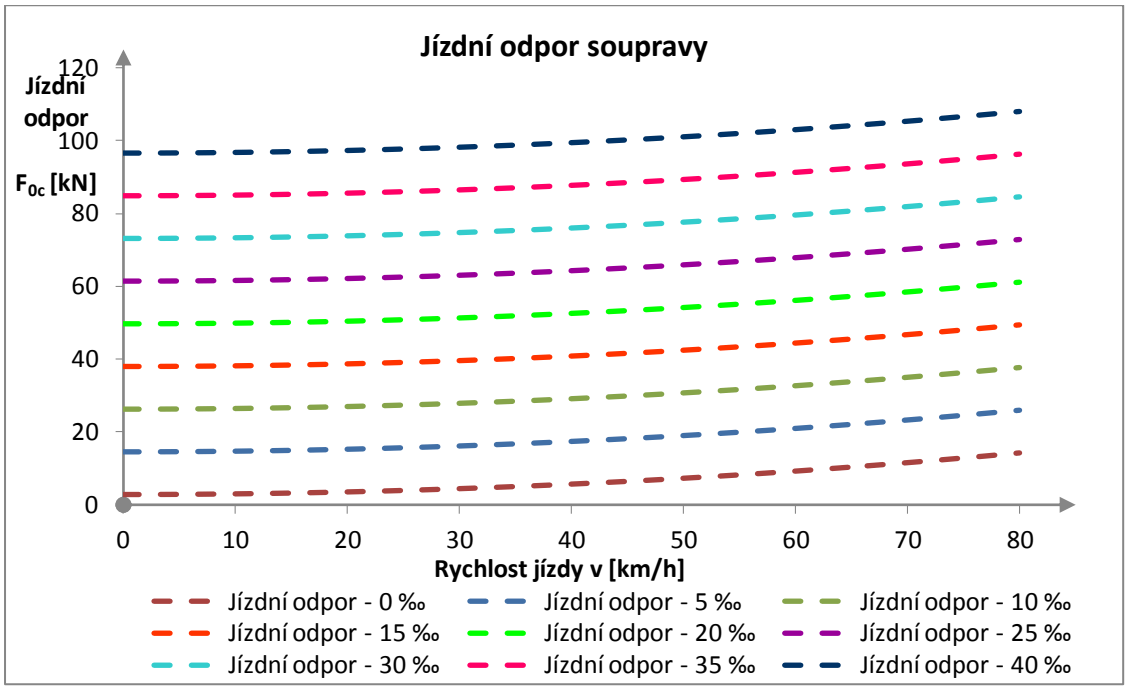
Jednotlivé hodnoty stoupání dosazuji od hodnoty 0 ‰ pro trať v rovině až do hodnoty maximálního stoupání, které je pro tratě metra 40 ‰. Silovou složku odporu ze stoupání mohu sečíst s hodnotou jízdního odporu soupravy F_0 ze vztahu (23), protože při jízdě soupravy působí odpory proti jejímu pohybu. V případě uvažování výpočtu odporů z klesání se tato složka odečte od hodnoty jízdního odporu soupravy, což je zajištěno dosazením záporné hodnoty sklonu pro klesání trati.

Celkový jízdní odpor F_{0c} soupravy metra s ohledem na jízdu na sklonu určím následujícím výrazem:

$$F_{0c} = p_0 \cdot F_a + F_s = (1{,}192 + 0{,}000\ 767 \cdot v^2) \cdot m \cdot g + m \cdot g \cdot s \quad [kN] \tag{27}$$

[16] poměr $s = \frac{h}{L}$ rovněž vyjadřuje sklon trati přímo v promilích, protože např. při stoupání 5 ‰ je tento poměr roven $5\ ‰ = \frac{5}{1000}$ tj. trať nastoupá každých délkových 1000 m o výšku 5 m.

Výraz (26) jsem znázornil graficky na v grafu (odkaz). Hodnotu sklonu jsem vynášel pouze pro stoupání v rozsahu 0 ‰ (rovina) až po maximální stoupání 40 ‰, s krokem po 5 ‰. V tomto grafu jsem pro hodnotu 0 ‰ rovněž vynesl výraz (23) ze str. 54.



Graf 2 Jízdní odpor soupravy metra

4.4.5. TAŽNÁ SÍLA SOUPRAVY

Určení celková tažné síly soupravy vychází z několika parametrů, které jsou uvedeny v tabulce vstupních hodnot Tab. 10, jsou jimi:

- **jízdní odpor soupravy** – byl definovaný v kapitole 4.4.3, dosazuji hodnotu pro rovinu, tj. (0 ‰)
- **instalovaný výkon pohonu pro jízdu** – vychází z instalované hodnoty výkonu všech trakčních motorů; $P_{\Sigma} = 20 \cdot 160\ kW = 3200\ kW$
- **dosažitelná síla na obvodu kol**
- **adhezní síla soupravy**
- **rozjezdová síla soupravy**

Hodnotu tažné síly určuji podle vztahu (38) na str. 59, grafická reprezentace je na Graf 3.

4.4.5.1. Instalovaný výkon pohonu pro jízdu

Pro pohon jednotky metra vycházím z výkonu trakčního elektromotoru o výkonu 160 kW a jmenovitých otáčkách 1890 ot/min. Od této hodnoty výkonu je nutné odečíst ztráty v převodovce, kterou uvažuji dvoustupňovou s převodovým poměrem $i_c = 6{,}55$ a účinností převodu $\eta_c = 0{,}96$ a následně obdržím výkon na kolech při uvažování ztrát v převodech.

$$P_{\Sigma c} = P_{\Sigma} \cdot \eta_c \tag{28}$$

$$P_{\Sigma c} = 3\,200 \cdot 0{,}96 \approx 3\,072\ \text{kW} \tag{29}$$

4.4.5.2. Tažná síla na obvodu kol

Sílu na obvodu kol určím podle vztahu (30) níže, při znalosti hodnoty výkonu na kolech, který jsem uvedl v podkapitole výše. Síla na obvodu kol je funkcí rychlosti jízdy, kterou do výrazu dosazuji v km/h , proto musím zajistit převod na stejné jednotky.

$$F_k(v) = \frac{3{,}6 \cdot P_{\Sigma c}}{v}\ \ [\text{kN}] \tag{30}$$

4.4.5.3. Adhezní síla soupravy

Adhezní síla soupravy je funkcí hmotnosti soupravy, která na rychlosti přímo nezávisí a součinitele adheze, který do výpočtu vnáší vliv tření mezi kolem a kolejnicí, tzv. užitečný skluz. Hodnota součinitele adheze je závislá na rychlosti, pro jeho výpočet lze použít různých přístupů a výpočtových teorií, které vychází z reálných měření při zkoušení vozidel. Pro další výpočty uvažuji se součinitelem adheze podle vzorce Curtia a Kniflera, do kterého se rychlost dosazuje v km/h :

$$\mu(v) = \frac{7500}{v + 44} + 161 \quad [1] \tag{31}$$

Adhezní sílu celé jednotky určím, při znalosti adhezní hmotnosti soupravy pro provozní obsazení 6 $^{os}/_{m^2}$v tunách, $m = 239\ t$, g je normální tíhové zrychlení, $g = 9{,}81\ m/s^2$. Adhezní síla je funkcí rychlosti.

$$F_a(v) = m \cdot g \cdot \mu(v) \tag{32}$$

Součinitel adheze a adhezní síla zde slouží k případnému porovnání parametrů s jinou elektrickou jednotkou metra. Uvažuji, že během provozu bude rozjezdová síla regulována funkcí snímání obsazení jednotky přes snímač okamžitého obsazení. Signál ze snímače bude zpracován vozovým počítačem jednotky a úměrně jemu regulována okamžitá tažná síla.

4.4.5.4. Rozjezdová síla

Rozjezdová síla závisí na dynamických dějích v průběhu rozjezdu. Zohledňuje setrvačnost jednotlivých komponent pohonu přes ekvivalent a součinitel rotačních hmot, který se určí pomocí momentů setrvačnosti a převodových poměrů jednotlivých komponent pohonu (hřídele, ozubená kola, rotor elektromotoru) Dále rozjezdová síla závisí na rozjezdovém zrychlení, které pro tento výpočet volím konstantní s hodnotou $a_{roz} = 1{,}3\ m/s^2$.

Ekvivalent rotačních hmot určím podle následujícího výrazu pro součinitel rotačních hmot, za který dosadím hodnotu $\xi_{rot} = 1{,}12$, která je obvyklá pro elektrické jednotky a metro, podle [24]. Hmotnost dosazuji provozní obsazení 6 $^{os}/_{m^2}$v tunách, $m = 239\ t$:

$$\xi_{rot} = \frac{m + m_{rot}}{m} \tag{33}$$

$$m_{rot} = m \cdot (\xi_{rot} - 1) \tag{34}$$

$$m_{rot} = 239 \cdot (1{,}12 - 1) = 28{,}68\ t \tag{35}$$

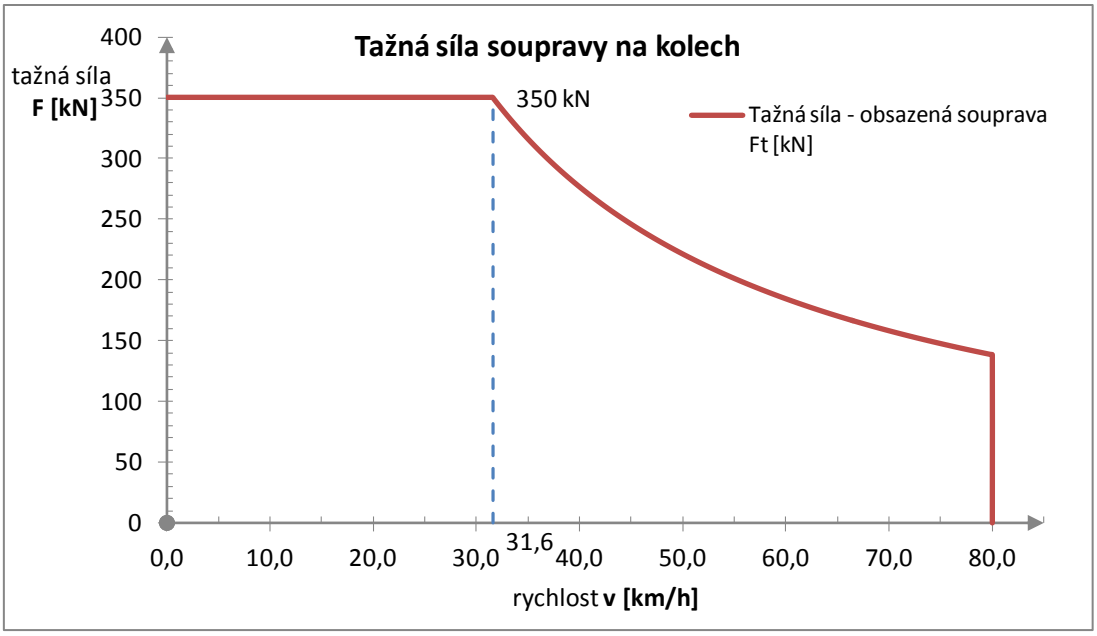
Vypočítanou hodnotu dále dosadím do výrazu (36) níže a obdržím hodnotu rozjezdové síly

$$F_{roz} = (m + m_{rot}) \cdot a_{roz} \tag{36}$$

$$F_{roz} = (239 + 28{,}68) \cdot 1{,}3 = 347{,}99 \approx 350\ kN \tag{37}$$

Tažnou sílu soupravy určím podle minimální velikosti všech složek uvedených v podkapitolách výše, a dosadím do vztahu (38), pro každý rychlostní krok o velikosti $0{,}1\ km/h$ pomocí programu MS Excel. Výsledkem je grafický průběh závislosti tažné síly na rychlosti na kolech, který je zobrazen na Graf 3.

$$F_t = \min\left(F_{0c};\ F_k;\ F_a;\ F_{roz}\right) \tag{38}$$



Graf 3 Tažná síla soupravy na kolech

Na grafickém průběhu je patrné skládání tažné síly pomocí minimálních hodnot – nejprve je vynesena konstantní část rozjezdové síly s hodnotou $F_{roz} \approx 350\,kN$, která při rychlosti přibližně 32 km/h přechází v hyperbolu konstantního výkonu a křivka tažné síly končí na maximální rychlosti soupravy 80 km/h.

4.4.6. BRZDOVÁ CHARAKTERISTIKA

Brzdová síla je podobně jako tažná síla definována několika parametry, které jsou uvedeny v tabulce (). Jsou jimi

- adhezní síla soupravy pro brzdění
- brzdná síla na obvodu kol od elektrodynamické brzdy (EDB)
- brzdná síla dynamická

4.4.6.1. Adhezní síla soupravy od brzdění

Pro adhezní sílu soupravy od brzdění platí podobný vztah jako předchozí kapitole 4.4.5.3, ale součinitel adheze μ_B uvažuji konstantní s hodnotou $\mu_B = 0{,}17$. Další hodnoty jsou totožné, jako v předcházejícím případě adhezní hmotnost soupravy pro provozní obsazení $6\,{}^{os}/_{m^2}$ v tunách, $m = 239\,t$, g je normální tíhové zrychlení, $g = 9{,}81\,m/s^2$

$$F_{ab} = m \cdot g \cdot \mu_B \tag{39}$$

$$F_{ab} = 239 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}17 = 398{,}58\,kN \tag{40}$$

4.4.6.2. Brzdná síla na obvodu kol

Brzdnou sílu na obvodu kol definuji pomocí následujícího vztahu (41), který zohledňuje výkon elektrodynamické brzdy P_{EDB} který lze určit jako krátkodobé přetížení elektromotorů v režimu EDB, pro výkon elektrodynamické brzdy stanovuji hodnotu, která odpovídá přibližně dvojnásobku instalovaného trakčního výkonu po odečtení ztrát v převodech $P_{EDB} = 1{,}96 \cdot P_{\Sigma c} = 1{,}95 \cdot 3\,07 \approx 5\,990\ kW$.

$$F_{bEDB} = \frac{3{,}6 \cdot P_{EDB}}{v} \quad [kN] \tag{41}$$

4.4.6.3. Brzdná síla dynamická

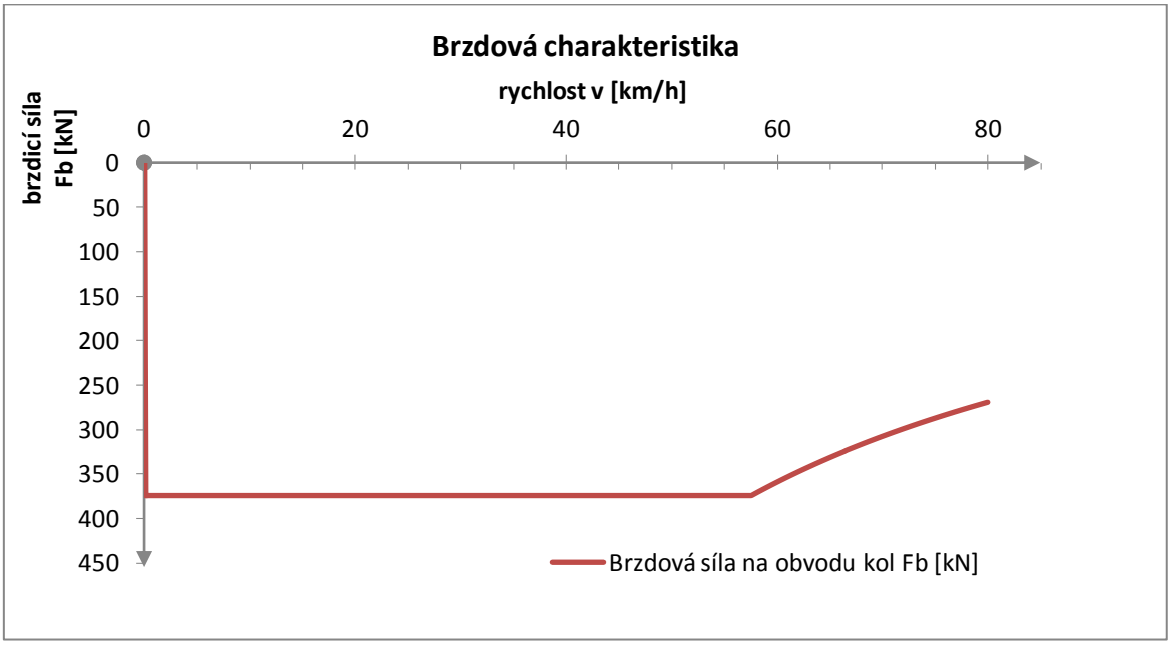
Závisí, jako rozjezdová síla, na dynamických dějích v průběhu brzdění. Zohledňuje setrvačnost komponent pohonu. Dále rozjezdová síla závisí na brzdném zpomalení, které pro tento výpočet volím konstantní s hodnotou $a_{brz} = 1{,}4\ m/s^2$, hodnotu ekvivalentu rotačních hmot přebírám z výrazu (35) $m_{rot} = 28{,}68\ t$.

$$F_{brz} = (m + m_{rot}) \cdot a_{brz} \tag{42}$$

$$F_{brz} = (239 + 28{,}68) \cdot 1{,}4 = 374{,}75 \approx 375\ kN \tag{43}$$

Celkovou brzdovou sílu soupravy určím podle minimální velikosti všech složek uvedených v podkapitolách výše, a dosadím do vztahu (44), pro každý rychlostní krok o velikosti $0{,}1\ km/h$ pomocí programu MS Excel. Výsledkem je grafický průběh závislosti brzdové síly na rychlosti, který je zobrazen na Graf 4. Od rychlosti cca 60 km/h probíhá brzdění na mezi adheze.

$$F_b = \min\,(\,F_{ab};\,F_{bEDB};\,F_{brz}) \tag{44}$$



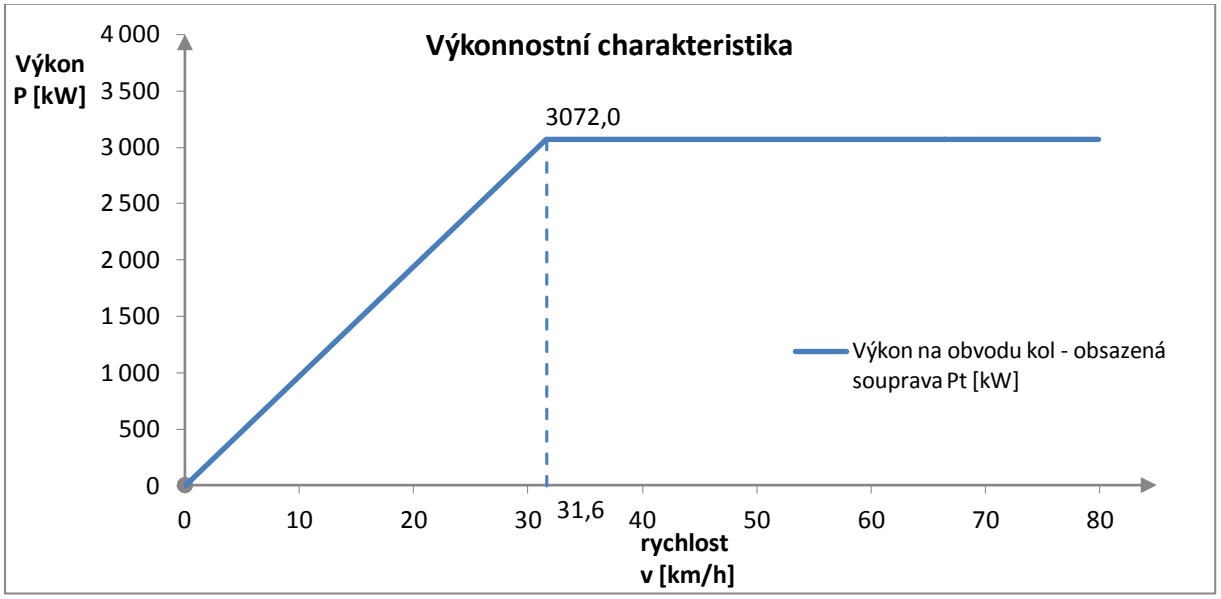
Graf 4 Brzdová charakteristika

4.4.7. VÝKONNOSTNÍ CHARAKTERISTIKA

Pro výpočet výkonnostní charakteristiky využiji tažnou sílu určenou v předchozí kapitole, protože při rozjezdu a jízdě soupravy je její výkon úměrný rychlosti jízdy. Použitý výpočetní vztah jsem pomocí tabulkového procesoru MS Excel vynesl pro rychlostní kroky o velikosti $0{,}1\ km/h$.

$$P_t = F_t \cdot \frac{v}{3{,}6} \quad [kW] \tag{45}$$

Výkonnostní charakteristiku zobrazuje následující Graf 5.

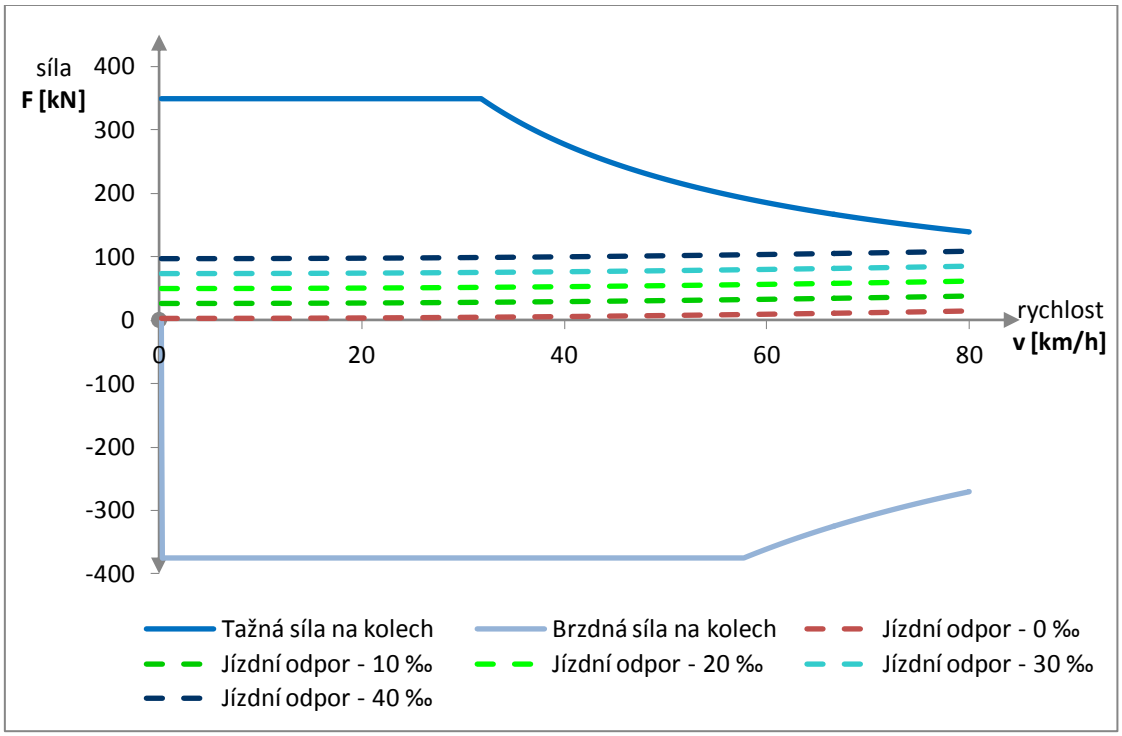


Graf 5 Výkonnostní charakteristika

Na grafickém průběhu výkonnostní charakteristiky, Graf 5, je patrný zlom při hodnotě rychlosti přibližně 32 km/h, což je přechod na hyperbolu konstantního výkonu, jak zobrazuje Graf 3.

4.5. VÝSLEDNÁ TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKA

Výsledkem předchozích výpočtů je trakční charakteristika jednotky metra, kterou zobrazuje Graf 6, současně jsem zde zahrnul i hodnoty odporů ze stoupání v rozsahu 0 ‰ (rovina) až 40 ‰ s kroky po 10 ‰.



Graf 6 Trakční charakteristika jednotky metra

5. PRŮJEZD SMĚROVÝM OBLOUKEM (KRUŽNICOVÝ A S-OBLOUK)

V této kapitole popisuji průjezd jednoho vozu a průjezd soupravy dvou vozů traťovými a manipulačními oblouky kolejové sítě metra. Cílem je zjistit hodnotu úhlů, o které se natočí vyšetřované komponenty vozu, příp. vozů, vůči sobě Jedná se o komponenty podvozku (natočení podvozků vůči ose skříně vozu), komponenty přenosu tažných sil (natočení tažné tyče), dále vymezení prostoru pro pohyb spojovacího měchu a natočení mezivozového semipermanentního spřáhla.

Pro příklad řešení kinematiky jednoho vozu jsem vybral manipulační kruhový oblouk o poloměru 70 m, který se vyskytuje v technickém zázemí (depu) a dále minimální traťový kruhový oblouk o poloměru 190 m. Dále jsem řešil průjezd jednoho vozu protisměrným obloukem („S-oblouk“) o poloměru 70 m a 190 m.

Pro řešení kinematiky soupravy dvou vozů jsem vybral minimální traťový oblouk o poloměru 190 m a S-oblouk o poloměru 190 m. Přehled řešených oblouků zobrazuje následující tabulka.

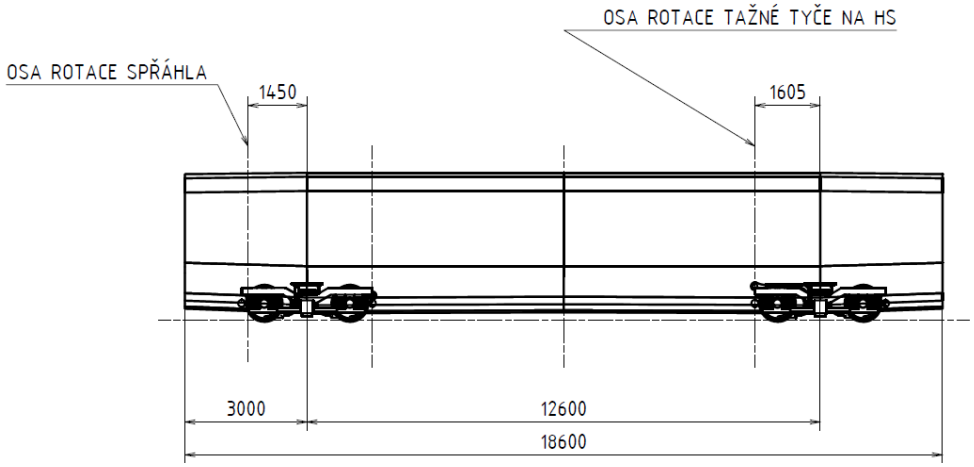
	poloměr 70 m		poloměr 190 m	
	kruhový	S-oblouk	kruhový	S-oblouk
jeden vůz	✓	✓	✓	✓
souprava	×	×	✓	✓

Tab. 11 Přehled řešených oblouků

V následujících údajích kinematického vyšetření zohledňuji vlivy vůlí. Při jízdě po koleji je železniční dvojkolí vedeno mezi kolejnicemi s oboustrannou vůlí, kterou jsem určil s hodnotou $2\sigma = 55\,mm$. Dalším druhem vůle je příčný pohyb nápravy a ložiskových domků $q = \pm 5\,mm$. Posledním druhem vůle, který uvažuji, je velikost příčného posuvu skříně vozu na sekundárním vypružení o hodnotu $p = \pm 30\,mm$. Hodnoty poloměrů oblouků, které jsou uvedeny výše, tj. hodnoty $R = 70\,m$ a $R = 190\,m$ jsou hodnoty poloměrů pro osu koleje, od které se měří výše uvedené vůle.

Vyšetření provádím pro dvě polohy vozidla v koleji – poloha tětivová a poloha vzpříčená. Tětivová poloha je charakteristická tím, že oba podvozky mají vyčerpané vůle na stejném kolejnicovém pásu. Vzpříčená poloha je charakteristická tím, že oba podvozky mají vyčerpané vůle na odlišných kolejnicových pásech. V poloze ve středu kolejového kanálů k vyčerpání vůlí nedochází.

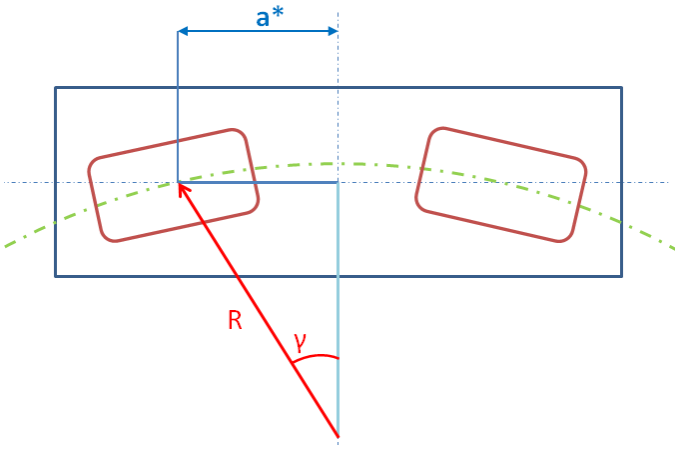
Podle údajů uvedených v kapitole 4.3 jsem vymodeloval v programu Autodesk Inventor plošný skeleton vozu, se kterým provedu vyšetření kinematiky. Rozměry tohoto skeletonu jsou na obrázku Obr. 48, včetně zakótovaných poloh otočných bodů spřáhla a uchycení tažné tyče. Uchycení tažné tyče považuji jak na vozové skříni, tak i na podvozku za sférické kloubové.



Obr. 48 Skeleton vozidla se zakótovanými pozicemi vyšetřovaných dílů

5.1. KINEMATIKA JEDNOHO VOZU V KRUŽNICOVÝCH OBLOUCÍCH

Nejdříve určím úhel natočení podvozků ve střední rovině každého poloměru oblouku Vztah (46) jsem odvodil s použitím geometrie vozidla a oblouku, Obr. 49.



Obr. 49 Úhel natočení podvozku v oblouku

$$\sin(\gamma) = \frac{a^*}{R} \tag{46}$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{a^*}{R_{70}}\right) = \frac{6{,}3}{70} = 5{,}164\,° \tag{47}$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{a^*}{R_{190}}\right) = \frac{6{,}3}{190} = 1{,}9\,° \tag{48}$$

Výše uvedené hodnoty natočení podvozku ve výrazech (47) a (48) pro střední polohy jsou ve shodě s naměřenými údaji v tabulkách Tab. 12 a Tab. 13.

Další Hodnoty pro polohy jedné vozové skříně v obloucích jsem odměřil za pomoci nástrojů v programu Autodesk Inventor. Uvádím je v následujících tabulkách.

Poloha v oblouku R = 70 m	Úhel natočení podvozku		Úhel natočení tažné tyče od podélné osy vozu	
	1. podvozek	2. podvozek	1. tyč	2. tyč
Střední poloha	5,164 °	5,164 °	0°	0 °
Tětivová – vnější kolejnice	5,161 °	5,161 °	1,074 °	1,074 °
Tětivová – vnitřní kolejnice	5,166 °	5,166 °	1,076 °	1,076 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnější kolejnice, 2. podvozek vnitřní kolejnice	5,732 °	4,595 °	1,075 °	1,075 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnitřní kolejnice, 2. podvozek vnější kolejnice	4,595 °	5,732 °	1,075 °	1,075 °

Tab. 12 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v oblouku o poloměru R = 70 m

Poloha v oblouku R = 190 m	Úhel natočení podvozku		Úhel natočení tažné tyče od podélné osy vozu	
	1. podvozek	2. podvozek	1. tyč	2. tyč
Střední poloha	1,90 °	1,90 °	0 °	0 °
Tětivová – vnější kolejnice	1,90 °	1,90 °	1,071 °	1,072 °
Tětivová – vnitřní kolejnice	1,90 °	1,90 °	1,072 °	1,072 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnější kolejnice, 2. podvozek vnitřní kolejnice	2,47 °	1,33 °	1,070°	1,071 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnitřní kolejnice, 2. podvozek vnější kolejnice	1,33 °	2,47 °	1,072	1,070 °

Tab. 13 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v oblouku o poloměru R = 190 m

5.2. Kinematika jednoho vozu v S-obloucích

Pro vyšetření v S-oblouku předpokládám, že svislá osa skříně „z“ leží inflexním bodu změny křivosti S-oblouku. Hodnoty úhlů jsem odměřil od podélné osy skeletonu.

Poloha v S-oblouku R = 70 m	Úhel natočení podvozku		Úhel natočení tažné tyče od podélné osy vozu	
	1. podvozek	2. podvozek	1. tyč	2. tyč
Střední poloha	2,601 °	2,558 °	0 °	0 °
Tětivová – vnější kolejnice	3,149 °	3,144 °	1,072 °	1,072 °
Tětivová – vnitřní kolejnice	2,008 °	2,015 °	1,072 °	1,072 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnější kolejnice, 2. podvozek vnitřní kolejnice	2,579 °	2,579 °	1,072 °	1,073 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnitřní kolejnice, 2. podvozek vnější kolejnice	2,609 °	2,549 °	1,073 °	1,072 °

Tab. 14 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v S-oblouku o poloměru R = 70 m

Poloha v S-oblouku R = 190 m	Úhel natočení podvozku		Úhel natočení tažné tyče od podélné osy vozu	
	1. podvozek	2. podvozek	1. tyč	2. tyč
Střední poloha	0,949 °	0,951 °	0 °	0 °
Tětivová – vnější kolejnice	1,517 °	1,519 °	1,071 °	1,071 °
Tětivová – vnitřní kolejnice	0,384 °	0,379	1,071 °	1,071 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnější kolejnice, 2. podvozek vnitřní kolejnice	0,965	0,934 °	1,071 °	1,071 °
Vzpříčená – 1. podvozek vnitřní kolejnice, 2. podvozek vnější kolejnice	0,953 °	0,947 °	1,071 °	1,071 °

Tab. 15 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v S-oblouku o poloměru R = 190 m

5.3. KINEMATIKA DVOU VOZŮ V KRUŽNICOVÉM OBLOUKU A S-OBLOUKU

Kinematiku pohybu dvou vozů v obloucích jsem řešil podobnými principy, jako v předchozím případě jednoho vozu. Měřil jsem úhel mezi podélnými osami skeletonů a natočení osy spřáhla od prvního vozu ve směru jízdy. Vyšetření jsem provedl opět pro tětivovou a vzpříčenou polohu skříně v oblouku. Vyšetření v tětivové poloze bylo provedeno v prvním případě pro všechny vozy na vnějším kolejnicovém pásu a ve druhém případě pro všechny vozy na vnitřním kolejnicovém pásu. Vzpříčené polohy jsem vyšetřoval celkem v 5 variantách, jak je vidět z řádku v následující tabulce. Pro přehlednost uvádím význam zkratek: V – vně, U – uvnitř oblouku z pohledu jeho středu. Pozice písmen odpovídá otočným bodům v podélné ose skříně pro první vůz a druhý vůz.

Poloha skříně v oblouku	**úhel**	**kruhový oblouk R = 190 m**	**Poznámka**	
Tětivová	mezi vozy (°)	5,04	oba vozy na vnějším kolejnicovém pásu	VV+VV
	spřáhlo (°)	5,38		
	mezi vozy (°)	5,61	oba vozy na vnitřním kolejnicovém pásu	UU+UU
	spřáhlo (°)	2,81		
Vzpříčená	mezi vozy (°)	5,04	1. vzpříčená	VU+VV
	spřáhlo (°)	5,38		
	mezi vozy (°)	4,47	2. vzpříčená	VU+UV
	spřáhlo (°)	2,24		
	mezi vozy (°)	5,61	3. vzpříčená	VU+VU
	spřáhlo (°)	6,21		
	mezi vozy (°)	6,18	4. vzpříčená	UU+VU
	spřáhlo (°)	5,95		
	mezi vozy (°)	5,61	5. vzpříčená	UU+VV
	spřáhlo (°)	5,11		

Tab. 16 Souhrn hodnot pro kinematiku dvou vozů v kruhovém oblouku

Pozice skříně v oblouku	úhel	S-oblouk R = 190 m	Poznámka	
Tětivová	mezi vozy (°)	0	oba vozy na vnějším kolejnicovém pásu	VV+VV
	spřáhlo (°)	6,86		
	mezi vozy (°)	0,00	oba vozy na vnitřním kolejnicovém pásu	UU+UU
	spřáhlo (°)	2,24		
Vzpříčená	mezi vozy (°)	0,57	1. vzpříčená	VU+VV
	spřáhlo (°)	4,29		
	mezi vozy (°)	0	2. vzpříčená	VU+UV
	spřáhlo (°)	1,14		
	mezi vozy (°)	1,13	3. vzpříčená	VU+VU
	spřáhlo (°)	5,12		
	mezi vozy (°)	0,57	4. vzpříčená	UU+VU
	spřáhlo (°)	5,39		
	mezi vozy (°)	0	5. vzpříčená	UU+VV
	spřáhlo (°)	4,55		

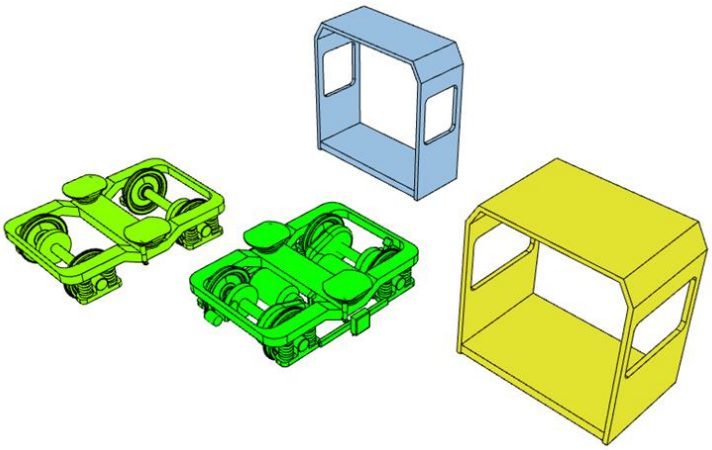
Tab. 17 Souhrn hodnot pro kinematiku dvou vozů v S-oblouku

Pro vyšetření kinematiky dvou vozů shrnuji výsledky z předchozích tabulek. Maximální dosažené hodnoty pro kruhový oblouk o poloměru R = 190 m jsou mezi vozy $\gamma_{max} = 6{,}18\,°$ a maximum úhlu spřáhla $\gamma_{max} = 6{,}21\,°$. Pro S-oblouk o R = 190 m jsou maximální hodnoty následující: $\gamma_{max} = 1{,}13\,°$ a pro úhel natočení spřáhla $\gamma_{max} = 6{,}86\,°$ od podélné osy prvního skeletonu. Vyšetření hodnoty úhlu natočení spřáhla si zaslouží více pozornosti pro různé hodnoty poloměrů oblouků, protože pohyb spřáhla nastává při směrové změně koleje jak malých tak i velkých poloměrů. Pro malé poloměry oblouků je výchylka od podélné osy vozu větší.

6. MODULÁRNÍ SKLADBA KONCEPTU PRŮCHOZÍ JEDNOTKY METRA

Koncept průchozí jednotky autonomního metra navrhuji pomocí modulárních jednotek, které jsem vymodeloval v programu Autodesk Inventor. Modulární pojetí návrhu konceptu jednotky metra umožňuje variabilní řešení jednotlivých vozů celé jednotky. Moduly představují základní konstrukční uzly vozidla – např.: čelní modul, dveřní modul, okenní modul, modul klimatizace, modul panelu vzduchové brzdy, modul přechodového měchu aj. Moduly mohou rovněž být prvky, které spojují dva sousední moduly – např.: spojovací modul různé délky. Rovněž modulem může být např. sestava sedaček, jejichž uspořádání se ve vozidle opakuje.

Jednotlivé moduly mohou mít rovněž svoje varianty, které se mohou lišit např. počtem použitých dílů – počet dveří (dvoukřídlé × jednokřídlé), rozměr oken (různé rozměry a počty oken), nebo svým rozměrem (rozměr délkový, šířkový i výškový). Za další variantu modulu lze rovněž považovat absenci dílů např. nepoužití komponent pohonu na modulu podvozku (trakční motor s převodovkou), nebo i absence brzdy (absence jednotek vzduchové brzdy a brzdových kotoučů pro použití podvozku jako referenčního běžného) apod.

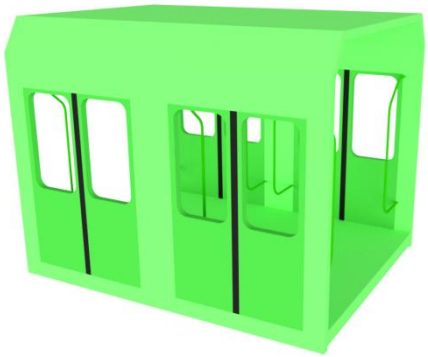


Obr. 50 Příklady variant modulů - běžný a hnací podvozek (vlevo); různá délka okenních modulů (vpravo)

V případě jednotky autonomního metra je patrná absence plnohodnotného řídicího stanoviště pro strojvedoucího v čelních vozech jednotky. Jak jsem zmínil v rešerši, např. u jednotky Siemens DT-3 provozované v Norimberku, může být stanoviště řidiče vymontováno a nahrazeno prostorem pro cestující. Tuto skutečnost lze rovněž promítnout do modulů a vytvořit modul čela, který může být proveden ve variantě s nebo bez stanoviště obsluhy[17].

Moduly lze umístit zcela libovolně a sestavit každý vůz celé jednotky jiný. Při sestavování se musí zachovat určitá pravidla řazení, například nevhodné umístění dvou dveřních modulů bezprostředně vedle sebe (nastala by vzájemná kolize křídel dveří při jejich otevření), zachování stejné výšky podlahy v celém vozu apod.

[17] Pro účely manipulačního pojezdu po technickém zázemí (depu), nebo v případě poruchy, se na stanovišti nachází ovládací panel pro nouzovou obsluhu soupravy, obyčejně je zakrytý za obložením vozu v okolí čelního okna.



Obr. 51 Příklad nevhodného umístění sousedních dvou modulů

Pro sestavení všech typů vozů v soupravě jednoho typu je žádané použití co nejmenšího počtu variant modulů. Tento požadavek zrychluje následné konstrukční fáze projektu a umožňuje použití jednoho typu modulu na více místech soupravy.

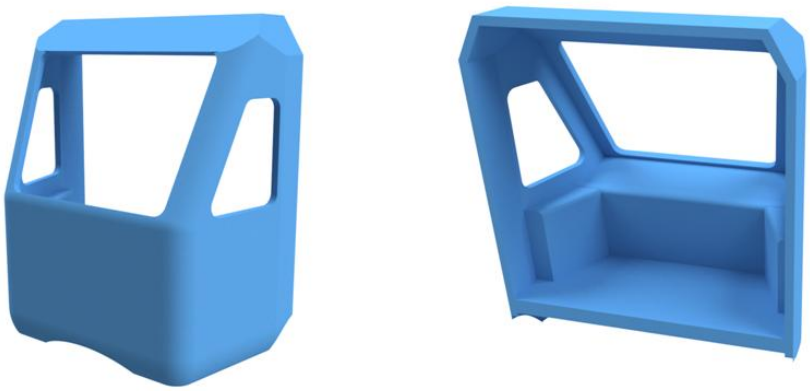
Moduly, které jsou představeny níže, mají svůj význam při fázi projektování podoby soupravy, kdy se může podoba soupravy snadno a rychle měnit výměnou nevyhovujícího modulu za jiný. Pro vlastní konstrukci, např. hrubé stavby vozové skříně je nutné zpracovat konstrukční dokumentaci, která sice vychází z charakteru modulů (jejich rozměrů a umístění), ale současně vyhovuje designovým, technickým a technologickým požadavkům konečné realizace (např. dimenzování podle silového působení, jednoduchá a levná výroba a nízká spotřeba materiálu, provedení designu čela podle požadavků provozovatele apod.).

6.1. Přehled typů modulů

Základní přehled modulů, který jsem uvedl výše, nyní přiblížím popisem modulů, které jsem použil při návrhu konceptu soupravy. Jednotlivé moduly jsem zpracoval ve 3D modelovacím programu Autodesk Inventor jako parametrické, kdy je model možné upravit změnou hodnoty parametru v odděleném souboru (tabulka MS Excel) a následně je zajištěna aktualizace dat modelu. Následně jsem moduly umístil do sestav, svázal je pomocí vazeb a vytvořil tak koncepty jednotlivých vozů soupravy, o kterých je pojednáno v dalších kapitolách.

6.1.1. Čelní modul

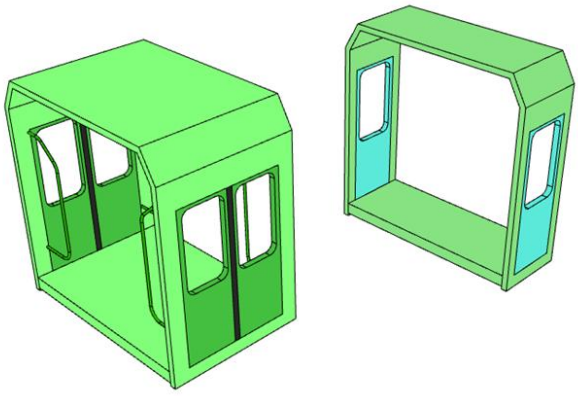
Tvoří čelo čelního vozu jednotky metra, proto může být umístěn pouze jako první (nebo poslední) ve směru jízdy. Uvnitř se nachází vymodelované vnitřní obložení okolí čelního okna a stolky pro umístění ovládacího panelu pro nouzovou obsluhu.



Obr. 52 Čelní modul - provedení bez stanoviště řidiče/strojvedoucího

6.1.2. Dveřní modul

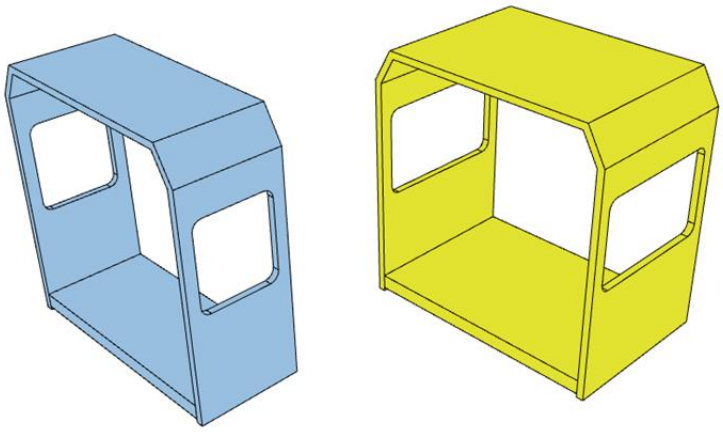
Pro zajištění nástupu a výstupu cestujících slouží buď jednokřídlé, nebo dvoukřídlé nástupní dveře. Šířku dvoukřídlých dveří jsem stanovil na 1350 mm, šířka jednokřídlých dveří činí 800 mm. Celková délka dveřního modulu s dvoukřídlými dveřmi činí 1 760 mm.



Obr. 53 Dveřní moduly - dvoukřídlé dveře a jednokřídlé dveře

6.1.3. Okenní modul

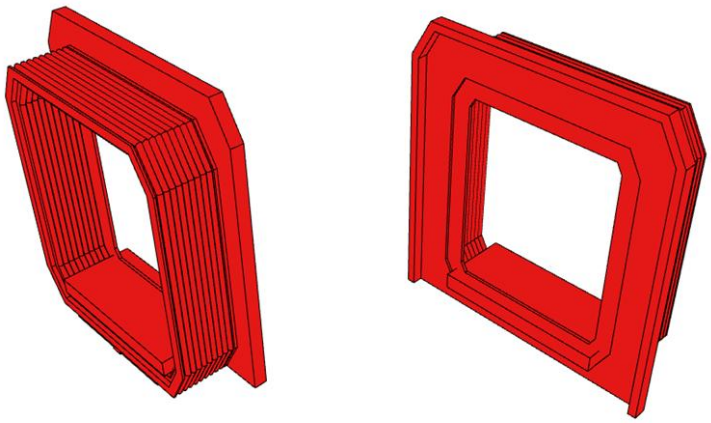
Délkový rozměr těchto modulů je vychází z délky dveřních modulů, tím je zajištěna jejich vzájemná zaměnitelnost. Délkový rozměr okna jsem volil 1 500 mm pro dlouhé okno a 850 mm pro krátké okno.



Obr. 54 Okenní moduly - pro různý rozměr okna

6.1.4. Modul přechodového měchu

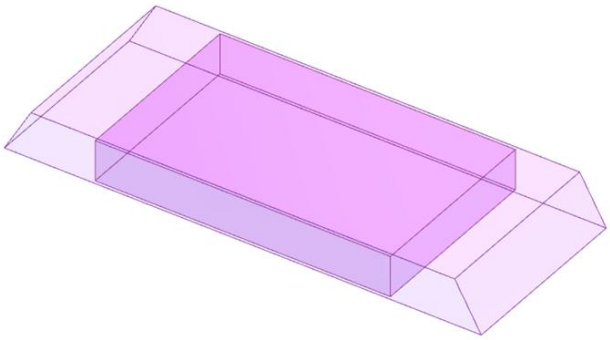
Pro zajištění přechodu mezi jednotlivými vozy soupravy jsem navrhl modul přechodového měchu. Délka samotného pružného měchu činí 570 mm, délka včetně připojovací části měchu na zbytek skříně činí 695 mm. Vnitřní šířku podlahy pro průchod jsem zvolil 1 600 mm. Šířka ve výši ramen průchodu činí 1 860 mm.



Obr. 55 Modul průchozího měchu

6.1.5. MODUL KLIMATIZACE

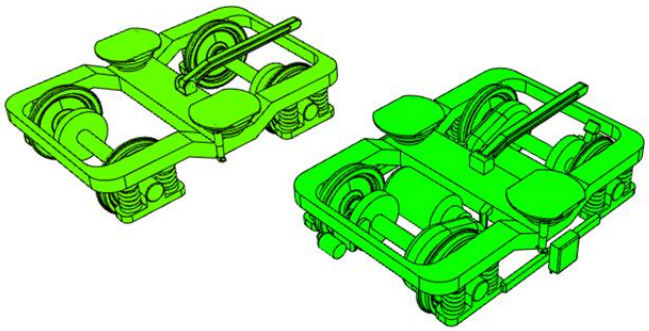
Je vytvořen na základě podoby klimatizací firmy Liebherr pro kolejová vozidla[18]. Modul aklimatizace je určen pro střešní zástavbu. Šířka modulu je 1 600 mm a délka 1 000 mm.



Obr. 56 Modul klimatizace v prostoru střechy

6.1.6. MODUL PODVOZKU

Modul podvozku jsem uvažoval ve dvou verzích, trakční a netrakční. Rozchod dvojkolí je 1 435 mm, rozvor podvozku 2 100 mm. Přenos tažných sil je realizován pomocí tažné tyče.

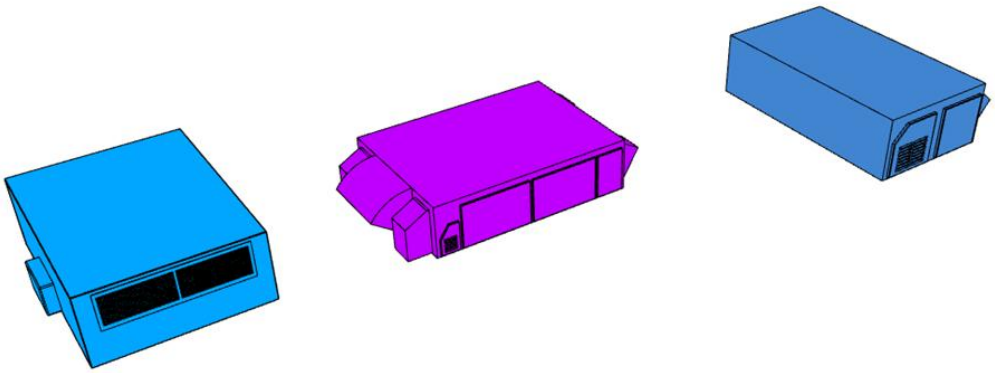


Obr. 57 Moduly podvozků – netrakční (vlevo), trakční (vpravo)

[18] Modul klimatizace byl zpracován podle katalogu firmy Liebherr: https://www.liebherr.com/shared/media/aerospace-and-transportation/transportation/downloads/products/liebherr-modular-air-conditioning-system.pdf

6.1.7. MODULY BRZDOVÉHO ODPORNÍKU, TRAKČNÍHO A POMOCNÉHO MĚNIČE

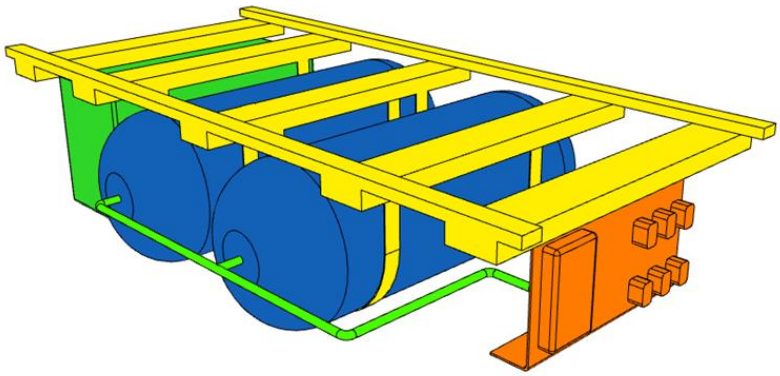
Reprezentují energetické zdroje pro veškerá elektrická zařízení ve voze.



Obr. 58 Moduly brzdového odporníku, trakčního měniče a pomocného měniče

6.1.8. MODUL PANELU VZDUCHOVÉ BRZDY

Pro zajištění brzdění jsem vymodeloval panel brzdy se základními komponenty vzduchové brzdy (hlavní vzduchojemy, kompresor a rozvaděč).



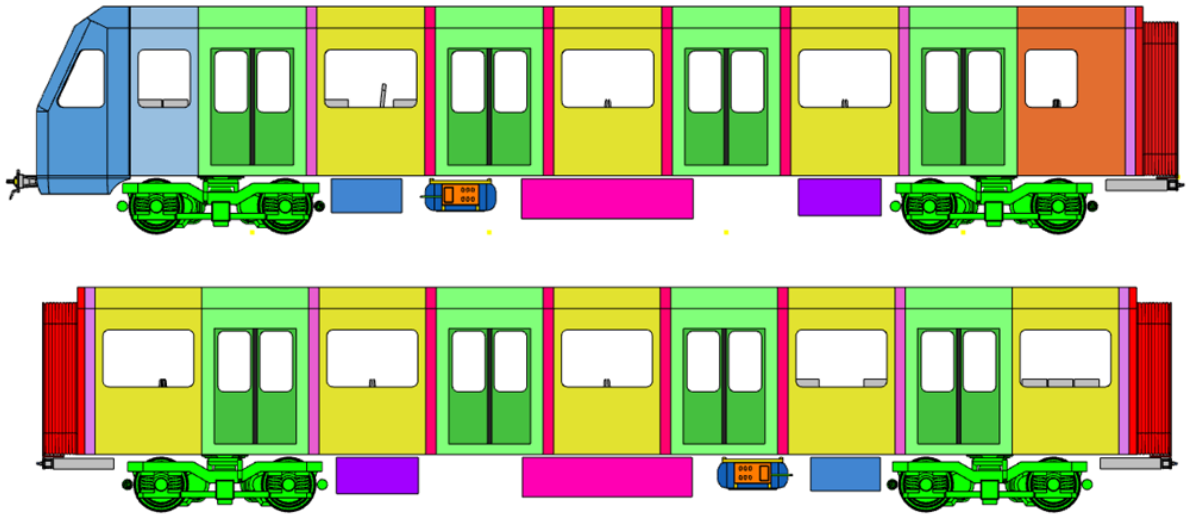
Obr. 59 Modul panelu vzduchové brzdy

6.2. VARIANTY SOUPRAV ELEKTRICKÝCH JEDNOTEK

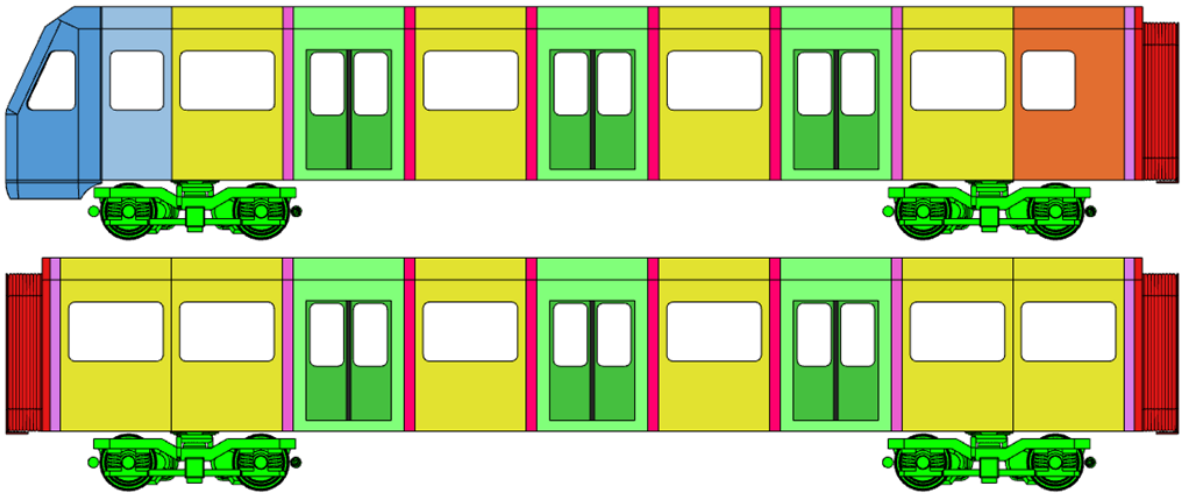
Pro další práci jsem z modulů sestavil soupravy dvojího provedení z hlediska jejich předpokládaného využití:

1. **varianta pro podzemní provoz (*U – Bahn*)** – jednotka pro autonomní metro, Obr. 60
2. **varianta pro meziměstskou železnici (*S – Bahn*)** – jednotka pro autonomní meziměstský provoz oddělený od celostátní železniční sítě, Obr. 61

Vycházím z informací, které jsem uvedl v kapitole 4.3, že vozy budou řazeny do pětivozových za provozu nerozpojitelných souprav. Souprava sestává ze dvou čelních motorových vozů, které mají zadní čelo osazeno mezivozovým přechodovým měchem a ze tří motorových vložených vozů, které mají obě čela průchozí mezivozovými přechodovými měchy. Prostory měchů nejsou během běžného provozu odděleny vnitřními dveřmi. Délku čelních a vložených vozů přes vozovou skříň uvažuji stejnou, tj. 18 600 mm. Verze jednotky se liší tím, že v provedení S-Bahn jsem uvažoval menší počet dveří (troje) než u verze U-Bahn (čtvery), což koresponduje s účelem jednotky S-Bahn pro meziměstskou železnici, kde se nepředpokládá nutnost rychlé výměny cestujících.



Obr. 60 Čelní vůz a vložený vůz jednotky U-Bahn



Obr. 61 Čelní vůz a vložený vůz jednotky S-Bahn

7. ROZBOR HMOTNOSTI VOZŮ JEDNOTKY METRA A NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ INTERIÉRU

V této kapitole stanovuji hmotnosti jednotlivých součástí a sestav čelního a vloženého vozu. V další části kapitoly navrhuji vnitřní uspořádání vnitřního prostoru jednotky metra a provádím výpočty užitečného zatížení a kontrolu nepřekročení maximálního nápravového zatížení u plně obsazeného čelního vozu jednotky, které činí $13{,}5\,t/nápr$.

7.1. ROZBORY HMOTNOSTI ČELNÍHO A VLOŽENÉHO VOZU SOUPRAVY

V následující podkapitole uvádím hmotnostní rozbory jednotlivých vozů soupravy. Pro rozbory hmotnosti vycházím z údajů, které jsem zjistil v rámci rešerší, konkrétní hodnoty hmotností byly stanoveny na základě odhadu. Rovněž výběr konstrukčních skupin vozidla není kompletní, v následujících podkapitolách 7.1.1 a 7.1.2 jsou uvedeny hodnoty pro vystrojené hrubé stavby čelního a vloženého vozu, hmotnostní rozbor podvozku je uveden ve vlastní podkapitole 7.1.3.

Níže uvádím tabulku hodnot, se kterými pracuji při dalších výpočtech. Jedná se o hodnoty, se kterými jsem počítal všechny výpočty v prostředí tabulkového procesoru MS Excel s hodnotou zaokrouhlení na jedno desetinné místo. Další výpočty (např. návrh vypružení, bezpečnost proti vykolejení) provádím pouze pro čelní vůz jednotky metra.

	Hmotnost podvozků [kg]	Hmotnost vystrojené skříně vozu [kg]	Celková hmotnost vozu – prázdný [kg]
čelní vůz	2 · 5 907,8	13 211,0	25 026,6
vložený vůz	2 · 5 907,8	13 247,0	25 062,6

Tab. 18 Celkové hodnoty hmotností prázdných vozů jednotky metra

7.1.1. ROZBOR HMOTNOSTI ČELNÍHO VOZU JEDNOTKY METRA[19]

Detailní hmotnostní rozbor čelního vozu se nachází v příloze na CD[20].

Sestava	Hmotnost [kg]
Vystrojená vozová skříň - čelní	**≈ 13 211**
Hrubá stavba	**5 150**
Hlavní rám a podlaha	2500
Bočnice levá	850
Bočnice pravá	850
Střecha	750
Přední čelo a zadní čelnice	200
Vnější vybavení vozu	**2 686**
Zařízení pod podlahou	1590
Vzduchová zařízení pod podlahou	445
Spřáhlo	370
Elektrická zařízení (baterie)	250
Kamery a čidla	17
Vnější osvětlení	14
Vnitřní vybavení vozu	**5 375**
Dveře pro cestující	800
Podlaha	700
Obložení stěn a stropu oddílu	600
Okna oddílu (včetně čelního)	560
Izolace skříně	500
Sedadla	400
Klimatizace (*HVAC*)	350
Madla	300
Přechodový měch s příslušenstvím	300
Informační systém pro cestující	180
Osvětlení LED vnitřní	150
Nouzový výlez - žebřík	150
Vozový elektrický rozvaděč	100
Hasicí systém s náplní	80
Nouzový ovládací pult	80
Vozový počítač řízení	60
Informační maticový panel linky	60
Vnitřní kamery	5

Tab. 19 Rozbor hmotnosti čelního vozu jednotky metra

Pod čelním vozem jsou zavázány dva podvozky, jejichž hmotnostní rozbor je uveden v kapitole 7.1.3.

[19] hodnoty, které jsou uvedeny v tabulkách Tab. 19, Tab. 20 a Tab. 21 jsou zaokrouhleny pomocí funkcí tabulkového procesoru MS Excel

[20] Soubory se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty“*

7.1.2. ROZBOR HMOTNOSTI VLOŽENÉHO VOZU JEDNOTKY METRA

Detailní hmotnostní rozbor vloženého vozu se nachází v příloze na CD[21].

Sestava	Hmotnost [kg]
Vystrojená vozová skříň - vložený	**≈ 13 247**
Hrubá stavba	**5 340**
Hlavní rám a podlaha	2600
Bočnice levá	820
Bočnice pravá	820
Střecha	700
Přední a zadní čelnice	400
Vnější vybavení vozu	**2 372**
Zařízení pod podlahou	1490
Vzduchová zařízení pod podlahou	345
Spřáhlo	270
Elektrická zařízení (baterie)	250
Kamery a čidla	17
Vnitřní vybavení vozu	**5 535**
Dveře pro cestující	800
Podlaha	700
Obložení stěn a stropu oddílu	600
Přechodový měch s příslušenstvím	600
Okna oddílu	500
Izolace skříně	500
Sedadla	400
Klimatizace (*HVAC*)	350
Madla	300
Informační systém pro cestující	180
Osvětlení LED vnitřní	150
Nouzový výlez - žebřík	150
Vozový elektrický rozvaděč	100
Hasicí systém s náplní	80
Vozový počítač řízení	60
Informační maticový panel linky	60
Vnitřní kamery	5

Tab. 20 Rozbor hmotnosti vloženého vozu jednotky metra

Pod vloženým vozem jsou zavázány dva podvozky, jejichž hmotnostní rozbor je uveden v kapitole 7.1.3.

[21] Soubory se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty“*

7.1.3. ROZBOR HMOTNOSTI PODVOZKU

Pro rozbor hmotnosti podvozku vycházím z údajů, které jsem zjistil v rámci rešerší, konkrétní hodnoty hmotností byly stanoveny na základě odhadu. Rovněž výběr konstrukčních skupin podvozku není kompletní. V praxi nebudou všechny podvozky provedeny stejně, budou se lišit montáží drobných dílů (např. umístění čidel otáček náprav, zemnicí uhlíky, sběrače proudu – v případě použití netrakčního podvozku jsou zbytečné; snímací antény zabezpečovače atd.). Detailní hmotnostní rozbor podvozku se nachází v příloze na CD[22].

Sestava	Hmotnost [kg]
Podvozek - celek	**≈ 5 910**
Rám podvozku	**1 050**
Dvojkolí	**1 888**
Kolo	1100
Náprava	568
Brzdový kotouč	180
Náboj brzdového kotouče	40
Pohon a přenos výkonu	**≈ 1 789**
Trakční motor	1000
Skříň převodovky s náplní	660
Spojka	70
Závěska převodovky	50
Spojovací materiál[23]	8,90
Ložiskové domky	**247**
Vedení náprav a primární vypružení	**340**
Sekundární vypružení a tlumení	**202**
Přenos tažných sil tyčí	**91**
Mechanická brzda (střadačová)	**127**
Potrubí a elektrické kabely na podvozku	**45**
Mobilní části zabezpečovacího zařízení	**≈ 60**
Cívka zabezpečovacího zařízení	50
Konzoly uchycení cívek	9,50
Sběrače proudu a jejich montáž	**≈ 70,4**
Sběrač proudu	50
Nosné izolátory sběrače	20
Spojovací materiál	0,4

Tab. 21 Rozbor hmotnosti podvozku

[22] Soubory se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty“*
[23] Hmotnost spojovacího materiálu jsem stanovil hodnotou 1 % z celkového součtu podsestavy

7.2. Určení primárně a sekundárně vypružených hmot

Na základě hmotnostního rozboru podvozku, který jsem provedl v kapitole 7.1.3 určím rozdělení hmot primárně a sekundárně vypružených.

Hmotnost nevypružených hmot je hmotnost dvojkolí včetně ložiskových domků se snímači, nalisovaného brzdového kotouče, poměrné části vedení dvojkolí a primárního vypružení a poměrné části hmotnosti převodovky.

Mezi primárně odpružené hmoty počítám rám podvozku, elektromotor a zubovou spojku, jednotku mechanické střadačové brzdy, vzduchové potrubí a elektrické kabely, snímací cívky zabezpečovače a sběrače proudu. Dále poměrné části hmotnosti převodovky, vedení náprav a primárního vypružení, poměrné části sekundárního vypružení a přenosu tažných sil na skříň.

Do sekundárně odpružených hmot započítávám celou hmotnost vystrojené vozové skříně čelního vozu, poměrné části sekundárního vypružení a přenosu tažných sil. Hodnoty blíže zachycuje následující tabulka Tab. 22.

Konstrukční sestava	Hmotnost sestavy	Nevypružené hmoty	Primárně vypružené hmoty	Sekundárně vypružené hmoty
	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]
rám podvozku	1 050,0	0,0	1 050,0	0,0
dvojkolí hnací	1 888,0	1 888,0	0,0	0,0
převodová skříň	660,0	440,0	220,0	0,0
montáž pohonu	1 128,9	0,0	1 128,9	0,0
nápravové ložisko	246,6	246,6	0,0	0,0
vedení a primární vypružení	340,0	102,0	238,0	0,0
sekundární vypružení a tlumiče	202,0	0,0	141,4	60,6
Přenos tažných sil	90,9	0,0	45,5	45,5
Mechanická brzda	126,6	0,0	126,6	0,0
Vzduchové potrubí a elektrické kabely	45,0	0,0	45,0	0,0
Cívky zabezpečovače	59,5	0,0	59,5	0,0
Celková hmotnost	**5 907,8**	**2 676,6**	**3 125,2**	**106,1**

Tab. 22 Rozdělení vypružených hmot

Z tabulky Tab. 22 vyplývá následující rozdělení jednotlivých hmot podle stupně jejich vypružení za jeden hnací podvozek:

- nevypružené hmoty podvozku $m_{0p} = 2\,676{,}6\ kg$
- primárně vypružené hmoty podvozku $m_{1p} = 3\,125{,}2\ kg$
- sekundárně vypružené hmoty podvozku $m_{2p} = 106{,}1\ kg$

7.3. NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ INTERIÉRU JEDNOTKY METRA (U-BAHN)

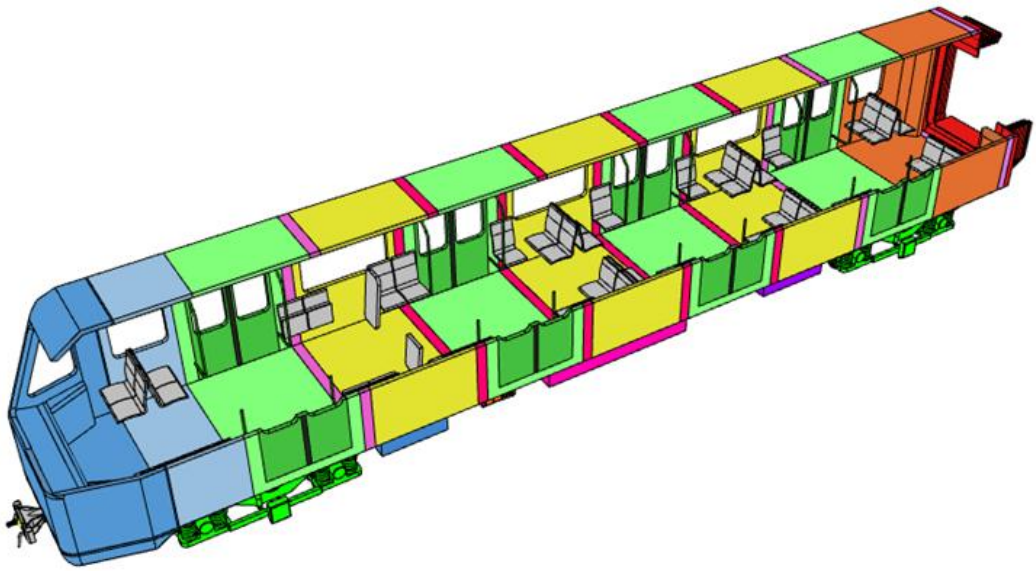
Uspořádání interiéru celé jednotky jsem řešil s ohledem na nařízení Evropské unie TSI – PRM[24], ze kterého jsem vyšel při návrhu tloušťky stěny vozů, kterou jsem volil 75 mm.

7.3.1. ČELNÍ VŮZ

Prostor pro cestující je přístupný čtyřmi dvoukřídlými dveřmi na obou stranách vozu. Dveře uvažuji jako předsuvné podél bočnice vozu. V uzavřeném stavu dveře lícují s plochou bočnice, v otevřeném stavu mají dveře průchozí šířku 1 350 mm.

Pro nástup osob se sníženou schopností pohybu (vozíčkáři) jsou první dveře vozu vybaveny v úrovni podlahy lištou, která usnadňuje najetí invalidního vozíku do vozu a nehrozí tak zapadnutí kolečka vozíku do mezery mezi skříní vozu a hranou nástupiště. V bezprostřední blízkosti dveří se rovněž nachází vyhrazený multifunkční prostor s opěrkou pro vozíčkáře. Celkem je v čelním voze vyhrazený prostor pro dva invalidní vozíky. Tento prostor lze rovněž využít pro odstavení dětského kočárku nebo jízdního kola. Multifunkční prostor jsem dále vybavil dvěma dvojicemi sklopných sedaček, které jsou umístěny kolmo na směr jízdy.

Ostatní sedačky v čelním voze jsou pevné a jsou umístěny tak, aby byla mezi nimi v nejužším místě mezera alespoň 800 mm pro průjezd invalidního vozíku, podle informací z TSI-PRM. Sedadla v přední části vozu jsou podél levé bočnice umístěny kolmo na směr jízdy a podél pravé bočnice v hnízdovém uspořádání dvě dvojice zády k sobě. Uspořádání sedaček ve střední části vozu (mezi 2. a 4. nástupními dveřmi) je stejné – na každé straně šestice sedaček. V prostoru zadního představku je umístěn přechodový měch do vloženého vozu.

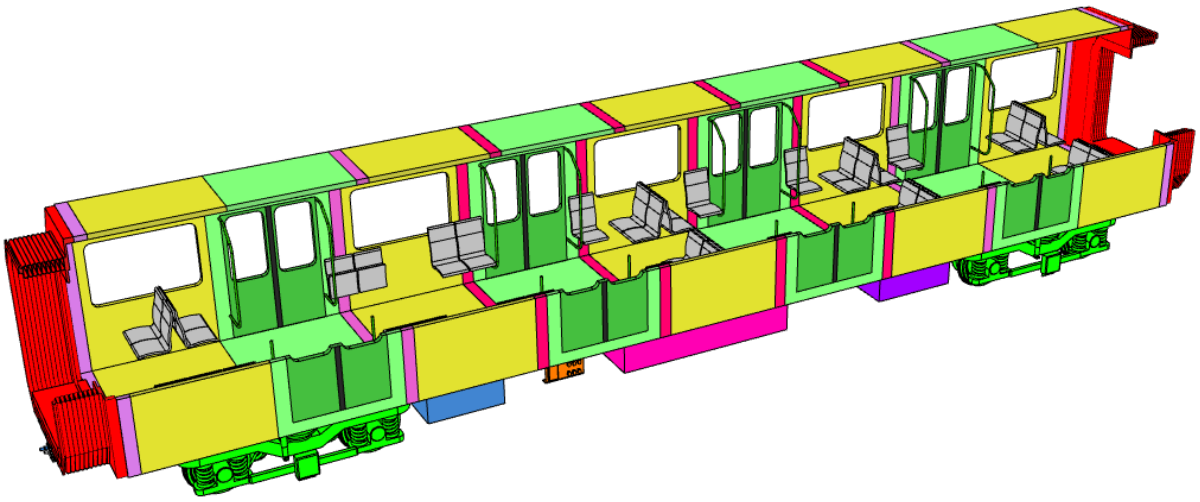


Obr. 62 Interiér čelního vozu jednotky U-Bahn

[24] https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=uriserv:OJ.L_.2014.356.01.0110.01.CES

7.3.2. Vložený vůz jednotky „U-Bahn“

Prostor pro cestující je rovněž přístupný čtyřmi dveřmi po obou stranách vozu jako u čelního vozu. V otevřeném stavu mají dveře průchozí šířku 1 350 m. Vložené vozy mají vyčleněný prostor pro vozíčkáře, kočárek nebo jízdní kolo. V multifunkčním prostoru se nachází 4 sedačky pevné a 4 sklopné. Uspořádání sedaček ve vloženém voze je symetrické podél příčné osy vozu. Na předním a zadním představku jsou umístěny přechodové měchy do sousedních vozů.



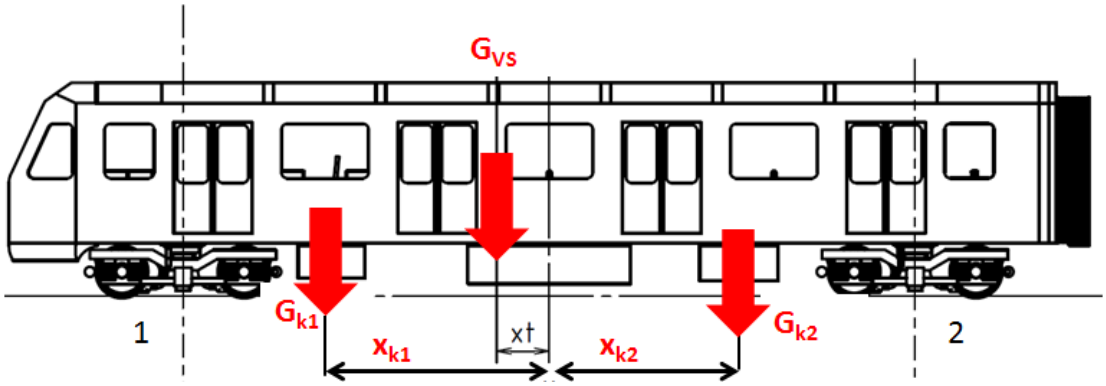
Obr. 63 Interiér vloženého vozu jednotky U-Bahn

7.3.3. VÝPOČTY ZATÍŽENÍ ČELNÍHO VOZU

7.3.3.1. Zatížení od vlastní tíhy vozidla

Pro výpočet zatížení vlastní tíhou využiji vstupní hodnoty, které jsem uvedl v Tab. 18 na str. 77. Výpočet zatížení jsem rozdělil podle souřadného systému vozidla do dvou rovin – XZ (podélná rovina) a YZ (příčná rovina) Uvádím zde pouze průběh výpočtů a výstupy z řešení v podélné rovině, v příčné rovině jsou obsaženy v souboru s výpočty na přiloženém CD[25].

Vstupními známými údaji jsou hmotnost, resp. tíhová síla, skříně vozidla a komponent, které jsou umístěny pod podlahou vozu. Nejprve určím polohu těžiště v ose souřadného systému vozidla x_T. a dále určím reakční účinky na předním a zadním hlavním příčníku skříně čelního vozu. V tabulce Tab. 23 níže jsou souhrnně uvedeny hodnoty vstupů do výpočtů:



Obr. 64 Ukázka výpočtutěžiště pro dvě komponenty

Souhrn vstupních údajů – hmotnost vystrojené skříně čelního vozu, a hodnota polohy a těžiště komponenty v ose „x“. Kladná hodnota značí umístění blíže přednímu čelu vozu, záporná umístění blíže zadnímu čelu vozu.

Komponenta k_i		Hmotnost m_{ki} [kg]	Souřadnice těžiště v ose x x_{ki} [mm]
vystrojená skříně čelního vozu	m_{VS}	13 211	0
Trakční kontejner	m_{k1}	950	150
Pomocný měnič palubního napětí 110 V	m_{k2}	250	4200
Brzdový odporník / superkapacitátor	m_{k3}	250	-4500
brzdový modul	m_{k4}	150	3500
klimatizační jednotka čelní	m_{k5}	125	5500
klimatizační jednotka zadní	m_{k6}	125	-5500

Tab. 23 Souhrn vstupních hodnot pro výpočet polohy těžiště v rovině XZ

Nejprve určím souřadnice těžiště vozu v ose x. Těžiště vystrojené skříně uvažuji, že leží v počátku souřadného systému a hodnoty polohy těžišť komponent provozního vybavení pod podlahou určím pro zjednodušení k jejich středu symetrie. V tabulce Tab. 23 výše nejsou uvedeny

[25] Soubor se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty“*

všechny komponenty, které sloužily k výpočtu těžiště, jejich kompletní přehled je uveden v rozborech hmotnosti na přiloženém CD[26], rovněž jako podrobný výpočet polohy těžiště.

Polohu těžiště určím podle vztahu (49). Po dosazení jsem obdržel hodnotu těžiště uvedenou ve vztahu

$$x_T = \frac{\sum_0^i G_{ki} \cdot x_{ki}}{G_{VS}} = \frac{\sum_0^i m_{ki} \cdot g \cdot x_{ki}}{m_{VS} \cdot g} \tag{49}$$

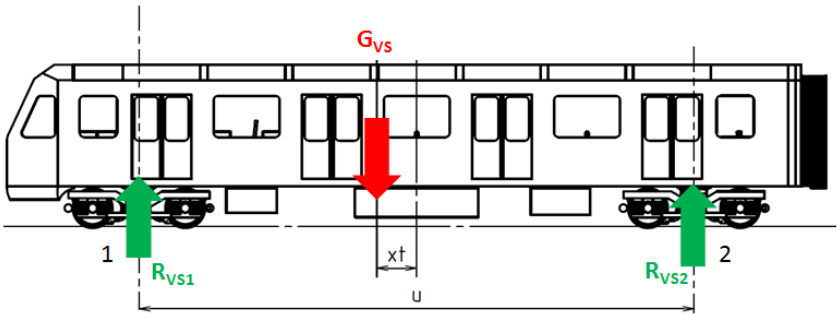
$$x_T = +129{,}8 \approx +130\ mm \tag{50}$$

Hodnota těžiště vychází kladná, je tedy posunuté od osy symetrie skříně směrem k přednímu čelu.

Pro výpočet zatížení od vlastní tíhy vozu vycházím z následujícího obrázku Obr. 65, na kterém jsou kótovány potřebné rozměry a definovány smysly působení sil Ze vstupních údajů v tabulce Tab. 23 vypočítám tíhovou sílu skříně čelního vozu.

$$G_{VS} = m_{VS} \cdot g \tag{51}$$

$$G_{VS} = 13\,211 \cdot 9{,}81 = 129\,599{,}91 \approx 129\,600\ N \tag{52}$$



Obr. 65 Silová rovnováha pro zatížení vlastní tíhou

Podle obrázku Obr. 65 jsem odvodil následující momentové rovnice, ze kterých jsem spočítal požadované hodnoty reakčních účinků na oba hlavní příčníky. Momentové rovnice jsou sestaveny k bodům 1 a 2, do kterých lze soustředit silové působení od vlastní tíhy vozové skříně na podvozky.

$$\begin{aligned} 1{:}\quad & R_{2VS} \cdot u - G_{VS} \cdot \left(\frac{u}{2} - x_T\right) = 0 \\ 2{:}\quad & R_{1VS} \cdot u - G_{VS} \cdot \left(\frac{u}{2} + x_T\right) = 0 \end{aligned} \tag{53}$$

[26] Soubor se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty“*

$$R_{1VS} = G_{VS} \cdot \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{u}{2} + x_T\right)$$
$$R_{2VS} = G_{VS} \cdot \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{u}{2} - x_T\right) \quad (54)$$

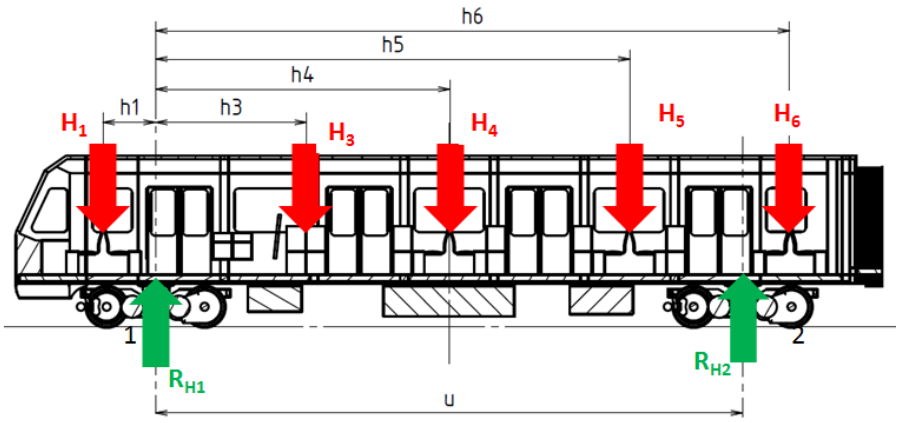
$$R_{1VS} = 129\,600 \cdot \frac{1}{12\,600} \cdot \left(\frac{12\,600}{2} + 130\right) \approx 66\,135\ N$$
$$R_{2VS} = 129\,600 \cdot \frac{1}{12\,600} \cdot \left(\frac{12\,600}{2} - 130\right) \approx 63\,465\ N \quad (55)$$

7.3.3.2. Zatížení od sedících cestujících

Výpočet zatížení sedícími cestujícími provádím pro hmotnost jednoho cestujícího $m_{cestující} = 70\ kg$. Umístění sedaček ukazuje následující obrázek Obr. 66 včetně kót pro sestavení momentových rovnic k bodu 1 a silové rovnováhy do svislého směru „z“. Na obrázku Obr. 66 není kvůli přehlednosti zachycena síla H_2 od sedících před rovinou řezu, ale výpočet ji zohledňuje.

Hodnotu silového účinku od skupiny sedících určím podle vztahu (56).

$$H_i = m_{cestující} \cdot g \cdot počet\ sedaček_i \quad (56)$$



Obr. 66 Silové zatížení sedícími cestujícími

$$1: \quad R_{H2} \cdot u + H_1 \cdot h_1 + H_2 \cdot h_2 - H_3 \cdot h_3 - H_4 \cdot h_4 - H_5 \cdot h_5 - H_6 \cdot h_6 = 0$$
$$z: \quad R_{H1} + R_{H2} - H_1 - H_2 - H_3 - H_4 - H_5 - H_6 = 0 \quad (57)$$

$$1: \quad R_{H2} = \frac{1}{u} \cdot (-H_1 \cdot h_1 - H_2 \cdot h_2 + H_3 \cdot h_3 + H_4 \cdot h_4 + H_5 \cdot h_5 + H_6 \cdot h_6)$$
$$z: \quad R_{H1} = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 + H_6 - R_{H2} \quad (58)$$

Do výše uvedených výrazů dosazuji hodnoty z tabulky Tab. 24 níže.

i	1	2	3	4	5	6
Počet sedaček	3	4	4	12	12	8
Síla od sedících H_i [N]	2 060	2 747	2 747	8 240	8 240	5 494
Vzdálenost k bodu „1“ h_i [mm]	*1169*	*1118*	*3232*	*6306*	*10170*	*13648,87*

Tab. 24 Silový účinek od sedících

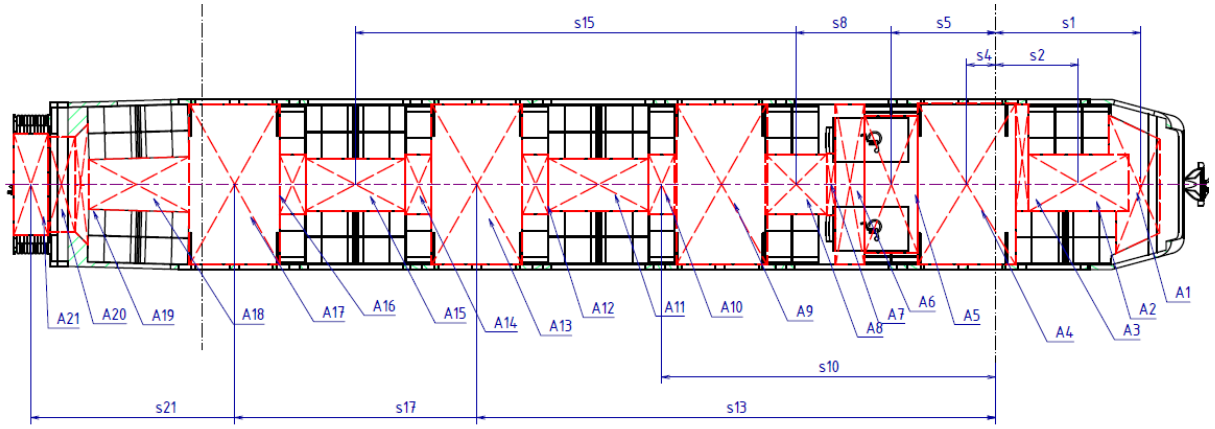
Výsledkem jsou hodnoty reakcí v místě příčníků „1“ a „2“.

$$\begin{aligned} 1{:}\quad & R_{H2} = 16\,995{,}93 \approx 16\,996\ N \\ z{:}\quad & R_{H1} = 12\,532{,}17 \approx 12\,532\ N \end{aligned} \tag{59}$$

Rozdíl hodnot z výrazu (59) činí přibližně $\Delta R_H \approx$ 4 464 N.

7.3.3.3. Zatížení od stojících cestujících

Zatížení od stojících cestujících řeším pro různé stavy obsazení vozu. Uvažuji hodnoty obsazení $2, 4, 6, 8\ os/m^2$ podlahové plochy. Podlahovou plochu čelního vozu určím z následujícího obrázku, Obr. 67, kde jsem plochy vyznačil v programu Autodesk Inventor a zároveň změřil jejich výměru a hodnoty vzdálenosti středu každé plochy od prvního příčníku. Na obrázku níže je pro přehlednost uvedeno kótování několika vybraných vzdáleností.



Obr. 67 Podlahová plocha čelního vozu

Zjištěné hodnoty každé dílčí podlahové plochy a vzdálenosti od prvního příčníku jsem uvedl v tabulce Tab. 25 na nedující straně. Celkový počet dílčích podlahových ploch je 21, a celková podlahová plocha čelního vozu je 29 m^2.

Plocha	Výměra	Vzdálenost od bodu „1“	Zatížení výměry			
A_i	[m^2]	s_i [m]	2 os/m^2	4 os/m^2	6 os/m^2	8 os/m^2
A_1	0,866	2,175	1189,00	2378,00	3567,00	4756,00
A_2	1,249	1,223	1715,00	3430,10	5145,10	6860,10
A_3	0,358	0,428	491,10	982,10	1473,20	1964,20
A_4	3,970	0,456	5451,80	10903,50	16355,30	21807,00
A_5	1,829	1,654	2511,80	5023,50	7535,30	10047,10
A_6	1,181	2,306	1622,60	3245,10	4867,70	6490,20
A_7	0,144	2,61	198,10	396,20	594,30	792,40
A_8	0,930	3,168	1276,70	2553,50	3830,20	5106,90
A_9	3,682	4,374	5057,10	10114,30	15171,40	20228,50
A_{10}	0,398	5,303	546,40	1092,80	1639,10	2185,50
A_{11}	1,320	6,306	1813,20	3626,40	5439,60	7252,80
A_{12}	0,398	7,309	546,40	1092,80	1639,10	2185,50
A_{13}	3,682	8,238	5057,10	10114,30	15171,40	20228,50
A_{14}	0,398	9,167	546,40	1092,80	1639,10	2185,50
A_{15}	1,320	10,17	1813,20	3626,40	5439,60	7252,80
A_{16}	0,398	11,175	546,40	1092,80	1639,10	2185,50
A_{17}	3,657	12,097	5023,00	10046,00	15069,00	20091,90
A_{18}	1,398	13,61	1920,10	3840,20	5760,30	7680,50
A_{19}	0,382	14,538	524,40	1048,70	1573,10	2097,50
A_{20}	0,645	14,845	885,80	1771,70	2657,50	3543,40
A_{21}	0,810	15,33	1112,50	2224,90	3337,40	4449,80
A_Σ	**29,01**					

Tab. 25 Souhrn zatížení jednotlivých podlahových ploch čelního vozu

Ze zjištěných hodnot zatížení na plochách podlahy jsem spočítal reakci od stojících cestujících, podobně jako v předcházejících případech, pomocí momentové rovnice k bodu „1“ a statické rovnice do svislého směru „z“. V rovnicích (60) jsem úmyslně neuvedl všechny členy, výpočet jsem provedl pro všechny hodnoty uvedené v tabulce Tab. 25 výše.

$$\begin{aligned} 1:&\quad R_{S2}\cdot u + S_1\cdot s_1 + S_2\cdot s_2 + S_3\cdot s_3 - S_4\cdot s_4 - S_5\cdot s_5 - \cdots - S_{21}\cdot s_{21} = 0 \\ z:&\quad R_{S1} + R_{S2} - S_1 - S_2 - S_3 - \cdots - S_{19} - S_{20} - S_{21} = 0 \end{aligned} \tag{60}$$

$$\begin{aligned} 1:&\quad R_{S2} = \frac{1}{u}(-S_1\cdot s_1 - S_2\cdot s_2 - S_3\cdot s_3 + S_4\cdot s_4 + S_5\cdot s_5 + \cdots + S_{21}\cdot s_{21}) \\ z:&\quad R_{S1} = +S_1 + S_2 + S_3 + \cdots + S_{19} + S_{20} + S_{21} - R_{S2} \end{aligned} \tag{61}$$

Vypočítané hodnoty reakcí na příčníky zobrazuje následující tabulka Tab. 26 pro všechny hodnoty obsazení, které byly uvedeny výše.

	2 os/m^2	4 os/m^2	6 os/m^2	8 os/m^2
R_{S1} [N]	20289,83	40579,67	60869,5	81159,34
R_{S2} [N]	19558,1	39116,2	58674,3	78232,4

Tab. 26 Výsledné hodnoty pro zatížení stojícími

Hodnoty zatížení od stojících cestujících poskytují rovněž informace o počtu osob, které jsou přepravovány. Níže uvádím tabulku Tab. 27 s se zahrnutými počty sedících. Tabulka Tab. 28 uvádí hmotnosti cestujících pro jednotlivé stavy zatížení.

	0 os/m^2	2 os/m^2	4 os/m^2	6 os/m^2	8 os/m^2
sedící [os]	43	43	43	43	43
stojící [os]	0	58	116	174	232
celkový počet [os]	43	101	159	217	275

Tab. 27 Počet cestujících ve voze pro jednotlivé stavy

	0 os/m^2	**2 os/m^2**	**4 os/m^2**	**6 os/m^2**	**8 os/m^2**
hmotnost sedící [kg]	3010,0	3010,0	3010,0	3010,0	3010,0
hmotnost stojící [kg]	0	4062,0	8123,9	12185,9	16247,9
celková hmotnost [kg]	**3010,0**	**7072,0**	**11133,9**	**15195,9**	**19257,9**

Tab. 28 Celková hmotnost cestujících pro jednotlivé stavy

7.3.4. SOUHRNNÁ TABULKA ZATÍŽENÍ ČELNÍHO VOZU

Celkové zatížení obou příčníků určím ze součtu zatížení pro oba příčníky. Pro úplnost níže uvádím tabulku s údaji z předchozích kapitol. Poslední dva řádky jsou součet zatížení pro daný stav (prázdné vozidlo je uvažováno pouze vlastní tíha včetně podvozků; pro „sedící“ vlastní tíha vč. podvozků a příspěvek od sedících atd.)

	vlastní tíha	**sedící**	**stojící**			
			2 os/m^2	**4 os/m^2**	**6 os/m^2**	**8 os/m^2**
R_1 [N]	66 135	12 232,17	20 289,83	40 579,67	60 869,5	81 159,34
R_2 [N]	63 465	16 995,93	19 558,1	39 116,2	58 674,3	78 232,4
R_1 [N]	**66 135**	**78 667**	**98 957**	**119 247**	**139 536**	**159 826**
R_2 [N]	**63 465**	**80 461**	**100 019**	**119 577**	**139 135**	**158 694**

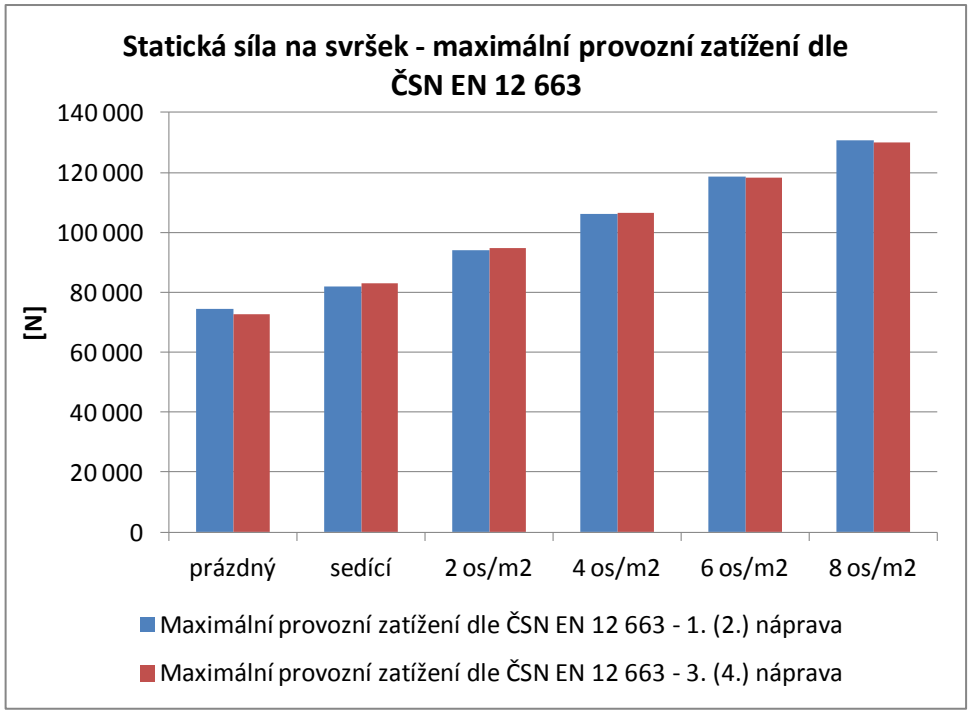
Tab. 29 Celkové hodnoty zatížení příčníků pod užitečným zatížením

Nyní přistoupím k hodnocení nápravové síly pro každý výše uvedený stav zatížení. Pro připomenutí znovu uvádím, že limit nápravového zatížení pro metro je 13,5 t na jednu nápravu. Výše uvedené hodnoty vynásobím koeficientem přitížení podle ČSN EN 12 663 pevnostní parametry vozidla pro vozidlo se vzduchovými pružinami s indikací poruchy o hodnotě „ 1,2“. Následně hodnoty vydělím dvěma, protože pod každým příčníkem se nachází dvě nápravy. Data zobrazuje tabulka Tab. 30 níže, je z ní vidět, že čelní vůz nepřekračuje limit maximálního zatížení.

	1. příčník [N]	**2. příčník [N]**	**limit zatížení [N]**	**Splnění limitu zatížení nápravy**
	1. a 2. náprava	**3. a 4. náprava**		
vlastní tíha (prázdný)	74 454,29	72 852,55	**132 435**	**ANO**
sedící	81 973,59	83 050,11	**132 435**	**ANO**
2 os/m^2	94 147,49	94 784,97	**132 435**	**ANO**
4 os/m^2	106 321,39	106 519,83	**132 435**	**ANO**
6 os/m^2	118 495,29	118 254,69	**132 435**	**ANO**
8 os/m^2	130 669,19	129 989,55	**132 435**	**ANO**

Tab. 30 Vypočítaná data maximálního provozního zatížení podle ČSN EN 12663

Data z tabulky Tab. 30 výše lze graficky zobrazit, jak je uvedeno na Graf 7.



Graf 7 Statická síla na svršek - maximální provozní zatížení dle ČSN EN 12 663

Hodnoty svislé kolové síly pro statický stav prázdného vozu (*PV*) a stav plného obsazení vozu (*PL*) ukazuje následující tabulka Tab. 31, která zachycuje data pro nejvíce zatížený 1. příčník ve směru jízdy. Výchozími hodnotami byl druhý sloupec Tab. 30, které jsem vydělil počtem kol jedné nápravy.

kolová síla prázdný vůz (PV)[N]	37 227
kolová síla obsazený vůz (PL) [N]	65 335

Tab. 31 Maximální hodnoty statické kolové síly

8. NÁVRH PARAMETRŮ VYPRUŽENÍ VOZU

V této kapitole popisuji návrh vypružení pro čelní vůz jednotky metra. Vypružení koncipuji jako dvoustupňové, pro stupeň primárního vypružení použiji ocelovou vinutou pružinu z drátu kruhového průřezu, pro stupeň sekundárního vypružení uvažuji použití vzduchové membránové pružiny s pryžokovovým skládaným prvkem nouzového vypružení. K sekundárnímu vypružení je připojen paralelně umístěný hydraulický tlumič.

Pro další výpočty použiji dříve vyjádřené rozdělení jednotlivých hmot podle stupně jejich vypružení za jeden hnací podvozek a za vystrojenou hrubou stavbu skříně čelního vozu. Údaje odpovídají hodnotám v tabulce tabulce Tab. 18 na str. 77 a Tab. 22 na str. 81.

- nevypružené hmoty podvozku $m_{0p} = 2\,676{,}6\ kg$
- primárně vypružené hmoty podvozku $m_{1p} = 3\,125{,}2\ kg$
- sekundárně vypružené hmoty podvozku $m_{2p} = 106{,}1\ kg$
- sekundárně vypružené hmoty hrubé stavby $m_{2HS} = 13\,211\ kg$

Hodnoty rozdělení jednotlivých hmot za celý čelní vůz jednotky určím podle následujících vztahů. Nevypružené hmoty a hmoty vypružené primárně mohu za celý vůz násobit počtem podvozků, k sekundárně vypruženým hmotám obou podvozků přičtu hmotnost vystrojené hrubé stavby:

$$\begin{aligned} m_0 &= 2 \cdot m_{0p} \\ m_1 &= 2 \cdot m_{1p} \\ m_2 &= 2 \cdot m_{2p} + m_{2HS} \end{aligned} \tag{62}$$

Po dosazení hodnot do vztahů (62) obdržím vypočítané hodnoty rozdělení stupňů vypružení za celý vůz v prázdném stavu (rovnice III.) nebo při započítání hmotnosti cestujících pro plně obsazený vůz jako hmotnosti užitečné (hodnota z tab. Tab. 28 na str. 89) - rovnice IV.):

$$\begin{aligned} m_0 &= 2 \cdot 2\,676{,}6 = 5\,353{,}12\ kg && I. \\ m_1 &= 2 \cdot 3\,125{,}2 = 6\,250{,}43\ kg && II. \\ m_{2PV} &= 2 \cdot 106{,}1\ + 13\,211 = 13\,423{,}10\ kg && III. \\ m_{2PL} &= 2 \cdot 106{,}1\ + 13\,211 + 19\,257{,}88 = 32\,681{,}1\ kg && IV. \end{aligned} \tag{63}$$

Užitečné zatížení čelního vozu určím podle následujícího vztahu, při znalosti užitečné hmotnosti, tj. hmotnosti cestujících pro maximální hodnotu obsazení $8\ os/m^2$:

$$G_{už} = m_{už} \cdot g \tag{64}$$

kde:

- $m_{už}$ – užitečná hmotnost cestujících pro zatěžovací stav obsazení $8\ os/m^2$, $m_{už} = 19\,257{,}88\ kg$
- g – normální tíhové zrychlení, $g = 9{,}81\ m/s^2$

$$G_{už} = 19\,257{,}88 \cdot 9{,}81 = 188\,919{,}8\ N \tag{65}$$

8.1. Analýza polohy výšky spřáhla

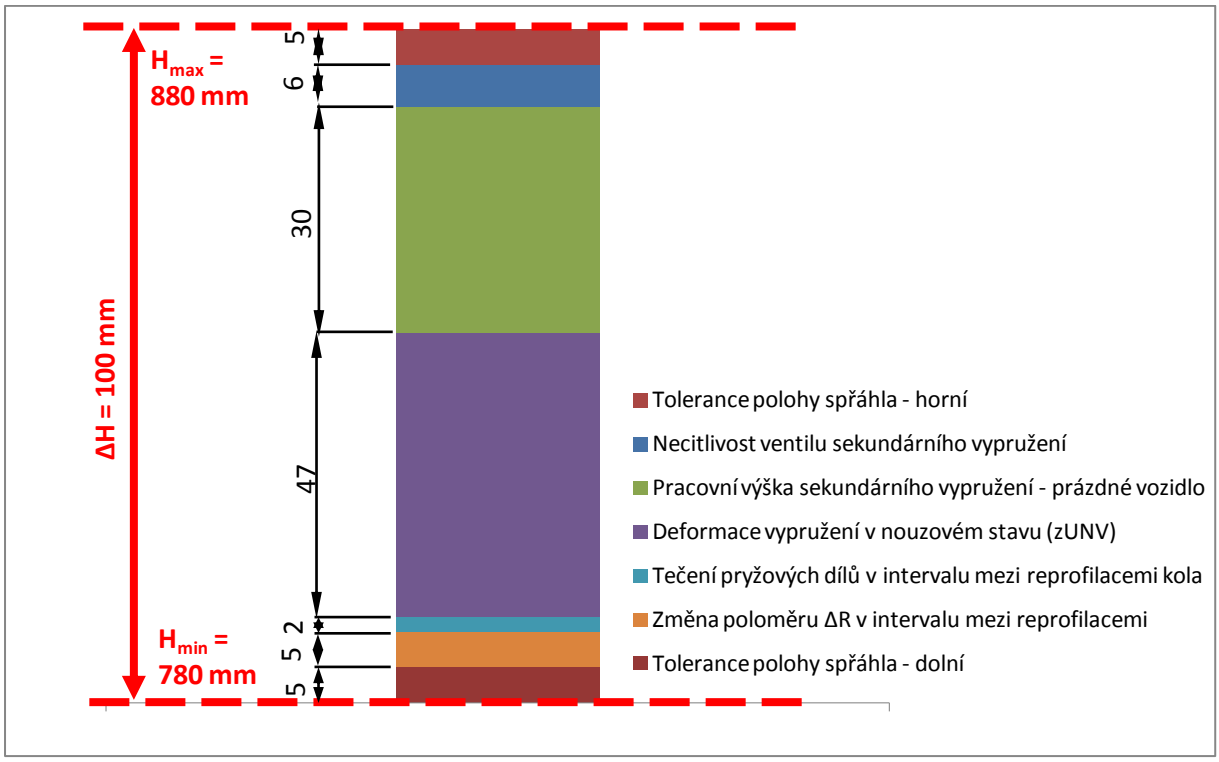
Při rozboru vzdálenosti nad temenem kolejnice vycházím z předpokladu, že jmenovitá výška spřáhla soupravy metra 81-71M při prázdném vozu činí $H_{nom} = 829\ mm$ nad TK podle zdroje [26]. Z důvodů zajištění mechanické kompatibility při spřahovaní soupravy s manipulačními prostředky v technickém zázemí tuto hodnotu zachovávám. Od jmenovité polohy spřáhla volím interval o velikosti $\Delta H = H_{MAX} - H_{MIN} = 100\ mm$.

Parametry pro stanovení velikosti intervalu jsem uvažoval např.: výrobní tolerance umístění hlavy spřáhla na horní a dolní hranici intervalu, pásmo necitlivosti regulačního ventilu sekundárního vypružení, pracovní výšku sekundárního vypružení, tečení pryžových dílů a změnu poloměru kola mezi reprofilacemi jízdní plochy dvojkolí. Údaje pro stanovení velikosti intervalu uvádím v následující tabulce Tab. 32.

Název parametru v intervalu	**Hodnota [mm]**	**Interval**
Výška osy spřáhla H_{MAX}	**880**	
Tolerance polohy spřáhla – horní	5	**ΔH = 100 mm**
Necitlivost regulačního ventilu sekundárního vypružení	6	
Pracovní výška sekundárního vypružení – prázdné vozidlo	30	
Deformace vypružení v nouzovém stavu (z_{UNV})	**47**	
Tečení pryžových dílů v intervalu mezi reprofilacemi kola	2	
Změna poloměru ΔR v intervalu mezi reprofilacemi kola o 5 mm	5	
Tolerance polohy spřáhla - dolní	5	
Výška osy spřáhla H_{MIN}	**780**	

Tab. 32 Stanovení intervalu výšky spřáhla

Uzavíracím členem intervalu je hodnota deformace primárního a sekundárního vypružení v nouzovém stavu – hodnota $\boldsymbol{z_{UNV} = 47\ mm}$. Grafický rozbor intervalu představuje následující graf, který vychází z hodnot uvedených v Tab. 32.



Graf 8 Velikost intervalu výšky spřáhla

8.2. VÝPOČET MINIMÁLNÍ TUHOSTI SVISLÉHO VYPRUŽENÍ VOZIDLA

Pro návrh vypružení vycházím ze vztahu pro minimální tuhost vypružení ve svislém směru, z literatury [27]:

$$k_{Z_{min}} = \frac{G_{už}}{z_{UNV}} \tag{66}$$

kde:

- $G_{už}$ - užitečné zatížení, hodnota ze vztahu (65), $G_{už} = 188\,920\ N$
- z_{UNV} – celková deformace primárního a sekundárního vypružení v nouzovém stavu, podle Tab. 32 na str. 92, $z_{UNV} = 47\ mm = 0{,}047\ m$

$$k_{Z_{min}} = \frac{188\,920}{0{,}047} = 4\,019\,574{,}5 \approx 4\,019\,575 \frac{N}{m} \tag{67}$$

Pro hodnotu minimální tuhosti vypružení musí být zároveň splněna následující podmínka, aby výsledná tuhost vypružení v nouzovém stavu byla větší, nebo nejvýše rovná, než minimální tuhost vypružení.

$$k_{Z_{min}} \leq k_{ZV} = \frac{k_{z1} \cdot k_{z2N\Sigma}}{k_{z1} + k_{z2N\Sigma}} \tag{68}$$

Ověření splnění vztahu (68) je provedeno v kapitole 8.5 na str. 103.

8.3. PRIMÁRNÍ VYPRUŽENÍ

Pro primární vypružení navrhuji použití ocelové vinuté pružiny z drátu kruhového průřezu. Pružiny primárního vypružení spojují ložiskový domek s rámem podvozku a jsou na jednom ložiskovém domku umístěny ve dvojici. Na jeden podvozek tedy připadá celkem 8 ks pružin primárního vypružení.

8.3.1. NÁVRH PRUŽINY PRIMÁRNÍHO VYPRUŽENÍ

Primární vypružení nese hmoty, které jsou umístěny nad ním, tedy hmoty odpružené primárně a sekundárně. Přehled hodnot hmotností primárně a sekundárně vypružených hmot ukazuje výraz (63) (rovnice II., III. a IV.) na str. 91. Z něj vybírám hodnoty, které použiji pro dimenzování průměru pružiny.

Na celé primární vypružení působí hmotnost sekundárně vypružených hmot (v obou stavech zatížení – PV a PL) a dále hmotnost primárně vypružených částí podvozků. Pro účely dimenzování vybírám z těchto hodnot maximální údaj, tj hmotnost sekundárně vypružených hmot ve stavu PL. Pro přehlednost zde údaje ještě jednou uvádím, jejich součtem obdržím hodnotu maximálního statické hmotnosti, která na pružiny primárního vypružení působí:

- $m_1 = 2 \cdot 3\,125{,}2 = 6\,250{,}43\ kg$
- $m_{2PV} = 2 \cdot 106{,}1\ + 13\,211 = 13\,423{,}10\ kg$
- $m_{2PL} = 2 \cdot 106{,}1\ + 13\,211 + 19\,257{,}88 = 32\,681{,}1\ kg$

$$m_{statPV} = m_1 + m_{2PV} \tag{69}$$

$$m_{statPV} = 6\,250{,}43 + 13\,423{,}10 = 19\,673{,}53\ kg \tag{70}$$

$$m_{statPL} = m_1 + m_{2PL} \tag{71}$$

$$m_{statPL} = 6\,250{,}43 + 32\,681{,}1 = 38\,931{,}53\ kg \tag{72}$$

8.3.1.1. Rozbor sil pro jednotlivé stavy zatížení

Pro následující výpočty definuji dva výpočtové stavy, které zohledňují zatížení vozidla. Stav PV odpovídá prázdnému vozidlu bez obsazení cestujícími, stav PL odpovídá vozidlu s cestujícími $8\ os/m^2$. Pro každý z těchto stavů určím statickou sílu působící na jednu pružinu primárního vypružení. Od ní následně určím dynamickou odchylku přitížení a odlehčení, abych získal hodnoty pro výpočet tuhosti pružiny, kterou provedu pomocí výpočetního programu, který mi poskytl vedoucí práce, doc. Ing. Josef Kolář, CSc. Výpočetní program je sestaven podle metodiky výpočtu ČSN EN 13 906-1.

Stav 1 – prázdné vozidlo (PV)

Statická síla na jednu pružinu primárního vypružení:

$$F_{1PV} = \frac{m_{statPV} \cdot g}{16} \tag{73}$$

$$F_{1PV} = \frac{19\,673{,}53 \cdot 9{,}81}{16} = 12\,062{,}33 \approx 12\,062\ N \tag{74}$$

Dynamickou přirážkou ve výši ± 30 % určím dynamické přitížení, resp. dynamické odlehčení dané pružiny.

$$F^{+}_{1PVdyn} = 1{,}3 \cdot F_{1PV} \tag{75}$$

$$F^{+}_{1PVdyn} = 1{,}3 \cdot 12\,062{,}33 = 15\,681\ N \tag{76}$$

$$F^{-}_{1PVdyn} = 0{,}7 \cdot F_{1PV} \tag{77}$$

$$F^{-}_{1PVdyn} = 0{,}7 \cdot 12\,062{,}33 = 8\,443{,}63 \approx 8\,444\ N \tag{78}$$

Stav 2 – plně obsazené vozidlo (PV)

Statická síla na jednu pružinu primárního vypružení:

$$F_{1PL} = \frac{m_{statPL} \cdot g}{16} \tag{79}$$

$$F_{1PV} = \frac{38\,931{,}53 \cdot 9{,}81}{16} = 23\,869{,}8 \approx 23\,870\ N \tag{80}$$

Dynamickou přirážkou ve výši ± 30 % určím dynamické přitížení, resp. dynamické odlehčení dané pružiny.

$$F^{+}_{1PLdyn} = 1{,}3 \cdot F_{1PL} \tag{81}$$

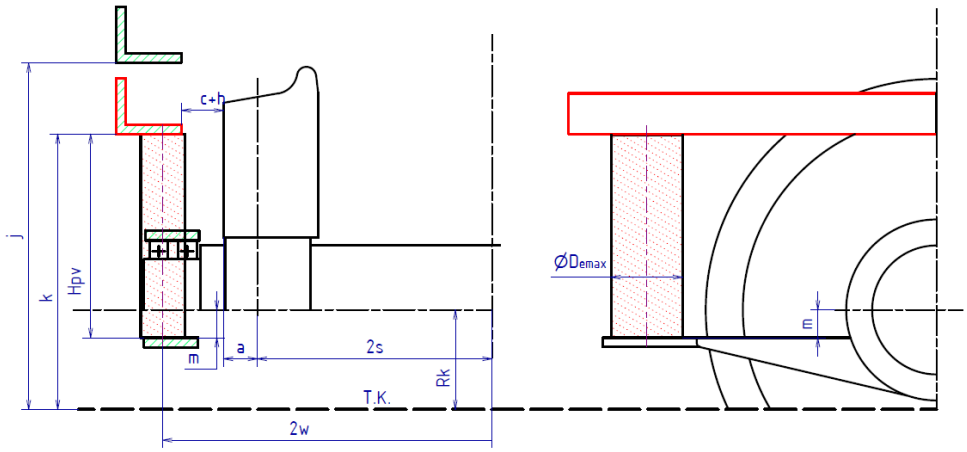
$$F^{+}_{1PLdyn} = 1{,}3 \cdot 23\,869{,}8 = 31\,030{,}7 \approx 31\,031\ N \tag{82}$$

$$F^{-}_{1PVdyn} = 0{,}7 \cdot F_{1PV} \tag{83}$$

$$F^{-}_{1PVdyn} = 0{,}7 \cdot 23\,869{,}8 = 16\,708{,}8 \approx 16\,709\ N \tag{84}$$

8.3.2. PROSTOR V PODVOZKU PRO VYPRUŽENÍ

Návrh základních geometrických parametrů pružiny vyplývá z následující rozvahy prostoru, na Obr. 68, který je potřebný pro jednu pružinu primárního vypružení.



Obr. 68 Prostor pro pružinu v podovzku

Pro výpočet pružiny jsem použil následující hodnoty:

- velikost rozkolí: $2s = 1\,360\ mm$
- vzdálenost středů ložiskových čepů nápravy: $2w_1 = 1\,868\ mm$
- poloměr nového kola na roztečné kružnici $R_K = 425\ mm$
- vzdálenost dosedací plochy pružiny od osy dvojkolí $m = 200\ mm$
- jmenovitá hodnota výšky rámu podvozku nad TK: $j = 580\ mm$
- hodnota výšky rámu podvozku pod užitečným zatížením nad TK: $k = 540\ mm$
- pohyb dvojkolí vůči ložisku a vůči rámu podvozku $c + h = 8\ mm$
- vnější průměr dosedací plochy pružiny $D_{emax} = 220\ mm$

8.3.3. VÝBĚR PRUŽINY

Výsledný průměr pružiny jsem ověřil ve výpočetním programu, který mi poskytl vedoucí práce, doc. Ing. Josef Kolář, CSc. Výpočetní program je sestaven podle metodiky výpočtu ČSN EN 13 906-1 a zohledňuje vzpěrnou stabilitu pružiny, a vynáší namáhání pružiny do Smithova a Goodmanova diagramu, které jsou uvedeny v následujících obrázcích Obr. 71 a Obr. 70.

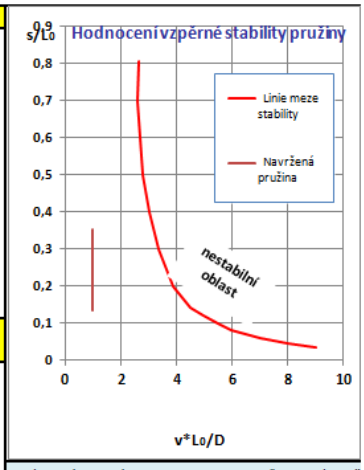
Výpočet šroubovité pružiny dle ČSN EN 13 906-1

Střední průměr pružiny	D =	189	mm	Korekční součinitel	k = 1,2252
Průměr drátu	d =	30	mm	Osová tuhost pružiny	k_0 = 327,0 N/mm
Počet činných závitů	n =	3,6		Štíhlostní poměr	λ = 1,248
Celkový počet závitů	n_c =	5,1		Poissonova konstanta	μ = 0,381
Modul pružnosti ve smyku	G =	7,85E+04	N/mm²	Koeficient ulož. pružiny	v = 0,70
Modul pružnosti v tahu	E =	2,06E+05	N/mm²	Limitní hodnoty - vnější průměr	D_e = 235 mm
Délka (výška) pružiny pod F_{PV}	L_1 =	199	mm	Skutečný vnější průměr	D_e = 219 mm
Maxim. příčná výchylka	y_{max} =	7	mm	Skutečný vnitřní průměr	D_i = 159 mm
Dynamická přirážka	k_{dyn} =	0,3		Mezní vzpěrné stlačení	S_k = -356 mm
Síla na pružinu pod F_{PV}	F1 =	12 062	N	Navržená pružina	
Síla na pružinu **ložený**	Flož =	23 770	N	F_{max}	v*Lo/D= 1,002 1,002
Síla na pružinu pod F_{max}	F2 =	31 030	N	F_{PV}	s/Lo= 0,351 0,136
Síla na pružinu **na narážce**	Fn =	31 075	N		
Maxim. stlačení pružiny $s_{max} = L_1$-L		58,14	mm		

Požadované délkové (výškové) rozměry šroubovité válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:

Volná délka pružiny	L_0 =	235,88	mm
Délka (výška) pružiny pod F_{PV}	L_1	199	
Délka (výška) pružiny pod $F_{Lož}$		163,20	mm
Délka (výška) pružiny pod F_{max}		141,00	mm
Délka (výška) pružiny **na narážce**		140,86	mm
Skutečný součet minim. mezer	s_a =	-3,14	mm
Pevná délka (výška) pružiny	L_c =	144	mm

L_0 =	270,56	mm	
L_1 =	233,68	mm	
$L_{lož}$ =	197,87	mm	
L_2 =	175,67	mm	
L_n =	175,54	mm	
S_a =	31,54	mm	
L_c =	144,00	mm	



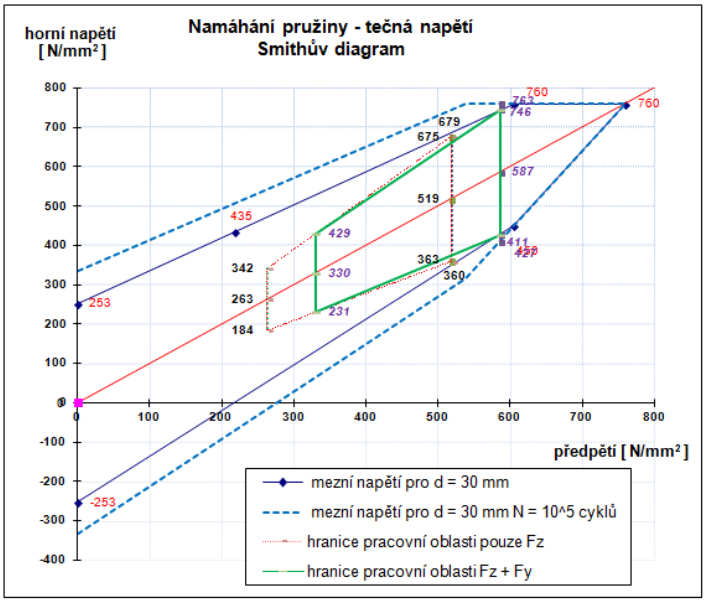
Základní vlastní frekvence oboustranně vedené pružiny
f_e = 83,05 [Hz]

Výpočet sil a napětí dle ČSN EN 13 906-1

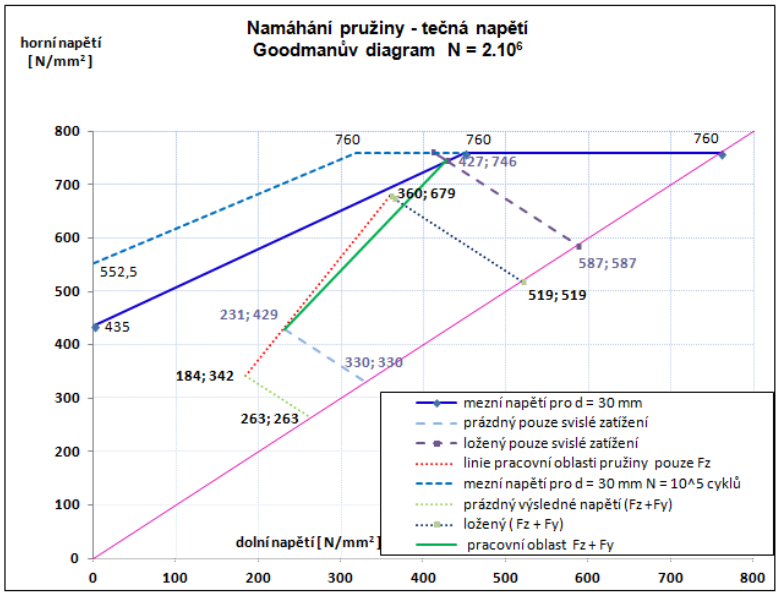
	příčná tuhost N/mm	Max. příčná síla N	Maximální svislá síla F_{KO} [N]	Korigované tečné napětí - pouze od Fz: maximální napětí τ_{KO} N/mm²	minimální napětí τ_{Ku} N/mm²	předpětí τ_m N/mm²	amplituda napětí τ_a N/mm²	Korigované tečné napětí - Fz + Fy: maximální napětí τ_{KO} N/mm²	minimální napětí τ_{Ku} N/mm²	předpětí τ_m N/mm²	amplituda napětí τ_a N/mm²	celkové stlačení s [mm]	stlačení F-F_{PV} su [mm]
Prázdný vůz - F_{PV}	416,2	2 914	15 681	342,5	184,4	263,4	79,0	429,1	231,1	330,1	99,0	36,88	0,00
Plně ložený $F_{lož}$	449,0	3 143	30 901	674,9	363,4	519,1	155,7	762,8	410,7	586,7	176,0	72,69	35,80
Maximální síla F_{max}	473,6	3 315	31 030	677,7				745,3				94,89	58,00
Na pevné narážce	473,7	3 316	31 075	678,7				746,3				95,02	58,14

Obr. 69 Zadaná data pružiny primárního vypružení ve výpočetním programu

Pro potřeby primárního vypružení jsem vybral pružinu o tuhosti $k_1 = 327\,000\ N/m$, průměru drátu 30 mm, středního průměru 189 mm.



Obr. 70 Smithův diagram pružiny primárního vypružení



Obr. 71 Goodmanův diagram pružiny primárního vypružení

Hodnota průměru drátu pružiny je výsledkem iteračního výpočtu, který jsem provedl s ohledem na doporučené hodnoty vlastních frekvencí celé soustavy., viz kapitola 8.5.1 na str. 104.

Jak vyplývá z Goodmanova diagramu na Obr. 71, navržená pružina se při maximálním stavu obsazení pohybuje v oblasti časované životnosti, kdy podléhá opotřebení v důsledku cyklického namáhání. Nelze ji proto trvale zatěžovat maximálním silovým účinkem.

Pro podrobný výpočet pružiny, včetně posouzení její životnosti a napěťových poměrů při různých provozních stavech navrhuji provedení upřesňujících výpočtů pomocí metody konečných prvků. Sešit programu pro výpočet pružiny primárního vypružení je přiložen na CD[27].

[27] Soubor se nachází v umístění: *„DP\3 Výpočty\Vypružení“*

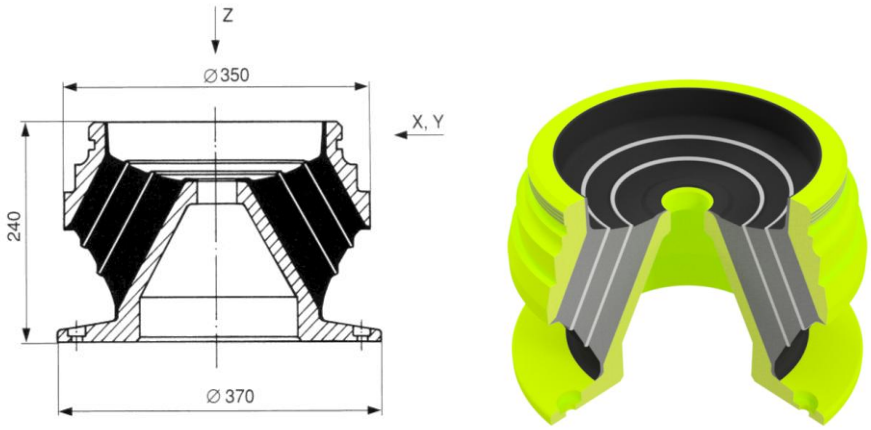
8.4. SEKUNDÁRNÍ VYPRUŽENÍ

Sekundární vypružení celého vozu navrhuji pomocí čtyř vzduchových membránových pružin. Jak jsem uvedl výše, každá vzduchová pružina sestává ze sériově řazené vzduchové membrány, zajišťující vypružení vozu během běžného provozu, a skládaného pryžokovového kuželového bloku nouzového vypružení, který zajišťuje vypružení vozu i v případě poruchy membrány pružiny nebo jejího plnění vzduchem. K uvedené sériové kombinaci pružin uvažuji jeden paralelně umístěný hydraulický tlumič.

8.4.1. NOUZOVÝ BLOK

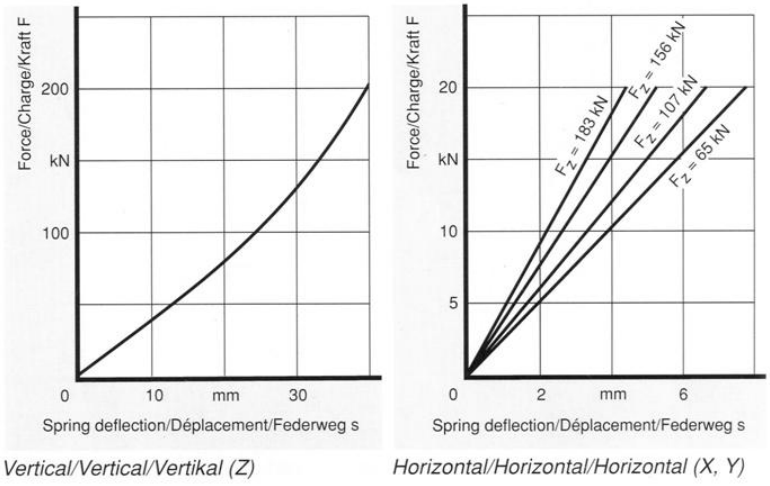
Pro zajištění nouzového vypružení jsem z katalogu [28] firmy ContiTech/Continental vybral pryžokovový kuželový prvek, který je v katalogu označen číslem výkresu EF/188/366, který plně zajistí vypružení vozu v případě poruchy vzduchových pružin (membrán). Pryžokovový prvek slouží zároveň jako základna pro montáž vzduchových membránových pružin a upevňuje celou sestavu vzduchové pružiny na rámu podvozku pomocí šroubového spoje.

Provedení pryžokovového bloku je uvedeno na Obr. 72 vlevo, podle tohoto výkresu jsem vymodeloval 3D model, který je zobrazen na Obr. 72 vpravo. Katalogový list je přiložen na CD[28] k této práci. Na katalogovém listu je uvedena svislá a příčná zatěžovací charakteristika pružicího prvku. Druh použité pryže je označen *NR 45*. Pružicí prvek je vhodný pro montáž se vzduchovou pružinou *Contitech 732*. Hmotnost pryžokovového bloku je 54 kg.



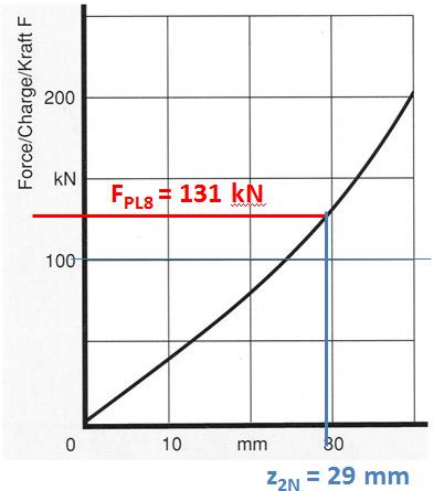
Obr. 72 Pryžokovový prvek nouzového vypružení
výkres z katalogu(vlevo), 3D model (vpravo)

[28] Soubory se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty\Vypružení“*



Obr. 73 Svislá a příčná charakteristika pryžokovového prvku

Ze svislé charakteristiky jsem zjistil tuhost pryžokovového prvku. Při znalosti maximální zatěžující síly na jednu pružinu sekundárního vypružení, zaokrouhlené na kN: $F_{PL8} \approx 131\ kN$ jsem odečetl této síle odpovídající deformaci o hodnotě $29\ mm$, viz Obr. 74.



Obr. 74 Zjištění tuhosti nouzového prvku vypružení

$$k_{2N} = \frac{F_{PL8}}{z_{2n}} \tag{85}$$

$$k_{2N} = \frac{131\,000}{29} = 4\,517{,}241 \approx 4\,517 \frac{N}{mm} \tag{86}$$

Pro další výpočty jsem zjistil tuhost jednoho nouzového prvku vypružení o hodnotě $k_{2N} = 4\,517\ N/mm$. Celkovou tuhost všech nouzových bloků zjistím vynásobením počtu kusů pod jedním vozem, tj. 4 ks, viz vztah (87).

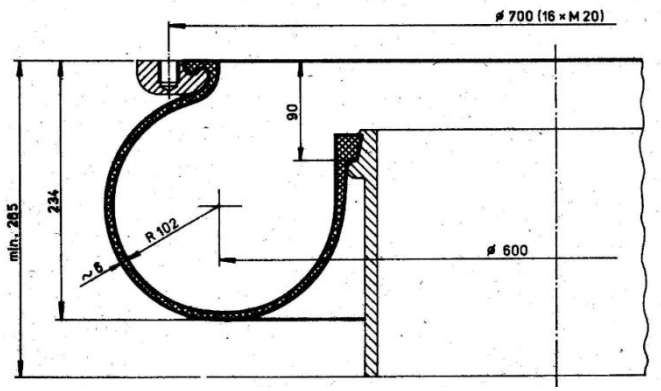
$$k_{2N\Sigma} = 4 \cdot k_{2N} = 4 \cdot 4\,517{,}241 = 18\,068{,}966\ \frac{N}{mm} \tag{87}$$

Celková tuhost všech použitých pryžokovových prvků nouzového stupně vypružení činí $k_{2N\Sigma} = 18\,068{,}966\ N/mm$.

8.4.2. MEMBRÁNOVÁ PRUŽINA SEKUNDÁRNÍHO VYPRUŽENÍ

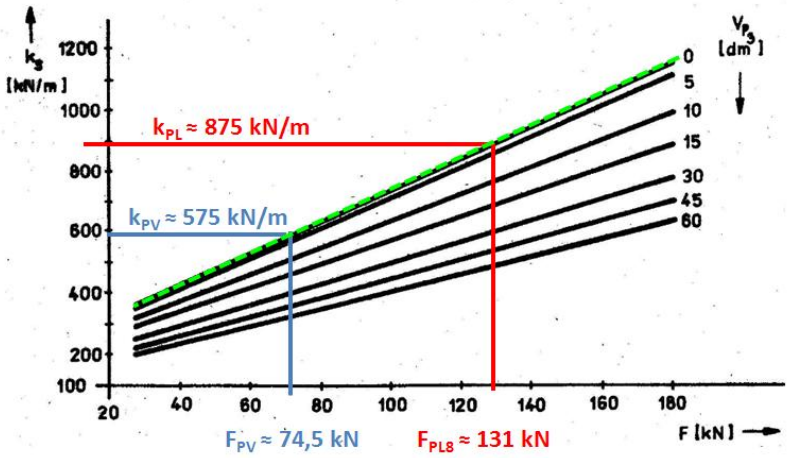
Pro zajištění vzduchového vypružení jsem z literatury [29] vybral vzduchovou pružinu, která svými vlastnostmi vyhovuje zatížení, které bylo určeno výše.

Jedná se o typ vzduchové membránové pružiny **Continental 732** (typového označení 732 N 2.100 B), která je určena pro přenos zatěžujících sil do velikosti přibližně $180\ kN$. Pružina je charakteristická objemem membrány cca $75\ dm^3$ (hodnota bez přídavného vzduchojemu), činnou plochou $2\ 900\ cm^2$ Výchozí montážní míra je 90 mm.[29] Výkres pružiny zachycuje Obr. 75.



Obr. 75 Membránová pružiny Continental 732 N 2.100 B; [29]

Závislost svislé tuhosti na zatěžující síle při kmitání vlastní frekvencí ukazuje následující obrázek Obr. 74, kde jsou také vyneseny křivky tuhostí pružiny i pro objem přídavného vzduchojemu. Přídavný vzduchojem jsem neuvažoval, proto jsem se při určování tuhosti držel křivky, která je na obrázku vyznačena **zeleně**. Pro oba stavy zatížení (prázdné vozidlo – PV a plně obsazené vozidlo – PL) jsem následně určil tuhost vzduchové pružiny v těchto stavech zatížení.



Obr. 76 Charakteristika membránové pružiny Continental 732,[29]

Tuhosti vzduchové membránové pružiny v ostatních stavech zatížení čelního vozu se pohybují mezi těmito dvěma hodnotami. Pro přehlednost hodnoty uvádím v tabulce Tab. 33.

	zatěžující síla [kN]	tuhost pružiny [N/m]
stav PV	≈ 74,5 kN	575 000
stav PL	≈131 kN	875 000

Tab. 33 Hodnoty tuhosti pružiny sekundárního vypružení

Celkové hodnoty tuhostí pro všechny pružiny sekundárního vypružení určím při znalosti jejich počtu pod vozem, jejich počet je stejný, jako počet pryžokovových nouzových bloků tj. celkem čtyři vzduchové pružiny sekundárního vypružení. Jejich celkovou tuhost pro oba stavy zatížení stanovuji podle následujících vztahů.

$$k_{2PV} = 4 \cdot k_{PV}$$
$$k_{2PV\Sigma} = 4 \cdot 575\,000 = 2\,300\,000\ N/m \tag{88}$$

$$k_{2PL} = 4 \cdot k_{PL}$$
$$k_{2PL\Sigma} = 4 \cdot 875\,000 = 3\,500\,000\ N/m \tag{89}$$

8.4.3. Celkové tuhosti sekundárního stupně vypružení

Jak již jsem uvedl výše, každá vzduchová pružina sestává ze sériově řazené vzduchové membrány, zajišťující vypružení vozu během běžného provozu, a skládaného pryžokovového kuželového bloku nouzového vypružení. Celkovou tuhost tedy určím podle výrazu níže, člen $k_{2PV(PL)\Sigma}$ značí buď tuhost membránové pružiny ve stavu PV nebo ve stavu PL, číselné dosazení je provedeno pro každou hodnotu zvlášť.

$$\frac{1}{k_{z2PV(PL)}} = \frac{1}{k_{2N\Sigma}} + \frac{1}{k_{2PV(PL)\Sigma}} \tag{90}$$

$$\frac{1}{k_{z2PV}} = \frac{1}{18\,068\,966} + \frac{1}{2\,300\,000} \tag{91}$$

$$k_{z2PV} = 2\,040\,291{,}18 \approx 2\,040\,291\ N/m \tag{92}$$

$$\frac{1}{k_{z2PL}} = \frac{1}{18\,068\,966} + \frac{1}{3\,500\,000} \tag{93}$$

$$k_{z2PL} = 2\,932\,054{,}36 \approx 2\,932\,054\ N/m \tag{94}$$

Svislou tuhost jedné celé pružiny sekundárního vypružení k_{2PV} a k_{2PL} určím rozdělením celkové tuhosti z výrazů (92) a (94) na 4 ks pružin podle následujícího vztahu. Tyto hodnoty dále používám v kapitole 9.

$$k_{2PV} = \frac{2\,040\,291}{4} = 510\,072{,}75 \approx 510\,073\ N/m \tag{95}$$

$$k_{2PL} = \frac{2\,932\,054}{4} = 733\,013{,}50 \approx 733\,014\ N/m \tag{96}$$

8.5. ZHODNOCENÍ NAVRŽENÝCH PARAMETRŮ VYPRUŽENÍ

Pro zajištění vypružení vozidla jsem navrhl a vybral prvky vypružení pro zajištění primárního a sekundárního vypružení vozidla metra.

Ze zjištěných hodnot tuhostí primárního a sekundárního stupně vypružení určím celkovou tuhost vypružení vozidla ve stavech PV a PL.

$$\frac{1}{k_{Cv}} = \frac{1}{k_{1°}} + \frac{1}{k_{2°}} \tag{97}$$

$$k_{Cv(PV)} = \frac{k_{z1} \cdot k_{z2PV}}{k_{z1} + k_{z2PV}} \tag{98}$$

$$k_{Cv(PV)} = \frac{5\,232\,000 \cdot 2\,040\,291}{5\,232\,000 + 2\,040\,291} = 1467\,873{,}399 \approx 1\,467\,874\ N/m \tag{99}$$

$$k_{Cv(PL)} = \frac{k_{z1} \cdot k_{z2PL}}{k_{z1} + k_{z2PL}} \tag{100}$$

$$k_{Cv(PL)} = \frac{5\,232\,000 \cdot 2\,932\,054}{5\,232\,000 + 2\,932\,054} = 1\,879\,030{,}65 \approx 1\,879\,031\ N/m \tag{101}$$

Pro přehled uvádím v následující tabulce zjištěné celkové hodnoty tuhostí vypružení, které byly jednotlivě vypočítány v předchozí kapitole. Z těchto hodnot vychází i výpočet vlastních frekvencí, který je uveden v následující podkapitole.

	hodnota tuhosti
celková tuhost primárního stupně vypružení	$k_{z1} = 5\,232\,000\ N/m$
celková tuhost sekundárního vypružení ve stanu nouze	$k_{2N\Sigma} = 18\,068\,966\ N/m$
celková tuhost sekundárního vypružení ve stavu PV	$k_{z2PV} = 2\,040\,291\ N/m$
celková tuhost sekundárního vypružení ve stavu PL	$k_{z2PL} = 2\,932\,054\ N/m$
celková tuhost vypružení vozidla ve stavu PV	$k_{Cv(PV)} = 1\,467\,874\ N/m$
celková tuhost vypružení vozidla ve stavu PL	$k_{Cv(PL)} = 1\,879\,031\ N/m$

Tab. 34 Souhrn celkových hodnot tuhostí

Následně ověřím, splnění podmínky z výrazu (68), který uvádím ještě jednou, a do něj dosadím výše uvedené hodnoty celkových tuhostí pro vypružení ve stavu nouze.

$$k_{Z_{min}} \leq k_{ZV} = \frac{k_{z1} \cdot k_{z2N\Sigma}}{k_{z1} + k_{z2N\Sigma}} \tag{102}$$

$$k_{ZV} = \frac{5\,232\,000 \cdot 18\,068\,966}{5\,232\,000 + 18\,068\,966} = 4\,057\,206{,}5 \approx 4\,057\,207\ N/m \qquad (103)$$

$$k_{Z_{min}} = 4\,019\,575\ N/m \leq k_{ZV} = 4\,057\,207\ N/m \qquad (104)$$

Na základě výsledku z výrazu (104) konstatuji, že podmínka minimální tuhosti je splněna, vypružení ve stavu nouze má vyšší tuhost, než byla určena podle vztahu (67) na str. 93.

Další krokem výpočtu vypružení je ověření hodnot vlastních frekvencí dvouhmotové soustavy.

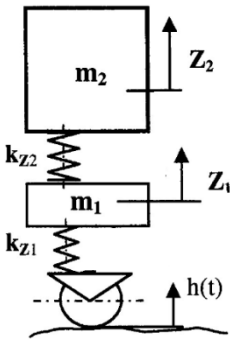
8.5.1. Vlastní frekvence netlumené soustavy

Pro výpočet vlastních frekvencí dvouhmotové soustavy použiji následující vztah, který jsem převzal z literatury [27]:

$$f_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_1 \cdot m_2}}} \quad [Hz] \qquad (105)$$

kde:

- k_{z1} – celková tuhost primárního stupně vypružení, $k_{z1} = 5\,232\,000\ N/m$
- k_{z2} – celková tuhost sekundárního stupně vypružení, hodnota je rozdílná pro stav prázdného a plně obsazeného vozu:
  - prázdný vůz: $k_{z2PV} = 2\,040\,291\,N/m$
  - plně obsazený vůz: $k_{z2PL} = 2\,932\,054\,N/m$
- m_1 – hmotnost primárně odpružených hmot, $m_1 = 6\,250\ kg$
- m_2 – hmotnost sekundárně odpružených hmot, která je rozdílná pro stav plného a prázdného vozu:
  - prázdný vůz: $\mathrm{m_{2PV}} = 30\,032\ kg$
  - plně obsazený vůz: $\mathrm{m_{2PL}} = 53\,141\ kg$



Obr. 77 Model dvouhmotové netlumené soustavy, [27]

Výsledky výpočtů vlastních frekvencí pro různé stavy obsazení čelního vozu zachycuje níže tabulka Tab. 35.

	1. vlastní frekvence [Hz]	2. vlastní frekvence [Hz]
nouzové vypružení, stav PV	1,74	10,33
nouzové vypružení, stav PL	1,34	10,06
vzduchové vypružení, stav PV	1,10	5,47
vzduchové vypružení stav PL	0,94	5,80

Tab. 35 Vlastní frekvence dvouhmotové soustavy

Výše uvedené hodnoty se blíží doporučeným hodnotám, které se pro první vlastní frekvenci pohybují v rozmezí $f_1 = 1{,}0 \div 1{,}2\ Hz$ a pro druhou vlastní frekvenci f_2 platí, že je nutné její porovnání s vlastní frekvencí ohybových kmitů vozové skříně, aby za provozu nedošlo k rezonanci. Obecně se podle literatury [27] doporučuje, aby byla hodnota f_2 větší než frekvence ohybových kmitů vozové skříně.

8.6. NÁVRH TLUMIČE SEKUNDÁRNÍHO VYPRUŽENÍ

Tlumení svislých výchylek skříně čelního vozu realizuji pomocí celkem čtyř hydraulických tlumičů sekundárního vypružení.

Pro kolejová vozidla je doporučováno, např. v literatuře [29], aby hodnota poměrného útlumu náležela do hodnoty 20 % ÷ 30 % kritického tlumení. Pro další výpočty z tohoto intervalu volím střední hodnotu poměrného útlumu, tj. 25 % kritického tlumení.

$$\frac{b_{z2c}}{b_{krit}} = 0{,}25 \tag{106}$$

Kritické tlumení je definováno následujícím vztahem.

$$b_{krit} = 2 \cdot \sqrt{k_{Cv(PL)} \cdot m_{2PL}} \tag{107}$$

kde:

- $k_{Cv(PL)}$ – tuhost vypružení pro plně obsazený vůz; $k_{Cv(PL)} = 1\,879\,031\ N/m$
- m_{2PL} - hmotnost sekundárně vypružených hmot, včetně plného obsazení cestujícími

$$b_{krit} = 2 \cdot \sqrt{1\,879\,031 \cdot 53\,141} = 631\,994{,}9 \approx 631\,995\ \frac{N \cdot s}{m} \tag{108}$$

Celkové tlumení sekundárního vypružení určím z upraveného vztahu (106).

$$b_{z2c} = 0{,}25 \cdot b_{krit} \tag{109}$$

$$b_{z2c} = 0{,}25 \cdot 631\,995 = 157\,998{,}75 \approx 157\,999\ \frac{N \cdot s}{m} \tag{110}$$

Následně určím tlumicí konstantu pro jeden tlumič sekundárního vypružení při znalosti počtu tlumičů sekundárního vypružení pro celý vůz:

$$b_2 = \frac{b_{z2c}}{4} \tag{111}$$

$$b_2 = \frac{157\,999}{4} = 39\,499{,}68 \approx 39\,500\ \frac{N \cdot s}{m} \tag{112}$$

Pro použití tlumiče v sekundárním vypružení volím např. tlumič z řady **P8**, výrobce ST-OS Strojírna Oslavany spol. s r.o., který je vhodný pro sekundární svislé a příčné tlumení[29].

[29] Informace na webu výrobce ST-OS Strojírna Oslavany: „http://www.st-os.cz/tlumice/#p8“

9. VÝPOČET ZMĚN KOLOVÝCH SIL A BEZPEČNOSTI PROTI VYKOLEJENÍ

Vykolejením se označuje situace, kdy se jedno z kol dvojkolí ocitne mimo kolejový kanál, tj. situace kdy dotykový bod kontaktu kolo-kolejnice vyšplhá po jízdní ploše okolku na zaoblený vrchol okolku, po kterém se potom posune po hlavě kolejnice a vodící kolo následně vypadne na vnější stranu koleje. [27]

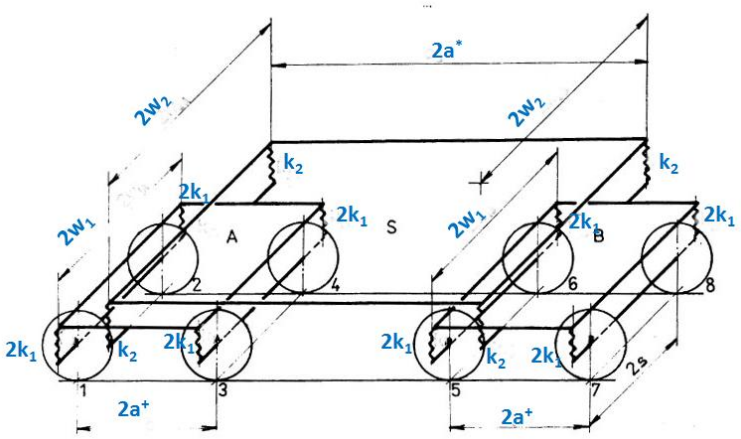
Pojmem *„bezpečnost proti vykolejení“*, dále používám zkratku BPV, se definuje míra jistoty, s jakou výše uvedená situace vykolejení nemusí nastat. Posouzením BPV se zabývá normativní dokument EN 14363, který definuje jednak výpočetní a jednak zkušební metody ověření bezpečnosti proti vykolejení. Z této normy jsem převzal výpočetní vztahy, které jsou uvedeny dále.

9.1. VSTUPNÍ HODNOTY VÝPOČTU BEZPEČNOSTI PROTI VYKOLEJENÍ

Pro posouzení BPV je důležitá znalost geometrických rozměrů podvozku a skříně posuzovaného vozu metra, dále pak tuhost jednotlivých prvků primárního a sekundárního vypružení a jejich geometrické báze vůči osám vozu. Jejich seznam je uveden v následující tabulce:

vzdálenost styčných kružnic	$2s$	$1{,}5\ m$
vzdálenost os náprav podvozku (rozvor)	$2a^+$	$2{,}1\ m$
vzdálenost středů podvozků	$2a^*$	$12{,}6\ m$
tuhost jedné pružiny primárního vypružení	k_1	$327\ 000\ N/m$
tuhost jednoho bloku nouzového stupně vypružení	k_{2N}	$4\ 517\ 241\ N/m$
tuhost jedné pružiny sekundárního vypružení ve stavu PV	k_{2PV}	$510\ 073\ N/m$
tuhost jedné pružiny sekundárního vypružení ve stavu PL	k_{2PL}	$733\ 014\ N/m$
hodnota příčné báze primárního vypružení	$2w_1$	$1{,}9\ m$
hodnota příčné báze sekundárního vypružení	$2w_2$	$1{,}86\ m$
svislá kolová síla ve stavu PV	Q_{0PV}	$37\ 227\ N$
svislá kolová síla ve stavu PL	Q_{0PL}	$65\ 335\ N$

Tab. 36 Vstupní hodnoty výpočtu torzních tuhostí



Obr. 78 Torzní soustavy podvozku a skříně vozidla, [27]

9.2. Změny kolových sil na zborcené koleji vyvolané podvozkem

Nejdříve vypočítám změnu kolových sil na úseku mezního zborcení koleje pro dvounápravový podvozek. Hodnota zkušebního zborcení pro dvounápravový podvozek pro rozvor $2a^+ < 4\ m$ je podle normy EN 14 363, Metody II.:

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} \quad [‰] \tag{113}$$

Po dosazení hodnoty rozvoru podvozku $2a^+ = 2{,}1\ m$ zjistím hodnotu zkušebního zborcení na vzdálenosti rozvoru podvozku:

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2{,}1} = 4{,}62\ ‰ \tag{114}$$

Podvozek nahradím torzní soustavou podle Obr. 78, za zjednodušujícího předpokladu, že torzní tuhost rámu podvozku je limitně rovna nekonečnu, protože je o několik číselných řádů vyšší vůči hodnotě torzní tuhosti primárního vypružení. Na jednom ložiskovém domku jsou umístěny dvě pružiny primárního vypružení.

Torzní tuhost podvozku je tedy následující:

$$k_{tCp} = (2 \cdot k_1) \cdot \left(\frac{2w_1}{2}\right)^2 \tag{115}$$

$$k_{tCp} = (2 \cdot 327\ 000) \cdot \left(\frac{1{,}90}{2}\right)^2 = 590\ 235\ \frac{Nm}{rad} \tag{116}$$

Změna kolové síly pro podvozek se určí podle následujícího vztahu:

$$\Delta Q_p = \frac{2a^+}{(2s)^2} \cdot k_{tCp} \cdot \frac{g^+}{1000} \tag{117}$$

$$\Delta Q_p = \frac{2{,}1}{(1{,}5)^2} \cdot 590\ 235 \cdot \frac{4{,}62}{1000} = 2\ 544{,}57 \approx 2\ 545\ N \tag{118}$$

Výše uvedeným výpočtem jsem zjistil hodnotu změny kolové síly pro dvounápravový podvozek $\Delta Q_p = 2\ 545\ N$.

9.3. Změny kolových sil na zborcené koleji vyvolané skříní

Dalším krokem výpočtu je určení hodnoty zborcení pro celý čtyřnápravový vůz. Schéma pro výpočet ilustruje opět Obr. 78. Aplikuji zde několik zjednodušujících předpokladů výpočtu:

- torzní tuhost skříně vozu je limitně rovna nekonečnu, protože je o několik číselných řádů vyšší vůči hodnotě torzních tuhostí primárního a sekundárního vypružení
- pružiny primárního a sekundárního jsou řazeny sériově
- tuhost všech pružin primárního stupně vypružení je stejná
- tuhost všech pružin sekundárního vypružení je stejná

Torzní tuhost, včetně výpočtu změny kolových sil, vyjádřím pro jízdu vozidla ve vybraných třech provozních stavech, které jsou uvedeny níže:

1. vozidlo na nouzovém vypružení, bez aktivních vzduchových pružin sekundárního vypružení a bez obsazení cestujícími – stav „PV“
2. vozidlo s aktivním sekundárním vzduchovým vypružením, bez obsazení cestujícími – stav „PV“
3. vozidlo s aktivním sekundárním vzduchovým vypružením, při plném obsazení cestujícími – stav „PL“

9.3.1. Vozidlo na nouzovém vypružení ve stavu PV

Při situaci, kdy je vozidlo vypruženo pouze nouzovým vypružením nejsou v činnosti vzduchové pružiny sekundárního vypružení. Funkci sekundárního vypružení zajišťuje pouze nouzový pryžokovový blok, viz kapitola 8.4.1 na str. 99, který je pod vozem použitý celkem čtyřikrát. Primární vypružení je zajištěno na jednom podvozku celkem 8 ks vinutých ocelových pružin. Data tuhostí jednotlivých komponent jsou uvedena v Tab. 36.

Torzní poddajnost celého vozidla na nouzovém vypružení ve stavu PV vypočítám podle vztahu (119), ze kterého vyjádřím hodnotu pro torzní tuhost celého vozidla dle vztahu (122):

$$\frac{1}{k_{tCv}} = 2 \cdot \frac{1}{k_{t1°}} + 2 \cdot \frac{1}{k_{t2°}} \tag{119}$$

$$\left(\frac{1}{k_{tCv}}\right)_{NPV} = \frac{2}{4 \cdot (2 \cdot k_1) \cdot \left(\frac{2w_1}{2}\right)^2} + \frac{2}{2 \cdot k_{2N} \cdot \left(\frac{2w_2}{2}\right)^2} \tag{120}$$

$$\left(\frac{1}{k_{tCv}}\right)_{NPV} = \frac{2}{4 \cdot (2 \cdot 327\,000) \cdot \left(\frac{1{,}90}{2}\right)^2} + \frac{2}{2 \cdot 4\,517\,241 \cdot \left(\frac{1{,}86}{2}\right)^2} \tag{121}$$

$$(k_{tCv})_{NPV} = 906\,557{,}86 \approx 906\,558{,}0\ \frac{Nm}{rad} \tag{122}$$

Hodnota mezního zborcení pro celé čtyřnápravové vozidlo se vypočítá podle následujícího vztahu, který je převzatý z normy EN 14 363, Metoda II.:

$$g^*_{\mathrm{lim}} = \frac{15}{2a^*} + 2 \tag{123}$$

Po dosazení hodnoty vzdálenosti středů podvozků $2a^* = 12{,}6\ m$ zjistím hodnotu zkušebního zborcení na vzdálenosti středů podvozků:

$$g^*_{\mathrm{lim}} = \frac{15}{12{,}6} + 2 = 3{,}190\ ‰ \tag{124}$$

Změna kolové síly u čtyřnápravového vozidla, pro stav nouzového vypružení se určí podle následujícího vztahu, do kterého dosadím hodnoty vypočítané dříve v této kapitole:

$$\Delta Q_{v\,NPV} = \frac{(k_{tCv})_{NPV}}{2 \cdot 2s} \cdot \left(\frac{2a^*}{2s} \cdot \frac{g^*_{\lim}}{1000} \right) \tag{125}$$

$$(\Delta Q_v)_{NPV} = \frac{906\,558{,}0}{2 \cdot 1{,}5} \cdot \left(\frac{12{,}6}{1{,}5} \cdot \frac{3{,}190}{1000} \right) = 8\,098{,}58 \approx 8\,099\ N \tag{126}$$

Celkovou změnu kolové síly na vnějším kole prvního dvojkolí určím jako součet dílčích změn kolové síly od podvozku, hodnota z kapitoly 9.2 výraz (118) a od skříně vozu, hodnotu z výrazu (126):

$$(\Delta Q)_{NPV} = \Delta Q_p + (\Delta Q_v)_{NPV} \tag{127}$$

$$(\Delta Q)_{NPV} = 2\,545 + 8\,099 = 10\,644\ N \tag{128}$$

Poměr změny kolových sil vůči statické kolové síle:

$$\frac{(\Delta Q)_{NPV}}{Q_{0PV}} \leq 0{,}6 \tag{129}$$

$$\frac{10\,644}{37\,227} = 0{,}286 \approx 0{,}29 \leq 0{,}6 \tag{130}$$

9.3.2. Vozidlo na vzduchovém vypružení ve stavu PV

Dalším zkoumaným provozním stavem je situace, kdy je vozidlo vypruženo naplněnými vzduchovými pružinami sekundárního vypružení a je prázdné, bez obsazení cestujícími. Pro připomenutí znovu uvádím, že sekundární stupeň vypružení je v tomto stavu tvořen sériovou kombinací dvou pružin – nouzového pryžokovového bloku a membránové vzduchové pružiny, viz kapitola 8.4 na str.99. Pružiny sekundárního stupně vypružení jsou pod vozem použity celkem čtyřikrát. Primární vypružení je opět zajištěno na jednom podvozku celkem 8 ks vinutých ocelových pružin. Data tuhostí jednotlivých komponent jsou uvedena v Tab. 36 na str. 107.

Torzní poddajnost celého vozidla na vzduchovém vypružení ve stavu PV vypočítám podle vztahu (131), ze kterého vyjádřím hodnotu pro torzní tuhost celého vozidla dle vztahu (134). Do tuhostí sekundárního vypružení k_{t2° je započítána tuhost sériové kombinace vzduchové pružiny a nouzového pryžokovového bloku, tj. hodnota z výrazu (95):

$$\frac{1}{k_{tCv}} = 2 \cdot \frac{1}{k_{t1^\circ}} + 2 \cdot \frac{1}{k_{t2^\circ}} \tag{131}$$

$$\left(\frac{1}{k_{tCv}}\right)_{VPV} = \frac{2}{4 \cdot (2 \cdot k_1) \cdot \left(\frac{2w_1}{2}\right)^2} + \frac{2}{2 \cdot k_{2PV} \cdot \left(\frac{2w_2}{2}\right)^2} \tag{132}$$

$$\left(\frac{1}{k_{tCv}}\right)_{VPV} = \frac{2}{4 \cdot (2 \cdot 327\,000) \cdot \left(\frac{1{,}90}{2}\right)^2} + \frac{2}{2 \cdot 510\,073 \cdot \left(\frac{1{,}86}{2}\right)^2} \tag{133}$$

$$(k_{tCv})_{VPV} = 474\,278{,}12 \approx 474\,278{,}0\ \frac{Nm}{rad} \tag{134}$$

Hodnota mezního zborcení pro celé čtyřnápravové vozidlo je stejná jako v předchozí kapitole, viz výraz (124).

Změna kolové síly u čtyřnápravového vozidla, pro stav činného vzduchového vypružení se určí podle následujícího vztahu, do kterého dosadím hodnoty vypočítané dříve v této kapitole:

$$\Delta Q_{v\,VPV} = \frac{(k_{tCv})_{VPV}}{2 \cdot 2s} \cdot \left(\frac{2a^*}{2s} \cdot \frac{g^*_{\mathrm{lim}}}{1000}\right) \tag{135}$$

$$(\Delta Q_v)_{VPV} = \frac{474\,278{,}0}{2 \cdot 1{,}5} \cdot \left(\frac{12{,}6}{1{,}5} \cdot \frac{3{,}190}{1000}\right) = 4\,236{,}88 \approx 4\,237\ N \tag{136}$$

Celkovou změnu kolové síly opět určím jako součet dílčích změn kolové síly od podvozku, hodnota z kapitoly 9.2 výraz (118), a od skříně vozu:

$$(\Delta Q)_{VPV} = \Delta Q_p + (\Delta Q_v)_{VPV} \tag{137}$$

$$(\Delta Q)_{VPV} = 2\,545 + 4\,237 = 6\,782\ N \tag{138}$$

Poměr změny kolových sil vůči statické kolové síle:

$$\frac{(\Delta Q)_{VPV}}{Q_{0PV}} \leq 0{,}6 \tag{139}$$

$$\frac{6\,782}{37\,227} = 0{,}182 \approx 0{,}18 \leq 0{,}6 \tag{140}$$

9.3.3. Vozidlo na vzduchovém vypružení ve stavu PL

Dalším zkoumaným provozním stavem je situace, kdy je vozidlo vypruženo naplněnými vzduchovými pružinami sekundárního vypružení a je zatíženo svým užitečným zatížením,

tj. cestujícími. Pro sekundární stupeň vypružení platí stejná informace, jako v kapitole výše, sekundární stupeň vypružení je tvořen sériovou kombinací dvou pružin – nouzového pryžokovového bloku a membránové vzduchové pružiny, viz kapitola 8.4 na str.99. Pružiny sekundárního stupně vypružení jsou pod vozem použity celkem čtyřikrát. Primární vypružení je opět zajištěno na jednom podvozku celkem 8 ks vinutých ocelových pružin. Data tuhostí jednotlivých komponent jsou uvedena v Tab. 36 na str. 107.

Torzní poddajnost celého vozidla na vzduchovém vypružení ve stavu PL vypočítám podle následujícího vztahu, ze kterého vyjádřím hodnotu pro torzní tuhost celého vozidla. Do tuhostí sekundárního vypružení k_{t2° je započítána tuhost sériové kombinace vzduchové pružiny a nouzového pryžokovového bloku, tj. hodnota z výrazu (96), stejně jako v předchozí kapitole, pouze s jinou hodnotou tuhosti:

$$\frac{1}{k_{tCv}} = 2 \cdot \frac{1}{k_{t1^\circ}} + 2 \cdot \frac{1}{k_{t2^\circ}} \tag{141}$$

$$\left(\frac{1}{k_{tCv}}\right)_{VPL} = \frac{2}{4 \cdot (2 \cdot k_1) \cdot \left(\frac{2w_1}{2}\right)^2} + \frac{2}{2 \cdot k_{2PL} \cdot \left(\frac{2w_2}{2}\right)^2} \tag{142}$$

$$\left(\frac{1}{k_{tCv}}\right)_{VPL} = \frac{2}{4 \cdot (2 \cdot 327\,000) \cdot \left(\frac{1{,}90}{2}\right)^2} + \frac{2}{2 \cdot 733\,014 \cdot \left(\frac{1{,}86}{2}\right)^2} \tag{143}$$

$$(k_{tCv})_{VPL} = 566\,970{,}24 \approx 566\,970{,}0\ \frac{Nm}{rad} \tag{144}$$

Hodnota mezního zborcení pro celé čtyřnápravové vozidlo je stejná jako v předchozí kapitole, výraz (124).

Změna kolové síly u čtyřnápravového vozidla, pro stav činného vzduchového vypružení se určí podle následujícího vztahu, do kterého dosadím hodnoty vypočítané dříve v této kapitole:

$$\Delta Q_{v\,VPL} = \frac{(k_{tCv})_{VPL}}{2 \cdot 2s} \cdot \left(\frac{2a^*}{2s} \cdot \frac{g^*_{\lim}}{1000}\right) \tag{145}$$

$$(\Delta Q_v)_{VPV} = \frac{566\,970{,}0}{2 \cdot 1{,}5} \cdot \left(\frac{12{,}6}{1{,}5} \cdot \frac{3{,}190}{1000}\right) = 5\,064{,}93 \approx 5\,065\ N \tag{146}$$

Celkovou změnu kolové síly opět určím jako součet dílčích změn kolové síly od podvozku, hodnota z kapitoly 9.2 výraz (118), a od skříně vozu, kterou jsem vypočítal výše:

$$(\Delta Q)_{VPL} = \Delta Q_p + (\Delta Q_v)_{VPL} \tag{147}$$

$$(\Delta Q)_{VPL} = 2\,545 + 5\,065 = 7\,609\ N \tag{148}$$

Poměr změny kolových sil vůči statické kolové síle:

$$\frac{(\Delta Q)_{VPL}}{Q_{0PL}} \leq 0{,}6 \tag{149}$$

$$\frac{7\,609}{65\,335} = 0{,}116 \approx 0{,}12 \leq 0{,}6 \tag{150}$$

9.4. Souhrn dat změn kolové síly

Následující tabulka shrnuje výsledky výpočtů v předchozích třech podkapitolách pro jednotlivé stavy obsazení (PV, PL) a provozní režimy primárního a sekundárního vypružení. Shrnuty jsou jak změny kolové síly pro samotný podvozek, pro skříň vozu, tak i celková změna kolové síly. Dále je uveden poměr změny kolové síly vůči statické kolové síle $\frac{\Delta Q}{Q_0}$, jehož mezní hodnota je 0,6.

	Změna kolové síly $[N]$	Změna kolové síly podvozku $[N]$	Celková změna kolové síly $[N]$	Poměr $\frac{\Delta Q}{Q_0}$
vůz - nouzové vypružení, stav PV	8 099	2 545	10 644	0,29
vůz - vzduchové vypružení, stav PV	4 237	2 545	6 782	0,18
vůz - vzduchové vypružení, stav PL	5 065	2 545	7 609	0,12

Tab. 37 Souhrn dat změn kolových sil

Z tabulky je patrné, že největší změna kolových sil nastává pro první výpočtový případ, tedy pro prázdné vozidlo jedoucí na nouzovém stupni sekundárního vypružení. Pro první výpočtový případ má nejhorší výsledek i poměr $\frac{\Delta Q}{Q_0}$, byť mezní hodnota tohoto výrazu nebyla překročena, vozidlo tedy vyhovuje.

9.5. Výpočet bezpečnosti proti vykolejení

Po zjištění hodnot změn kolových sil mohu přistoupit k výpočtu bezpečnosti proti vykolejení. Výpočet BPV provedu pro výše uvedené tři provozní stavy, uvedené v kapitole 9.3 na str. 108 – jízda na nouzovém vypružení ve stavu PV, jízda na vzduchovém vypružení ve stavech PV a PL. Dále nejprve popisuji metodiku provedeného výpočtu, konkrétní výpočty hodnot jsem uvedl níže jako samostatné podkapitoly 9.5.1 až 9.5.3. Pro výpočet BPV je nutná znalost vodicí síly Y, vztah mezi vodicí sílou Y a řídicí silou P a zjištění hodnoty řídicí síly P.

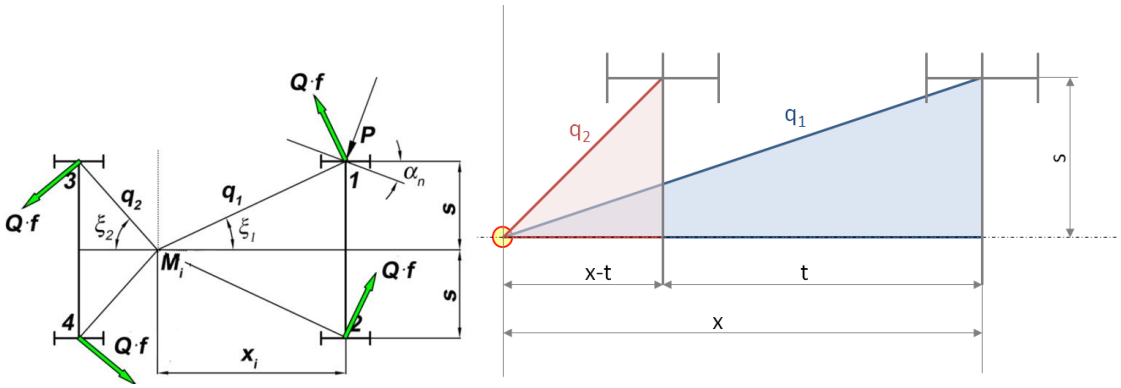
Pro výpočet řídicí síly P jsem zvolil Heumannovu metodu, která je založena na průjezdu dvounápravového vozidla obloukem. Pro aplikaci Heumannovy metody však platí několik zjednodušujících předpokladů, výběr z literatury [27]:

- všechny svislé kolové síly jsou shodné
- dvojkolí jsou vedena tuze (bez radiálního stavění)
- všechna kola mají shodný průměr a jejich jízdní plochy jsou válcové
- třecí síly jsou rovny skluzovým silám a jsou pro všechna kola stejná
- hlavy kolejnic v místě styku s jízdní plochou jsou přesně kruhové
- kolejnice, kola a rám podvozku jsou dokonale tuhé
- na dvojkolí nepůsobí ani tažná, ani brzdná síla

Bezpečnost proti vykolejení budu počítat pro tři stavy. Dále nejprve provedu rozbor jednotlivých silových účinků Součinitel tření mezi kolem a kolejnicí uvažuji s hodnotou $\mu = 0{,}4$, geometrie podvozku a vzdálenost styčných kružnic je uvedena v tabulce Tab. 36 na str. 107.

Během průjezdu obloukem dochází ke tření mezi kolem a kolejnicí a na každé kolo podvozku působí třecí síly, viz Obr. 79. Třecí síly vytváří dohromady ke středu tření (bod M_i) momentový účinek a bod M_i je ve vzdálenosti x_i od osy prvního dvojkolí podvozku. Ramena průvodičů q_1 a q_2 lze geometricky definovat výrazy (151) a pomocí obrázku Obr. 79 vpravo.

$$q_1 = \sqrt{\left(\frac{2s}{2}\right)^2 + x_i^2}$$
$$q_2 = \sqrt{\left(\frac{2s}{2}\right)^2 + (x_i - 2a^+)^2} \qquad (151)$$



Obr. 79 Třecí síly působící na kola vozidla [27], a odvození geometrie průvodičů q_1 a q_2

Součet všech třecích momentů, působících na podvozek je tedy roven součinu řídicí síly P a ramene jejího působení x_i. Pro orientační výpočet součet momentů ΣM představuje pouze moment od třecích sil M_1 podle vztahu (153).

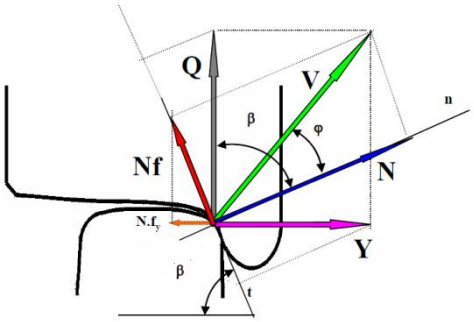
$$\Sigma M = P \cdot x_i = M_1 \qquad (152)$$

$$M_1 = 2 \cdot Q_0 \cdot \mu \cdot (q_1 + q_2) \tag{153}$$

Velikost řídicí síly P vyplývá z výrazu (154).

$$P = \frac{M_1}{x_i} \tag{154}$$

V dalších krocích výpočtu jsem vyšel z Heumannova předpokladu, že poloha skutečného středu tření se nachází tam, kde je velikost řídicí síly P minimální. Pro zjištění, kdy je řídicí síla P minimální jsem vynesl hodnoty x_i s krokem $0{,}05\ m$ do tabulky a našel odpovídající pozici středu tření. Hodnoty průvodičů q_1 a q_2, momentu třecích sil M_1 a řídicí síly P jsem zanesl podle předchozích vztahů (151) až (154).



Obr. 80 Silové poměry na mezi vykolejení [27]

Následně jsem vypočítal ze znalosti řídicí síly P vodicí sílu Y pomocí vztahu (155), který platí pro styk vodicího kola s kolejnicí na mezi vykolejení při kvazistatických poměrech, je uveden v literatuře [27] a na Obr. 80.

$$Y = P\left(1 - \mu \cdot \frac{tg\ (\alpha_n) \cdot cotg(\beta)}{\sqrt{\frac{c^2}{R_k^2} \cdot \cos^2(\beta) + tg^2(\alpha_n)}}\right) \tag{155}$$

kde:

- P - řídicí síla na kole nabíhajícím do oblouku; odpovídající hodnota je dosazena pro každý provozní stav
- μ - součinitel tření mezi okolkem a kolejnicí; $\mu = 0{,}4$
- α_n - úhel náběhu vodicího dvojkolí do oblouku o poloměru 190 m

  $\alpha_n \approx \frac{x_i}{R_0} \approx \frac{2{,}45}{190} \approx 0{,}012\ rad \approx 0{,}7\ °$
- β - úhel okolku; pro křivkové jízdní profily se dnes používá úhel $\beta = 70\ °$, [27]
- c – vzdálenost bodu dotyku okolek-kolejnice od roviny TK; $c = 0{,}008\ m$
- R_k - poloměr nového kola; $R_k = 0{,}425\ m$

Po dosazení výše uvedených konstantních hodnot jsem obdržel výraz (156) pro výpočet vodicí síly Y. Vodicí sílu použiji dále pro stanovení provozního poměru vodicí síly a svislé kolové síly.

$$Y = P \cdot \left(1 - 0{,}4 \cdot \frac{tg\ (0{,}7\ °) \cdot cotg(70\ °)}{\sqrt{\frac{0{,}008^2}{0{,}425^2} \cdot \cos^2(70\ °) + tg^2(0{,}7\ °)}} \right) \approx P \cdot 0{,}869\,740 \qquad (156)$$

Provozní poměr vodicí síly a svislé kolové síly pro každý provozní stav je definován pomocí následujícího vztahu, který je zároveň porovnáním vůči mezní hodnotě poměru $\frac{Y}{Q}$. Mezní hodnota poměru Y/Q je závislá na úhlu okolku a tření mezi okolkem a kolejnicí. Odvození tohoto vztahu je provedeno v literatuře [27], ve vztahu (158) jsem uvedl výpočet pro úhel okolku $\beta = 70\ °$.

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov} \leq \left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} \qquad (157)$$

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mezní} = \frac{tg(\beta) - \mu}{1 + \mu \cdot tg(\beta)} = \frac{tg(70\ °) - 0{,}4}{1 + 0{,}4 \cdot tg(70\ °)} = 1{,}118 \approx 1{,}2 \qquad (158)$$

Zaokrouhlená hodnota poměru $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mezní} = 1{,}2$ se považuje za skutečnou mez pro vykolejení kola se sklonem okolku $\beta = 70\ °$. Konkrétní dovolené hodnoty, včetně metodiky měření a vyhodnocení jsou uvedeny v normě ČSN EN 14 363 [27]. Vůči této hodnotě porovnám svoje vypočítané hodnoty.

9.5.1. Výpočet BPV pro vozidlo jedoucí na nouzovém vypružení ve stavu PV

Kolovou sílu odpovídající odlehčení prvního nabíhajícího dvojkolí ve směru jízdy určím jako rozdíl hodnoty statické kolové síly a celkové změny kolové síly. Hodnotu statické kolové síly jsem již dříve uvedl v Tab. 36 na str. 107 a hodnotu celkové změny kolové síly v Tab. 37 na str. 113.

$$(Q_0)_{NPV} = Q_{0PV} - (\Delta Q)_{NPV} \qquad (159)$$

$$(Q_0)_{NPV} = 37\,227 - 10\,644 = 26\,583\ N \qquad (160)$$

Pomocí iteračního výpočtu polohy středu tření $x_i$jsem zjistil minimum řídicí síly P. Tabulka iteračního výpočtu se nachází na přiloženém CD[30], níže je ukázána její část s hodnotami kolem minima řídicí síly P. Označení veličin uvedených v záhlaví tabulky Tab. 38 koresponduje s označením použitým v předchozí kapitole 9.5.

[30] Soubor se nachází v umístění na CD: *„DP\3 Výpočty“*

$x_i\ [m]$	$q_1\ [m]$	$q_2\ [m]$	$M_1\ [Nm]$	$P\ [N]$	
2,35	2,46	0,79	97 009	41 280	
2,40	2,51	0,80	98 941	41 225	
2,45	2,56	0,82	100 955	**41 206**	**← zde je minimum řídicí síly**
2,50	2,61	0,85	103 046	41 218	
2,55	2,65	0,87	105 208	41 258	

Tab. 38 Iterační výpočet zjištění minimální řídicí síly pro provozní stav 1

Po provedení iteračního výpočtu jsem zjistil následující hodnoty pro řídicí sílu a skutečnou polohu středu tření.

$$P = \frac{M_1}{x_i} = \frac{100\,955}{2{,}45} = 41\,206\ N \qquad (161)$$
$$x_{skut} = 2{,}45\ m$$

Nyní mohu vypočítat, podle vztahu (156), velikost vodicí síly Y na mezi vykolejení, pro kterou byl vztah odvozen.

$$Y = 41\,206\left(1 - \frac{0{,}4 \cdot tg\,(0{,}7\,°) \cdot cotg(70\,°)}{\sqrt{\frac{0{,}008^2}{0{,}425^2} \cdot \cos^2(70\,°) + tg^2(0{,}7\,°)}}\right) = 35\,839{,}1 \approx 35\,839\ N \qquad (162)$$

Posledním krokem výpočtu je určení velikosti provozního poměru řídicí síly a svislé kolové síly a jeho porovnání vůči mezní hodnotě. Zhodnocení výsledku včetně doplňujících poznámek popisuji v kapitole 9.6 na str. 121

$$\left(\frac{Y}{(Q_0)_{NPV}}\right)_{prov\,NPV} = \frac{35\,839}{26\,583} = 1{,}348 \approx 1{,}35 \qquad (163)$$

$$\left(\frac{Y}{(Q_0)_{NPV}}\right)_{prov\,NPV} < \left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} = 1{,}2 \qquad (164)$$

$$1{,}35 > 1{,}2 \rightarrow \boldsymbol{ne}splňuje\ BPV \qquad (165)$$

Stanovení míry bezpečnosti proti vykolejení je udáváno jako podíl mezního a provozního poměru Y/Q, hodnotu větší než 1 lze rovněž interpretovat jako vozidlo za provozu bezpečné.

$$(k_{BPV})_{NPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{(Q_0)_{NPV}}\right)_{prov\,NPV}} \qquad (166)$$

$$(k_{BPV})_{NPV} = \frac{1{,}2}{1{,}35} \approx 0{,}89 \qquad (167)$$

9.5.2. Výpočet BPV pro vozidlo jedoucí na vzduchovém vypružení ve stavu PV

Kolovou sílu odpovídající odlehčení prvního nabíhajícího dvojkolí ve směru jízdy určím jako rozdíl hodnoty statické kolové síly a celkové změny kolové síly. Hodnotu statické kolové síly jsem již dříve uvedl v Tab. 36 na str. 107 a hodnotu celkové změny kolové síly v Tab. 37 na str. 113.

$$(Q_0)_{VPV} = Q_{0PV} - (\Delta Q)_{VPV} \tag{168}$$

$$(Q_0)_{VPV} = 37\,227 - 6\,782 = 30\,445\ N \tag{169}$$

Stejně jako v předchozí kapitole jsem zjistil minimum řídicí síly P a polohu středu tření x_i. Označení veličin uvedených v záhlaví tabulky Tab. 39 koresponduje s označením použitým v předchozí kapitole 9.5.

$x_i\ [m]$	$q_1\ [m]$	$q_2\ [m]$	$M_1\ [Nm]$	$P\ [N]$	
2,35	2,46	0,79	97 009	41 280	
2,40	2,51	0,80	98 941	41 225	
2,45	2,56	0,82	100 956	**41 206**	**← zde je minimum řídicí síly**
2,50	2,61	0,85	103 047	41 218	
2,55	2,65	0,87	105 208	41 258	

Tab. 39 Iterační výpočet zjištění minimální řídicí síly pro provozní stav 2

Po provedení iteračního výpočtu jsem zjistil následující hodnoty pro řídicí sílu a skutečnou polohu středu tření. Hodnota řídicí síly P je shodná jako v předchozím případě, protože pro její výpočet je použitá shodná hodnota kolové síly.

$$P = \frac{M_1}{x_i} = \frac{100\,955}{2{,}45} = 41\,206\ N \tag{170}$$
$$x_{skut} = 2{,}45\ m$$

Nyní vypočítám, podle vztahu (156), velikost vodicí síly Y na mezi vykolejení, pro kterou byl vztah odvozen.

$$Y = 41\,206\left(1 - \frac{0{,}4 \cdot tg\,(0{,}7\,°) \cdot cotg(70\,°)}{\sqrt{\frac{0{,}008^2}{0{,}425^2} \cdot \cos^2(70\,°) + tg^2(0{,}7\,°)}}\right) = 35\,839{,}1 \approx 35\,839\ N \tag{171}$$

Posledním krokem výpočtu je určení velikosti provozního poměru řídicí síly a svislé kolové síly a jeho porovnání vůči mezní hodnotě. Zhodnocení výsledku včetně doplňujících poznámek popisuji v kapitole 9.6 na str. 121

$$\left(\frac{Y}{(Q_0)_{VPV}}\right)_{prov\,VPV} = \frac{35\,839}{30\,445} = 1{,}177 \approx 1{,}18 \tag{172}$$

$$\left(\frac{Y}{(Q_0)_{VPV}}\right)_{prov\,VPV} < \left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} = 1{,}2 \tag{173}$$

$$1{,}18 < 1{,}2 \rightarrow splňuje\ BPV \tag{174}$$

Stanovení míry bezpečnosti proti vykolejení je udáváno jako podíl mezního a provozního poměru Y/Q, hodnotu větší než 1 lze rovněž interpretovat jako vozidlo za provozu bezpečné.

$$(k_{BPV})_{VPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{(Q_0)_{VPV}}\right)_{prov\ NPV}} \tag{175}$$

$$(k_{BPV})_{VPV} = \frac{1{,}2}{1{,}18} \approx 1{,}02 \tag{176}$$

9.5.3. Výpočet BPV pro vozidlo jedoucí na vzduchovém vypružení ve stavu PL

Kolovou sílu odpovídající odlehčení prvního nabíhajícího dvojkolí ve směru jízdy určím jako rozdíl hodnoty statické kolové síly a celkové změny kolové síly. Hodnotu statické kolové síly jsem již dříve uvedl v Tab. 36 na str. 107 a hodnotu celkové změny kolové síly v Tab. 37 na str. 113.

$$(Q_0)_{VPL} = Q_{0PL} - (\Delta Q)_{VPL} \tag{177}$$

$$(Q_0)_{VPV} = 65\,335 - 7\,610 = 57\,725\ N \tag{178}$$

Stejně jako v předchozí kapitole jsem zjistil minimum řídicí síly P a polohu středu tření x_i. Označení veličin uvedených v záhlaví tabulky Tab. 40 koresponduje s označením použitým v předchozí kapitole 9.5.

$x_i\ [m]$	$q_1\ [m]$	$q_2\ [m]$	$M_1\ [Nm]$	$P\ [N]$	
2,35	2,46	0,79	170 255	72 448	
2,40	2,51	0,80	173 646	72 352	
2,45	2,56	0,82	177 181	**72 319**	**← zde je minimum řídicí síly**
2,50	2,61	0,85	180 851	72 340	
2,55	2,65	0,87	184 644	72 409	

Tab. 40 Iterační výpočet zjištění minimální řídicí síly pro provozní stav 3

Po provedení iteračního výpočtu jsem zjistil následující hodnoty pro řídicí sílu a skutečnou polohu středu tření. Hodnota řídicí síly P je již odlišná než v předchozím případě, protože pro její výpočet je použitá jiná (větší) hodnota kolové síly.

$$P = \frac{M_1}{x_i} = \frac{177\,181}{2{,}45} = 72\,319\ N$$
$$x_{skut} = 2{,}45\ m \tag{179}$$

Nyní vypočítám, podle vztahu (156), velikost vodicí síly Y na mezi vykolejení, pro kterou byl vztah odvozen.

$$Y = 72\,319\left(1 - \frac{0{,}4 \cdot tg\,(0{,}7\,°) \cdot cotg(70\,°)}{\sqrt{\frac{0{,}008^2}{0{,}425^2} \cdot \cos^2(70\,°) + tg^2(0{,}7\,°)}}\right) = 62\,899{,}16 \approx 62\,899\,N \qquad (180)$$

Posledním krokem výpočtu je určení velikosti provozního poměru řídicí síly a svislé kolové síly a jeho porovnání vůči mezní hodnotě. Zhodnocení výsledku včetně doplňujících poznámek popisuji v kapitole 9.6 na str. 121

$$\left(\frac{Y}{(Q_0)_{VPV}}\right)_{prov\,VPV} = \frac{62\,899}{57\,725} = 1{,}09 \qquad (181)$$

$$\left(\frac{Y}{(Q_0)_{VPV}}\right)_{prov\,VPV} < \left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} = 1{,}2 \qquad (182)$$

$$1{,}09 < 1{,}2 \rightarrow splňuje\ BPV \qquad (183)$$

Stanovení míry bezpečnosti proti vykolejení je udáváno jako podíl mezního a provozního poměru Y/Q, hodnotu větší než 1 lze rovněž interpretovat jako vozidlo za provozu bezpečné.

$$(k_{BPV})_{VPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{(Q_0)_{VPV}}\right)_{prov\,NPV}} \qquad (184)$$

$$(k_{BPV})_{VPV} = \frac{1{,}2}{1{,}09} \approx 1{,}1 \qquad (185)$$

9.6. SOUHRN DAT VÝPOČTU BEZPEČNOSTI PROTI VYKOLEJENÍ

V následující tabulce uvádím hodnoty zjištěné předchozími výpočty v kapitolách 9.5.1 až 9.5.3. Pro úplnost uvádím i hodnoty poměru $\frac{\Delta Q}{Q_0}$, které odpovídají Tab. 37. V posledním sloupci jsou uvedeny výsledky míry bezpečnosti proti vykolejení, pro vysvětlení znovu uvádím, že hodnota větší než 1 znamená, že vozidlo lze považovat za v provozu bezpečné, jak konstatuje literatura [27].

	$\frac{\Delta Q}{Q_0}$ [1]	$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{prov}$ [1]	k_{BPV} [1]
vozidlo na nouzovém vypružení, stav PV	0,29	**1,35**	**0,89**
vozidlo na vzduchovém vypružení, stav PV	0,18	1,18	1,02
vozidlo na vzduchovém vypružení, stav PL	0,12	1,09	1,10

Tab. 41 Souhrn výsledků bezpečnosti proti vykolejení

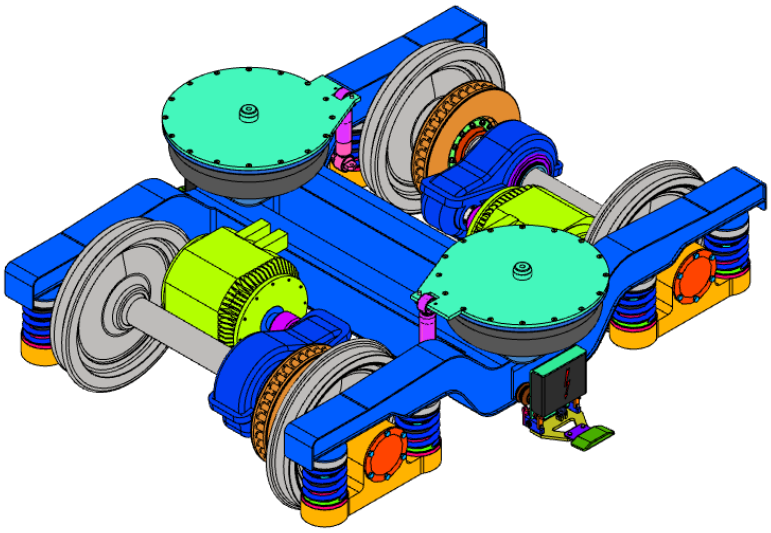
Na základě uvedených dat lze konstatovat, že vozidlo částečně splňuje bezpečnost proti vykolejení stanovenou výpočtem. K získaným údajům je třeba přistupovat s rozvahou, protože vychází ze zjednodušujících předpokladů, které byly zmíněny na úvodu celé kapitoly. Heumannova metoda, která byla použita pro výpočet, nijak nezohledňuje např. provedení podvozku s radiálním stavěním dvojkolí, které minimalizuje úhel náběhu α_n. Pro zlepšení průjezdu obloukem se používají systémy mazání okolků, které snižují součinitel tření mezi okolkem a kolejnicí.

Pro jednoznačné posouzení, zda vozidlo splňuje požadavek na bezpečnost proti vykolejení, by bylo vhodné provést analýzu celého vozidla ve výpočetním software, který řeší jízdní dynamiku vozidel, uvádím např. SimPack, ADAMS/Rail, případně další.

10. TRAKČNÍ PODVOZEK

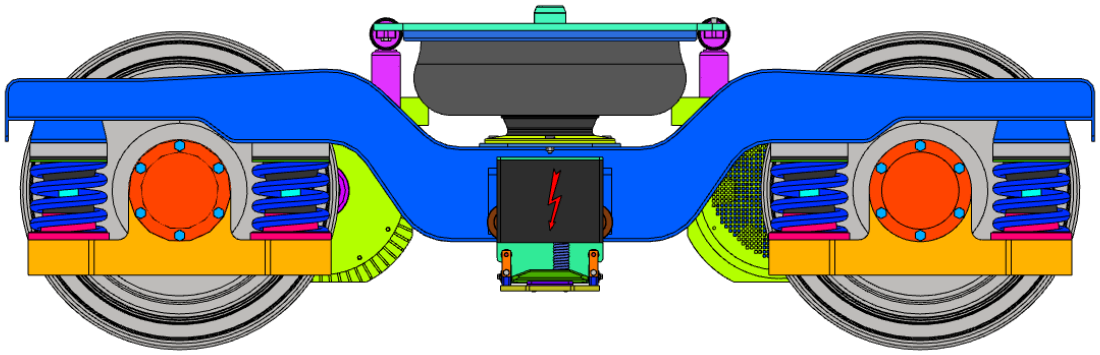
V této kapitole představím model podvozku, který vznikl souběžně s touto diplomovou prací, a uvádím zde několik obrázků podvozku.

Podvozek je navržen jako trakční, poháněný asynchronním elektromotorem o výkonu 160 kW. Elektromotor přes zubovou spojku a dvoustupňovou převodovku s šikmým ozubením pohání železniční nápravu.



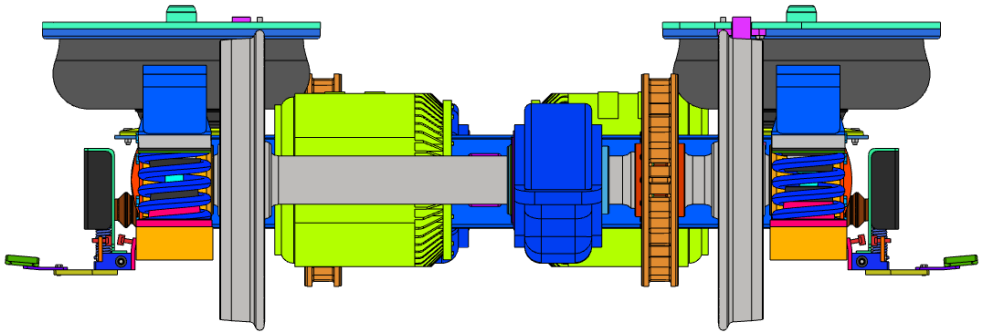
Obr. 81 Podvozek jednotky metra – celkový pohled

Vedení náprav je řešeno jako otevřené, čepové. Čep vedení je uložen do radiálního silentbloku, který je umístěný do ložiskového domku, a zajištěn osově šroubem s podložkou NORD-LOCK.

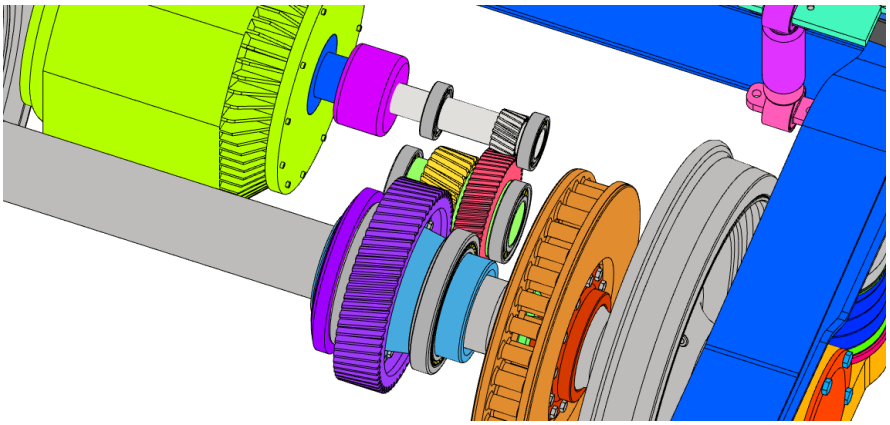


Obr. 82 Podvozek jednotky metra - pohled z boku

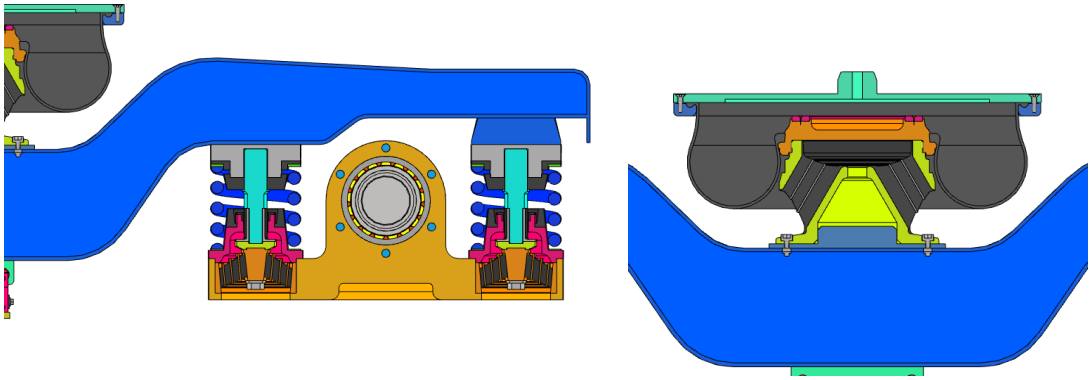
Vypružení podvozku je dvoustupňové. Prvním stupněm je vinutá pružina primárního vypružení, druhý stupeň vypružení je zvolena membránová vzduchová pružina s pryžokovovým nouzovým blokem. Sekundární vypružení je tlumeno hydraulickým tlumičem.



Obr. 83 Podvozek jednotky metra - pohled z čela



Obr. 84 Detail řešení pohonu dvoustupňovou převodovkou



Obr. 85 Detail vedení dvojkolí a sekundárního vypružení

11. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo vypracovat konstrukční studii čelního vozu jednotky autonomního metra. Úvodem práce jsem provedl rešerši autonomních systémů řízení metra, dále pokračoval rešerší elektrických jednotek metra od výrobců Alstom, Ansaldo Breda a Siemens. Následně jsem přistoupil ke koncepčnímu návrhu podoby soupravy, kdy jsem zvažoval dvě varianty provedení a to použití Jakobsových podvozků nebo podvozků konvenčních. Pro obě varianty jsem vypočítal kinematický obrys a určil další pokračování ve variantě s klasickými podvozky.

Následně jsem pro pětivozovou soupravu metra vypočítal její trakční vlastnosti a graficky vyjádřil tyto charakteristiky. Pro zvolenou verzi provedení vozů jsem následně provedl vyšetření průjezdu minimálním traťovým obloukem a S-obloukem.

Dále jsem vytvořil soubor modulů, ze kterých jsem složil vozové skříně čelního a vloženého vozu. Vypracoval jsem rozbory hmotnosti pro čelní a vložený vůz a podvozek. Zjištěné údaje jsem použil pro výpočet zatížení čelního vozu od vlastní tíhy, sedících cestujících a stojících cestujících. Zjištěné hodnoty jsem porovnal vůči hodnotě maximálního nápravového tlaku, s výsledkem, že splňuji maximální možné nápravové zatížení.

V další kapitole jsem navrhl a vybral prvky vypružení. Pro vypružení primární jsem zvolil šroubovitou vinutou pružinu z drátu a pro sekundární vypružení jsem zvolil do nouzového vypružení pryžokovový skládaný blok a membránovou vzduchovou pružinu pro hodnoty tuhostí, které vycházely z dat výpočtu zatížení. Pro zvolené vypružení jsem vypočítal vlastní frekvence, jejichž hodnoty leží v doporučených mezích.

Posledním částí byly výpočty bezpečnosti proti vykolejení, pro které se používají hodnoty tuhostí vypružení. Bezpečnost proti vykolejení jsem řešil pro tři provozní stavy – jízdu vozidla bez cestujících na nouzovém vypružení, bez cestujících na vzduchovém vypružení a pro jízdu s naplněným vzduchovým vypružením a plně obsazeným čelním vozem. Bezpečnost proti vykolejení vozidlo částečně splňuje - pro jízdu vozidla bez cestujících na nouzovém stupni vypružení vyšla hodnota míry bezpečnosti $k_{BPV} = 0{,}89 < 1$, což znamená, že by vozidlo při jízdě vykolejilo.

Pro podrobnější analýzu jízdních vlastností a možného vykolejení by bylo potřeba simulovat jízdní vlastnosti v simulačním software (např. SimPack), který zohledňuje např. vliv radiálního stavění dvojkolí v oblouku, vliv mazání okolku a podobně.

12. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Přehled provozů autonomního metra, stav k roku 2018,[1] 11
Obr. 2 Procentní zastoupení délky sítě autonomního provozu podle kontinentu, [1] 11
Obr. 3 Srovnání délky sítě autonomního metra podle zemí, [1] 12
Obr. 4 Použití zabezpečovačů a jejich přírůstek za poslední dekádu, [1] 12
Obr. 5 Dodavatelé zabezpečovací techniky, [1] 13
Obr. 6 Procentní podíl výrobců souprav, [1] 13
Obr. 7 Přepravní kapacita jednotek Alstom Metropolis[8] 18
Obr. 8 Zastoupení souprav Metropolis podle provedení pojezdu[8] 19
Obr. 9 Některé varianty řazení souprav Metropolis[8] 19
Obr. 10 Princip řešení CBTC Urbalis od firmy Alstom[8] 20
Obr. 11 Přenos servisních a diagnostických dat TrainTracer[8] 20
Obr. 12 Souprava linky M2 v Lausanne, [9] 21
Obr. 13 Typový výkres jednotky 9000 pro Barcelonu, včetně barevného schématu vozů s odstíny RAL[10] 22
Obr. 14 Jednotka S-9000, 3D model hrubé stavby[10] 24
Obr. 15 Jednotka S 9000 - hrubá stavba, [10] 24
Obr. 16 Podvozek jednotek S-9000, 3D model, [10] 25
Obr. 17 Detail pohonu - elektromotor s převodovkou a nápravou[10] 25
Obr. 18 Trakční měnič ONIX a stator trakčního motoru[10] 26
Obr. 19 HVAC jednotka - kondenzátor (*Unitat Condensatora* – vlevo), výparník (*Unitat Evaporadora* – vpravo),[10] 26
Obr. 20 Interiér jednotky S-9000 - opěrky pro cestující v běžném voze (R) - vlevo, prostor pro cestující s omezením pohybu v čelním voze (Ma) – vpravo; [10] 27
Obr. 21 Provedení čel jednotky S-9000; vlevo se stanovištěm strojvedoucího, vpravo autonomní jednotka, [10] 28
Obr. 22 Ukázka otevřeného čelního evakuačního východu s rampou, [10] 28
Obr. 23 AnsaldoBreda Driverless Train, provedení metro Kodaň - 1. série, [13] 29
Obr. 24 Příklad řešení architektury řídicího systému, [15] 29
Obr. 25 Platforma AnsaldoBreda Driverless Metro, [15] 30
Obr. 26 Čelo a řez vozem jednotky AnsaldoBreda Driverless Metro Train, provedení pro Kodaň, [13] 30
Obr. 27 Typový náčrtek AnsaldoBreda Driverless metro, provedení Kodaň, [17] 30
Obr. 28 Designový návrh jednotky Ansaldobreda v provedení pro Honolulu, [12] 31
Obr. 29 Jednotka AnsaldoBreda, provedení pro Honolulu, na manipulačních podvozcích při zkouškách, [12] 32
Obr. 30 Jednotka metra AnsaldoBreda pro Řím, stanice Pantano, 2016, [9] 32
Obr. 31 AnsaldoBreda Driverless Metro Train - jednotka pro metro Řím, [12] 33
Obr. 32 Jednotka DT3, Roll-Out Siemens SGP, Vídeň (2004),[21] 34
Obr. 33 Vnitřní uspořádání jednotky DT3, vlevo střední část jednotky, vpravo prostor čela, [20] 35
Obr. 34 Typový výkres jednotky DT-3, [20] 35
Obr. 35 Dveřní prostor jednotky DT3, [20] 36
Obr. 36 Siemens DT3, mezivozový přechod, [22] 36
Obr. 37 Základní rozměry vozů varianty "Jakobs" 39
Obr. 38 Využití délky nástupiště variantou "Jakobs" 40
Obr. 39 Základní rozměry vozů varianty "Klasik" 41

Obr. 40 Využití délky nástupiště variantou „Klasik“ 42
Obr. 41 Kinematický vztažný obrys skříně vozu metra 43
Obr. 42 Kinematický obrys skříně vozu metra - varianta "Jakobs" 47
Obr. 43 Kinematický obrys skříně vozu metra - varianta "Klasik" 47
Obr. 44 Překročení kinematické obálky v oblasti představku nevyhovujícím tvarem vozové skříně 49
Obr. 45 Vyhovující tvar vozové skříně v oblasti představku 49
Obr. 46 Kinematický obrys skříně včetně kontroly profilu skříně 50
Obr. 47 Odpor ze stoupání – geometrické vyjádření 55
Obr. 48 Skeleton vozidla se zakótovanými pozicemi vyšetřovaných dílů 65
Obr. 49 Úhel natočení podvozku v oblouku 65
Obr. 50 Příklady variant modulů - běžný a hnací podvozek (vlevo); různá délka okenních modulů (vpravo) 70
Obr. 51 Příklad nevhodného umístění sousedních dvou modulů 71
Obr. 52 Čelní modul - provedení bez stanoviště řidiče/strojvedoucího 72
Obr. 53 Dveřní moduly - dvoukřídlé dveře a jednokřídlé dveře 72
Obr. 54 Okenní moduly - pro různý rozměr okna 73
Obr. 55 Modul průchozího měchu 73
Obr. 56 Modul klimatizace v prostoru střechy 74
Obr. 57 Moduly podvozků – netrakční (vlevo), trakční (vpravo) 74
Obr. 58 Moduly brzdového odporníku, trakčního měniče a pomocného měniče 75
Obr. 59 Modul panelu vzduchové brzdy 75
Obr. 60 Čelní vůz a vložený vůz jednotky U-Bahn 76
Obr. 61 Čelní vůz a vložený vůz jednotky S-Bahn 76
Obr. 62 Interiér čelního vozu jednotky U-Bahn 82
Obr. 63 Interiér vloženého vozu jednotky U-Bahn 83
Obr. 64 Ukázka výpočtutěžiště pro dvě komponenty 84
Obr. 65 Silová rovnováha pro zatížení vlastní tíhou 85
Obr. 66 Silové zatížení sedícími cestujícími 86
Obr. 67 Podlahová plocha čelního vozu 87
Obr. 68 Prostor pro pružinu v podovzku 96
Obr. 69 Zadaná data pružiny primárního vypružení ve výpočetním programu 97
Obr. 70 Smithův diagram pružiny primárního vypružení 97
Obr. 71 Goodmanův diagram pružiny primárního vypružení 98
Obr. 72 Pryžokovový prvek nouzového vypružení 99
Obr. 73 Svislá a příčná charakteristika pryžokovového prvku 100
Obr. 74 Zjištění tuhosti nouzového prvku vypružení 100
Obr. 75 Membránová pružiny Continental 732 N 2.100 B; [29] 101
Obr. 76 Charakteristika membránové pružiny Continental 732,[29] 101
Obr. 77 Model dvouhmotové netlumené soustavy, [27] 104
Obr. 78 Torzní soustavy podvozku a skříně vozidla, [27] 107
Obr. 79 Třecí síly působící na kola vozidla [27], a odvození geometrie průvodičů $\boldsymbol{q1}$ a $\boldsymbol{q2}$ 114
Obr. 80 Silové poměry na mezi vykolejení [27] 115
Obr. 81 Podvozek jednotky metra – celkový pohled 122
Obr. 82 Podvozek jednotky metra - pohled z boku 122
Obr. 83 Podvozek jednotky metra - pohled z čela 123

Obr. 84 Detail řešení pohonu dvoustupňovou převodovkou 123
Obr. 85 Detail vedení dvojkolí a sekundárního vypružení 123
Obr. 86 Ukázka jednoduchého zabezpečení metra pomocí dvou návěstí (stůj a volno) [7] 135
Obr. 87 Prostoru pro zastavení za návěstidlem[7] 136
Obr. 88 Ukázka trati, která využívá přesah návěstidla před hranicí oddílu.[7] 136
Obr. 89 Situace zastavení vlaku v prostoru přesahu za návěstidlem[7] 137
Obr. 90 Překrytí kolejového obvodu, realizováno rozdělením kolejového obvodu[7] 137
Obr. 91 Princip absolutního bloku[7] 138
Obr. 92 Princip elektronické verze zařízení ATP[7] 138
Obr. 93 Příklad signalizace zařízení ATP [7] 139
Obr. 94 Porovnání brzdění do stanice[7] 140
Obr. 95 Různé druhy vygenerovaných brzdných křivek[7] 141
Obr. 96 Přenos kódu ATP do obvodů řízení vozidla z kolejnic[4] 142
Obr. 97 Přenos kódu ATP do obvodů řízení vozidla z balízy[4] 142
Obr. 98 Příklad balízy od fy ADtranz.[4] 142
Obr. 99 Trať s balízami - zastavení před návěstidlem zakazující jízdu[4] 143
Obr. 100 Trať s balízami – rozjezd po změně návěstního znaku[4] 143
Obr. 101 Ilustrace vložení mezilehlé balízy[4] 144
Obr. 102 Vjezd do stanice se zařízením ATO[6] 145
Obr. 103 Vjezd do stanice se zařízením ATO a ATP[6] 146
Obr. 104 Stanice s dílčími oddíly – výchozí situace[6] 146
Obr. 105 Stanice s dílčími oddíly – vjezd další soupravy do stanice[6] 147
Obr. 106 Spolupráce ATO a ATP při vjezdu do stanice[6] 148
Obr. 107 Prostředí okolí stanice metra se zařízeními ATO[6] 148
Obr. 108 Soupravy jedoucí za sebou při stejných podmínkách[4] 150
Obr. 109 Pohyblivý oddíl a rádiová komunikace souprav[4] 150
Obr. 110 Přechod souprav mezi oblastmi[4] 151
Obr. 111 Princip systému Seltrac,[4] 152
Obr. 112 Struktura nadstavby ATC s pevnými oddíly[5] 153
Obr. 113 ATS s pohyblivými oddíly[5] 154

13. SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Přehled a klasifikace automatizace metra, přeloženo z [1] 14
Tab. 2 Souhrn základních technických údajů pro soupravy Metropolis;[8] 17
Tab. 3 Technické údaje jednotky S-9000[10] 23
Tab. 4 Přepravní kapacita jednotlivých vozů a jednotky S-9000 pro různé stavy obsazení[10] 23
Tab. 5 Provozní parametry jednotky S-9000[10] 23
Tab. 6 Počty elektrických zařízení a jejich umístění, [10] 26
Tab. 7 Základní technické údaje varianty „Jakobs“ 40
Tab. 8 Základní technické údaje varianty "Klasik" 42
Tab. 9 Vstupní data výpočtů obrysu pro varianty souprav „Jakobs“ a „Klasik“ 46
Tab. 10 Vstupní hodnoty trakčních výpočtů 51
Tab. 11 Přehled řešených oblouků 64

Tab. 12 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v oblouku o poloměru R = 70 m 66
Tab. 13 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v oblouku o poloměru R = 190 m 66
Tab. 14 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v S-oblouku o poloměru R = 70 m 66
Tab. 15 Úhel natočení podvozku a tažné tyče v S-oblouku o poloměru R = 190 m 67
Tab. 16 Souhrn hodnot pro kinematiku dvou vozů v kruhovém oblouku....68
Tab. 17 Souhrn hodnot pro kinematiku dvou vozů v S-oblouku....69
Tab. 18 Celkové hodnoty hmotností prázdných vozů jednotky metra 77
Tab. 19 Rozbor hmotnosti čelního vozu jednotky metra....78
Tab. 20 Rozbor hmotnosti vloženého vozu jednotky metra 79
Tab. 21 Rozbor hmotnosti podvozku....80
Tab. 22 Rozdělení vypružených hmot....81
Tab. 23 Souhrn vstupních hodnot pro výpočet polohy těžiště v rovině XZ....84
Tab. 24 Silový účinek od sedících 87
Tab. 25 Souhrn zatížení jednotlivých podlahových ploch čelního vozu....88
Tab. 26 Výsledné hodnoty pro zatížení stojícími 88
Tab. 27 Počet cestujících ve voze pro jednotlivé stavy....89
Tab. 28 Celková hmotnost cestujících pro jednotlivé stavy....89
Tab. 29 Celkové hodnoty zatížení příčníků pod užitečným zatížením....89
Tab. 30 Vypočítaná data maximálního provozního zatížení podle ČSN EN 12663....90
Tab. 31 Maximální hodnoty statické kolové síly....90
Tab. 32 Stanovení intervalu výšky spřáhla....92
Tab. 33 Hodnoty tuhosti pružiny sekundárního vypružení....101
Tab. 34 Souhrn celkových hodnot tuhostí....103
Tab. 35 Vlastní frekvence dvouhmotové soustavy 105
Tab. 36 Vstupní hodnoty výpočtu torzních tuhostí....107
Tab. 37 Souhrn dat změn kolových sil 113
Tab. 38 Iterační výpočet zjištění minimální řídicí síly pro provozní stav 1 117
Tab. 39 Iterační výpočet zjištění minimální řídicí síly pro provozní stav 2 118
Tab. 40 Iterační výpočet zjištění minimální řídicí síly pro provozní stav 3 119
Tab. 41 Souhrn výsledků bezpečnosti proti vykolejení....121

14. SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Měrný jízdní odpor pětivozové soupravy metra....54
Graf 2 Jízdní odpor soupravy metra 57
Graf 3 Tažná síla soupravy na kolech....60
Graf 4 Brzdová charakteristika 61
Graf 5 Výkonnostní charakteristika 62
Graf 6 Trakční charakteristika jednotky metra 63
Graf 7 Statická síla na svršek - maximální provozní zatížení dle ČSN EN 12 663....90
Graf 8 Velikost intervalu výšky spřáhla....92

15. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

$(k_{tCv})_{NPV}$	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$	torzní tuhost celého vozidla ve stavu nouzového vypružení, prázdné vozidlo
$(k_{tCv})_{VPV}$	$\left[\frac{Nm}{rad}\right]$	torzní tuhost celého vozidla ve stavu vzduchového vypružení, prázdné vozidlo
$2a*$	$[m]$	rozvor vozidla
$2a+$	$[m]$	rozvor podvozku
$2s$	$[mm]$	rozkolí
2σ	$[mm]$	oboustranná vůle v kolejovém kanálu
$2w_1$	$[m]$	vzdálenost bází primárního vypružení
$2w_2$	$[m]$	vzdálenost bází sekundárního vypružení
a		konstantní člen měrného jízdního odporu
A_i	$[m^2]$	plocha stojících
α_s	$[°]$	úhel sklonu trati
b		lineární člen měrného jízdního odporu
b_2	$[Ns/m]$	tlumení jednoho tlumiče
b_{krit}	$[Ns/m]$	kritické tlumení
b_{z2c}	$[Ns/m]$	tlumení sekundárního vypružení
β	$[°]$	úhel okolku
c	$[1]$	kvadratický člen měrného jízdního odporu
d	$[m]$	délka trati ve sklonu
ΔQ_p	$[N]$	změna kolové síly podvozku
E	$[m]$	jednostranného zúžení obrysu
E_a	$[m]$	vnější zúžení obrysu
E_i	$[m]$	vnitřní zúžení obrysu
F_0	$[kN]$	jízdní odpor soupravy bez uvažování sklonu trati
F_{0c}	$[kN]$	celkový jízdní odpor
f_1	$[Hz]$	první vlastní frekvence - souběžná
F_{1PL}	$[N]$	statická síla na pružinu ve stavu PL
F_{1PV}	$[N]$	statická síla na pružinu ve stavu PV
f_2	$[Hz]$	druhá vlastní frekvence - protiběžná
F_a	$[N]$	adhezní síla
F_{ab}	$[kN]$	adhezní síla soupravy při brzdění
F_{ae}	$[N]$	aerodynamická síla
F_b	$[kN]$	celková brzdová síla soupravy
F_{bEDB}	$[kN]$	brzdná síla na obvodu kol
F_{brz}	$[kN]$	brzdná síla dynamická
F_k	$[kN]$	tažná síla na obvodu kol
F_p	$[N]$	síla přítlaku od jednoho sběrače
F_{roz}	$[kN]$	rozjezdová síla
F_s	$[kN]$	odporová síla stoupání
F_{st}	$[N]$	síla stálého tření od sběračů proudu
F_t	$[kN]$	tažná síla soupravy
g	$[m/s^2]$	normální tíhové zrychlení, 9,81 m/s2
$G_{už}$	$[N]$	užitečné zatížení
G_{VS}	$[N]$	tíhová síla vystrojené vozové skříně

γ	$[°]$	úhel natočení podvozku v oblouku
γ_{max}	$[°]$	maximum z úhlů natočení
h	$[m]$	výškový rozdíl na délce dráhy
H_i	$[N]$	síla od skupiny sedících
h_i	$[mm]$	vzdálenost k 1. příčníku od skupiny sedících
H_{max}	$[mm]$	maximální poloha spřáhla
H_{min}	$[mm]$	minimální poloha spřáhla
H_{nom}	$[mm]$	jmenovitá poloha výšky spřáhla vozu 81-71 (81-71M)
i		obecný číslovací index
k_{2N}	$[N/mm]$	tuhost nouzového prvku vypružení
$k_{2PL\Sigma}$	$[N/mm]$	celková tuhost sekundárního vypružení ve stavu PL
$k_{2PV\Sigma}$	$[N/mm]$	celková tuhost sekundárního vypružení ve stavu PV
$k_{cv}(PL, PV)$	$[N/mm]$	celková tuhost vypružení ve stavech PV a PL
k_t	$[1]$	tunelový faktor
k_{tCp}	$[Nm/rad]$	celková torzní tuhost podvozku
k_{tCv}	$[Nm/rad]$	torzní tuhost celého vozidla
k_{tcv}	$[Nm/rad]$	torzní tuhost celého vozidla
k_{z1}	$[N/mm]$	celková tuhost primárního vypružení
$k_{z2N\Sigma}$	$[N/mm]$	celková tuhost nouzového vypružení
k_{zmin}	$[N/mm]$	minimální svislá tuhost
ξ_{rot}	$[1]$	součinitel rotačních hmot
L	$[m]$	vodorovný průmět sklonu trati
m	$[t]$	hmotnost soupravy
M	$[Nm]$	třecí moment
m_0	$[kg]$	hmotnost nevypružených hmot
m_{0p}	$[kg]$	hmotnost nevypružených hmot jednoho podvozku
m_1	$[kg]$	hmotnost primárně vypružených hmot
m_{1p}	$[kg]$	hmotnost primárně vypružených hmot jednoho podvozku
m_{2HS}	$[kg]$	hmotnost vystrojené hrubé stavby
m_{2p}	$[kg]$	hmotnost sekundárně vypružených hmot jednoho podvozku
m_{2PL}	$[kg]$	hmotnost sekundárně vypružených hmot při plně obsazeném vozu (8 os/m2)
m_{2PV}	$[kg]$	hmotnost sekundárně vypružených hmot při prázdném vozu
m_{rot}	$[t]$	ekvivalent rotačních hmot
$m_{už}$	$[kg]$	hmotnost užitečného zatížení
m_{VS}	$[kg]$	hmotnost vystrojené skříně vozidla
μ_b	$[1]$	součinitel adheze při brzdění
mu_st	$[1]$	součinitel tření mezi sběračem a přívodní kolejnicí
N_v	$[ks]$	počet vozů v soupravě
p	$[mm]$	vůle příčného pohybu skříně na sekundárním vypružení
P	$[N]$	řídicí síla
p_0	$[N/kN]$	měrný jízdní odpor
p_d	$[N/kN]$	tření o vzduch
P_{EDB}	$[kW]$	výkon elektrodynamické brzdy

p_s	$[N/kN]$	měrný odpor ze stoupání
p_{st}	$[N/kN]$	vliv stálého tření
P_Σ	$[kW]$	výkon elektromotorů jednotky
$P_{\Sigma C}$	$[kW]$	výkon na kolech
p_t	$[N/kN]$	smykové tření v ložiskách
P_t	$[kW]$	celkový výkon soupravy
p_v	$[N/kN]$	valivé tření
q	$[mm]$	vůle příčného pohybu nápravy
Q_{0PL}	$[N]$	sivslá kolová síla ve stavu PL
Q_{0PV}	$[N]$	sivslá kolová síla ve stavu PV
q_i	$[m]$	průvodiče třecího momentu
R	$[m]$	poloměr oblouku
R_{Hi}	$[N]$	reakce v místě příčníků od sedících
R_i	$[N]$	celkové zatížení příčníku
R_s	$[N]$	reakce v místě příčníků od stojících
R_{Vsi}	$[N]$	reakční síla vystrojené skříně
ρ_{vz}	$[kg/m\text{^}3]$	hustota vzduchu
s	[‰]	sklon trati
s_i	$[m]$	vzdálenost k 1. příčníku od středu plochy
t	$[m]$	příčná vzdálenost vzduchových pružin sekundárního vypružení
u	$[m]$	rozvor vozidla - vzdálenost příčných os podvozků
v	$[km/h]$	rychlost
x_i	$[m]$	vzdálenost středu tření
x_{ki}	$[mm]$	souřadnice komponenty
x_T	$[m]$	x-ová složka polohy těžiště
Y	$[N]$	vodicí síla
z_{2N}	$[mm]$	deformace nouzového prvku vypružení
z_{UNV}	$[mm]$	celková deformace primárního a sekundárního vypružení v nouzovém stavu
ΔH	$[mm]$	interval výšky polohy spřáhla

16. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] **UITP.** Statistics-Brief-Metro-automation. *UITP.* [Online] 2018. [Citace: 5. červen 2020.] https://cms.uitp.org/wp/wp-content/uploads/2020/06/Statistics-Brief-Metro-automation_final_web03.pdf.

[2] **Mara, Robert, Prosický, David a Šrámek, Milan.** *Elektrické vozy Ečs aneb průkopníci v pražském metru.* Praha : MALKUS, dopravní vydavatelství, 2009. 978-080-87047-13-2.

[3] **Mara, Robert, a další.** *Elektrické vozy 81-71 aneb symbol budování pražského metra.* Praha : MALKUS, dopravní vydavatelství, 2016. 978-80-87047-33-0.

[4] **Connor, Piers.** ATP BEACONS AND MOVING BLOCK. *RAILWAY TECHNICAL WEB PAGES - RAILWAY SYSTEMS, TECHNOLOGIES AND OPERATIONS ACROSS THE WORLD.* [Online] 4. únor 2011. [Citace: 19. říjen 2020.] https://web.archive.org/web/20120412151306/http://www.railway-technical.com/sigtxt3.shtml.

[5] —. AUTOMATIC TRAIN CONTROL (ATC). *RAILWAY TECHNICAL WEB PAGES - RAILWAY SYSTEMS, TECHNOLOGIES AND OPERATIONS ACROSS THE WORLD.* [Online] 3. únor 2011. [Citace: 19. říjen 2020.] https://web.archive.org/web/20120412114611/http://www.railway-technical.com/sigtxt6.shtml#The-ATC-Package.

[6] —. AUTOMATIC TRAIN OPERATION. *RAILWAY TECHNICAL WEB PAGES - RAILWAY SYSTEMS, TECHNOLOGIES AND OPERATIONS ACROSS THE WORLD.* [Online] 5. únor 2011. [Citace: 19. říjen 2020.] https://web.archive.org/web/20120412091205/http://www.railway-technical.com/sigtxt4.shtml.

[7] **Connor, Piers.** METRO SIGNALLING. *RAILWAY TECHNICAL WEB PAGES - RAILWAY SYSTEMS, TECHNOLOGIES AND OPERATIONS ACROSS THE WORLD.* [Online] 2. květen 2011. [Citace: 19. říjen 2020.] https://web.archive.org/web/20120411223924/http://www.railway-technical.com/sigtxt2.shtml.

[8] **Alstom .** METROPOLIS TM and our METRO TRAIN SOLUTIONS. Smart Mobility & Comfort in your City. *docplayer.net.* [Online] 11. říjen 2013. [Citace: 25. říjen 2020.] https://docplayer.net/50149161-Metropolis-tm-and-our-metro-train-solutions-smart-mobility-comfort-in-your-city.html.

[9] **Wellige, Wolfgang.** railfocus.eu. *Metro Rome, M1C 07, Pantano.* [Online] 19.. 12. 2016. [Citace: 20.. 12. 2019.] http://www.railfocus.eu/index.php?/tags/178-fahrerlos.

[10] **Badia, X.** Barcelona Metròpolis L-9 - Trens S-9000. *Portada - Revista VÍA LIBRE - Fundación de los Ferrocarriles Españoles.* [Online] https://www.vialibre-ffe.com/pdf/4250_5_MaterialMovil.pdf.

[11] AnsaldoBreda. "Driverless metros". [Online] 11. 2010. [Citace: 6.. 11. 2019.] https://web.archive.org/web/20130927230531/http://www.ansaldobreda.it/Portals/0/Contents/Prodotti/Urbantransport/Metros/Driverlessmetros/Pdf/107_ITA_driverless.pdf.

[12] DRIVERLESS. *Hitachi Rail S.p.A.* [Online] [Citace: 8.. 11. 2019.] http://italy.hitachirail.com/en/driverless_336.html.

[13] Copenhagen Metro, Light Rail and Metro Project, Denmark. *https://www.railway-technology.com.* [Online] [Citace: 2.. 11. 2019.] https://www.railway-technology.com/projects/copenhagen/attachment/copenhagen2/.

[14] Dario Romano DRIVERLESS: Tecnologia d'avanguardia e design italiano nel mondo. [Online] 3. 2012. [Citace: 6.. 11. 2019.] http://www.cifi.it/UplDocumenti/torino12/06%20Dario%20Romano%20ANSALDOBreda.pdf.

[15] **Improta, Vincenzo, a další.** Driverless Systems: Cutting-edge Technology for Smart Transportation. *Hitachi review.* [Online] 2017. [Citace: 6.. 11. 2019.] https://www.hitachi.com/rev/archive/2017/r2017_02/03/index.html.

[16] **Haas, Torkil.** *En mini-metro med maksimal virkning.* [Online] 2 2002. [Citace: 5.. 11. 2019.] https://web.archive.org/web/20110719124947/http://www.jernbaneklub.dk/jernbanen/2002/blad2-2002metro-togportr%C3%A6t.pdf.

[17] **Vassilakos, Greg.** *SCALED DRAWINGS OF VARIOUS COMMUTER, METRO, LIGHT RAIL, & MONORAIL TRAINS.* [Online] [Citace: 1.. 11. 2019.] http://www.geocities.ws/greg_vassilakos/traindwg/traindwg.htm.

[18] Honolulu Rapid Transportation. *TRAIN VEHICLE FACT SHEET.* [Online] http://hartdocs.honolulu.gov/docushare/dsweb/Get/Document-17047/20140218-hart-train-vehicle-fact-sheet.pdf.

[19] **Chiandoni, Marco.** Rome opens first section of metro Line C. *Internationa Rail Journal.* [Online] 10.. 11. 2014. [Citace: 6.. 11. 2019.] https://www.railjournal.com/passenger/metros/rome-opens-first-section-of-metro-line-c/.

[20] Inspiro – the metro from Siemens. *Siemens Mobility.* [Online] Siemens AG, 2014. [Citace: 11.. 11. 2019.] https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/rail-solutions/metros/slideshow/metro-nuernberg-en.pdf.

[21] **Kollorz, Wolfgang a Gechter, Roland.** Wagenpark U-Bahn Nürnberg. *http://www.nahverkehr-franken.de/.* [Online] 2018. [Citace: 6.. 11. 2019.] http://www.nahverkehr-franken.de/ubahn/dt3-liste.html.

[22] —. Die Nürnberger U-Bahn - Die neuen Wagen vom Typ DT3. *http://www.nahverkehr-franken.de/.* [Online] 17.. 1. 2016. [Citace: 7.. 11. 2019.] http://www.nahverkehr-franken.de/ubahn/dt3-techdat.html.

[23] ČSN 28 0338. *Obrysy pro kolejová vozidla metra.* 06/1994.

[24] **Pohl, Jiří.** *Podklady pro předmět Trakční mechanika, FS ČVUT.* 2020.

[25] **Jansa, František.** *Dynamika a energetika elektrické trakce.* Praha : Nakladatelství dopravy a spojů, 1980.

[26] **Rejdal, Tomáš.** Souprava 81-71 . *Metroweb.cz.* [Online] [Citace: 5. duben 2021.] https://www.metroweb.cz/metro/81-71/81-71.htm.

[27] **Kolář, Josef.** *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2009. 978-80-01-04262-5.

[28] **ContiTech;.** *Katalog pryžokovových prvků.* Hannover : autor neznámý, duben 1986. knihovna Ú12 120, FS ČVUT v Praze.

[29] **Maruna, Zdeněk, a další.** *Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky.* Praha : Ediční středisko ČVUT, 1988.

[30] ERA Glossary. [Online] 6.. 5. 2017. [Citace: 28.. 10. 2019.] https://web.archive.org/web/20170506005106/http://www.era.europa.eu/Document-Register/Documents/Glossary%20of%20railway%20terminology-selection-%20EN-FR-DE.pdf.pdf.

[31] **Binko, Marek.** Automatické vedení vlaku na síti SŽDC. [Online] 2012. [Citace: 28.. 10. 2019.] http://binko.wz.cz/2012-2b.pdf.

[32] **Rubeš, Václav a Rovenský, Pavel.** AVV: oceňovaný pomocník i trn v patě. *Železničnář ČD.* [Online] České dráhy, a.s., 5.. 8. 2015. [Citace: 28.. 10. 2018.] https://zeleznicar.cd.cz/zeleznicar/tema/avv--ocenovany-pomocnik-i-trn-v-pate/-8619/.

[33] **doc. Ing. Kolář, Josef.** Podklady pro předmět Pohony kolejových vozidel. *Studium - podklady pro studium na Fakultě strojní.* [Online] [Citace: 3. březen 2018.] https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211073-Pohony_kolejovych_vozidel/Pohony%20kolejov%C3%BDch%20vozidel%20-%202011.pdf.

17. SEZNAM PŘÍLOH

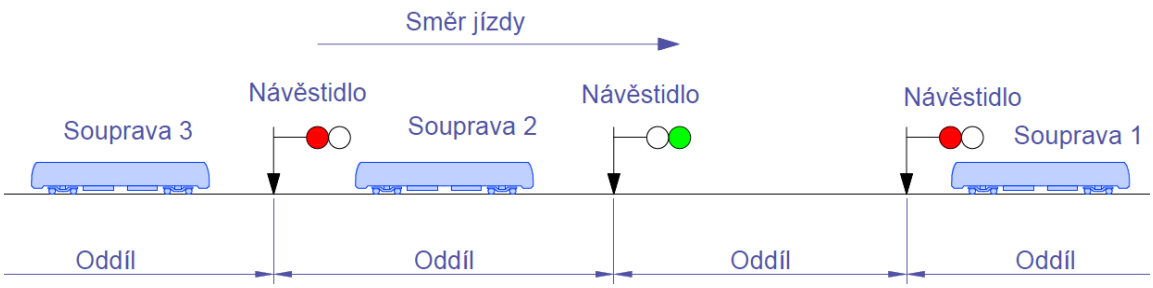
- **Příloha 1** - Návěstidla a zabezpečení v prostředí metra
- **Příloha 2** – Popis zabezpečovače ARS (pouze na CD)
- **Příloha 3** – Popis zabezpečovače MATRA PA 135 (pouze na CD)
- **Příloha 4** – Typový výkres soupravy a čelního vozu soupravy (vložená příloha)
- **Příloha 5** - Sestavný výkres trakčního podvozku, (vložená příloha)
- **Příloha 6** - Sestavný výkres vedení dvojkolí a primárního vypružení, (vložená příloha)
- **Příloha 7** - Sestavný výkres sekundárního vypružení, (vložená příloha)

P1 NÁVĚSTIDLA A ZABEZPEČENÍ V PROSTŘEDÍ METRA

P1.1. ATP - AUTOMATIC TRAIN PROTECTION

ATP je zabezpečovací systém, který sleduje a vyhodnocuje, zda dochází k překračování maximální dovolené rychlosti vozidlem, rovněž reaguje na signalizaci návěstidel. V případě zjištění potíží ATP aktivuje záchrannou brzdu a bezpečně vozidlo zastaví. Podle [30]

Zabezpečení a signalizace používané na tratích metra jsou založeny na stejných principech jako zabezpečení železnice. Trať metra je rozdělena do oddílů a každý oddíl je krytý návěstidlem, ale v případě systému metra jsou úseky kratší, takže lze zvýšit kapacitu tratě a rovněž zvýšit počet souprav vypravovaných na linku. Soupravy jsou rovněž vybaveny mobilní částí vlakového zabezpečovače, který zabrání vlaku metra v průjezdu návěsti zakazující jízdu.[7]



Obr. 86 Ukázka jednoduchého zabezpečení metra pomocí dvou návěstí (stůj a volno) [7]

Návěstní signalizace metra vychází z jednoduchého systému se dvěma návěstmi (**červená** „stůj“ / **zelená** „volno“), jak je uvedeno na obrázku výše. Rychlost přepravy není vysoká, takže návěstidla se třemi návěstními znaky nebyly nutné – návěsti se žlutým světlem se vkládaly pouze jako opakovací a to na místech s omezenými rozhledovými poměry. Systémy metra obvykle používají kontrolní zařízení, které kontinuálně přijímá signál mezi tratí a soupravami a zobrazuje návěsti v daném úseku. Toto zařízení se označuje jako vlakový zabezpečovač (***A**utomatic **T**rain **P**rotection* - ATP). Zařízení ATP může být provedeno mechanicky nebo elektronicky. [7]

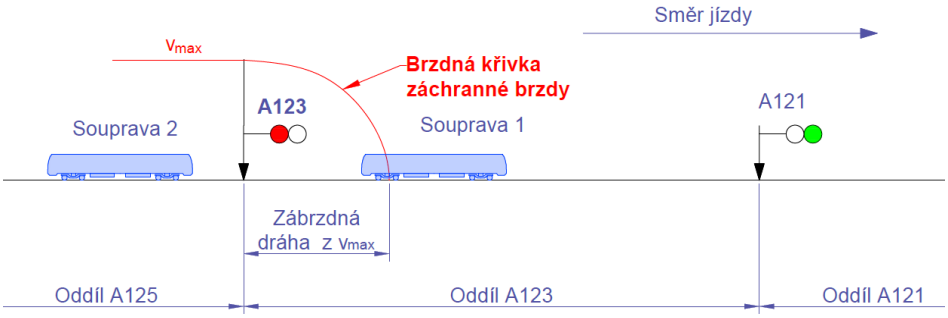
Vývojově starší jsou mechanické typy, novější jsou elektronické. Starší mechanická verze je skoba jízdní zarážky (skoba autostopu – sklopná ručně nebo ovládaná mechanicky staničním zabezpečovacím zařízením), novější elektronické verze závisí na konkrétním výrobci. Zařízení autostopu se skládá z ocelového rámečku namontovaného podél koleje, který je spojen s řídicími obvody traťového zabezpečovacího zařízení a s návěstidlem. Pokud návěstidlo signalizuje návěst povolující jízdu, je skoba autostopu odkloněna z pracovní polohy a souprava metra může přes ni projíždět bez kolize ovládací páky pneumatického ventilu, který je umístěný na podvozku vozidla. V případě, že je zobrazena návěst zakazující jízdu, je jízdní zarážka ve svojí pracovní poloze v průjezdném profilu soupravy. Při pokusu průjezdu návěsti zakazující jízdu dojde ke kolizi rámečku autostopu s ovládací pákou pneumatického ventilu na podvozku vozidla, odvětrá se vzduch z hlavního potrubí, souprava zabrzdí a zastaví.[7]

Elektronická zařízení ATP zahrnují kontinuální příjem signálu mezi traťovým zabezpečovacím zařízením a vlakem a hlídají nepřekročení maximální rychlosti na trati během jízdy. Mobilní část zařízení ATP kontroluje a porovnává skutečnou rychlost proti povolené rychlosti a zpomalí nebo zastaví soupravu, pokud jede vyšší než povolenou rychlostí – obvykle zaúčinkováním příslušného elektropneumatického ventilu zabezpečovacího zařízení dojde k vypuštění vzduchu z brzdového

potrubí. Po zastavení a opětovném doplnění potrubí na předepsanou hodnotu tlaku vzduchu je možné pokračovat v další jízdě.[7]

P1.1.1.1. Prostor přesahu oddílů

V případě, že je trať vybavena základní verzí zařízení ATP, které automaticky zastaví soupravu, když projede návěst zakazující jízdu, tak tato základní verze ATP nezabrání srážce s předchozí soupravou, která zastavila v oddílu bezprostředně za návěstidlem.[7]



Obr. 87 Prostoru pro zastavení za návěstidlem[7]

Aby souprava mohla za návěstidlem zastavit, musí být mezi návěstidlem a koncem soupravy dostatečný bezpečnostní prostor - viz obrázek výše. Vzdálenost, jejíž délka je alespoň rovna zábrzdné dráze z maximální rychlosti v předchozím oddílu lze nazvat „prostor bezpečného zastavení“ a je možné ho zřídit za každým návěstidlem, případně je možné jeho délku přizpůsobit – zvětšit. Návěstidlo může být umístěno před hranicí oddílu a tuto vzdálenost mezi návěstidlem a skutečnou hranicí oddílu lze nazvat překrytím, příp. přesahem, oddílu nebo návěstidla. Vzdálenost umístění návěstidel od hranice oddílů se vypočítá s ohledem na dodržení zábrzdné vzdálenosti, sklonových poměrů oddílů, případně lze zohlednit i geometrické poměry trati, oblouky, přítomnost výhybek, zaráželedel apod.[7]

Obr. 88 Ukázka trati, která využívá přesah návěstidla před hranicí oddílu.[7]

Délka přesahu se v tomto případě uvažuje při brzdění záchrannou brzdou do nulové rychlosti.

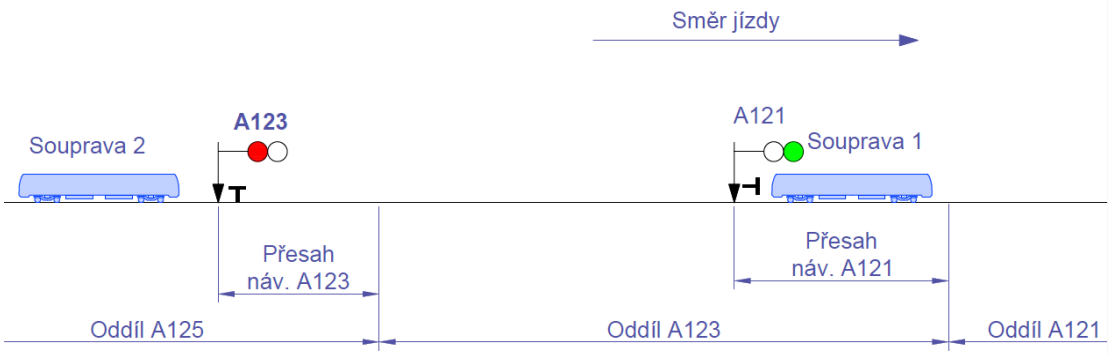
Obr. 88 ilustruje uspořádání návěstidel na trati metra, kde je zabezpečovací zařízení vybaveno světelnými návěstidly a jízdními zarážkami (mechanické provedení zařízení ATP – viz výše) a za každým návěstidlem je prostor přesahu, jehož délka se vypočítá ze zábrzdné dráhy pro daný úsek trati. Návěstidla jsou umístěna na zábrzdnou vzdálenost před hranicí úseků. Návěstidlo *A123* ukazuje, že oddíl *A123*, je obsazen *Soupravou 1*.

Pokud by *Souprava 2* projela návěstidlo *A123* (které návěstí zákaz jízdy), jízdní zarážka v pracovní poloze (zde zobrazená jako „T“) by aktivovala nouzovou brzdu a *Souprava 2* by využila

prostoru přesahu za návěstidlem následujícího oddílu pro bezpečné zastavení bez kolize se *Soupravou 1*, která se nachází v oddílu *A123*.[7]

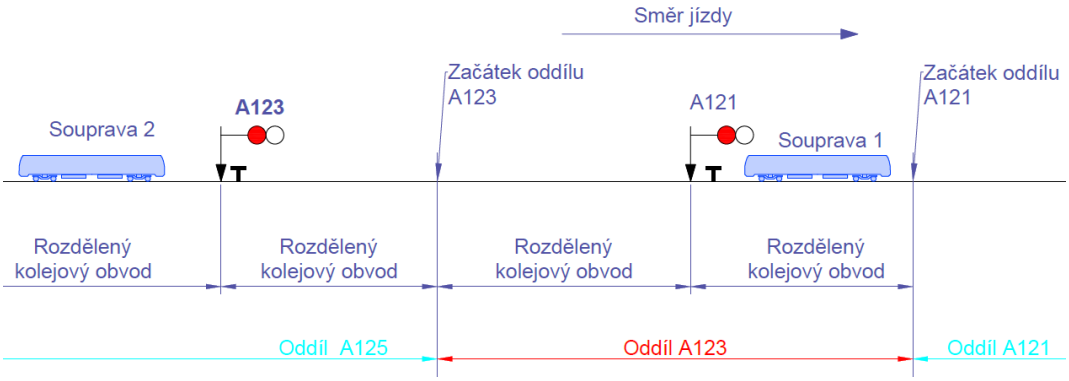
P1.1.1.2. Kolejové obvody a prostor přesahu za návěstidlem

Na trati metra, která využívá překrytí, příp. přesah, oddílů umístěných v obvodu výhybek, může nastat situace, která je uvedena na Obr. 89: *Souprava 1* se nachází v prostoru přesahu za návěstidlem *A121* a má za sebou návěst „volno“ (fyzicky se souprava nachází ještě před hranicí oddílu *A121*). Přestože se strojvedoucí *Soupravy 2* nachází před návěstidlem *A123*, které ukazuje návěst „stůj“, může dohlédnout na vzdálenější návěstidlo *A121*, s návěstí „volno“, za kterým se nachází *Souprava 1*. Strojvedoucí ze *Soupravy 2* by se mohl řídit právě návěstidlem *A121*, které vidí, případně reagovat podle provozních předpisů (např. opatrně pokračovat do obsazeného úseku).[7]



Obr. 89 Situace zastavení vlaku v prostoru přesahu za návěstidlem[7]

Pokud existuje možnost, že za soupravou bude viditelné návěstidlo s návěstí „volno“, realizuje se rozdělení kolejových obvodů, jak je znázorněno na Obr. 90. Přestože v úseku krytém návěstidlem *A121* není souprava, návěstidlo *A121* zobrazuje návěst zakazující jízdu „stůj“, protože souprava obsadila rozdělený kolejový obvod. Jak je vidět z Obr. 90, pokud je souprava metra v prostoru překrytí, tak za *Soupravou 1* se nachází dvě návěstidla s návěstí zakazující jízdu. Každý oddíl je tedy rozdělen do dvou kolejových obvodů.[7]

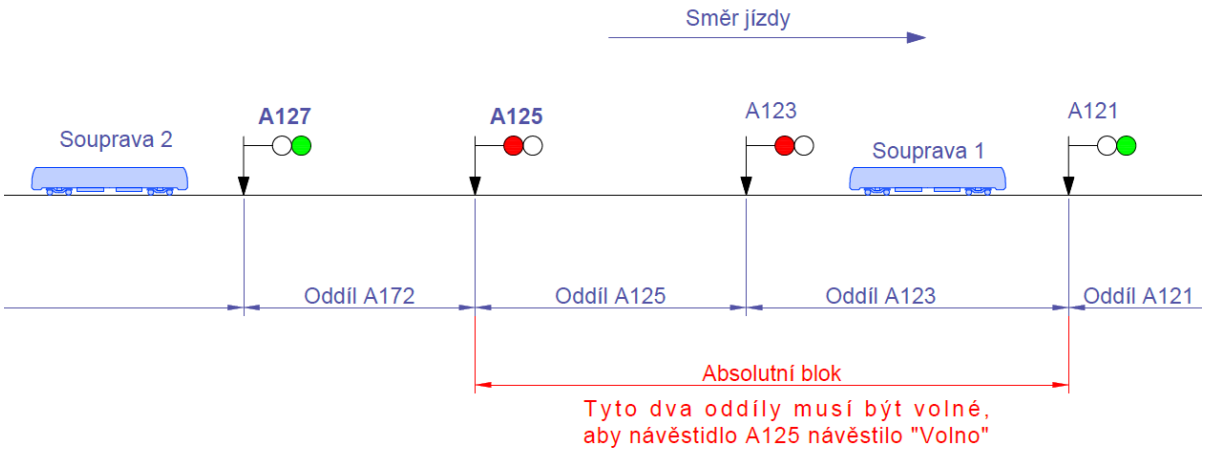


Obr. 90 Překrytí kolejového obvodu, realizováno rozdělením kolejového obvodu[7]

Dalším vývojem byla realizace absolutního bloku. Principem absolutního bloku je, aby byl za soupravou vždy jeden úsek zcela volný, tedy aby byla zajištěna dostatečná vzdálenost pro zastavení následující soupravy, pokud tato souprava projede návěstidlem v poloze zakazující jízdu.

Jak je patrné z Obr. 91, návěstidlo *A127* zobrazuje návěst „volno“, protože dva úseky trati před ním nejsou obsazeny žádnou soupravou. Návěstidlo *A125* ukazuje návěst „výstraha“, protože

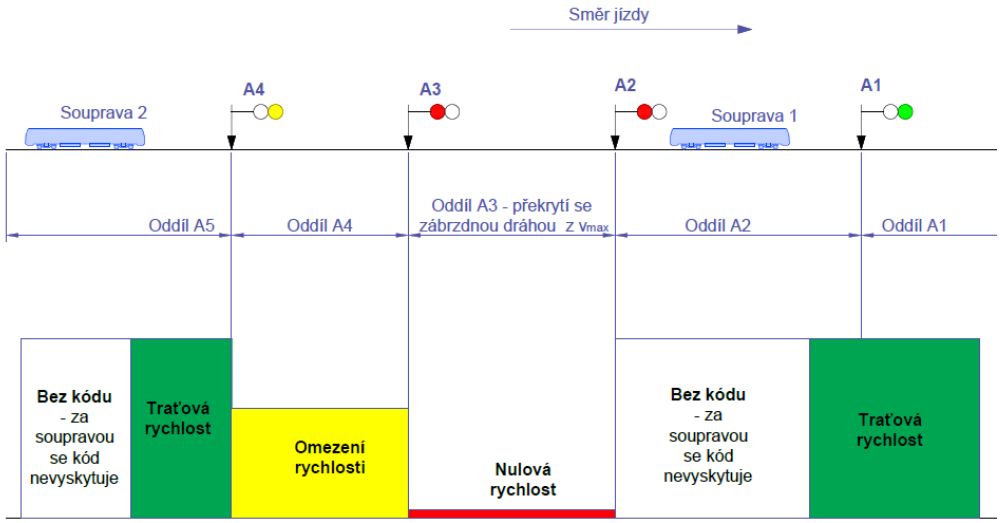
jeden z úseků před ním je již obsazen *Soupravou 1*. Aby návěstidlo *A125* ukazovalo návěst „volno“ nesmí být obsazené dva oddíly před ním – *Souprava 1* musí být celá uvnitř oddílu *A121*.[7]



Obr. 91 Princip absolutního bloku[7]

P1.1.2. ELEKTRONICKÉ ATP

Přizpůsobení signalizace metra modernímu elektronickému zařízením ATP je řešeno tak, že prostor překrytí je již zahrnutý do organizace zabezpečovacího systému celé trati. Toto je realizováno uvažováním jednoho oddílu za právě obsazeným oddílem jako prostoru překrytí. V systému ATP s pevným oddílem se tedy budou za soupravou nacházet dvě návěsti zakazující jízdu a neobsazený oddíl nebo prostor překrytí, aby byla dodržena zábrzdná vzdálenost, jak je znázorněno na Obr. 92 Informace o návěsti se přenáší do kabiny strojvedoucího na návěstní opakovač, umístěný v zorném poli strojvedoucího.[7]



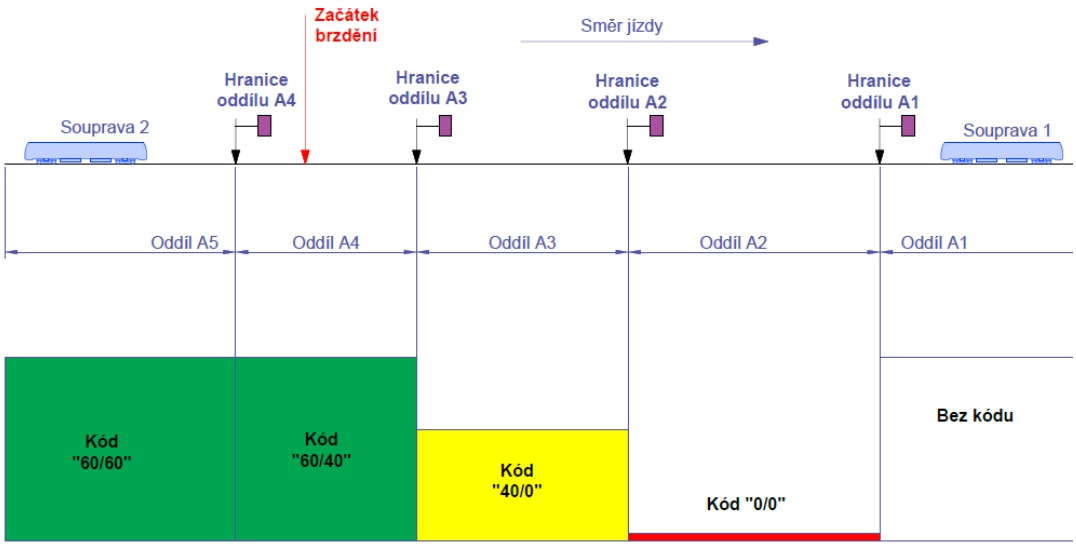
Obr. 92 Princip elektronické verze zařízení ATP[7]

Na trati, která je vybavena elektronickou verzí zařízení ATP, jak je znázorněno výše, se přenáší do každého oddílu elektrický signál, který podle vysílané frekvence odpovídá maximální rychlosti vozidla v oddílu. Pokud souprava vjede do traťového oddílu se signálem odpovídajícímu nulové rychlosti nebo vjede do obsazeného oddílu, případně vjíždí do oddílu vyšší rychlostí, než je povolena kódem, tak mobilní část zabezpečovače vydá pokyn k zahájení nouzového brzdění plným účinkem brzdy. Tento systém se používá, mj. v na londýnské lince metra Victoria Line od roku 1968 – jednalo se o první plně automatickou podzemní dráhu pro přepravu cestujících. Jednoduchý zabezpečovací

systém vysílal pouze tři frekvence rychlostního kódu – „volno“, „výstraha“ a „stůj“. Mnoho dalších modernějších zabezpečovacích systémů je založeno na stejném principu.[7]

P1.1.2.1. Jízda vozidel se zařízením ATP

Vozidla provozovaná na tratích vybavených zařízením ATP lze řídit buď ručně, nebo v automatickém režimu. V manuálním režimu se strojvedoucímu zobrazují rychlostní kódy ATP na návěstním opakovači. V příkladu, na obrázku 10 by strojvedoucí začal brzdit v místě, které je označeno šipkou, protože na opakovači vidí kombinaci rychlostí „60/40 km/h“ a při znalosti traťových poměrů ví, kde se nachází místo zastavení. Pokud nejsou v tunelu světelná návěstidla, je tunel vybaven tabulemi, které definují hranici traťových oddílů.[7]



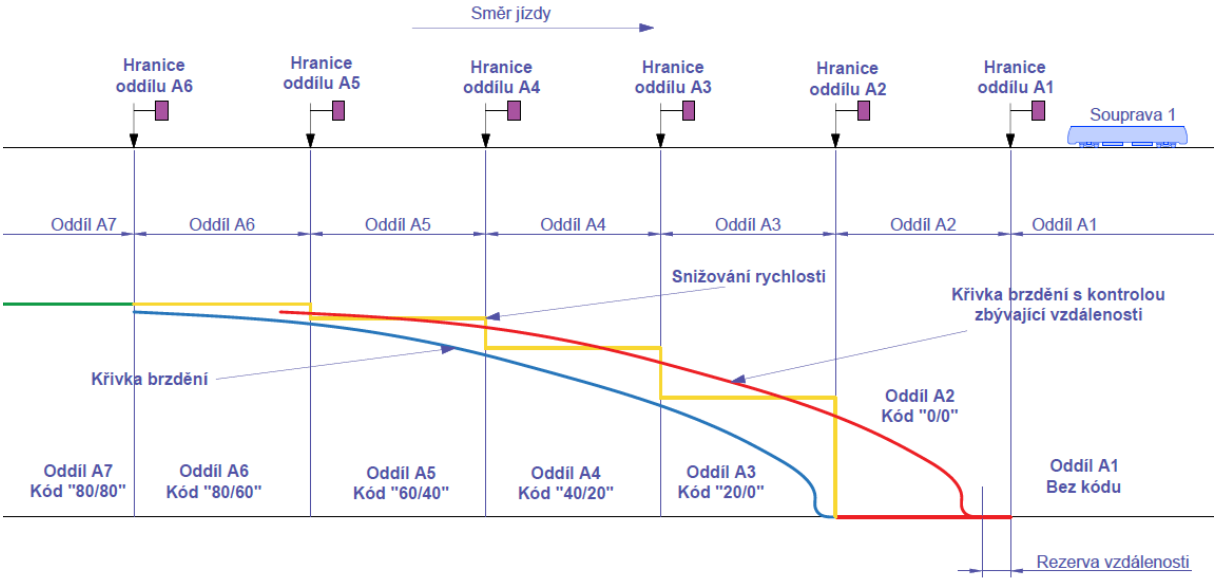
Obr. 93 Příklad signalizace zařízení ATP [7]

Pokud je souprava metra vybavena zařízením automatického vedení (ATO - Automatic Train Operation, viz dále), může být zahájení brzdění k nižší cílové rychlosti vyvoláno přejezdem nad smyčkou, která vysílá kód k brzdění, nebo kolem balízy, která vydá stejnou instrukci. Po přejezdu místa začátku brzdění dochází k modelování brzdné křivky a samotného procesu brzdění až do zastavení, případně do dosáhnutí nižší rychlosti.[7]

Když první souprava opustí oddíl *A1*, vysílání kódů v oddílech *A2*, *A3* a *A4* se posune o jeden oddíl doprava – *A4* obdrží kód „volno bez předvěsti“; *A3* „volno s předvěstí“; *A2* kód „výstraha“ a oddíl *A1* kód odpovídající „stůj“. Změna vysílání kódů je realizována okamžitě při změně situace na trati, tedy ihned po opuštění oddílu předchozí soupravou se změna projeví soupravě následující. Lze říci, že tento systém pomáhá plynulosti dopravy.[7]

P1.1.2.2. Zbývající vzdálenosti

Dalším vývojovým stupněm zařízení ATP byla eliminace prázdného místa v oddílu pro přesah návěstidla za každou soupravou. Pokud by prázdné místo bylo možné využít, kapacita linky by vzrostla s přihlédnutím k délce oddílů a maximální přepravní rychlosti. Na následujícím Obr. 94 je patrné, že stojící souprava v oddílu *A1* způsobí, že další souprava, která vjede od oddílu *A6* musí začít v tomto oddílu snižovat svoji rychlost podle vysílaného kódu až do zastavení na konci oddílu *A3*. Zastaví před hranicí oddílu *A2*, který je v tomto případě prostorem přesahu. Brzdná křivka provozního brzdění při zachování prostoru přesahu je zobrazena **modrou** barvou.[7]



Obr. 94 Porovnání brzdění do stanice[7]

Při odstranění prostoru přesahu stačí posunout bod počátku brzdění o jeden oddíl vpřed. Souprava bude moci jet maximální traťovou rychlostí k počátku oddílu *A5*, kdy začne brzdit. Brzdění k obsazenému oddílu *A1* vyžaduje neustálou kontrolu zbývající vzdálenosti podle mapy trati, která je uložená ve vozovém počítači, a dodržování brzdění podle vygenerované brzdné křivky z původní rychlosti. Tato nově vygenerovaná brzdná křivka je znázorněna **červeně**. Pro možnost chyby je z bezpečnostních důvodů zavedena rezerva vzdálenosti, takže souprava zastaví, než dosáhne hranice mezi oddíly *A2* a *A1*.[7]

P1.1.2.3. Kontrola rychlosti jízdy

Každá z výše uvedených metod, vysílání rychlostního kódu, nebo odměřování zbývající vzdálenosti vyžaduje přímé měření rychlosti jízdy soupravy. Na Obr. 94 výše je vidět, že brzdná křivka provozního brzdění zůstává uvnitř obálky dovolených rychlostí, které jsou znázorněny **žlutě**. Zařízení ATP porovnává pouze aktuální rychlost jízdy proti povolenému rychlostnímu limitu v daném oddílu. Pokud souprava překračuje tuto rychlost, zařízení ATP zasáhne nouzovým brzděním.[7]

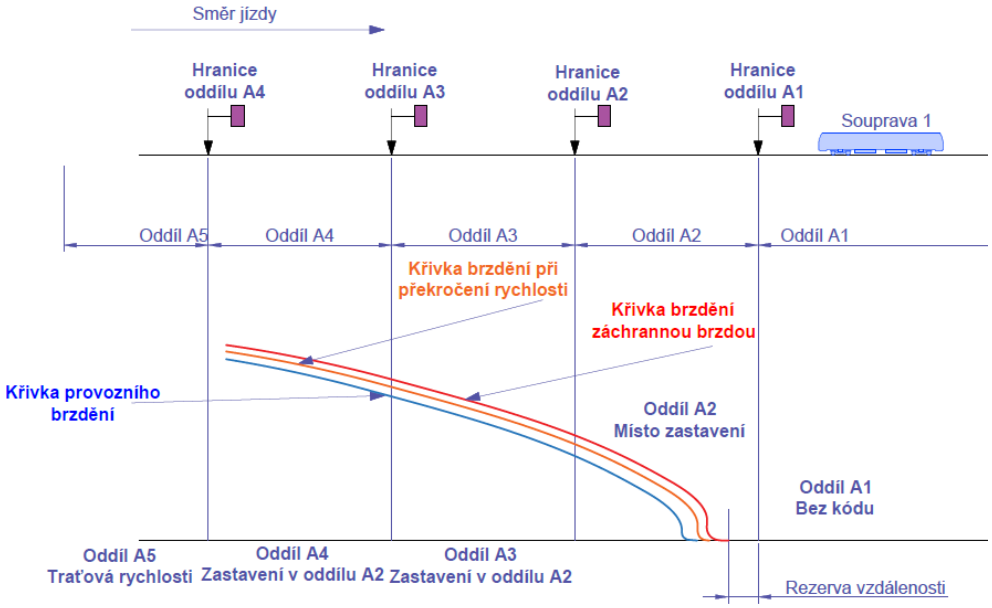
U systému s odměřováním zbývající vzdálenosti umožnil vývoj moderní elektroniky nepřetržitě sledovat průběh brzdné křivky. Když souprava vjede do prvního oddílu, ve kterém je vysílán kód se změnou rychlosti, vozový počítač soupravy obdrží informaci, jak daleko je místo zastavení. Vozový počítač, který má v sobě nahranou mapu trati, ví, kde se souprava nachází a ze získaných údajů vypočítá požadovanou brzdnou křivku. V průběhu brzdění počítač neustále sleduje, zda souprava brzdí podle vygenerované křivky a případně provede korekci intenzity brzdění. Odměřování ujeté vzdálenosti probíhá pomocí otáček kol. Pro odstranění chyby z rozdílného počtu otáček kol, např. vlivem jejich opotřebení, smyku nebo prokluzu, se naměřená vzdálenost porovnává s pevnými body na trati, jejichž poloha je zanesena v mapě trati, např. pomocí kilometrické polohy balíz mezi kolejnicemi.[7]

P1.1.2.4. Provoz s funkcí odměřování zbývající vzdálenosti

Zařízení ATP s odměřováním zbývající vzdálenosti má oproti vysílání rychlostních kódů řadu výhod. Může zvýšit kapacitu trati, ale také snížit počet kolejových obvodů, protože požadavek snížení rychlosti probíhá kontinuálně a nikoli postupným snižováním rychlosti v jednom oddílu. Traťové

oddíly jsou všechny určeny pro obsazení soupravami (tedy pro vyšší kapacitu trati) a nepoužívají se ke krytí předchozího vlaku. Odměřování zbývající vzdálenosti může být použito jak v manuálním řízení strojvedoucím, tak v provozu s vyšším stupněm automatizace.[7]

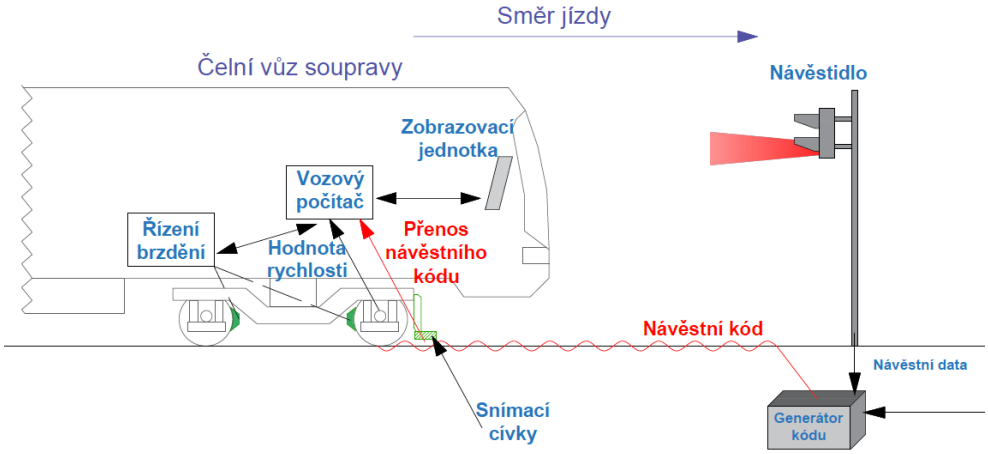
Konkrétní systémy se liší, ale často dochází k vygenerování několika brzdných křivek pro různé druhy brzdění soupravy metra, viz Obr. 95: křivka provozního brzdění (**modře**), křivka brzdění při překročené rychlosti, kdy strojvedoucí je varován o překročení rychlosti (např. audiovizuální výstrahou nebo zásah provozní brzdy; **oranžově**) a třetí je křivka nouzového brzdění (**červená**), která odpovídá průběhu brzdění, pokud strojvedoucí nerespektuje audiovizuální výstrahu a souprava stále zrychluje nebo nebrzdí podle křivky provozního brzdění.[7]



Obr. 95 Různé druhy vygenerovaných brzdných křivek[7]

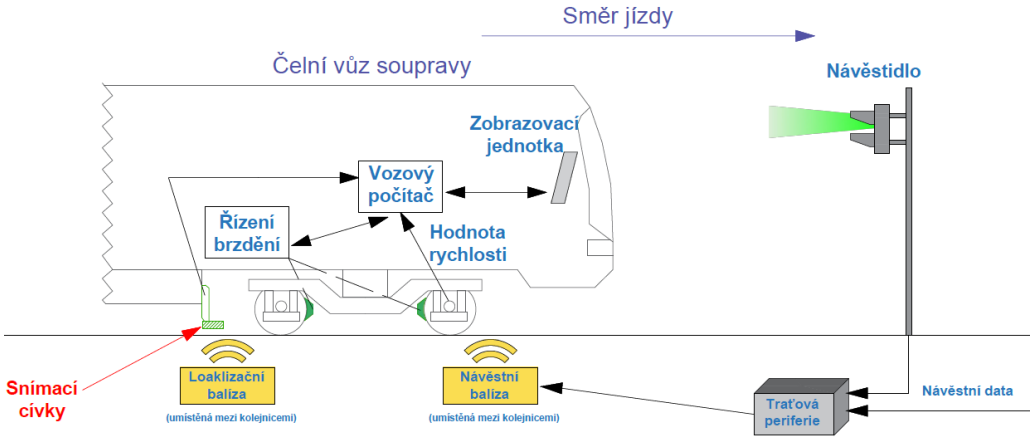
P1.1.3. PŘENOS KÓDU ZAŘÍZENÍ ATP

Traťovým zabezpečovacím zařízením jsou zobrazovány návěsti na návěstidlech a současně jsou generátorem kódů vysílány frekvence signálu odpovídající rychlostem pro každý oddíl. Rychlostní kódy pro zařízení ATP jsou z kolejového obvodu přenášeny do vlaku. Kódová frekvence je snímána anténami (nejčastěji dvěma indukčními cívkami), které jsou obvykle namontované na prvním podvozku čelního vozu soupravy před prvním dvojkolím ve směru jízdy. Signál ze snímacích cívek je dále předáván do vozového počítače, kde proběhne jeho dekódování a zpracování. Dodržování povolené rychlosti v oddílu se porovnává podle skutečné rychlosti jízdy a při překročení povolené rychlosti se zahájí proces brzdění. V modernějších verzích systému ATP mohou být údaje o zbývající vzdálenosti k určitým bodům trati přenášena také do kabiny strojvedoucího, kde se údaje nechají zobrazit na displeje v ovládacím pultu.[4]

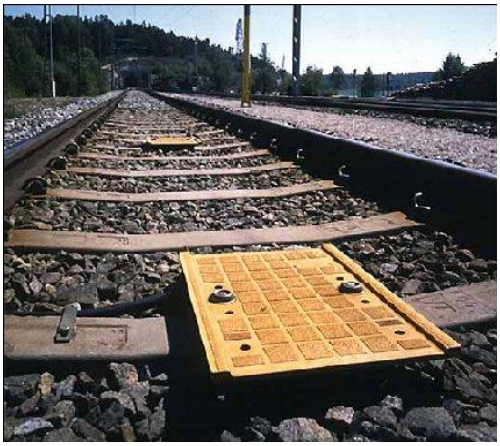


Obr. 96 Přenos kódu ATP do obvodů řízení vozidla z kolejnic[4]

Jak je uvedeno výše, dosud se data zařízení ATP z traťového zabezpečovacího zařízení do vozového řídicího počítače přenášely pomocí vysílaných kódů do kolejových obvodů (nejčastěji snímáním z kolejnic). Lze hovořit o liniovém přenosu, protože data do soupravy neustále přicházejí. Tento systém má svá omezení. Při větší délce oddílů dochází ke ztrátám vysílaného kódu, což snižuje efektivní délku kolejového obvodu na přibližně 350 metrů. Zařízení je drahé a citlivé na povětrnostní vlivy, elektromagnetické rušení, poškození vandalismem a krádežemi. Některé z výše uvedených nevýhod se řeší přenosem jízdních dat na vozidlo v definovaných místech na trati pomocí přenosových elektronických majáků (*balíz*) umístěných podél trati.[4]



Obr. 97 Přenos kódu ATP do obvodů řízení vozidla z balízy[4]

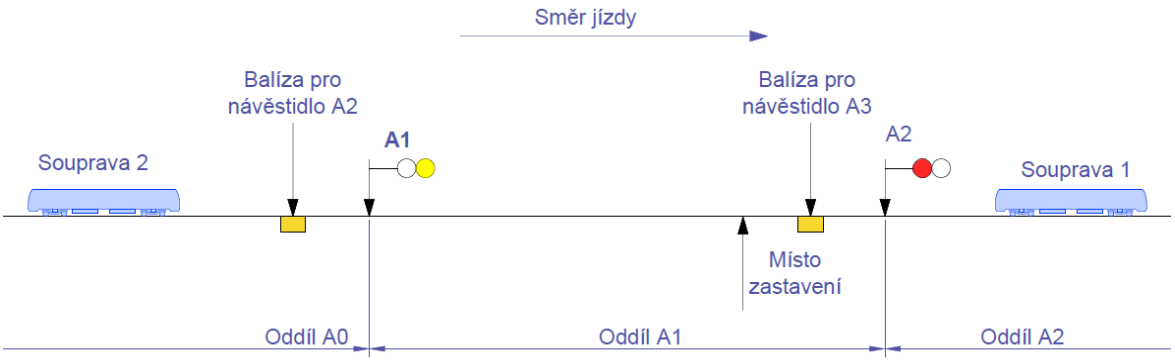


Obr. 98 Příklad balízy od fy ADtranz.[4]

Balízy jsou umístěné ve dvojici, jedna je lokalizační a druhá realizuje přenos návěstních dat

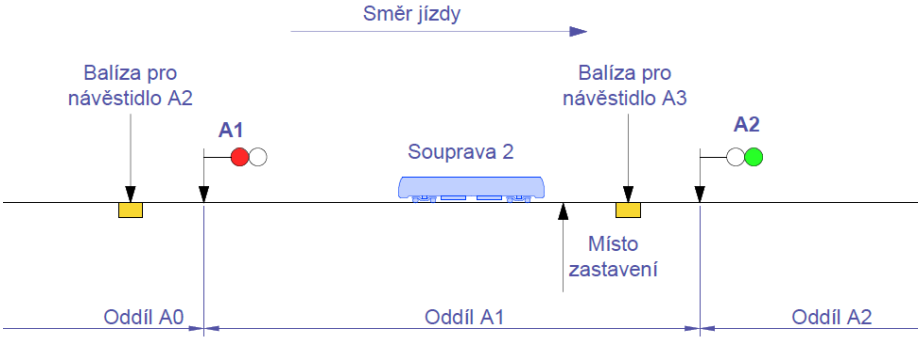
P1.1.3.1. Provoz na trati s balízami

Funkce balíz je znázorněna na níže uvedených obrázcích. V Obr. 99 níže je maják (balíza), vysílací informaci o návěsti na návěstidle *A2*. Balíza je umístěna před návěstidlem *A1*, aby *Souprava 2* měla dostatečný prostor k zastavení. *Souprava 2* přejetím nad balízou obdrží příkaz k zastavení a souprava zastaví před balízou pro návěstidlo *A3*.



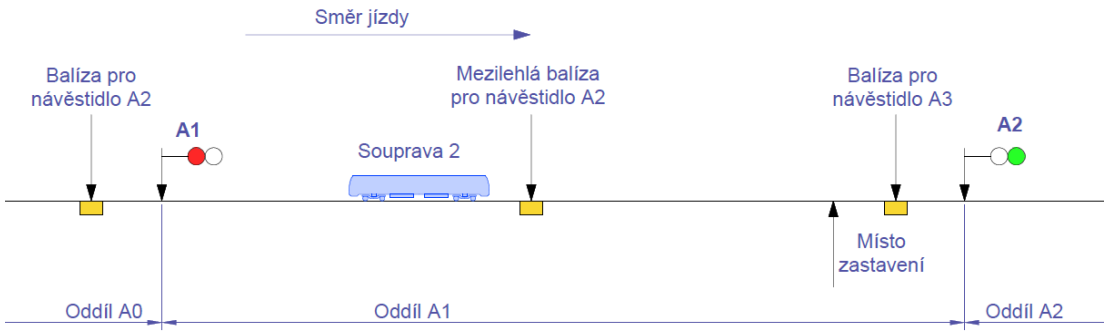
Obr. 99 Trať s balízami - zastavení před návěstidlem zakazující jízdu[4]

V obrázku Obr. 100 níže *Souprava 2* zastavila před návěstidlem *A2* a počká, až *Souprava 1* opustí oddíl *A2* a návěst na návěstidle se změní na „volno“. Vlaková souprava se však sama nerozjede, systém ATP vyžaduje v tomto případě ruční potvrzení dovolující návěsti strojvedoucím.[4]



Obr. 100 Trať s balízami – rozjezd po změně návěstního znaku[4]

Nevýhodou přenosu kódu pomocí systému balíz, je, že pokud souprava přijme zprávu o snížení rychlosti (nebo úplném zastavení) udrží tuto zprávu, dokud neprojede nad jinou balízou nebo nezastaví. To znamená, že pokud je traťový oddíl vpředu uvolněn dříve, než *Souprava 2* zastaví a návěst se změní na „volno“, *Souprava 2* bude mít stále informaci o zastavení, i když zastavit nemusí. Tato vlastnost je v zařízení ATP zavedena, aby ATP bylo bezpečné proti selhání a neumožňovalo přímý zásah strojvedoucího, který by vedl ke snížení funkčnosti zabezpečovače.[4]



Obr. 101 Ilustrace vložení mezilehlé balízy[4]

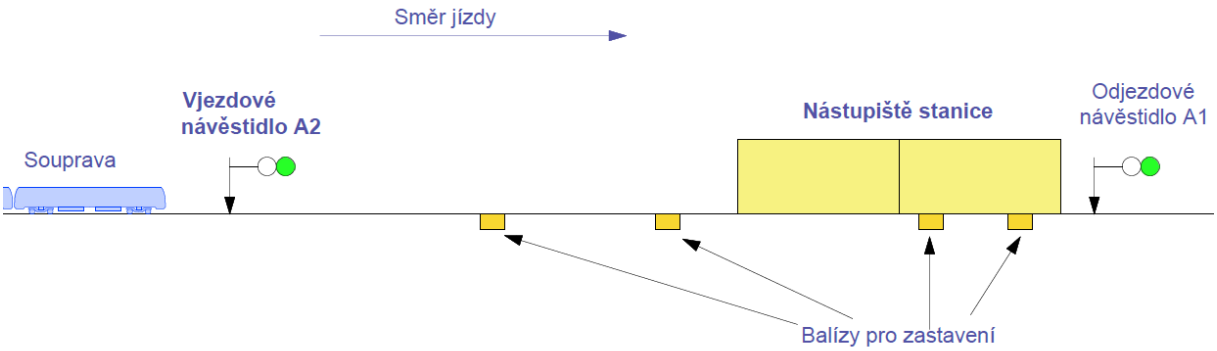
Zbytečnému zastavení lze předejít vložením mezilehlé balízy, která aktualizuje informace o stavu návěstidla soupravě, která se blíží k místu zastavení. V případě, že dojde ke změně návěsti na „volno“, pak mezilehlá balíza zruší povel k zastavení. Mezilehlých balíz může být v jednom oddílu umístěno více.[4]

P1.2. ATO – AUTOMATIC TRAIN OPERATION

ATO je myšlenka automatického ovládání kolejového vozidla, tj. řízení provozního ovládání pohonu a brzd vozidla. Od systému ATO je požadována korekce rychlosti v rozsahu ± 1 km/h, rovněž i cílové brzdění na nulovou i nenulovou rychlost (s přesností cílového bodu 1 m). Úkolem je maximální optimalizace jízdy vozidla tak, aby do následujícího bodu zastavení vozidlo dojelo včas a s minimem spotřeby energie. Na vozidlo se přenáší informace o poloze vozidla na síti a informace o kódu vlakového zabezpečovače (pokud je signál k dispozici). Ostatní potřebné informace jsou zadány do paměti vozidla (mapa tratě, jízdní řád a další). Zařízení rovněž slouží k zajištění bezpečného odbavení cestujících ve stanici. Podle [31][32].

V předchozí kapitole byla popsána funkce zařízení ATP v systému metra. Zařízení ATP je zabezpečovací zařízení, které chrání před srážkou s jinou soupravou a zajišťuje bezpečné zastavení v případě nebezpečí. Proti tomu zařízení ATO (***A**utomatic **T**rain **O**peration*) není zabezpečovač, ale doplňkové zařízení usnadňující jízdu soupravy a zastavování ve stanicích.[6]

Základní funkcí zařízení ATO je sdělit informaci o místě zastavení u nástupiště soupravě blížící se ke stanici, za předpokladu, že zařízení ATP signalizuje volný oddíl.[6].

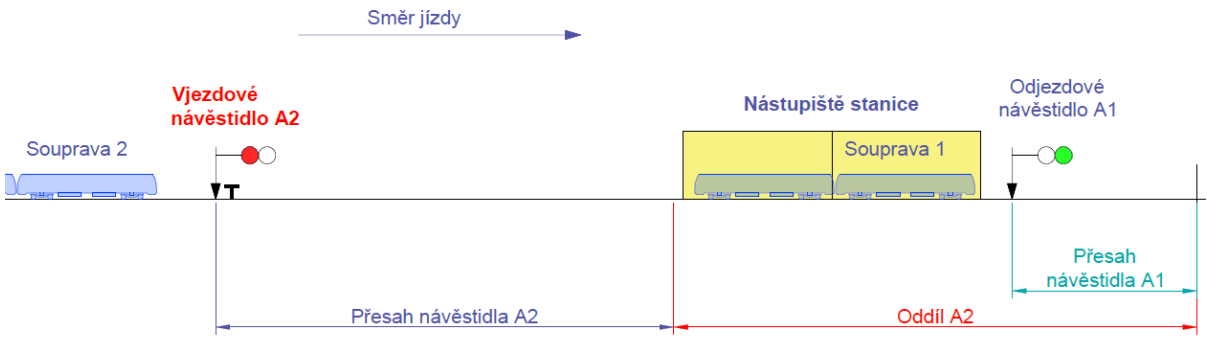


Obr. 102 Vjezd do stanice se zařízením ATO[6]

Na Obr. 102 se *Souprava* se blíží ke stanici, vjezdové *A2* i odjezdové návěstidlo *A1* zobrazují návěst „volno“ a souprava tedy může jet maximální traťovou rychlostí. Po přejetí pozice první balízy (může být rovněž kabelová smyčka mezi kolejnicemi nebo vysílač v okolí trati) souprava přijme instrukci na zahájení brzdění do stanice. Vozový počítač vypočítá brzdnou křivku, aby souprava zastavila na konci nástupiště. Během brzdění může být brzdná křivka několikrát aktualizována, aby byla zajištěna přesnost zastavení. Přesnost zastavení se u soudobých řešení pohybuje na odchylce ± 0,15 m od teoretické pozice místa zastavení.[6]

P1.2.1. ZASTAVOVÁNÍ S ATO

Zařízení ATO musí být schopno přizpůsobit se provozním podmínkám, takže bývá zkombinováno se zařízením ATP. Aby byla zajištěna pravidelná a přesná doprava v metru, musí být časy zastavení ve stanicích zkráceny na minimum. Funkci popíše následující obrázek Obr. 103, který znázorňuje stanici krytou odjezdovým návěstidlem *A1* (s návěstí „volno“ – zelená) a vjezdovým návěstidlem *A2* (s návěstí „stůj“ – červená), za kterým stojí *Souprava 1* ve stanici. Vjezdové návěstidlo stanice je vybaveno zarážkou autostopu, viz kapitola P1.1, a za návěstidlem *A2* se nachází vzdálenost přesahu návěstidla pro bezpečné zastavení soupravy jedoucí maximální rychlostí.[6]

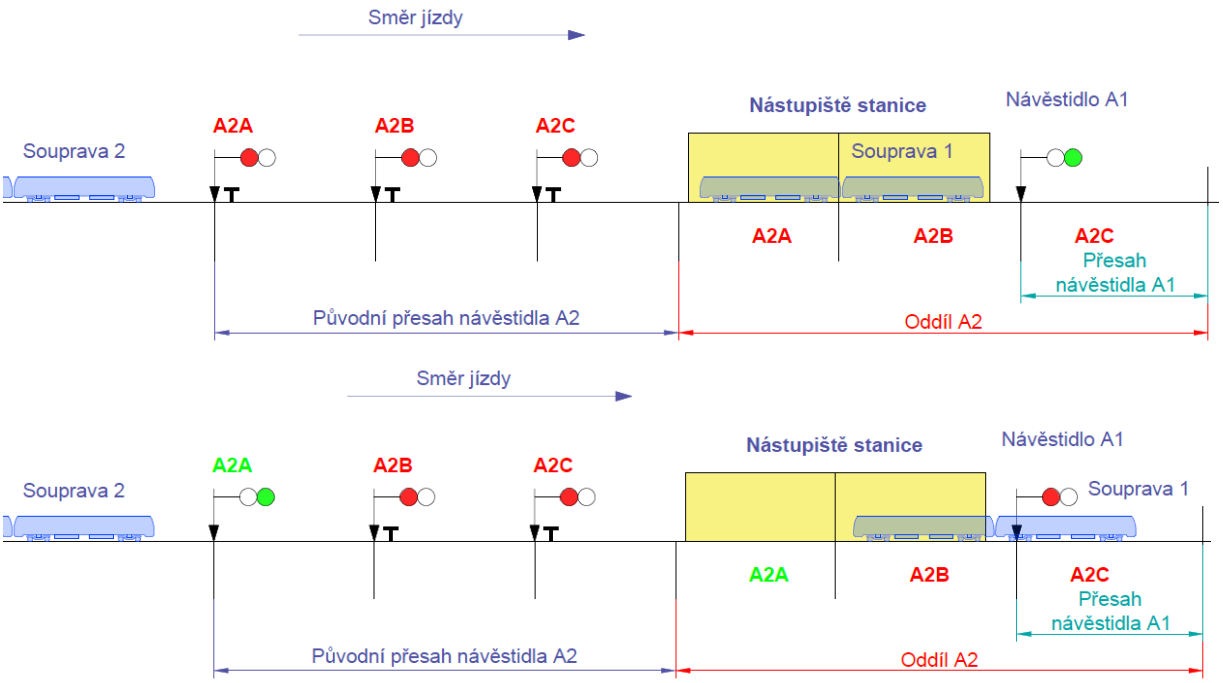


Obr. 103 Vjezd do stanice se zařízením ATO a ATP[6]

Ke stanici, ve které zastavila *Souprava 1*, se blíží traťovou rychlostí *Souprava 2*, která začne brzdit, pokud její strojvedoucí uvidí návěstidlo *A2* v poloze „stůj“. Až *Souprava 1* odjede ze stanice, návěstidlo *A2* zůstane v poloze „stůj“ dokud za *Soupravou 1* vzdálenost přesahu za návěstidlem *A1* nebude volná. *Souprava 2* tedy zastaví před návěstidlem *A2*, a po změně návěstního znaku vjede do stanice. Zastavení u návěstidla s návěstí „stůj“ však způsobí zpoždění *Soupravy 2* a na její opětovný rozjezd je potřeba více energie než na jízdu ustálenou rychlostí. Vývojem návěstní soustavy byl umožněn vjezd další soupravě do stanice, pokud se odjíždějící souprava nachází v prostoru přesahu za odjezdovým návěstidlem. Myšlenka spočívá v rozdělení oddílu stanice na dílčí oddíly, které mají vazbu na návěstidla.[6]

P1.2.2. STANICE S DÍLČÍMI ODDÍLY

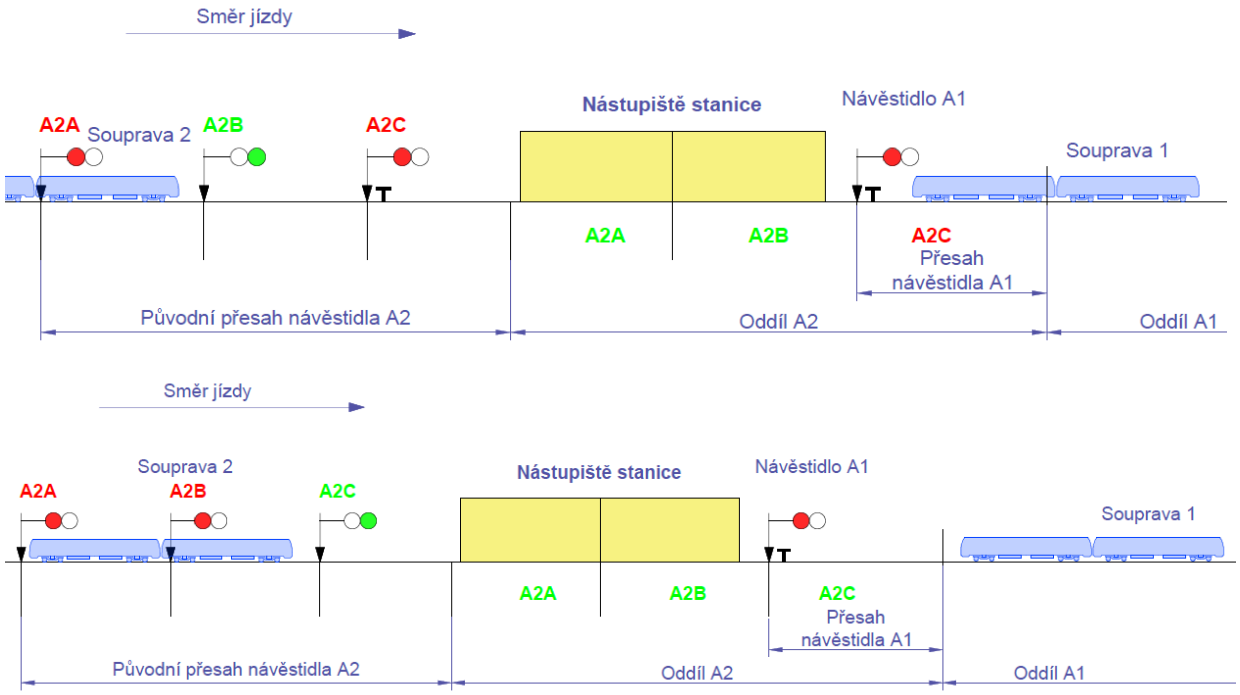
Úsek trati se stanicí, rozdělené na pododdíly a s návěstidly je znázorněn na Obr. 104. V místě původního vjezdového návěstidla se nachází návěstidlo *A2A*, které je v poloze „stůj“, protože *Souprava 1* se nachází u nástupiště a probíhá výstup a nástup cestujících. Původní oddíl *A2* je rozdělen na tři dílčí oddíly *A2A*, *A2B* a *A2C*, jejichž obsazení má vazbu na odpovídající návěstidla. Na návěstidlech *A2A*, *A2B* a *A2C* se zobrazuje návěst „stůj“, protože se *Souprava 1* stále nachází u nástupiště. *Souprava 2* se blíží ke stanici a začíná brzdit, aby zastavila před návěstidlem *A2A*.[6]



Obr. 104 Stanice s dílčími oddíly – výchozí situace[6]

Když *Souprava 1* začne odjíždět ze stanice, tak nejprve vyklidí dílčí oddíl *A2A* a vjezdové návěstidlo *A2A* změní svůj znak na „volno“. *Souprava 2* již může plynule brzdit tak, aby plynule zastavila u nástupiště.[6]

Na následujícím obrázku Obr. 105 je zachycen okamžik, když *Souprava 1* již opustila dva dílčí oddíly *A2A* a *A2B*, takže obě odpovídající návěstidla by zobrazovala návěst „volno“(v našem případě se již za návěstidlem *A2A* nachází čelo *Soupravy 2* a proto návěstí „stůj“). Odjezdové návěstidlo stanice je však s návěstí „stůj“, protože *Souprava 1* obsadila oddíl *A1*. *Souprava 2* vjíždí do stanice sníženou rychlostí, nemusela tedy zastavovat před stanicí a znovu se rozjíždět.[6]

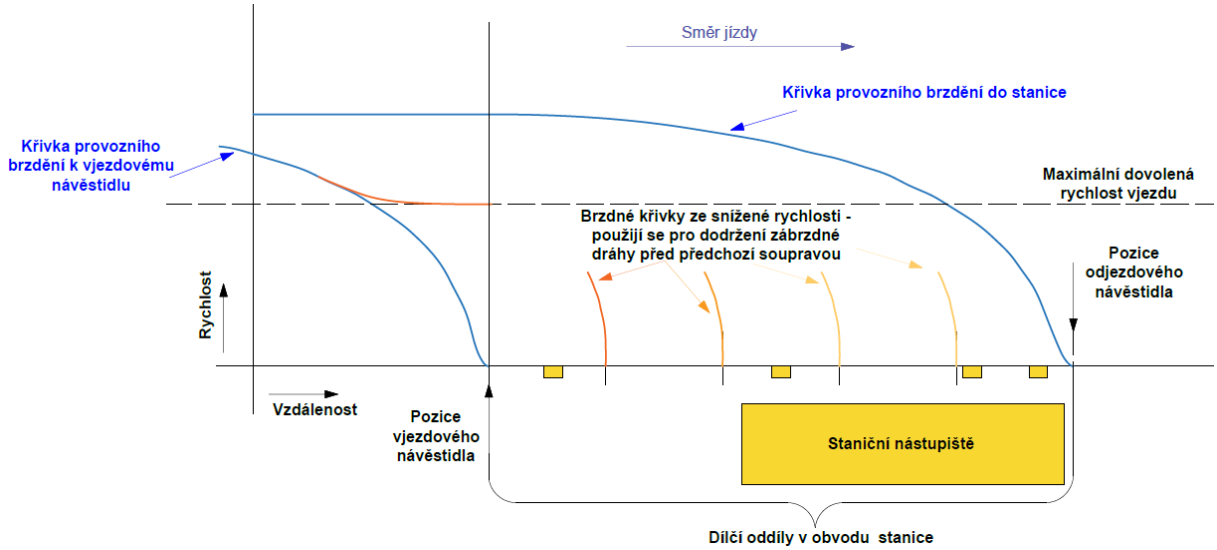


Obr. 105 Stanice s dílčími oddíly – vjezd další soupravy do stanice[6]

Když *Souprava 1* odjede z prostoru přesahu za návěstidlem *A1*, celý oddíl *A2* je volný a na návěstidle *A2C* se rozsvítí návěst „volno“, aby souprava mohla po ukončení odbavení cestujících ihned odjet. Celý výše popsaný cyklus se opakuje s další soupravou, jak je vidět z dolní části Obr. 105.[6]

P1.2.3. SPOLUPRÁCE ATP A ATO PŘI VJEZDU DO STANICE

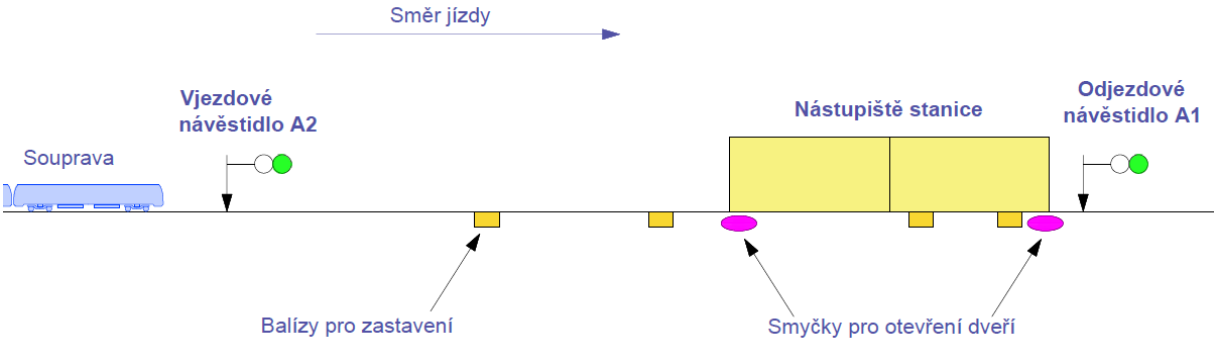
Kolej podél nástupiště je tedy rozdělena na dílčí oddíly, balízy v jednotlivých dílčích oddílech sdělují přijíždějící soupravě parametry pro generování brzdné křivky pro každý jeden dílčí oddíl. Nepřekročení rychlosti stále zabezpečuje zařízení ATP, po přejezdu nad balízami dojde k přepočítání a kalibraci brzdné křivky pro zastavení i vzhledem k rychlosti nebo obsazení následných oddílů, jak je uvedeno na Obr. 106.[6]



Obr. 106 Spolupráce ATO a ATP při vjezdu do stanice[6]

P1.2.4. ZASTAVOVÁNÍ A ODJEZD S ATO

Kromě automatického zastavení ve stanici, zařízení ATO provede rovněž i zajištění soupravy proti nežádoucímu pohybu, otevření a zavření dveří a ověření podmínek pro odjezd ze stanice. V systémech automatizace GoA 2 strojvedoucí ovládá otevírání a zavírání dveří a uděluje soupravě pokyn k odjezdu. Některé řídicí systémy obdrží informaci o otevření dveří automaticky se zastavením, bez zásahu strojvedoucího. Podmínkou pro otevření dveří soupravy, ať již ručním nebo automatickém, je zastavení soupravy na správném místě na konci nástupiště. [6]



Obr. 107 Prostředí okolí stanice metra se zařízeními ATO[6]

Když souprava zastaví, řídicí obvody zařízení ATO zkontrolují podmínky pro otevření dveří (zabrzdění a zastavení v prostoru nad smyčkou umožňující otevření dveří). Smyčky pro otevření dveří slouží k ověření polohy vlaku vzhledem k délce nástupiště a určují, na kterou stranu se mají otevřít dveře soupravy, jak je znázorněno na Obr. 107. Po definované době k výměně cestujících zařízení ATO udělí pokyn k zavření dveří (dveře se zavřou automaticky, nebo po stisku tlačítka strojvedoucím). Po obdržení informace, že všechny dveře soupravy jsou zavřeny a zajištěny, zařízení ATO odbrzdí a souprava může odjet do další stanice.[6]

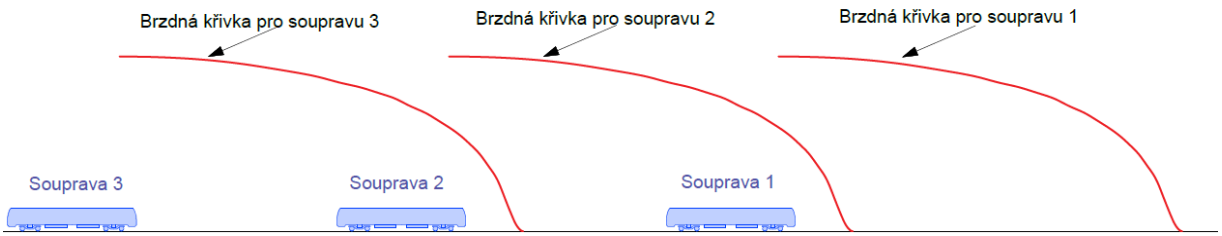
Některé systémy metra mají, pro větší bezpečnost cestujících, oddělen prostor kolejí od nástupiště pomocí stěny s posuvnými dveřmi, které se otevírají, pokud je souprava ve stanici a má být uskutečněna výměna cestujících. V tomto případě je zařízení ATO schopno vydat pokyn k otevření posuvných dveří, jejichž ovládání je včleněno do kontroly podmínek pro otevření dveří soupravy.

Otevření posuvných dveří na nástupišti může být také implementováno do kontrolních obvodů zařízení ATP, protože otevření posuvných dveří má vliv na bezpečnost cestujících (např. nepřípustný odjezd soupravy, pokud zůstanou otevřeny posuvné dveře na nástupišti).[6]

P1.3. POHYBLIVÝ ODDÍL (MOVING BLOCK)

S vývojem zabezpečovací technologie je kladen větší důraz eliminovat oddíly s pevnou délkou. Zbavení se pevných oddílů je výhodné, protože se může měnit vzdálenost mezi soupravami podle jejich vzájemné rychlosti.[4]

Z obrázku Obr. 108 je patrné, že když každá souprava pojede stejnou rychlostí jako předchozí a všechny budou vybaveny stejným typem brzdy, tak mohou teoreticky jet blízko za sebou. Při započítání prostoru pro reakční dobu (náběh) brzdicího účinku by mohly soupravy jet v rozestupu 50 m při rychlosti 50 km/h. Tato hodnota rozestupu je dosažitelná pouze teoreticky, i v budoucnu bude nutné dodržet bezpečnou zábrzdnou vzdálenost mezi jednotlivými soupravami.[4]

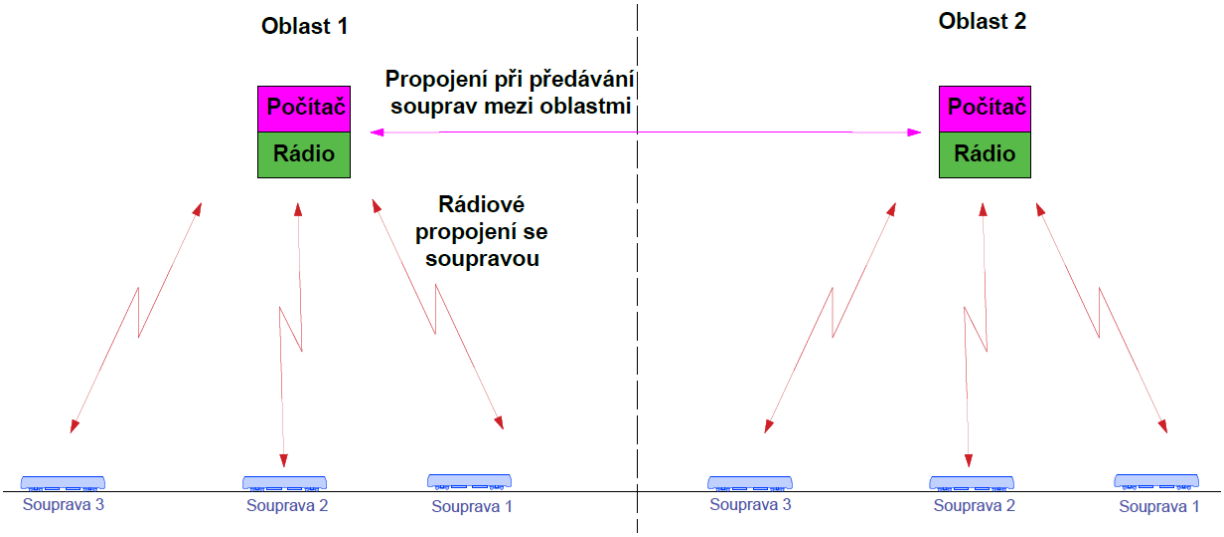


Obr. 108 Soupravy jedoucí za sebou při stejných podmínkách[4]

Je tedy nutné, aby délky pohyblivých oddílů byly proměnné s podmínkami trati a povolenou rychlostí soupravy, tj. aby délky pohyblivých oddílů byly různé pro různé úseky trati. Toto vyžaduje pro zjištění polohy soupravy, její okamžité rychlosti a směru upřednostnit rádiový přenos informací, nazývaný zkratkou CBTC (***C**omunication **B**ased **T**rain **C**ontrol*) nebo TBS (***T**ransmision **B**ased **S**ignal*), před původními oddíly s pevnou délkou.[4]

P1.3.1. POHYBLIVÝ ODDÍL A RÁDIOVÝ PŘENOS

Na trati, která je vybavena systémem pohyblivého bloku je trať rozdělena na kontrolní prostory nebo oblasti, přičemž každou oblast řídí jeden počítač a každá oblast má svůj vlastní rádiový vysílač, jak se ukázáno na Obr. 109. Každá souprava vysílá svoje označení (identitu), svoji polohu, směr a rychlost do řídicího počítače, který provádí nezbytné výpočty pro zajištění bezpečné jízdy ostatních souprav. Datové instrukce se přenáší do ostatních souprav ve stejné řídicí oblasti, jak je znázorněno šipkami na Obr. 109.[4]



Obr. 109 Pohyblivý oddíl a rádiová komunikace souprav[4]

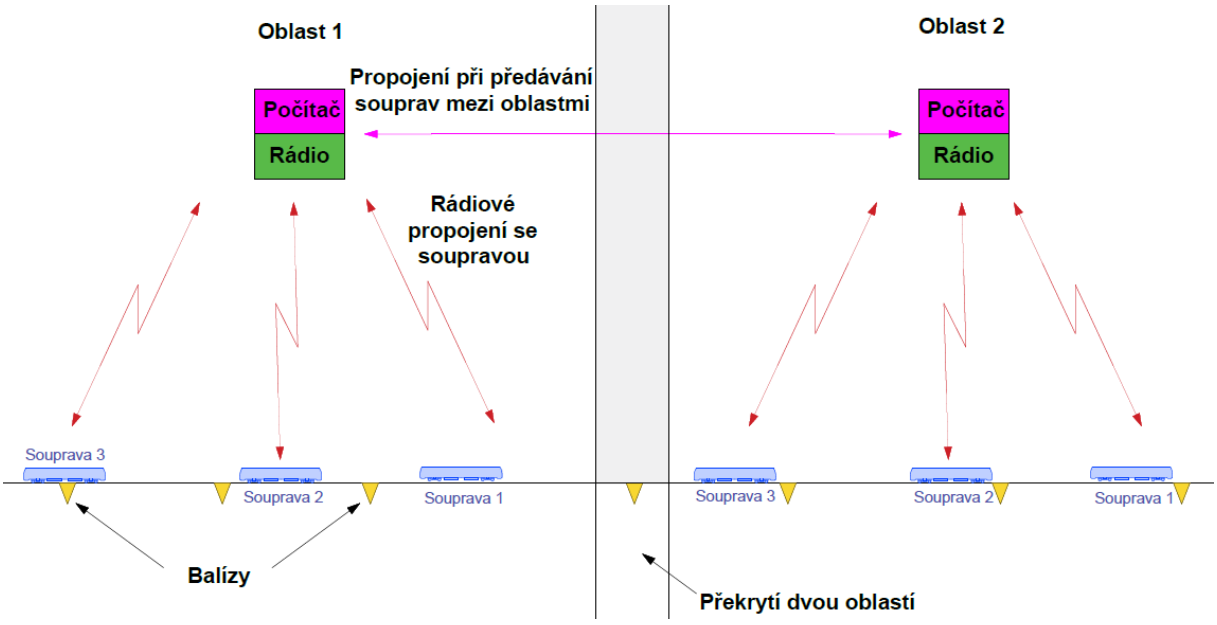
Rádiové spojení mezi každou soupravou a řídicím počítačem v oblasti je nepřetržité, takže řídicí počítač neustále zná polohu všech souprav v dané oblasti. Řídicí počítač přenáší na každou soupravu polohu soupravy vpředu a generuje pro ni vlastní brzdnou křivku. [4]

V systému CBTC byla však zachována jedna vlastnost z pevných oddílů - požadavek na zábrzdnou dráhu mezi dvěma soupravami z maximální rychlosti. Tím je zajištěno, že při ztrátě rádiového spojení jsou poslední přijatá data využita pro generování brzdné křivky a zastavení soupravy a nedojde tak ke srážce s vlakem předchozím.[4]

P1.3.2. AKTUALIZACE POLOHY

Jak již bylo uvedeno dříve, soupravy v systému pohybujícího se oddílu hlásí svoji polohu nepřetržitě do řídicích počítačů v oblasti pomocí rádiového signálu. Každá souprava kontroluje svou vlastní polohu na trati z balíz umístěných podél trati. Balízy kalibrují polohu vlaku ve srovnání s mapou trati, která je nahraná v paměti vozového počítače.[4]

Přechod soupravy z jedné oblasti do druhé se provádí rovněž pomocí rádiového spojení a navíc propojením dvou sousedních řídicích počítačů. Oblasti řízení se navzájem překrývají, takže když souprava vstoupí do nové oblasti, řídicí počítač první oblasti kontaktuje řídicí počítač druhé oblasti a převede do druhé oblasti signál vstupující soupravy. Řídicí počítač rovněž sdělí soupravě, která se nachází na hranici, aby změnila vysílání rádiových kódů, aby odpovídaly nové oblasti. Když nová oblast obdrží identifikační kód, řídicí počítač druhé oblasti potvrdí předání z první oblasti a přechod je dokončen. Přechod soupravy mezi oblastmi ilustruje Obr. 110.[4]

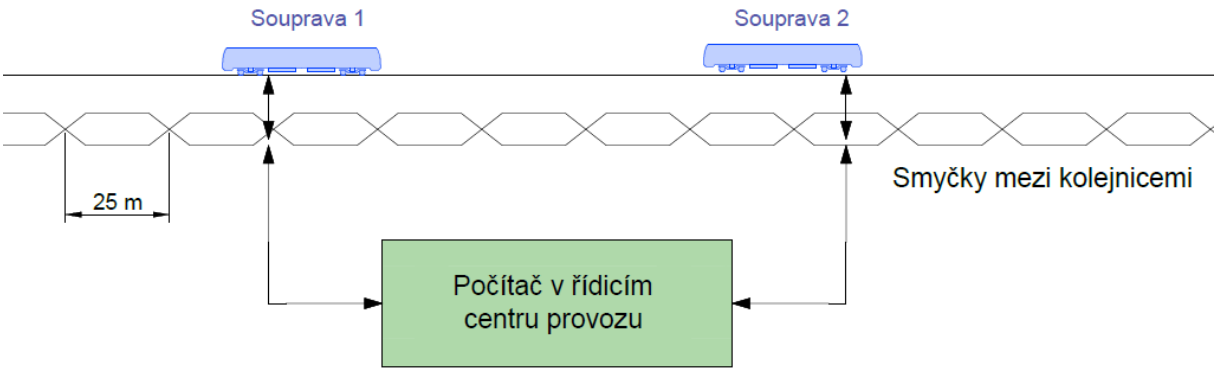


Obr. 110 Přechod souprav mezi oblastmi[4]

Další varianty systému pohyblivého oddílu mají umístěny řídicí počítače přímo v soupravách. Každá souprava tedy ví, kde se nachází vůči ostatním soupravám na trati a na základě těchto údajů nastavuje provozní rychlost jízdy. Výhodou tohoto provedení je, že ke své činnosti potřebuje méně komunikačních periferií na trati, než u předchozího systému s řídicím oblastním počítačem, ale počet datových přenosů je mnohem větší.[4]

P1.3.3. PŘÍKLAD SYSTÉMU S POHYBLIVÝM ODDÍLEM

Jedním ze systémů, využívající pohyblivý oddíl je Seltrac, dnes nabízen společností Thales. Používá se v Kanadě a na Docklands Light Railway v Londýně. Přenos signálu se realizuje přes indukční smyčky, které jsou namontovány na zvláštním pásu mezi kolejnicemi. Indukční smyčky se kříží každých 25 m, aby byla umožněna kontrola polohy soupravy na trati. Data se předávají mezi vozidlovým počítačem a řídicím počítačem v řídicím centru provozu přes indukční smyčky. Počítač v řídicím centru provozu řídí rychlost *Soupravy 2* podle pozice *Soupravy 1* a počítá brzdnou křivku pro bezpečné zastavení.[4]



Obr. 111 Princip systému Seltrac,[4]

Systém Seltrac nevyžaduje přítomnost strojvedoucího, protože jeho provoz je plně automatický. V případě závady na indukčních smyčkách se musí vlak řídit ručně, v tom případě systém Seltrac kontroluje jízdu souprav pomocí počítačů náprav[31]. Nevýhody jsou pokládka samostatných průběžných kabelů mezi kolejnice, nutnost přesné instalace a nutnost demontáže zařízení smyček během údržby koleje.[4]

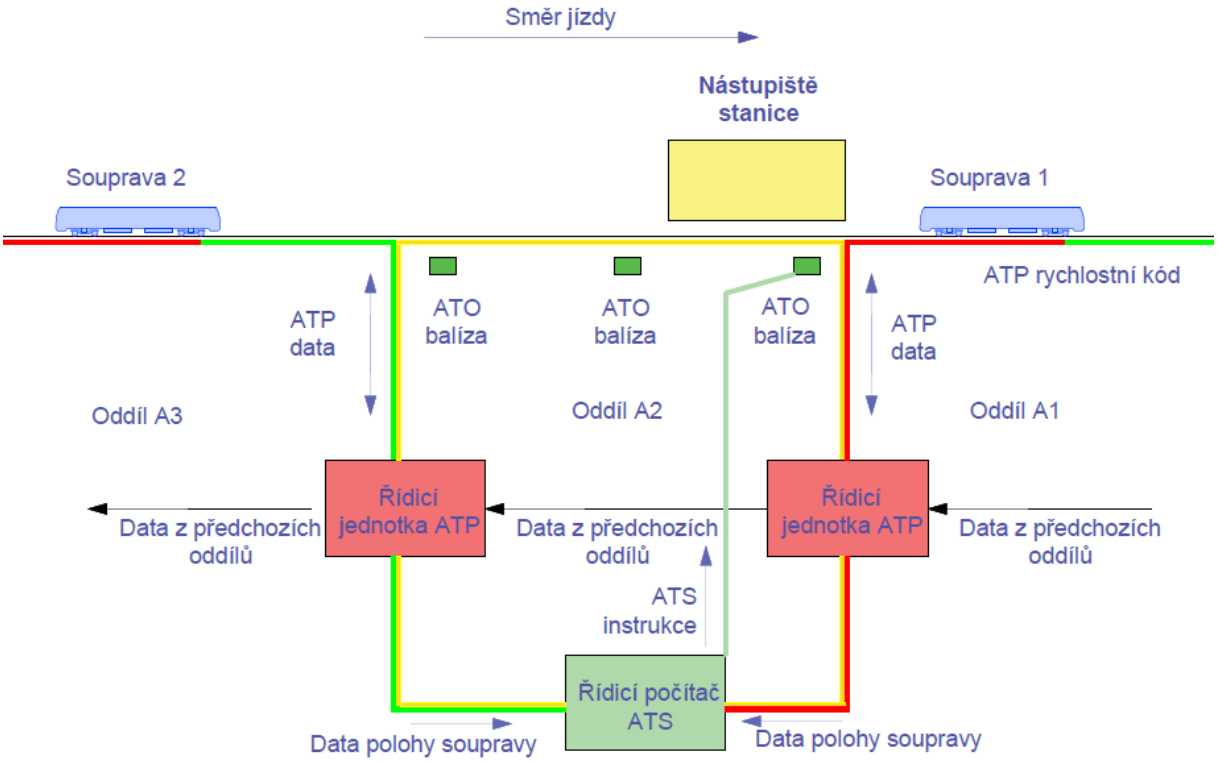
P1.4. ATC – AUTOMATIC TRAIN CONTROL

Název ATC – automatické řízení vlaku odkazuje na moderní koncept řízení dopravy, kdy systém zahrnuje a vzájemně koordinuje zařízení ATP (automatická vlaková ochrana), zařízení ATO (automatická vlaková obsluha) a zařízení ATS (automatický vlakový dohled). Tento koncept byl přijat po celém světě k popisu architektury automaticky provozované železnice a obvykle se aplikuje i na systémy metra. ATC je tedy soubor zařízení, který zahrnuje ATP, ATO a ATS.[5]

[31] Počítač náprav je zařízení, které je umístěno na hranicích oddílů a slouží k signalizaci, zda vlak projel oddílem celý. Porovnává počet a směr jízdy náprav na vstupu a výstupu z oddílu.

P1.4.1. ZAŘÍZENÍ ATC V SYSTÉMECH S PEVNOU DÉLKOU ODDÍLU

Existuje mnoho způsobů, jak sestavit soubor zařízení ATC, ale běžně užívaná podoba systému řízení je znázorněna na Obr. 112: [5]



Obr. 112 Struktura nadstavby ATC s pevnými oddíly[5]

Na Obr. 112 je zobrazena základní architektura systému automatického řízení vlaků ATC s pevným blokem s jeho třemi hlavními součástmi - ATP (***A**utomatic **T**rain **P**rotection*), ATO (***A**utomatic **T**rain **O**peration*) a ATS (***A**utomatic **T**rain **S**upervision*). Základní bezpečnostní požadavek, tedy udržení souprav metra v bezpečné vzdálenosti od sebe plní zařízení ATP, které má pro každý oddíl trati svoji vlastní řídicí jednotku, která přijímá data z oddílů vpředu, převádí je na kód rychlostního limitu pro oddíl, který řídí, a zároveň odesílá data o rychlostních limitech na trať. Souprava sbírá kód rychlostních dat přenášených do trati. Přenos může být realizován pomocí kolejových obvodů, drátové smyčky mezi kolejnicemi nebo anténními majáky a balízami umístěnými podél koleje. Více v kapitole Přenos kódu ATP.[5]

Data přijatá řídící jednotkou ATP jsou obvykle omezena na indikaci, že souprava je přítomna v oddílu nebo na aktuální rychlostní limit v oddílu. Tato data se odesílají do řídicího počítače ATS, kde se porovnávají s jízdním řádem, aby se zjistilo, zda souprava jede podle jízdního řádu, je zpožděná nebo jede s náskokem. Aby bylo možné provést úpravu jízdního režimu soupravy, může zařízení ATS odesílat příkazy do míst řízení ATO umístěných podél trati.[5]

Místa řízení ATO, kterými mohou být krátké přenosové smyčky mezi kolejnicemi, malé vysílače (*majáky*) nebo „balízy“, předávají soupravě příkazy k zastavení ve stanici. Místa řízení ATO obvykle vysílají fixní data, ale např. poslední vysílač v pořadí při brzdění do stanice, vysílá data o časovém intervalu, kdy by měla souprava ve stanici zastavit a může soupravě předat instrukci, jakou rychlostí bude souprava pokračovat do další stanice, případně oddílu (s kontrolou od zařízení ATP).[5]

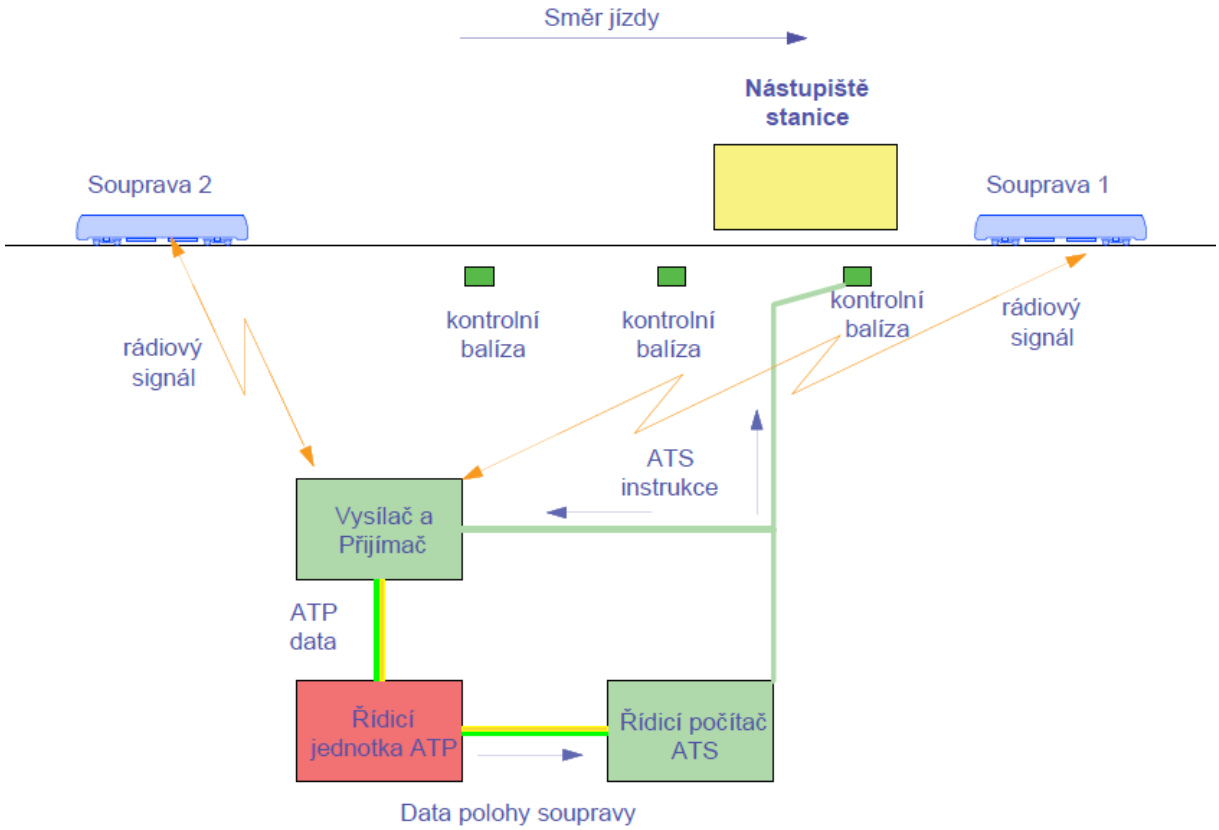
Některé systémy řízení využívají vysílače ATO jako zdroj pevných dat, ale používají systém ATP k zabránění předčasného odjezdu soupravy ze stanice nebo k omezení její rychlosti. Počítač ATS říká řídicí jednotce ATP, aby na trať vyslala kód omezené nebo nulové rychlosti.[5]

Řídicí instrukce a příkazy zařízení ATP i ATO jsou zachyceny anténami ve vlaku a převedeny do povelů pro zvýšení, snížení tažné síly příp. jízdu výběhem. V provozech, kde se soupravy řídí obsluhou v ručním režimu, je z důvodů bezpečnosti souprava stále pod kontrolou zařízení ATP, funkce zařízení ATO je deaktivovaná a strojvedoucí zastaví soupravu ručně, pomocí ovládacích prvků v kabině.[5]

Po celém světě existuje mnoho variant zařízení ATC, ale všechny fungují na stejném principu, že zařízení ATP zajišťuje bezpečnost jízdy soupravy, zařízení ATO poskytuje řídicí nadstavbu a nahrazuje strojvedoucího a zařízení ATS porovnává jízdní řád soupravy se skutečností a upravuje jízdu soupravy.[5]

P1.4.2. ZAŘÍZENÍ ATC V SYSTÉMECH S POHYBLIVÝM ODDÍLEM

Funkční schéma zařízení ATC se mírně liší podle použití v přepravních systémech s pohyblivými nebo pevnými oddíly na tratích, jak je ukázáno na následujícím obrázku:[5]



Obr. 113 ATS s pohyblivými oddíly[5]

Přenos řídicích dat pomocí vysílání přímo do kolejnic se v systému pohyblivého oddílu již nepoužívá a je plně nahrazen rádiovým signálem, rovněž na trati nejsou použity oddíly s pevnou délkou. Poloha vlaku je sledována na mapě trati v palubním počítači, a poloha soupravy se ověřuje pomocí „kontrolních balíz“, které jsou umístěny podél trati a slouží jako referenční místa zjištění polohy soupravy na trati. Balízy lze použít k odeslání instrukcí rychlosti ze zařízení ATS do soupravy,

ale také k vysílání statických dat o poloze a provozní situaci na trati, stejně jako vysílače ATO používaná v systémech pevných oddílů.[5]

V systému s pohyblivými oddíly se řídicí jednotka zařízení ATP liší od řídicí jednotky používané v systému s pevnými oddíly. V systému s pohyblivými oddíly řídicí jednotka pokrývá radiovým signálem větší oblast a odesílání a přijímání dat probíhá rovněž rádiovým signálem. Pokud rádiový signál není soupravou zachycen, předpokládá souprava, že předchozí souprava zastavila v poslední známé pozici na trati a zastaví s dostatečnou vzdáleností mezi sebou.[5]

Zařízení ATS pokrývá stejné funkce jako systémy pevných oddílů. Přijímají se údaje o poloze souprav a podle potřeby se upravuje jejich technologie jízdy. Ve všech systémech ATS dnes existuje spousta možností pro sledování a sbírání provozních dat, které poskytují informace pro údržbu a statistické vyhodnocení, případně některé systémy ATS umožňují zpětné přehrání oběhů souprav na celé lince, které pomáhají při plánování budoucích strategií řízení dopravy.[5]