



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Optimalizace parametrů článkové
nízkopodlažní tramvaje

Parameters Optimization of Articulated Low-
Floor Tram with Non-Rotating Bogies

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2022

Bc. Stanislav Čihák

Studijní program: NDTT Dopravní a transportní technika
Studijní obor: N071TKVO Kolejová vozidla
Vedoucí práce: Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Čihák** Jméno: **Stanislav** Osobní číslo: **466689**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Kolejová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Optimalizace parametrů článkové nízkopodlažní tramvaje s neotočnými podvozky

Název diplomové práce anglicky:

Parameters Optimization of Articulated Low-Floor Tram with Non-Rotating Bogies

Pokyny pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši použití nízkopodlažních tramvají s nesenými články a neotočnými podvozky v podmínkách ČR a v zahraničí.
2. Navrhněte základní rozměry a uspořádání skříně šestinápravové, pětičlánkové, nízkopodlažní tramvaje a vypracujte její typový výkres.
3. Stanovte základní parametry vypružení, vedení dvojkolí a spojení článků navrženého vozidla a sestavte jeho simulační MBS model.
4. Proveďte simulaci jízdy vozidla obloukem koleje a vyhodnoťte průběhy velikostí sil v kontaktech kol a kolejnic a indexů opotřebení těchto dílů.
5. Proveďte porovnání výsledků s klasickým čtyřnápravovým tramvajovým vozem s otočnými podvozky.
6. Proveďte analýzu vlivu parametrů vozidla (např. tuhosti vypružení a vedení dvojkolí, charakteristiky spojení podvozku a skříně vozidla, charakteristiky mezičlánkových tlumičů, rozměry a momenty setrvačnosti článků) na velikost sil v kontaktu kolo kolejnice při průjezdu obloukem. Na základě provedené analýzy upravte návrhové parametry vozidla.

Seznam doporučené literatury:

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Kalivoda, Ph.D. Fakulta strojní

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

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

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

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Bc. Stanislav Čihák

Název práce: Optimalizace parametrů článkové nízkopodlažní tramvaje

Anglický název: Parameters Optimization of Articulated Low-Floor Tram with Non-Rotating Bogies

Rozsah práce:

- 101 stran
- 87 obrázků
- 32 tabulek
- 19 grafů
- 7 příloh

Akademický rok: 2021/2022

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

Studijní program: Dopravní a transportní technika

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

Klíčová slova: Nízkopodlažní tramvaj, neotočné podvozky, optimalizace, MBS model, vodící síly, index opotřebení

Key words: Low-Floor Tram, Non-Rotating Bogies, Optimization, MBS Model, Lateral wheel force, Wear number



Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá tramvaji s nesenými články a neotočnými podvozky. Náplní práce je seznámení s problematikou tramvají tohoto typu a návržení základních parametrů tramvajového vozidla vhodného pro prostředí pražské tramvajové sítě a vytvoření jeho typového výkresu. Na základě provedeného návrhu je vytvořen MBS model tramvaje v simulačním programu Simpack a jsou provedeny simulace průjezdu obloukem o poloměru 20 metrů. Sledované veličiny z výsledku simulací jsou vodicí síly a index opotřebení. Výsledky simulací tramvaje s neotočnými podvozky jsou porovnány se simulacemi čtyřnápravové tramvaje s otočnými podvozky. V poslední části diplomové práce je provedena analýza parametrů, které mohou mít vliv na velikost vodicích sil a indexu opotřebení, a na základě jejích výsledků jsou upraveny parametry tramvaje s neotočnými podvozky.

Abstract

This thesis discusses Articulated Low-Floor Tram with Non-Rotating Bogies. The aim of the thesis is to get acquainted with trams of this type and their issues and to design basic parameters of the tram suitable for the environment of the Prague tram network and to create a type drawing. Based on the design, an MBS model of the tram is created in the Simpack program and simulations of passing through an arc with a radius of 20 meters are performed. The observed quantities from the simulation result are lateral wheel force and wear number. The results of simulations of trams with non-rotating bogies are compared with simulations of four-axle trams with rotating bogies. In the last part of the thesis, an analysis of the parameters that may affect the size of the lateral wheel forces and the wear number is performed, and based on its results, the parameters of the tram with non-rotating bogies are modified.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Optimalizace parametrů článkové nízkopodlažní tramvaje ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za odborné vedení, veškeré rady, připomínky a čas věnovaný konzultacím při tvorbě mé diplomové práce. Zároveň bych rád poděkoval své rodině za podporu při studiu.



Obsah

1 Úvod.....	9
2 Nízkopodlažní tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky.....	11
2.1 Škoda Transportation Elektra	11
2.2 Škoda Transportation Forcity Classic.....	12
2.3 Alstom Citadis	13
2.4 Bombardier Flexity	13
2.5 Siemens Combino	14
2.6 Stadler Variobahn	14
2.7 Inekon 12 Trio.....	15
3 Návrh nízkopodlažní tramvajové jednotky s nesenými články a neotočnými podvozky .	16
3.1 Konstrukční obrys pro tramvajové vozidlo.....	16
3.2 Návrh základních rozměrů vozidla s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla.....	18
3.2.1 Návrh šířky skříně vozidla s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla na přímé trati	18
3.2.1.1 Stanovení šířky kolejového kanálu v přímé trati	20
3.2.2 Určení šířky skříně v přímé trati grafickou metodou.....	21
3.2.2.1 Předběžná volba vnějších rozměrů tramvajové skříně	23
3.2.3 Kontrola šířky skříně s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla při průjezdu obloukem.....	23
3.2.4 Shrnutí návrhu rozměrů tramvajové jednotky vzhledem ke konstrukčnímu obrysu	26
3.3 Typový výkres tramvajové jednotky	27
3.1 Podvozek tramvaje	29
3.2 Vnitřní uspořádání tramvaje.....	31
3.3 Návrh svislého vypružení tramvaje	34
3.3.1 Hmotnostní analýza tramvaje	34
3.3.2 Výpočet tuhosti vypružení.....	37
3.3.3 Výpočet vlastních frekvencí vozidla	38
3.3.4 Výpočet změny kolových sil na zborcené koleji od podvozku.....	40
3.3.5 Výpočet změny kolových sil na zborcené koleji od skříně vozu	42
3.3.6 Stanovení celkové změny kolových sil.....	46
3.3.7 Stanovení vodící síly v oblouku o poloměru 150 metrů.....	46



3.3.8 Kontrola bezpečnosti proti vykolejení.....	47
4 MBS model tramvajové jednotky	47
4.1 Popis modelu tramvajové jednotky.....	48
4.2 Model neotočného podvozku	54
4.2.1 Simulace užitečného zatížení v modelu tramvaje	63
5 Model tramvaje s otočnými podvozky	65
6 Kontrolní simulace modelu tramvajové jednotky	68
6.1 Vlastní frekvence modelu tramvajové jednotky	68
6.2 Svislé kolové síly modelu tramvajové jednotky.....	68
6.3 Simulace jízdy obloukem o poloměru 150 metrů	69
7 Simulace jízdy modelu tramvaje v oblouku o poloměru 20 metrů	71
7.1 Podmínky simulace	71
7.2 Výsledky simulace.....	72
7.3 Porovnání vodících sil tramvaje s neotočnými podvozky a tramvaje s otočnými podvozky.....	75
8 Analýza parametrů tramvaje s neotočnými podvozky ovlivňujících velikost vodících sil	78
8.1 Dorazy natočitelnosti podvozku	78
8.2 Mezičlánkové tlumiče	82
8.3 Torzní tuhost článkových spojení tramvaje.....	85
8.4 Natočitelnost podvozku.....	87
9 Úprava parametrů tramvajové jednotky.....	90
10 Závěr	94
11 Seznam obrázků.....	96
12 Seznam tabulek	97
13 Seznam grafů	98
14 Seznam příloh	99
15 Použitá literatura	100



1 Úvod

Tramvaj je druh kolejového vozidla, které je využíváno pro přepravu cestujících zejména v prostředí městských ulic. Prvními zástupci tramvajové dopravy byly koňmi tažené vozy. Později byl koňský pohon nahrazen pohonem parním a ten byl později nahrazen pohonem elektrickým.

V dnešní době je tramvajová doprava důležitou součástí městské hromadné dopravy v řadě velkých měst. Výhodami tramvajové dopravy jsou vysoká přepravní kapacita, relativně nízké znečištění životního prostředí v oblasti provozu tramvají v důsledku použití elektrické trakce. Výhodou jsou také nízké valivé odpory nebo například jízda po vlastním kolejovém tělese, často odděleném od okolní městské dopravy.

Požadavky na větší komfort přepravy, rychlejší výměnu cestujících v zastávkách a větší bezbariérovost vedly k přechodu z klasických tramvají s vysoko postavenou podlahou na tramvaje nízkopodlažní. To vedlo k vývoji mnoha koncepcí nových nízkopodlažních vozidel. Jednou z těchto moderních koncepcí je ucelená tramvajová jednotka s nesenými články. Významnou charakteristikou těchto tramvajových jednotek je použití neotočných podvozků namísto běžně používaných podvozků otočných.

U tohoto konstrukčního provedení se ovšem za určitých traťových podmínek projevují jistá úskalí. Jedním z nich je vysoké opotřebení kol a kolejnic při průjezdu oblouky malých poloměrů. Příčinou vysokého opotřebení je kombinace malých poloměrů oblouků a použití neotočných podvozků v konstrukci tramvaje. Tento problém se obzvláště projevuje ve městech s velkou obloukovitostí tratí a velkým podílem oblouků s malými poloměry, což může negativně ovlivnit využitelnost tramvají s nesenými články a neotočnými podvozky v takovýchto podmínkách. Příkladem je tramvaj Škoda Elektra 14 T do Prahy dodaná společností Škoda Transportation. U této tramvaje se v průběhu jejího provozu problémy s vysokým opotřebením kol a kolejnic z uvedených důvodů výrazně projevily.

Tato diplomová práce se zabývá výše zmíněnými nízkopodlažními tramvajovými jednotkami s nesenými články a neotočnými podvozky. V první části je představeno několik příkladů vozidel této koncepce. Další část práce se soustřeďuje na návrh uspořádání tramvajové jednotky vhodné pro provoz v prostředí pražské tramvajové sítě, vytvoření jejího typového výkresu a návrh svíslého vypružení. Dále se práce zabývá vytvořením MBS modelu celé tramvajové jednotky a provedením simulačních výpočtů na trati o

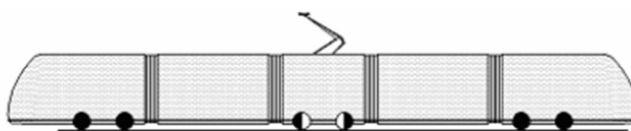


poloměru oblouku 20 metrů s ohledem na velikosti sil v kontaktech kol a kolejnic a predikci opotřebení těchto dílů. Výsledky z těchto simulací jsou poté porovnávány s výsledky simulací klasického čtyřnápravového vozidla s otočnými podvozky. V poslední části práce je analyzován vliv některých parametrů vozidla na velikosti sil v kontaktu kol a kolejnic při průjezdu obloukem a optimalizace těchto parametrů pro zlepšení jízdních vlastností vozidla.



2 Nízkopodlažní tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky

Nízkopodlažní tramvajové jednotky s nesenými články mají několik definujících charakteristik. Tramvajová jednotka se skládá z několika článků, kterých je lichý počet, nejméně pak tři. Každý lichý článek je uložen na neotočném podvozku, zatímco sudé články jsou nesený mezi lichými. Podvozky mohou být všechny trakční, nebo může být i určitý podíl netrakčních podvozků. Příklad uspořádání tramvajové jednotky s nesenými články je zobrazen na Obr. 1.



Obr. 1 – Schéma pětičlánekové šestinápravové tramvaje s neotočnými podvozky [1]

Tramvaj této koncepce se může vyskytovat ve variantě stoprocentně nízkopodlažní, nebo pouze částečně nízkopodlažní. Důvod neúplně nízkopodlažnosti je nutnost zajistit dostatečný prostor pro podvozky pod skříněmi článků vozu. To vede ke zvýšení podlahy v prostoru nad podvozky. Tento rozdíl je obvykle nutné překonat pomocí jednoho nebo dvou schodů. Alternativní řešení tohoto problému je umístit v prostoru nad podvozky na zvýšenou podlahu pouze sedadla pro cestující. Mezi sedadly pak prostředkem vozu vede ulička s nižší podlahou. Pokud je podlaha uličky i tak stále na vyšší úrovni než podlaha zbytku vozu, může být rozdíl překonán pomocí šikmých plošin. Takové vozidlo je pak považováno za stoprocentně nízkopodlažní.

2.1 Škoda Transportation Elektra

Mezi neznámější představitele tramvajových jednotek s nesenými články a neotočnými podvozky v českém prostředí patří tramvaje řady Elektra od společnosti Škoda Transportation. Konkrétně se jedná o tramvaje 14 T provozované v Praze a tramvaje 13 T provozované v Brně. Tramvaje této řady našly uplatnění i mimo Českou republiku, například tramvaj 06 T na italské Sardinii ve městě Cagliari, tramvaj 10 T v americkém Portlandu nebo tramvaje 16 T a 19 T v polské Wroclawi. Tramvaje této řady jsou pouze



částečně nízkopodlažní. Podíl nízké podlahy je od 50 do 70 %. To závisí na konstrukci jednotlivých tramvají. Tramvaje jsou koncipovány jako tříčlánkové, nebo pětičlánkové, jednosměrné, nebo obousměrné. [6]



Obr. 2 – Tramvaj 13 T [4]



Obr. 3 – Tramvaj 06 T [4]

2.2 Škoda Transportation Forcity Classic

Forcity Classic je další řada tramvají s nesenými články a neotočnými podvozky od společnosti Škoda Transportation. Tramvaje této řady vychází konstrukčně z tramvají řady Elektra. Na rozdíl od Elektry jsou ale všechny tramvaje Forcity Classic plně nízkopodlažní a jsou výhradně pětičlánkové. Konstruovány jsou buď jako obousměrné, nebo pouze jednosměrné. První tramvaj této řady byla tramvaj Forcity Classic 26 T navržena pro provoz v Miscołci v Maďarsku. Z koncepce této tramvaje pak byla odvozená tramvaj 28 T pro turecké město Konya. Dalšími tramvajemi této řady je 18 T s rozchodem 1 000 mm provozována v tureckém městě Eskişehir a 35 T provozována v Saské německém městě Chemnitz. [7]



Obr. 4 – Tramvaj Forcity Classic 26 T [7]



2.3 Alstom Citadis

Ve světě velmi rozšířené jsou nízkopodlažní tramvaje Citadis francouzské společnosti Alstom. Mezi tramvaje Citadis patří tramvaje různých koncepcí. Jednou z rozšířených koncepcí jsou i tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky. Jedná se o tramvaje řad 302, 305, 402 a 502. Všechny tramvaje těchto řad jsou plně nízkopodlažní. Jsou nejčastěji pěti, nebo až sedmičlánkové. Tyto tramvaje jsou velmi rozšířené v Evropě, ale byly například vyváženy i do severní Afriky, Austrálie nebo Číny. [8]



Obr. 5 – Tramvaj Alstom Citadis 402 [8]



Obr. 6 – Alstom Citadis 305 [8]

2.4 Bombardier Flexity

Další nízkopodlažní tramvaje, které také využívají koncepce nesených článků a neotočných podvozků, jsou tramvaje Flexity původně od kanadsko-německé společnosti Bombardier Transportation, nyní spadající pod společnost Alstom. Jedná se o tramvaje Flexity 2, Flexity Outlook a Flexity Freedom. Tyto tramvaje jsou plně nízkopodlažní, pěti, nebo sedmičlánkové. Tramvaje Flexity jsou provozovány v řadě evropských států nebo například v Austrálii. [9]



Obr. 7 – Tramvaj Flexity Freedom [9]



2.5 Siemens Combino

Siemens Combino je další nízkopodlažní tramvaj sdílející koncepci nesených článků a neotočných podvozků. Původně vyvinutá německou společností Duewag, později vyráběná německou společností Siemens Mobility. Tramvaj byla provozována v mnoha německých městech, ale byla vyvážena například i do Austrálie nebo Japonska. [10]



Obr. 8 – Tramvaj Siemens Combino [10]

2.6 Stadler Variobahn

Tramvaj Stadler Variobahn je nízkopodlažní tramvaj původně německého designu, původním názvem Variotram, která byla později pod názvem Variobahn vyráběna švýcarskou firmou Stadler Rail. Tramvaje Variobahn jsou plně, nebo částečně nízkopodlažní, existují v jednosměrné, nebo obousměrné variantě a mohou mít tři až sedm článků. Rozchod tramvajů je 1 435 mm, nebo 1 000 mm. Tramvaje jsou provozovány v mnoha německých městech, ale také například ve Finsku, Dánsku nebo Austrálii. [11]



Obr. 9 – Tramvaj Stadler Variobahn [11]



2.7 Inekon 12 Trio

Inekon 12 trio je tramvaj, která byla vyráběna českou firmou Inekon Trams v Ostravě. Tramvaj vychází z předchozího modelu Inekon 01 Trio, který byl odvozen z tramvaje Škoda 03 T. Inekon 12 Trio je částečně nízkopodlažní tříčlánková tramvaj, která je na rozdíl od svých předchůdců koncipována jako obousměrná. Tramvaj byla navržena především pro provoz v USA a celkem 16 vozů bylo dodáno do měst Portland, Seattle a Washington DC. [12]



Obr. 10 – Tramvaj Inekon 12 Trio [13]



3 Návrh nízkopodlažní tramvajové jednotky s nesenými články a neotočnými podvozky

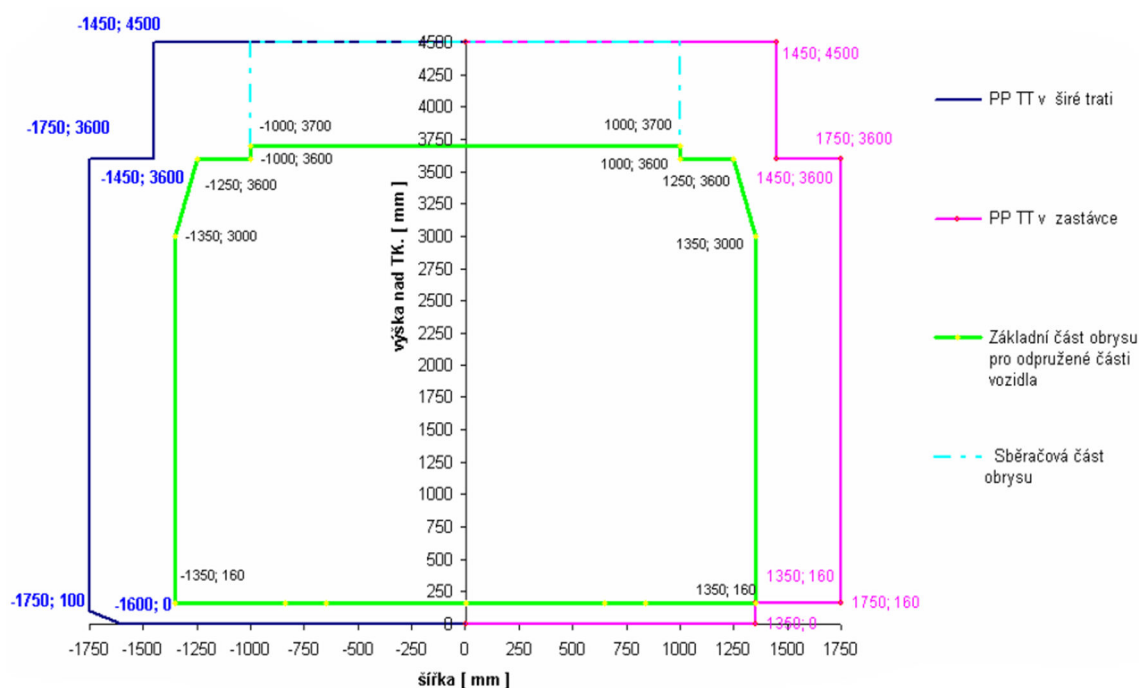
Pro účel simulací byla navržena tramvaj totožného typu jako tramvaje zmíněné v předchozích kapitolách, tzn. ucelená tramvajová jednotka s neotočnými podvozky a nesenými články. Má pět článků, z toho každý lichý článek je usazen na podvozku a dva sudé články jsou nesený. Celkem má tedy tramvaj tři dvounápravové podvozky. Tramvaj je koncipována jako jednosměrná, takže dveře pro nástup cestujících jsou pouze na pravé straně skříně vozu. Tramvaj je určena pro provoz odpovídající prostředí pražské tramvajové sítě. Z toho důvodu jsou všechny podvozky trakční, aby tramvaj zvládla průjezd tratěmi s velkým převýšením. Zároveň musí být schopná projet oblouky o minimálním poloměru 20 metrů, což bylo zohledněno při návrhu rozměrů vzhledem ke konstrukčnímu obrysu pro tramvajová vozidla. Rozchod tratě tramvaje je 1 435 mm.

3.1 Konstrukční obrys pro tramvajové vozidlo

Jednou z hlavních problematik při návrhu kolejového vozidla je stanovení jeho rozměrů s ohledem na dodržení obrysu pro konstrukci vozidla. Ten spolu s průjezdným průřezem zajišťují bezpečný průjezd vozidla v přímé trati, v oblouku a při průjezdu podél nástupiště ve stanici, aby nedošlo ke kolizi vozidla s infrastrukturou nebo s vozidly na vedlejší koleji. V případě tramvajových vozidel se jedná o obrys pro tramvajová vozidla a průjezdný průřez tramvajové trati.

Obrys pro tramvajová vozidla je tvořen obrysem obrazce v rovině kolmé k ose koleje a vymezuje maximální rozměry vozidla od svislé osy obrysu pro tramvajová vozidla a od roviny temene kolejnic. Jedná se tedy o jeden ze základních parametrů při návrhu nebo kontrole šířkových a výškových rozměrů tramvajového vozidla.

Vazbu průjezdného průřezu tramvajové trati a obrysu pro tramvajové vozidlo dle ČSN 28 0318 lze vidět na Obr. 11. Velikosti rozšíření průjezdného průřezu tramvajové trati a mezní šířky obrysu pro tramvajové vozidlo jsou uvedeny v Tab. 1. Rozměry průjezdného průřezu a obrysu pro tramvajové vozidlo jsou definovány tak, aby mezi nimi ještě zůstala určitá bezpečnostní vůle. [1]



Obr. 11 - Průřezný průřez tramvajové trati a obrys pro tramvajové vozidlo dle ČSN 28 0318 pro přímou trať a oblouky o poloměru $R_o = 1\,000$ m a větší [1]

Poloměr oblouku R_o [m]	Rozšíření vnější části průřezného průřezu dle ČSN 28 0318 δ_a [m]	Rozšíření vnitřní části průřezného průřezu δ_i [m]	Rozšíření vnější části obrysu pro vozidlo dle ČSN 28 0337 Δ_a [m]	Rozšíření vnitřní části obrysu pro vozidlo Δ_i [m]	Mezní pološířka obrysu pro vozidlo dle ČSN 28 0337	
					vnější $k+\Delta_a$ [m]	vnitřní $k+\Delta_i$ [m]
20	0,65	0,31	0,65	0,31	2	1,66
22	0,6	0,28	0,6	0,28	1,95	1,63
25	0,53	0,235	0,53	0,235	1,88	1,585
30	0,44	0,185	0,44	0,185	1,79	1,535
35	0,38	0,15	0,38	0,15	1,73	1,5
40	0,33	0,125	0,33	0,125	1,68	1,475
45	0,29	0,105	0,29	0,105	1,64	1,455
50	0,26	0,085	0,26	0,085	1,61	1,435
75	0,165	0,035	0,165	0,035	1,515	1,385
100	0,115	0,01	0,115	0,01	1,465	1,36
150	0,065	0,005	0,065	0,005	1,415	1,355
200	0,045	0	0,045	0	1,395	1,35
250	0,03	0	0,03	0	1,38	1,35
300	0,02	0	0,02	0	1,37	1,35
400	0,015	0	0,015	0	1,365	1,35
500	0,01	0	0,01	0	1,36	1,35
750	0,005	0	0,005	0	1,355	1,35
1000	0	0	0	0	1,35	1,35

Tab. 1 - Rozšíření průřezného průřezu tramvajové trati a mezní pološířka obrysu pro tramvajové vozidlo dle ČSN 28 1318 [1]

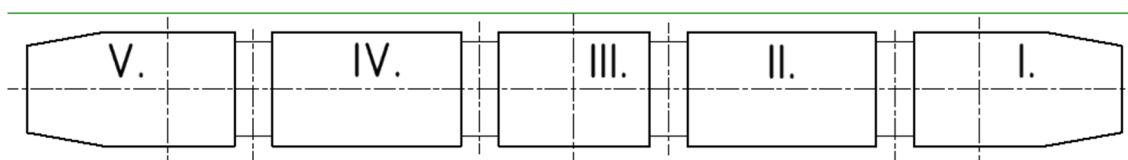


3.2 Návrh základních rozměrů vozidla s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla

V případě návrhu tramvaje, která je předmětem této práce, byly rozměry tramvajové jednotky navrhovány vzhledem ke konstrukčnímu obrysu pro tramvajové jednotky při jízdě v přímé trati a při jízdě obloukem o poloměru 20 metrů.

3.2.1 Návrh šířky skříně vozidla s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla na přímé trati

Hlavním předmětem návrhu šířky vozidla byly krajní články tramvajové jednotky. Jedná se o články I. a V., viz schéma půdorysu tramvajové jednotky na Obr. 12, kde článek I. je první článek po směru jízdy tramvaje.



Obr. 12 – Schéma tramvajové jednotky v půdorysu

Návrh šířky skříně byl řešen grafickým porovnáním vozidla v mezních polohách s konstrukčním obrysem vozidla. Cílem tohoto postupu bylo určit možnou šířku tramvaje a délku přímé části představku tak, aby obrys skříně v žádném místě nepřesahoval konstrukční obrys pro tramvajové vozidlo. Zároveň bylo jedním z cílů dosáhnout dostatečné délky přímé části představku takové, aby na něj bylo možné umístit dveře pro cestující.

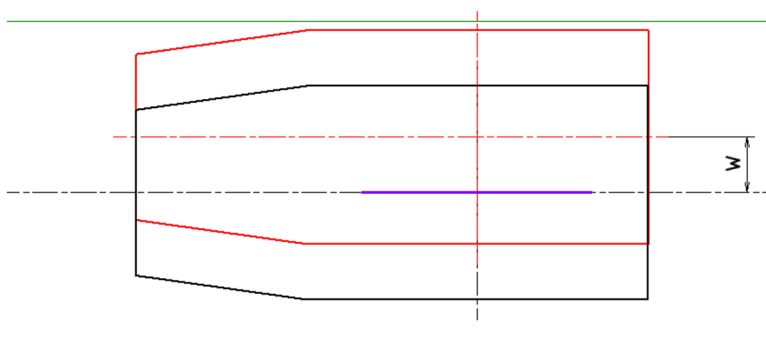
Rozměry konstrukčního obrysu byly určeny dle Tab. 1, kde pro poloměr oblouku 1 000 metrů a oblouky větších poloměrů je mezní pološířka obrysu pro tramvajová vozidla 1,35 metru.

Při definování mezní polohy tramvaje vůči konstrukčnímu obrysu bylo určeno několik základních vlivů, které způsobují vychýlení skříně vozidla z jeho výchozí polohy. Těmi jsou příčné vybočení tramvaje vyčerpáním příčných vůlí, natočení skříně vozu vůči podvozku a natočení podvozku vůči koleji vzpříčením podvozku v kolejovém kanálu.

Při určování příčného vybočení skříně tramvaje bylo uvažováno vyčerpání příčných vůlí v rozhraní primárního a sekundárního vypružení. V rozhraní primárního vypružení byly



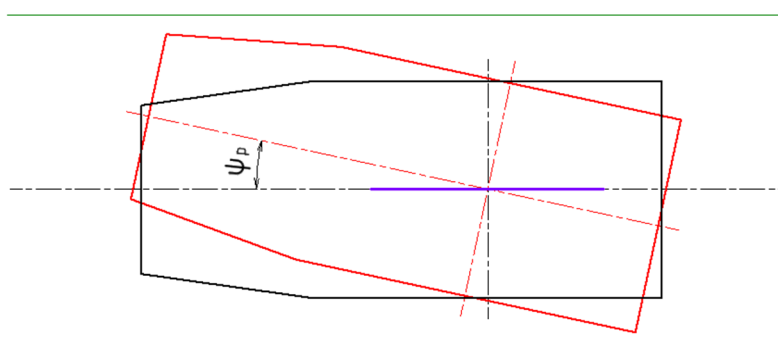
uvažovány příčné vůle o velikosti 3 mm a v rozhraní sekundárního vypružení 22 mm. Součtem obou příčných vůlí vyšlo celkové jednostranné vybočení skříně vozu vůči podvozku o velikosti $w = 25$ mm. Poloha skříně vozu po vyčerpání příčných vůlí w je naznačena na schématu Obr. 13. Ve schématu je černě vyznačena původní poloha skříně vozu vůči ose koleje, červeně je vyznačena nová poloha skříně vzniklá příčným vybočením w , fialovou čarou je vyznačena poloha osy podvozku vůči skříně a zeleně je naznačena linie konstrukčního obrysu pro tramvajová vozidla.



Obr. 13 – Poloha článku V. po vyčerpání příčných vůlí w

Neotočné podvozky, které jsou použity na navrhované tramvaji, mají navzdory svému názvu omezenou schopnost se otáčet vůči skříně. Tato omezená natočitelnost slouží ke kompenzaci příčných pohybů podvozku způsobených nerovnostmi tratě s cílem zmírnit vliv těchto účinků na skříň vozidla. Jejich natočení na jednu stranu je obvykle přibližně okolo 2° . V případě řešené tramvaje bylo uvažováno maximální jednostranné natočení $\psi_p = 1,8^\circ$.

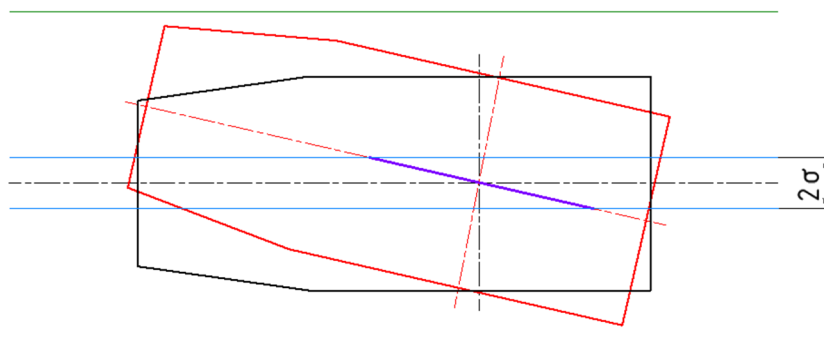
Vychýlení skříně tramvaje vlivem jejího natočení vůči podvozku bylo nutné brát v úvahu i při návrhu rozměrů vozidla vzhledem ke konstrukčnímu obrysu. Změna polohy skříně vůči konstrukčnímu obrysu způsobená jejím natočením vůči podvozku je naznačena na schématu Obr. 14.



Obr. 14 – Poloha článku V. způsobená natočením skříně vůči podvozku



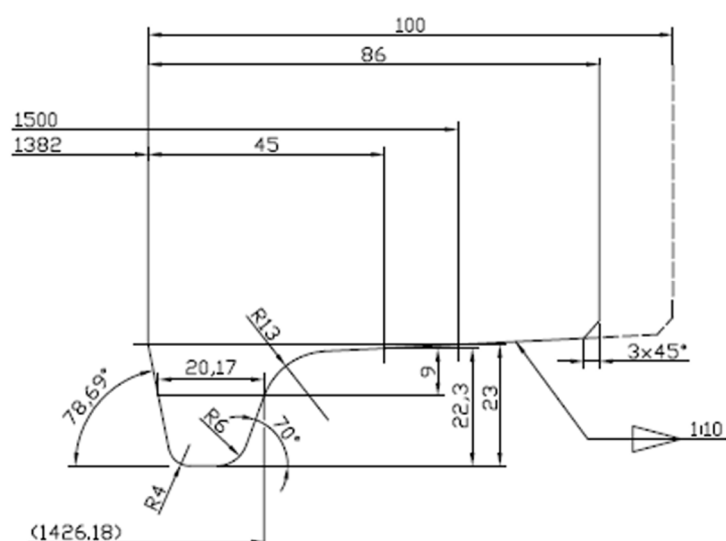
Natočení skříně vůči ose koleje nastane také vzpříčením podvozku v kolejovém kanálu. Vzniklé natočení je dáno především velikostí šířky kolejového kanálu 2σ a rozvorem podvozku. Tato poloha je naznačena na schématu Obr. 15. Kolejový kanál je na schématu zobrazen modrými čarami.



Obr. 15 – Poloha článku V. vzniklá vzpříčením podvozku v kolejovém kanálu

3.2.1.1 Stanovení šířky kolejového kanálu v přímé trati

Šířka kolejového kanálu při jízdě v přímé trati 2σ byla určena jako rozdíl rozchodu koleje a rozchodu dvojkolí. Pro rozchod koleje 1 435 mm byla uvažována mezní odchylka rozšíření rozchodu přímé tratě za provozu 10 mm dle ČSN 73 6412. Pro navrhovanou tramvaj bylo uvažováno použití profilu tramvajového kola PR-1 (viz Obr. 16), pro který je velikost rozchodu dvojkolí 1 426,18 mm.



Obr. 16 – Profil tramvajového kola PR-1 [2]



Pro výpočet šířky kolejového kanálu bylo bráno v úvahu zúžení rozchodu dvojkolí vozu vlivem opotřebení okolků kol. Minimální dovolená šířka opotřebeného okolku profilu PR-1 je 9,47 mm a šířka neopotřebeného okolku je 20,17 mm. [2] Zúžení rozchodu dvojkolí při maximální míře opotřebení okolků obou kol bylo poté vypočítáno jako dvojnásobek rozdílu šířky neopotřebeného a minimální šířky opotřebeného okolku, viz rovnice (1).

$$\Delta e_{DV} = 2 \cdot (20,17 - 9,47) = 21,40 \text{ mm} \quad (1)$$

Výsledná šířka kolejového kanálu byla poté vypočítána dle vztahu (2) a (3).

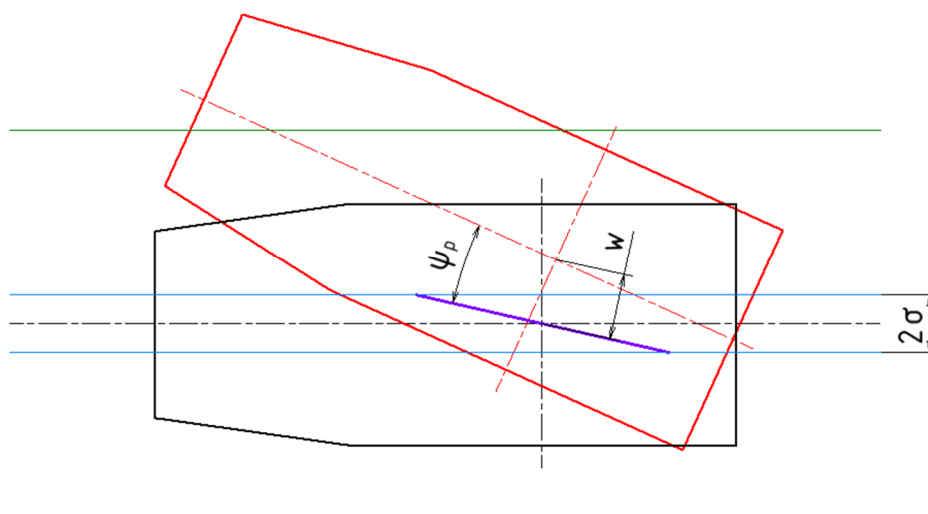
$$2\sigma = e_{KOL} + \Delta e_{KOL} - (e_{DV} - \Delta e_{DV}) \quad (2)$$

$$2\sigma = 1\,435 + 10 - (1\,426,18 - 21,4) = 40,22 \text{ mm}, \quad (3)$$

kde e_{KOL} je šířka rozchodu koleje, Δe_{KOL} je maximální dovolené rozšíření rozchodu koleje za provozu a e_{DV} je rozchod dvojkolí vozidla.

3.2.2 Určení šířky skříně v přímé trati grafickou metodou

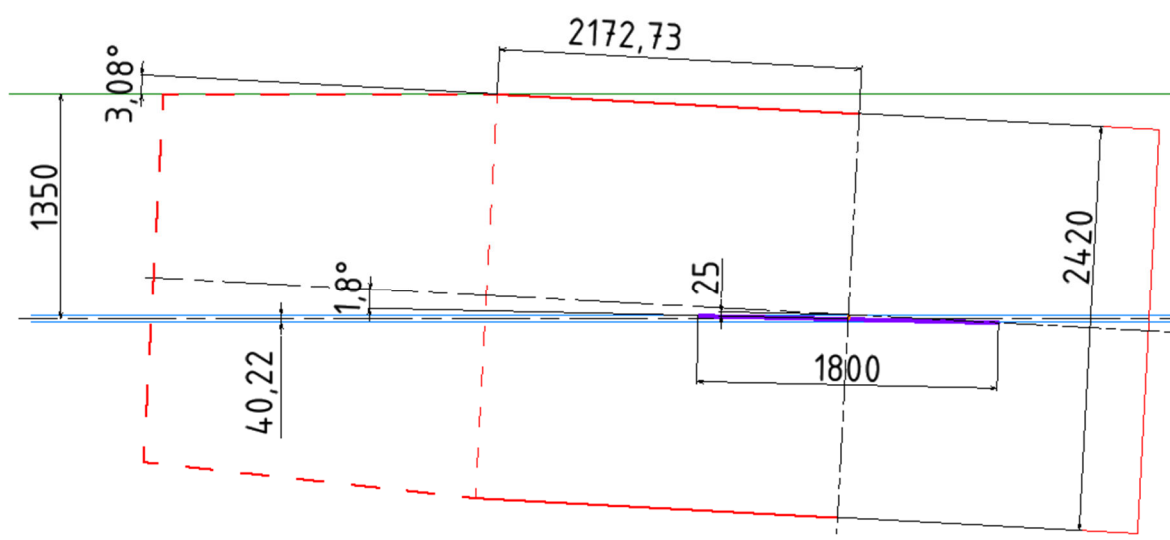
Při určování šířky skříně a délky přímé části představku byla uvažována nejnepříznivější poloha skříně vozu vůči obrysu pro tramvajová vozidla, která může v provozu nastat. K této poloze mezní dojde kombinací jednotlivých vychýlení skříně z původní polohy popsaných v kapitole 3.2.1. To znamená, že podvozek je ve zpříčené poloze vůči kolejovému kanálu, jsou vyčerpány všechny příčné vůle a skříň tramvaje je maximálně natočena vůči podvozku. Výsledná poloha je naznačena na schématu Obr. 17.



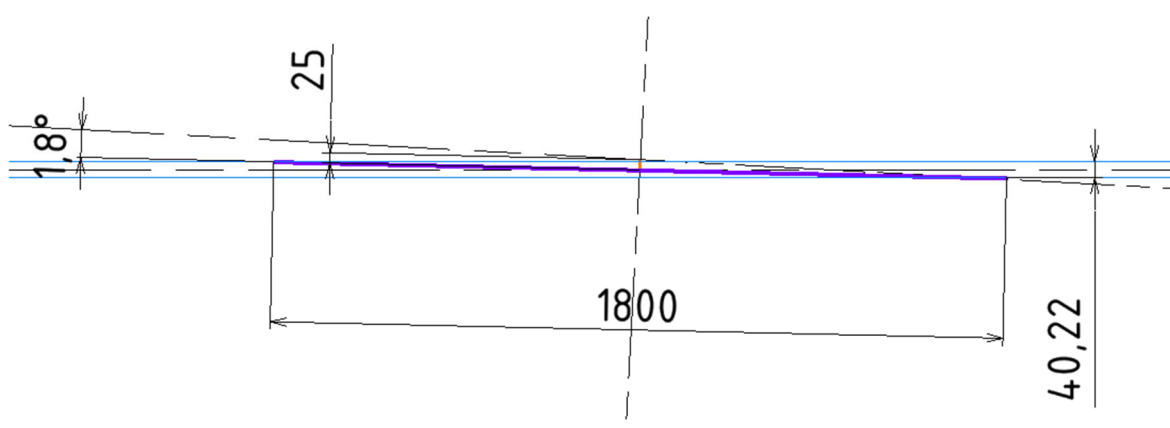
Obr. 17 – Schéma nejnepříznivější polohy skříně článku V. vůči konstrukčnímu obrysu



Porovnáním této polohy skříně vůči obrysu pro tramvajová vozidla bylo nalezeno místo, kde se přímá část představku skříně protne s linií obrysu pro tramvajová vozidla. To určuje, jakou je možné použít délku přímé části představku při určité šířce skříně vozu tak, aby byl ještě dodržen obrys pro konstrukci tramvajového vozidla. Při návrhu šířky skříně řešeného tramvajového vozidla bylo cílem zvolit šířku skříně vozu takovou, aby bylo možné na přímou část představku umístit dveře do vozidla. Výsledek grafického řešení ve skutečných rozměrech je na Obr. 18 a Obr. 19.



Obr. 18 – Grafické řešení návrhu šířky skříně tramvajového vozu v přímé trati



Obr. 19 – Detail podvozku ve vzpříčené poloze v grafickém řešení návrhu šířky tramvajového vozu

Na schématech grafického řešení je obrys skříně vozu zobrazen červenou čarou, obrys představku je navíc zobrazen čarou silnou. Přímá část představku je zobrazena čarou plnou, zúžený představek čarou přerušovanou. Orientace podélné osy podvozku vůči kolejovému kanálu je reprezentována silnou fialovou čarou. Délka rozvoru podvozku je

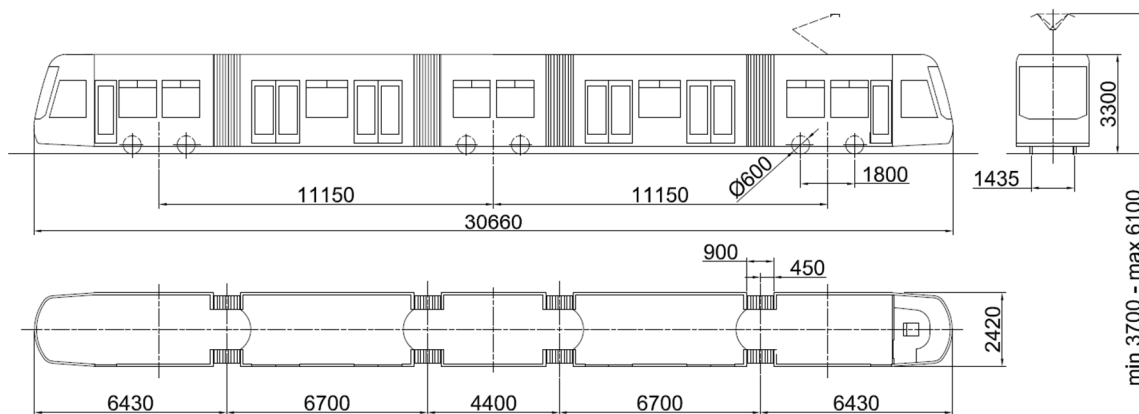


1 800 mm. Linie obrysu pro tramvajová vozidla je vyobrazena tenkou zelenou čarou. Světle modrou tenkou čarou je zobrazena šířka kolejového kanálu okolo osy koleje.

Na základě grafické analýzy byla zvolena šířka skříně vozidla 2 420 mm. Při této hodnotě byla maximální možná délka přímé části představku 2 172,73 mm. Zúžená část představku vozidla musí být zužována oproti přímé části skříně pod minimálním úhlem 3,08°.

3.2.2.1 Předběžná volba vnějších rozměrů tramvajové skříně

Na základě výsledků grafické analýzy průjezdu vozidla přímé trati vzhledem ke konstrukčnímu obrysu pro tramvajové tratě byla zvolena šířka tramvajové skříně 2 420 mm, délka přímé části představku krajních článků 2 160 mm a délka zužující se části představku 2 000 mm s úhlem zúžení 4°. Celková délka krajního článku byla zvolena 6 430 mm. Délka nesených článků byla zvolena 6 700 mm a délka prostředního článku 4 400 mm. Součtem délek jednotlivých článků tramvaje vyšla celková délka tramvajové jednotky 30 660 mm. Schéma tramvajové jednotky se základními rozměry je zobrazeno na Obr. 20.



Obr. 20 – Základní rozměry tramvajové jednotky

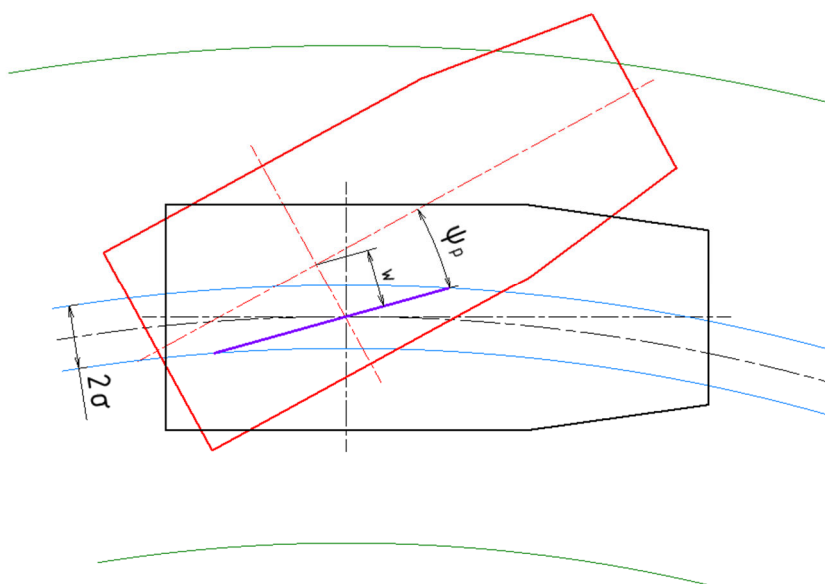
3.2.3 Kontrola šířky skříně s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla při průjezdu obloukem

Grafická analýza tramvajového vozidla v oblouku sloužila především jako kontrola, zda tramvajové vozidlo o zvolených rozměrech skříně je schopno projet obloukem při dodržení obrysu pro tramvajová vozidla. Pro grafickou analýzu byl uvažován poloměr oblouku 20 metrů. Pro tuto hodnotu poloměru oblouku platí dle Tab. 1 hodnota vnějšího



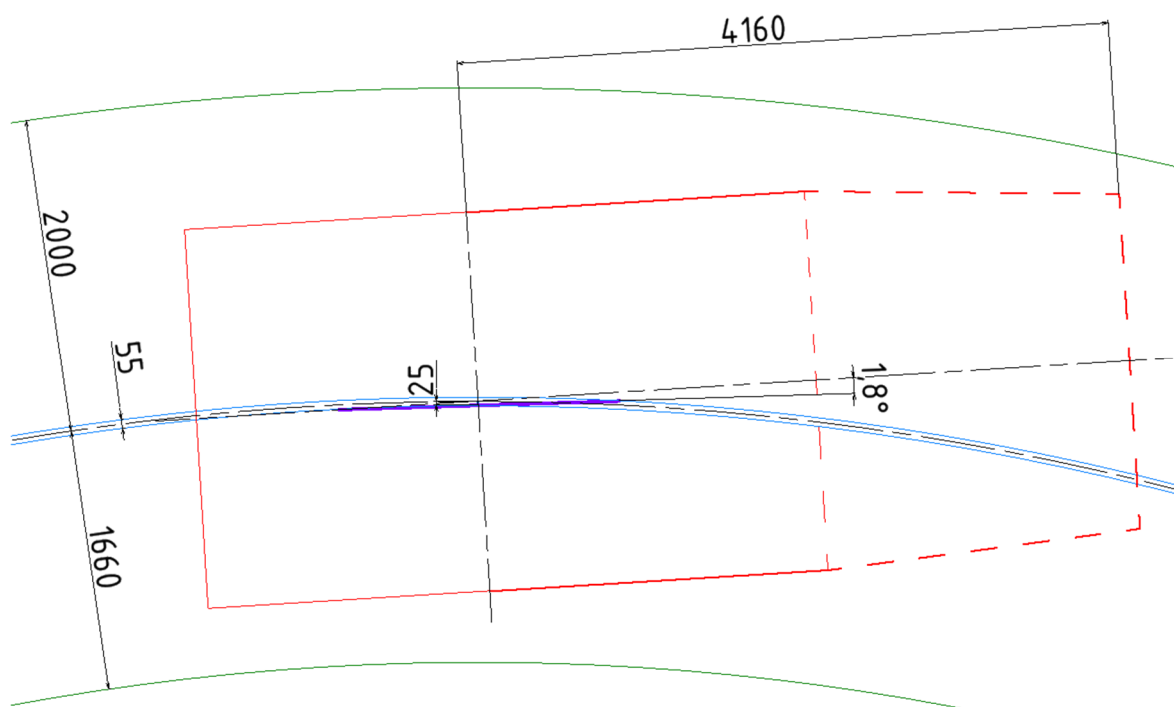
rozměru mezní pološířky obrysu pro tramvajová vozidla 2 metry a hodnota vnitřního rozměru mezní pološířky 1,66 metru. Šířka kolejového kanálu byla pro vozidlo v oblouku uvažována 55 mm.

Analýza vozidla v oblouku byla provedena ve dvou variantách. V první bylo kontrolováno, zda krajní článek nepřekročí vnější linii obrysu pro tramvajová vozidla v podobných podmínkách jako byly aplikovány při kontrole v přímé trati. To znamená, že podvozek byl vzhledem ke kolejovému kanálu ve vzpříčené poloze, byly vyčerpány všechny příčné vůle a skříň vozidla dosáhla vůči podvozku největšího možného natočení. Tato poloha vozidla je schematicky naznačena na Obr. 21.



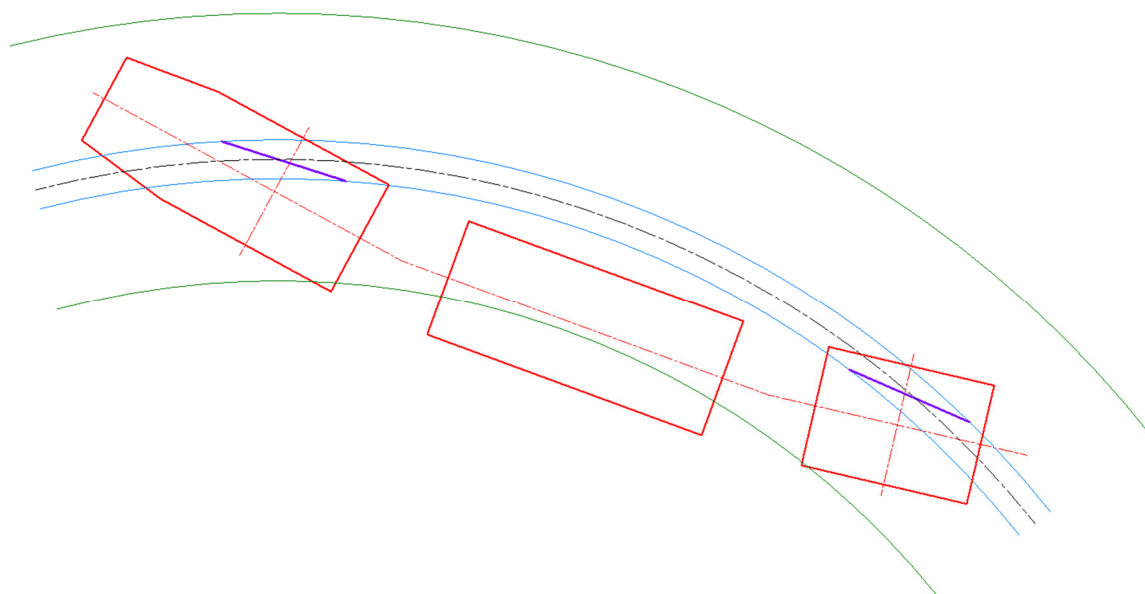
Obr. 21 – Schéma mezní polohy článku I. v oblouku

Výsledek grafické analýzy ve skutečných rozměrech je zobrazen na Obr. 22. Vozidlo této kontrole vyhovělo.



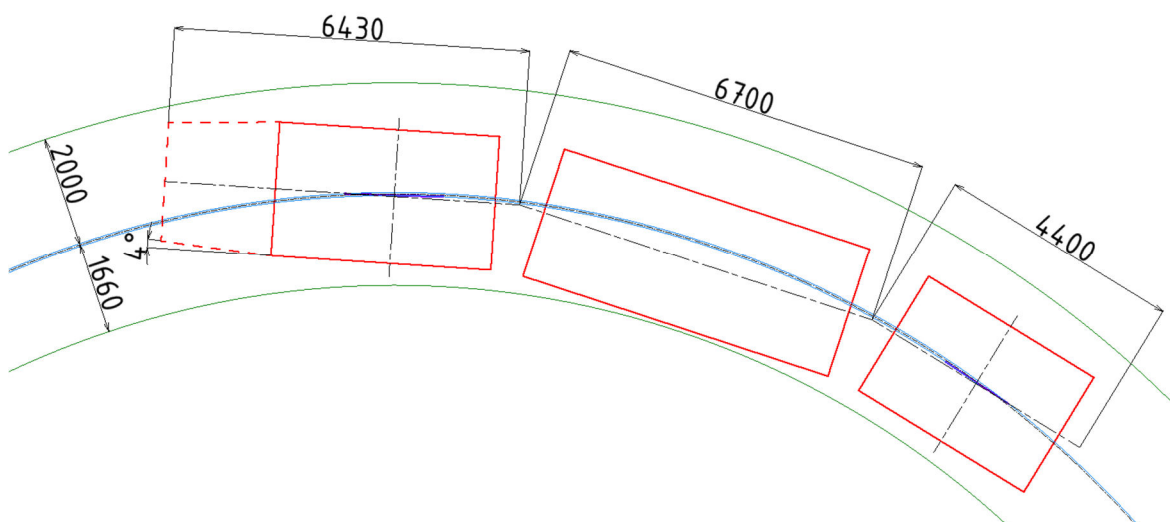
Obr. 22 – Kontrola rozměrů článku I. s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla při průjezdu obloukem

V druhé části analýzy průjezdu vozidla obloukem bylo pozorováno možné vybočení nesených článků na vnitřní straně obrysu pro tramvajová vozidla. Poloha nesených článků vůči koleji a obrysu pro tramvajová vozidla je zcela závislá na poloze článků, které je nesou. Nesoucí články III. a V. jsou proto orientovány v takových polohách, aby byl obrys neseného článku IV. co nejbližší k vnitřní linii obrysu pro tramvajová vozidla. Na Obr. 23 je tato situace zobrazena.



Obr. 23 – Schéma polohy článků III., IV. a V. v situaci, kdy je článek IV. vytlačován články III. a V. z linie konstrukčního obrysu

Výsledek grafické analýzy ve skutečných rozměrech je na Obr. 24. Zde je vidět, že nesený článek IV. nepřekročil linii konstrukčního obrysu a zvolené rozměry skříně jsou proto vyhovující.



Obr. 24 – Kontrola dodržení obrysu pro tramvajová při vytlačování neseného článku nesoucími články z linie obrysu

3.2.4 Shrnutí návrhu rozměrů tramvajové jednotky vzhledem ke konstrukčnímu obrysu

Na základě grafické analýzy jízdy vozidla v přímé trati byly vzhledem ke konstrukčnímu obrysu tramvaje navrženy základní rozměry skříně vozidla viz Obr. 20.



Vozidlo s takto předběžně navrženými rozměry bylo následně podrobeno kontrolám dodržení konstrukčního obrysu při průjezdu obloukem o poloměru 20 metrů. Vozidlo o zvolených rozměrech kontrole vyhovělo.

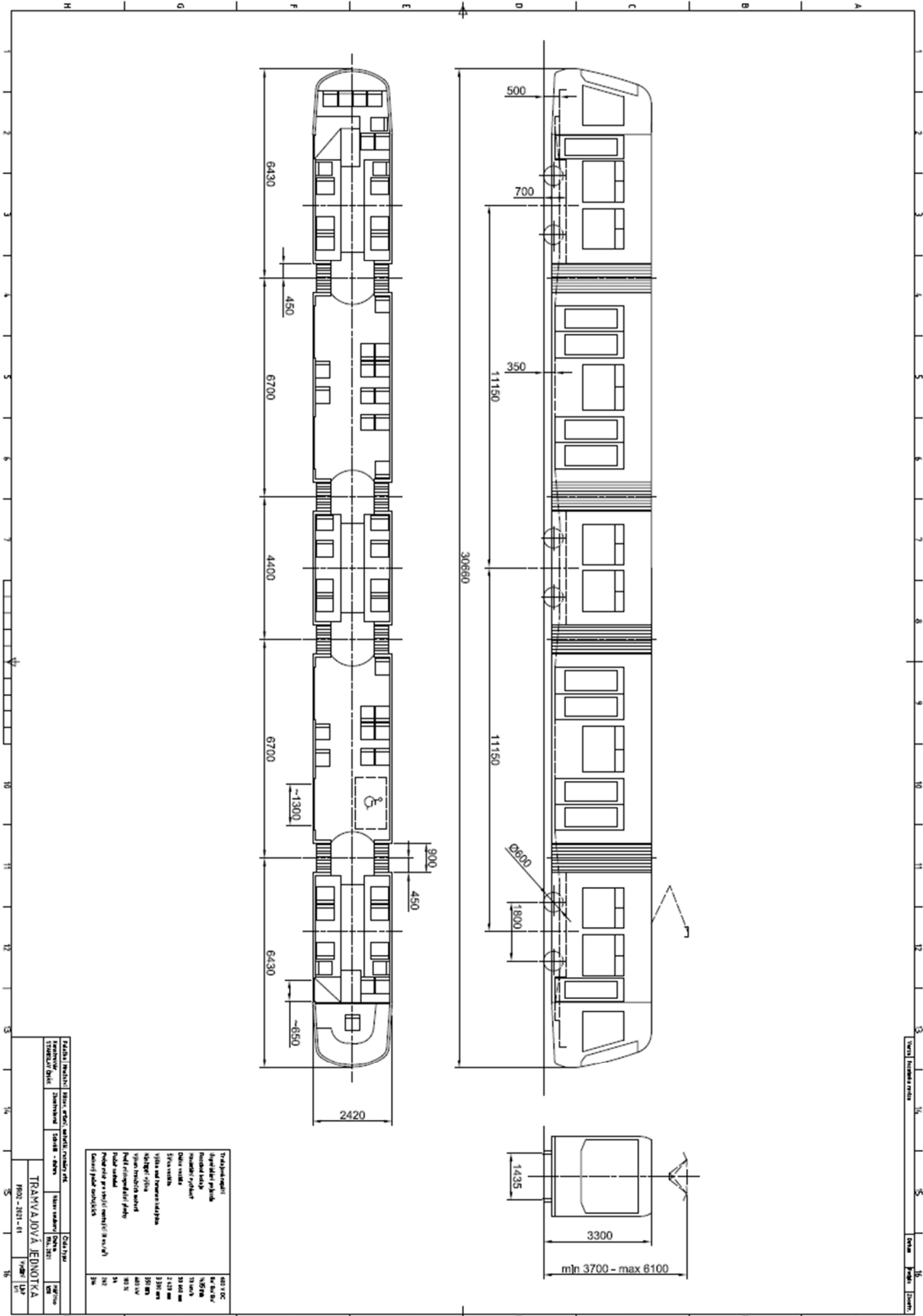
Jedním z častých znaků tramvají s neotočnými podvozky a nesenými články je to, že krajní články jsou osazeny pouze jednokřídlými dveřmi. Je tomu tak například u tramvají Škoda Elektra 14 T. To výrazně zpomaluje rychlost výměny cestujících v zastávkách z krajních článků. Při návrhu šířky skříně tramvajového vozu bylo proto jedním z cílů zjistit, zda by bylo možné použít dvoukřídlé dveře i na krajních člancích.

To se ukázalo jako velmi obtížné. Délka přímé části představku po vyčerpání příčných vůlí a maximálním natočení skříně vůči ose koleje není pro umístění dvoukřídlých vedle prostoru pro podvozek dostatečná. Zvětšení délky přímé části představku by pak bylo možné pouze zužováním šířky skříně, což ale není žádoucí. Proto bylo možné pro navrhované vozidlo použít na krajních člancích pouze jednokřídlé dveře navzdory jejich výše uvedené nevýhodě.

Nedostatečná délka přímé části představku je způsobena především natočením skříně krajního článku v ose podvozku. Kromě natočení skříně vzpříčením podvozku v kolejovém kanálu má velký vliv i pouze omezená natočitelnost podvozku vůči skříně, jejíž poměrně malá hodnota okolo 2° má výrazný vliv na možnou délku přímé části představku.

3.3 Typový výkres tramvajové jednotky

Na základě výsledků z analýzy konstrukčního obrysu byl vytvořen typový výkres tramvajové jednotky se základními údaji. Typový výkres je zobrazen na Obr. 29 a v Příloze 1. Detail tabulky se základními parametry tramvajové jednotky je na Obr. 30. Uspořádání interiéru tramvaje je popsáno v kapitole 3.2.



Obr. 25 – Typový výkres tramvajové jednotky



Trolejové napětí	600 V DC
Uspořádání pojezdu	Bo' Bo' Bo'
Rozchod koleje	1435 mm
Maximální rychlost	70 km/h
Délka vozidla	30 660 mm
Šířka vozidla	2 420 mm
Výška nad těmenem kolejnice	3 300 mm
Nástupní výška	350 mm
Výkon trakčních motorů	600 kW
Podíl nízkopodlažní plochy	100 %
Počet sedadel	54
Počet míst pro stojící cestující (8 os./m ²)	262
Celkový počet cestujících	316

Obr. 26 – Tabulka základních parametrů tramvajové jednotky na typovém výkresu

3.1 Podvozek tramvaje

Navrhovaná tramvaj je nesena na třech neotočných trakčních podvozcích. Podvozky vychází z podvozků použitých u tramvají Škoda Forcity Classic 26 T a na jejich základě byl vytvořen 3D CAD model, který je zobrazen na Obr. 27. Jedná se dvounápravové podvozky s konvenčním dvojkolím a vnitřním rámem.

Kola dvojkolí jsou vypružena pryžovou vložkou vloženou mezi věnec a obruč kola. Dvojkolí jsou uložena v ložiskových komorách, které jsou umístěny na vnitřní straně dvojkolí. Ložiskové komory jsou s rámem podvozku tvaru H spojeny pryžokovovými pružinami, dvě na každou ložiskovou komoru. Ty tvoří primární vypružení tramvaje. Sekundární vypružení se skládá z duplexních ocelových šroubovitých pružin, které jsou po dvou umístěny po stranách rámu podvozku.

Každé dvojkolí je poháněno samostatným asynchronním trakčním motorem o výkonu 100 kW. Trakční motory jsou uloženy podélně na vnějších stranách rámu podvozku. Kroutící moment je z trakčního motoru přenášen na dvojkolí prostřednictvím dvoustupňové kuželočelní převodovky. Výstupní hřídel motoru je se vstupní hřídelí převodovky spojena sférickou zubovou spojkou, která kompenzuje relativní pohyby motoru

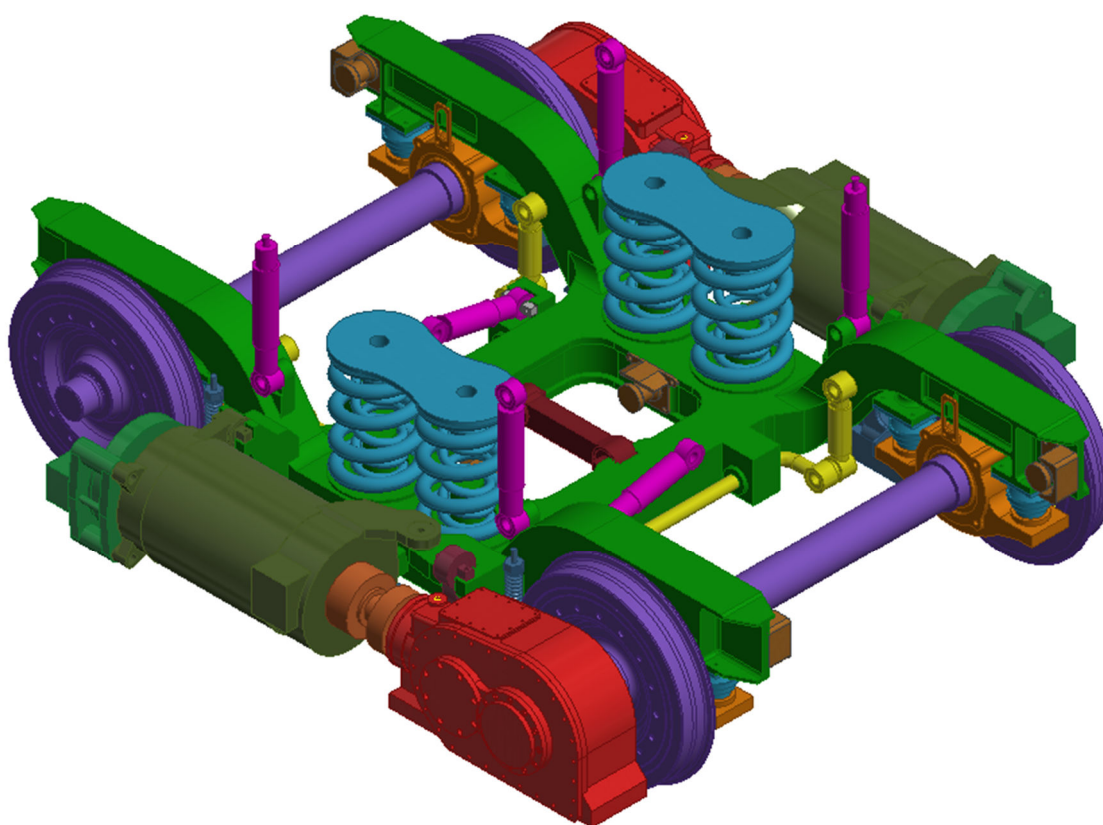


a převodovky. Podélné síly jsou z podvozku na skříň tramvaje přenášeny pomocí tažné a tlačné tyče umístěné ve střední části rámu podvozku.

Podvozek je brzděn elektrodynamickým brzděním motoru. Pro dobrzdění v nižších rychlostech jsou použity mechanické kotoučové brzdy na trakčních motorech. Podvozek je navíc vybaven dvěma nouzovými kolejnicovými brzdami.

Příčné pohyby a natáčení skříňe vůči podvozku jsou vymežovány pryžokovovými dorazy. Celkově je v každém podvozku šest příčných dorazů. Vždy po dvou jsou dorazy umístěny proti sobě na koncích rámu a v jeho středu. Dorazy ve střední části rámu omezují především příčné pohyby skříňe. Dorazy na krajích rámu zajišťují, aby nebylo překročeno maximální dovolené natočení skříňe vůči podvozku kolem svislé osy.

Podvozek je dále vybaven čtyřmi svislými a dvěma příčnými tlumiči sekundárního vypružení a dvěma torzními stabilizátory kolébání.

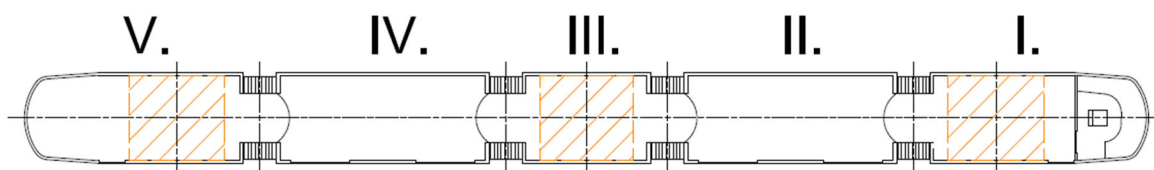


Obr. 27 – Model podvozku tramvaje



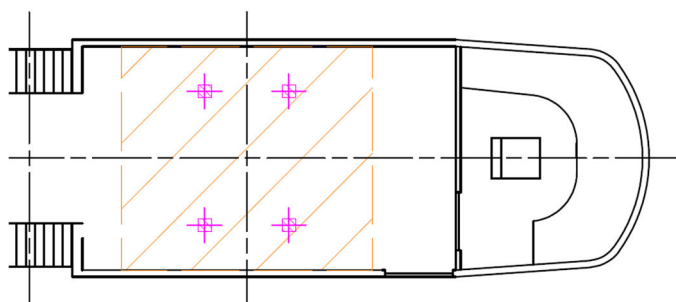
3.2 Vnitřní uspořádání tramvaje

Tramvaj byla navrhována jako stoprocentně nízkopodlažní. Podlaha v nesených člancích II. a IV. je v celé své ploše ve výšce 350 mm nad temenem kolejnice. U podvozkových článků má podlaha složitější charakter. Důvodem je nutnost brát v úvahu zástavbový prostor pro podvozky, a proto nemůže být podlaha podvozkových článků I., III. a V. v celé ploše na nízké úrovni podlahy jako u článku II. a IV. Plocha interiéru tramvaje ovlivněná přítomností podvozků je vyznačena na Obr. 28 oranžovým šrafováním.



Obr. 28 – Plocha interiéru tramvaje ovlivněná podvozky

Prostor pro sedačky je u článků I., III. a V. v místech nad podvozky na vyvýšené plošině 700 mm nad temenem kolejnice, dále jen TK. Mezi plošinou pro sedačky vede ulička s výškou podlahy v nejvyšším bodě nad podvozky 500 mm nad TK. Šikmými plošinami je poté podlaha dovedena do prostoru dveří s nástupní výškou podlahy 350 mm nad TK. V úvahu byl také brán prostor nutný pro zástavbu svislých tlumičů sekundárního vypružení na podvozku, jejichž umístění je v podvozkových člancích přibližně naznačeno na Obr. 29. V prostoru nad tlumiči je proto vždy umístěna sedačka. Při návrhu uspořádání bylo zároveň cílem umístit co největší počet sedaček pro cestující, které budou orientovány po směru jízdy.

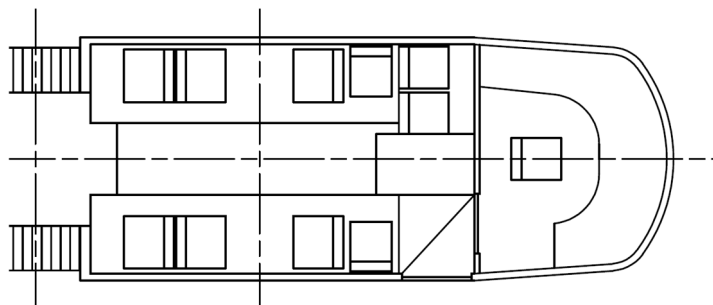


Obr. 29 – Umístění svislých tlumičů sekundárního vypružení v interiéru článku I.

V přední části představku článku I. je umístěna kabina řidiče, viz Obr. 30. Za kabinou řidiče na levé straně vozu jsou dvě sedadla vedle sebe umístěná na nejnižší úrovni podlahy. Na vyvýšené podlaze nad podvozky jsou na obou stranách vozu umístěna čtyři sedadla.

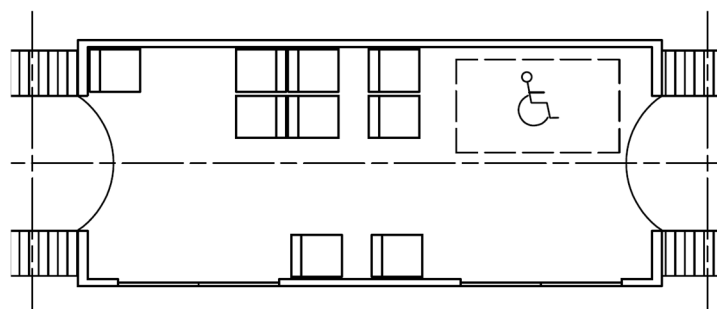


První sedadlo je umístěno bokem ke směru jízdy, následují dvě sedadla proti sobě a poslední sedadlo umístěné proti směru jízdy. Toto uspořádání platí pro sedadla na obou stranách vozu.



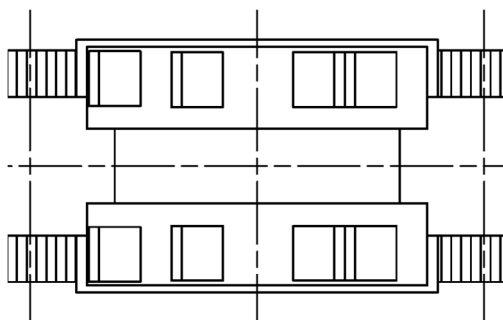
Obr. 30 – Uspořádání sedadel v článku I.

Po levé straně článku II. je naproti dveřím vyhrazen prostor pro osoby na invalidním vozíku, viz Obr. 31. Za ním jsou čtyři sedadla ve dvou řadách po směru jízdy. Dále následují dvě sedačky naproti směru a jedna samostatná sedačka naproti nim. Na pravé straně vozidla jsou pouze dvě samostatné sedačky umístěné po směru jízdy mezi dveřmi do vozidla.



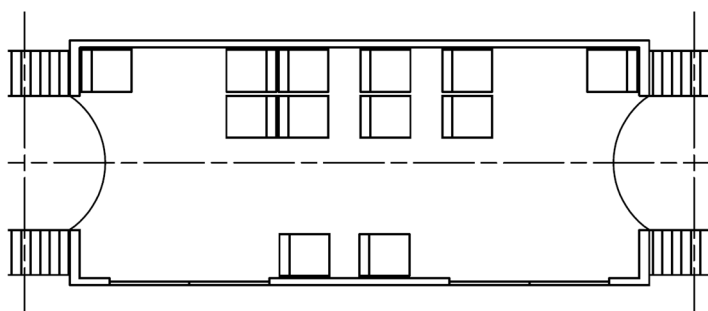
Obr. 31 – Uspořádání sedadel v článku II.

Ve článku III. jsou viz všechna místa k sezení na vyvýšené plošině nad podvozky, jak lze vidět na Obr. 32. Na každé straně vozu je nejprve jedno sedadlo po směru jízdy, poté dvě sedadla naproti sobě, a nakonec ještě jedno sedadlo také po směru jízdy.



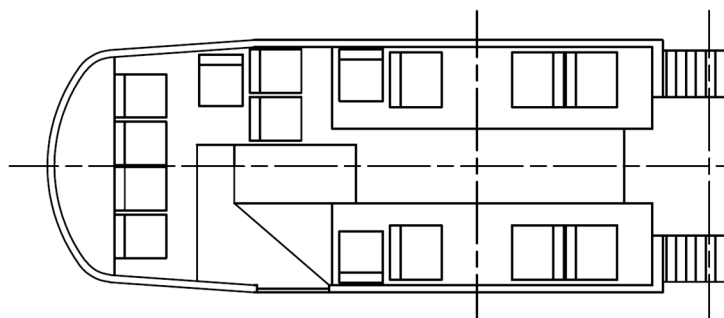
Obr. 32 – Uspořádání sedadel v článku III.

Uspořádání sedadel ve článku IV. Je, viz Obr. 33, identické jako ve článku II. Rozdílem je přidání dvou sedadel vedle sebe po směru jízdy a jednoho sedadla naproti do prostoru, který byl ve druhém článku vymezen pro osoby na invalidním vozíku.



Obr. 33 – Uspořádání sedadel v článku IV.

Sedadla ve článku V. jsou rozmístěna podobným způsobem jako ve článku I., viz Obr. 34. Rozdílem je zde opačná orientace sedadel nad podvozky vzhledem ke směru jízdy. Za plošinou se sedadly nad podvozky jsou navíc umístěna další dvě sedadla vedle sebe po směru jízdy. Za nimi je jedno sedadlo orientované bokem ke směru jízdy. V krajní části představku jsou umístěna čtyři sedadla vedle sebe.



Obr. 34 – Uspořádání sedadel v článku V.



3.3 Návrh svislého vypružení tramvaje

Navrhovaná tramvaj má ve svislém směru dvoustupňové vypružení, pryžokovové primární vypružení a sekundární vypružení z ocelových šroubovitých pružin.

Od svislého vypružení je v provozu požadováno zajištění rovnoměrného rozložení tíhy odpružených částí na jednotlivá dvojkolí, zachování výšky nárazníků a spřáhel nad rovinnou temene kolejnice v požadovaném rozsahu, splnění požadavků na bezpečnost proti vykolejení, snížení účinků svislých nerovností koleje, minimalizování dynamických silových účinků mezi kolejí a vozidlem a snížení jejich opotřebení, dále pak zajištění potřebného komfortu jízdy a splnění požadavků na velikosti vlastních frekvencí kmitavých pohybů skříně vozidla.

3.3.1 Hmotnostní analýza tramvaje

Při návrhu tuhosti svislého vypružení byly hmoty tramvajové jednotky rozděleny do tří skupin:

- hmoty nevypružené
- hmoty primárně vypružené
- hmoty sekundárně vypružené

Nevypružené hmoty jsou především dvojkolí a ložiskové komory. Mezi primárně vypružené hmoty patří rám podvozku a na něho navázané části podvozku, jako například trakční motory. Sekundárně vypružené hmoty jsou pak skříně vozu a k nim patřící konstrukční prvky vozidla.

Všechny hmoty tramvajové jednotky, především podvozku, ovšem není možné jednoznačně přiřadit do jedné z těchto skupin. Proto byly rozděleny hmoty tramvaje na hmoty samostatné a sdílené.

Sdílené hmoty jsou takové, u kterých není možné s jistotou určit, do které z výše zmíněných skupin jejich hmota patří, a proto byla jejich hmotnost přerozdělena mezi hmoty samostatné. V případě sdílených hmot se často jedná o prvky zajišťující vazby mezi komponentami nepatřícími do stejných skupin úrovně vypružení, např. samotné prvky vypružení, tažné a tlačné tyče, tlumiče atd.



Jednotlivé prvky podvozku byly rozděleny na samostatné hmoty viz Tab. 2 a sdílené hmoty viz Tab. 3. Celková hmotnost podvozku je 4 882 kg. Hmotnost podvozku a jeho komponent byla určena z 3D CAD modelu.

Komponenta	Hmotnost [kg]	Množství v podvozku [-]
Dvojkolí	490	2
Převodovka	217	2
Ložisková komora	66	4
Kolejnicová brzda	127	2
Tyč torzního stabilizátoru	11	2
Soustava rámu podvozku	2 492	1

Tab. 2 – Samostatné hmoty podvozku

Přiřazené samostatné hmoty	Komponenta	Hmotnost [kg]	Množství v podvozku [-]
Rám/Převodovka	Závěska převodovky	10	2
	Spojka motoru s převodovkou	27	2
Rám/Ložisková komora	Pružina primárního vypružení	5	8
Rám/Skříň	Svislý tlumič	11	4
	Příčný tlumič	8	2
	Pružina sekundárního vypružení	108	2
	Tažná a tlačná tyč	15	1
Torzní stabilizátor /Skříň	Táhlo torzního stabilizátoru	6	4

Tab. 3 – Sdílené hmoty podvozku a jejich přiřazení k samostatným hmotám

Hmotnost skříně tramvaje byla zvolena přibližně na základě hmotnosti tramvaje stejné koncepce Škoda 14 T. Tramvaj Škoda 14 T má hmotnost v nezátíženém stavu 38 300 kg a celkovou délku 30 250 mm. [14] Hmotnost prázdné skříně při uvažování hmotnosti podvozků stejné jako u navrhované tramvaje byla dle rovnice (4) vypočtena jako rozdíl celkové hmotnosti prázdné skříně a hmotnosti podvozků.

$$m_{skr\ 14\ T} = m_{celk\ 14\ T} - 3 \cdot m_{podvozek} = 38\ 300 - 3 \cdot 4\ 882 = 23\ 654\ kg. \quad (4)$$

Na základě vztahu (5) byla vypočtena hmotnost skříně tramvaje na milimetr délky

$$m_{skr/mm} = \frac{m_{skr\ 14\ T}}{l_{14\ T}} = \frac{23\ 654}{30\ 250} = 0,78\ kg/mm \quad (5)$$



Pak dle vztahu (6) byla vypočtena celková hmotnost skříně navrhované tramvaje

$$m_{skr} = \frac{m_{skr\ 14\ T}}{l_{celk\ 14\ T}} \cdot l_{celk} = 0,78 \cdot 30\ 660 = 23\ 975\ kg. \quad (6)$$

Dle vztahu (7) pak byly dopočteny hmotnosti jednotlivých článků skříně

$$m_i = m_{skr/mm} \cdot l_i, \quad (7)$$

kde l_i jsou délky jednotlivých článků skříně určené v kapitole 3.2.2.1. Hmotnosti jednotlivých článků jsou vypsány v Tab. 4.

Číslo článku	Délka článku [mm]	Hmotnost [kg]
I.	6 430	5 028
II.	6 700	5 239
III.	4 400	3 441
IV.	6 700	5 239
V.	6 430	5 028

Tab. 4 – Délky a hmotnosti jednotlivých článků tramvaje

Po určení hmotností všech samostatných a sdílených hmot tramvaje byl k samostatným hmotám připočten příspěvek od hmot sdílených. Příspěvek vždy odpovídá polovině hmotnosti sdílené hmoty a byl připočten k hmotnosti samostatné hmoty, ke které náleží, dle rovnice (8).

$$m_{samostatná\ celk} = m_{samostatná} + \sum \frac{m_{sdílená}}{2} \quad (8)$$

V Tab. 5 jsou vypsány výsledné hmotnosti samostatných hmot navýšených o příspěvky od hmot sdílených.

Položka	Hmotnost [kg]
Rám podvozku	2 696
Ložisková komora	72
Torzni stabilizátor	17
Převodovka	236
Článek I.	5 186
Článek II.	5 239
Článek III.	3 598
Článek IV.	5 239
Článek V.	5 186

Tab. 5 – Samostatné hmoty navýšené o příspěvky od hmot sdílených



Samostatné hmoty navýšené o příspěvky od sdílených hmot pak byly sečteny do celkových hmot dle úrovně vypružení. Zvláštním případem byla nápravová převodovka. Ta byla nejprve uvažována jako samostatná hmota a dělila se o hmotnost závěsky a spojky s rámem podvozku (motor je v těchto výpočtech uvažován jako součást rámu) a později byla její hmotnost, již navýšena o sdílené hmoty, rozdělena mezi nevypružené hmoty a primárně vypružené hmoty. Hmotnost převodovky byla mezi nevypružené hmoty a primárně vypružené hmoty rovnoměrně rozdělena, takže k nevypruženým i primárně vypruženým hmotám byla přičtena polovina hmotnosti z celkové hmotnosti obou převodovek.

Nevypružené hmoty jednoho podvozku byly vypočteny dle vztahů (9) a (10).

$$m_{\text{nevypruzene}} = 2 \cdot m_{\text{dvojkoli}} + 4 \cdot m_{\text{loz. kom.}} + 2 \cdot m_{\text{kol.brzda}} + 2 \cdot \frac{m_{\text{převodovka}}}{2} \quad (9)$$

$$m_{\text{nevypruzene}} = 2 \cdot 490 + 4 \cdot 72 + 2 \cdot 127 + 236 = 1\,717 \text{ kg} \quad (10)$$

Primárně vypružené hmoty jednoho podvozku byly spočteny dle rovnice (11).

$$m_1 = m_{\text{ram}} + 2 \cdot \frac{m_{\text{převodovka}}}{2} + 2 \cdot m_{\text{torz. stab.}} = 2\,696 + 236 + 2 \cdot 17 = 2\,967 \text{ kg} \quad (11)$$

Celkové sekundárně vypružené hmoty celé tramvaje byly spočteny jako součet hmotností jednotlivých článků navýšených o příspěvek od sdílených hmot dle vztahu (12).

$$m_2 = m_{\text{skr}} = \sum_{i=1}^5 m_{\text{clanek } i} = 5186 + 5239 + 3598 + 5239 + 5186 = 24\,449 \text{ kg} \quad (12)$$

3.3.2 Výpočet tuhosti vypružení

Pro navrhovanou tramvaj byly dána velikost celkového užitečného sednutí skříně vozu $z_u = 67$ mm. Tato hodnota odpovídá součtu statické deformace obou stupňů vypružení při maximálním užitečném zatížení vozu. Pro jednotlivé stupně vypružení byla zvolena velikost deformace primárního vypružení $z_1 = 10$ mm a velikost deformace sekundárního vypružení $z_2 = 57$ mm.

Užitečné zatížení tramvajového vozidla je zatížení způsobené hmotností cestujících ve vozidle. Při návrhu vypružení bylo uvažováno maximální možné zatížení při úplném využití kapacity vozidla cestujícími. Dle návrhu vnitřního uspořádání tramvaje v kapitole 3.2 je v tramvaji míst k sezení $n_{\text{os sedící}} = 54$ a plocha ke stání $S_{\text{stání}} = 32,71 \text{ m}^2$. Při hustotě



obsazenosti plochy ke stání $\rho_{os} = 8$ osob/m² vychází dle vztahu (13) celkové maximální množství cestujících ve vozidle

$$n_{os\ celk} = n_{os\ sedící} + S_{stání} \cdot \rho_{os} = 54 + 32,71 \cdot 8 = 316. \quad (13)$$

Průměrná hmotnost jednoho cestujícího byla uvažována $m_{os} = 70$ kg. Maximální užitečné zatížení připadající na jeden podvozek tramvaje pak bylo vypočteno dle vztahu (14)

$$m_{už} = \frac{n_{os\ celk}}{3} \cdot m_{os} = \frac{316}{3} \cdot 70 = 7\,366\text{ kg}. \quad (14)$$

Tuhosti jednotlivých stupňů vypružení byly počítány jako celková tuhost všech prvků vypružení na jednom podvozku tramvaje. Při výpočtu tuhosti vypružení bylo uvažováno užitečné zatížení všech tří podvozků stejné. Celková tuhost primárního vypružení na jeden podvozek pak byla spočtena dle vztahu (15).

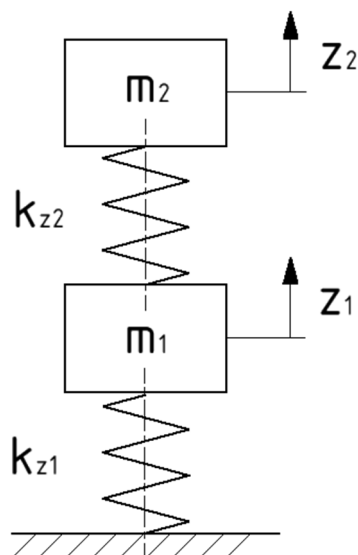
$$k_{z1} = \frac{m_{už} \cdot g}{z_1} = \frac{7\,366 \cdot 9,81}{0,01} = 7\,225\,915\text{ N/m} \quad (15)$$

Celková tuhost sekundárního vypružení připadajícího na všechny prvky vypružení jednoho podvozku je dle rovnice (16)

$$k_{z2} = \frac{m_{už} \cdot g}{z_2} = \frac{7\,366 \cdot 9,81}{0,057} = 1\,267\,704\text{ N/m}. \quad (16)$$

3.3.3 Výpočet vlastních frekvencí vozidla

Při výpočtu vlastních frekvencí svislých pohybů tramvaje bylo uvažováno zjednodušení vozidla na dvouhmotový model, viz Obr. 35. Hmoty m_1 reprezentuje primárně vypružené hmoty podvozku a hmoty m_2 je podíl hmotnosti skříně připadající na jeden podvozek tramvaje. Soustava byla uvažována jako netlumená.



Obr. 35 – Model dvouhmotové soustavy

Odvozením z pohybových rovnic soustavy byla získána rovnice (17) pro výpočet frekvencí svislých kmitů soustavy.

$$f_{z1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_2} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_1 \cdot m_2}} \quad (17)$$

Vlastní frekvence prázdného vozu byly pak spočteny dle rovnice (18)

$$f_{z1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_{skr}/3} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_{skr}/3} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_1 \cdot m_{skr}/3}} \quad (18)$$

a vlastní frekvence plně obsazeného vozu dle rovnice (19).

$$f_{z1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{z2}}{2\left(\frac{m_{skr}}{3} + m_{uz}\right)} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2\left(\frac{m_{skr}}{3} + m_{uz}\right)} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_1 \cdot \left(\frac{m_{skr}}{3} + m_{uz}\right)}} \quad (19)$$

Vypočtené vlastní frekvence byly zapsány do Tab. 6.

Ložení vozu	f_{z1} [Hz]	f_{z2} [Hz]
Prázdný vůz	1,82	8,55
Plně obsazený vůz	1,32	8,53

Tab. 6 – Vlastní frekvence svislých pohybů podvozku a skříně tramvaje

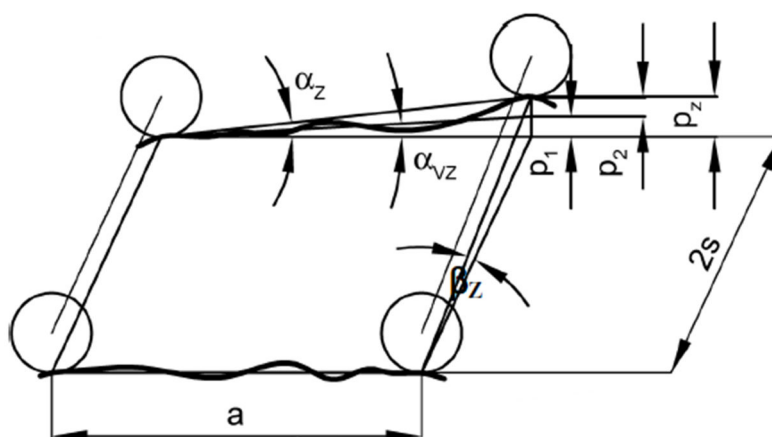
Vlastní frekvence f_{z1} je frekvence souběžných svislých kmitů hmot podvozku a skříně vozu a vlastní frekvence f_{z2} odpovídá pohybům protiběžným.



První vlastní frekvence při obou režimech ložení vyšly v rozmezí 1 až 2 Hz, což bylo sledováno vzhledem k typu vozidla jako vyhovující. Vypružení bylo navrhováno pro tramvajové vozidlo, což znamená častější výměnu cestujících, a tedy i menší nároky na komfort za dobu jízdy.

3.3.4 Výpočet změny kolových sil na zborcené koleji od podvozku

Pro výpočet změny kolových sil na zborcené koleji byl definován úhel zborcení vzestupnice $\alpha_{vz} = 1:150$ a výška zborcení vyjadřující svislé nerovnosti $p_2 = 20$ mm. Jednotlivé parametry zborcení koleje jsou zobrazeny na Obr. 36.



Obr. 36 – Parametry zborcené koleje [1]

Pro úhel vzestupnice α_{vz} platí rovnice (20)

$$\alpha_{vz} = \frac{p_1}{a}, \quad (20)$$

kde a je rozvor podvozku a p_1 je výška zborcení vzestupnice. Výška zborcení vzestupnice pak byla spočtena dle rovnice (21)

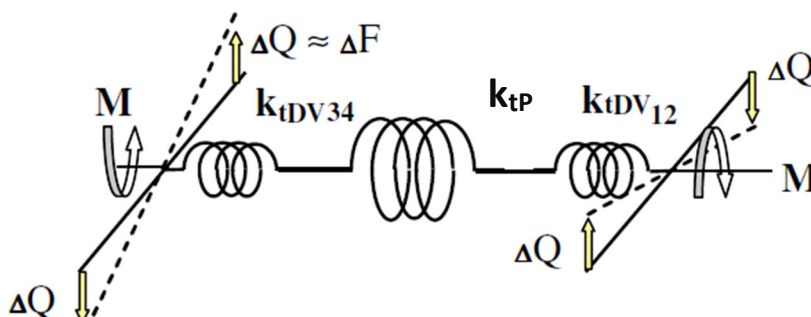
$$p_1 = \alpha_{vz} \cdot a = \frac{1}{150} \cdot 1800 = 12 \text{ mm}. \quad (21)$$

Dle (22) byl vypočten výsledný úhel zborcení na bázi podvozku

$$\alpha_z = \frac{p_1 + p_2}{a} = \frac{12 + 20}{1800} = 0,0178^\circ. \quad (22)$$



Při výpočtu změny kolových sil od podvozku postaveného na zborčené koleji byl uvažován torzní model, viz Obr. 37.



Obr. 37 – Torzní model podvozku [1]

Protože pružiny použité pro primární vypružení byly uvažovány pro obě dvojkolí stejné, musí být stejné i torzní tuhosti obou dvojkolí, takže platí $k_{tDV12} = k_{tDV34} = k_{tDV}$. Torzní tuhost rámu podvozku byla uvažována $k_{tP} \rightarrow \infty$.

Dle vztahu (23) byl vypočtena torzní tuhost dvojkolí

$$k_{tDV} = 2 \cdot \frac{k_{z1}}{4} \cdot w_1^2 = 2 \cdot \frac{7\,225\,915}{4} \cdot \left(\frac{1,112}{2}\right)^2 = 1\,133\,024 \text{ Nm/rad}, \quad (23)$$

kde w_1 je polovina příčné báze uložení primárního vypružení. Velikost příčné báze je $2w_1 = 1\,120$ mm.

Celková torzní poddajnost podvozku je dána vztahem (24)

$$\frac{1}{k_{tCP}} = \frac{1}{k_{tDV12}} + \frac{1}{k_{tP}} + \frac{1}{k_{tDV34}}. \quad (24)$$

Pro shodnou torzní tuhost obou dvojkolí a torzní tuhosti rámu podvozku $k_{tP} \rightarrow \infty$ byl odvozen vztah pro celkovou torzní tuhost podvozku (25)

$$k_{tCP} = \frac{k_{tDV}}{2} = \frac{1\,133\,024}{2} = 566\,512 \text{ Nm/rad}. \quad (25)$$

Změna kolových sil podvozku pak byla spočtena dle rovnice (26)

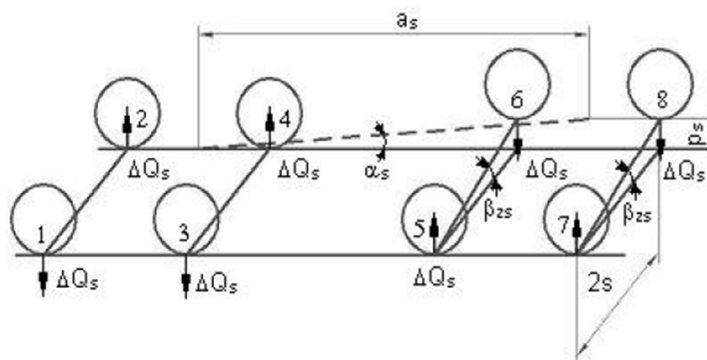
$$\Delta Q_P = \frac{2 \cdot a}{(2s)^2} \cdot k_{tCP} \cdot \alpha_z = \frac{2 \cdot 1,800}{(1,5)^2} \cdot 566\,512 \cdot 0,0178 = 8056 \text{ N}, \quad (26)$$

kde $2s$ je vzdálenost styčných kružnic dvojkolí.



3.3.5 Výpočet změny kolových sil na zborcené koleji od skříňě VOZU

Při výpočtu změny kolových sil od skříňě bylo uvažováno postavení jednoho z podvozkových článků na vzestupnici, viz schéma Obr. 38.



Obr. 38 – Schéma čtyřnápravového podvozkového vozidla [1]

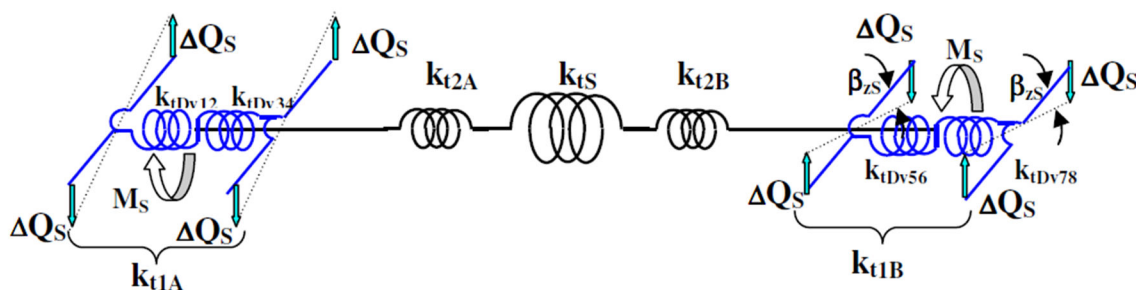
Dle vztahu (27) bylo spočítáno svislé zborcení na úrovni skříňě způsobené úhlem vzestupnice α_{vz} , kde a_s je vzdálenost osy otáčení podvozků.

$$p_{1s} = \alpha_{vz} \cdot a_p = \frac{1}{150} \cdot 11\,150 = 74 \text{ mm} \quad (27)$$

Úhel celkového zborcení na bázi skříňě vozidla byl spočítán dle rovnice (28)

$$\alpha_{zs} = \frac{p_{1s} + p_2}{a_p} = \frac{74 + 20}{11\,150} = 0,0085^\circ. \quad (28)$$

Na Obr. 39 je zobrazeno schéma náhradního modelu torzní soustavy mezi dvěma podvozkovými články vozidla.



Obr. 39 – Náhradní model torzní soustavy mezi dvěma podvozkovými články vozidla [1]

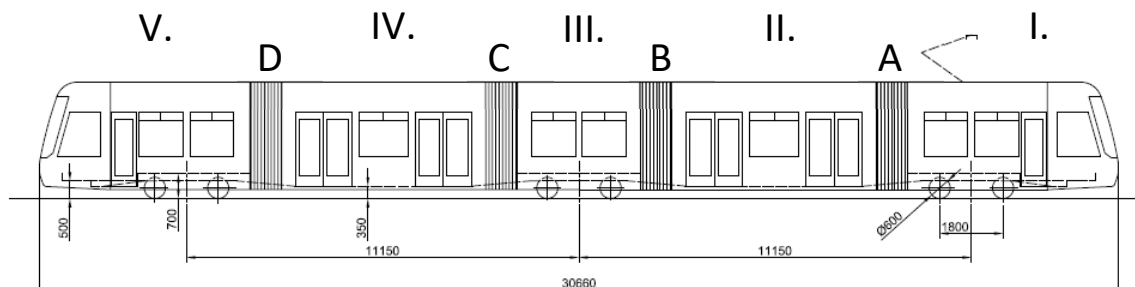
Vztahem (29) je pak dána celková torzní poddajnost modelu



$$\frac{1}{k_{t,CV}} = \frac{1}{k_{tDV12} + k_{tDV34}} + \frac{1}{k_{t2A}} + \frac{1}{k_{tSKR}} + \frac{1}{k_{tDV56} + k_{tDV78}} + \frac{1}{k_{t2B}}, \quad (29)$$

kde k_{t2A} a k_{t2B} jsou torzní tuhosti sekundárního vypružení vůči rámu podvozku a k_{tSKR} je torzní tuhost skříně vozidla.

U dvoupodvozkového vozidla s celistvou skříní by k_{tSKR} reprezentovala torzní tuhost konstrukce skříně a u zjednodušeného výpočtu by bylo možné uvažovat $k_{tSKR} \rightarrow \infty$ a člen $1/k_{tSKR}$ v rovnici (29) by byl nulový. Protože řešená tramvaj nemá celistvou skříní, ale skříní je sestavená z jednotlivých článků, není možné toto zjednodušení aplikovat. Jako torzní tuhost skříně k_{tSKR} byla uvažována torzní tuhost jednotlivých článkových spojení tramvaje. Článková spojení jsou označena písmeny abecedy A až D na Obr. 40.



Obr. 40 – Schéma tramvajové jednotky s označením článkových spojení

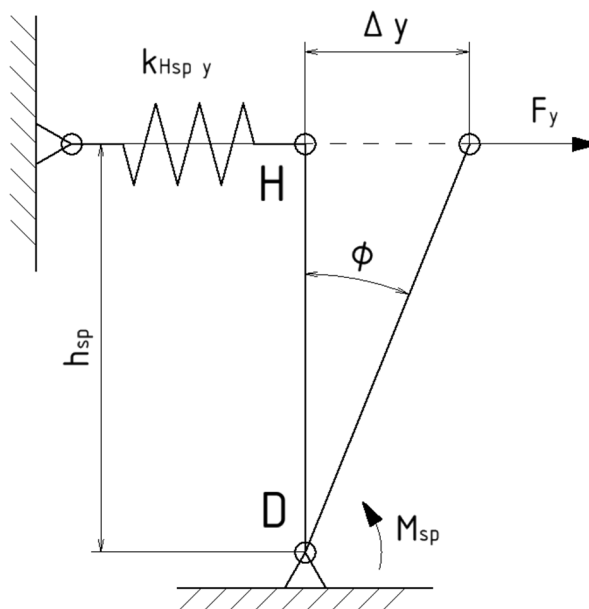
Pokud by byla změna kolových sil počítána například v rámci podvozkových článků I. a III., byla by ve výpočtu uvažována torzní tuhost článkových spojení A a B. Stejně by tomu bylo, pokud bychom uvažovali články III. a V. Pak by bylo počítáno s torzní tuhostí článkových spojení C a D. Pro celkovou poddajnost skříně mezi dvěma podvozkovými články pak platí vztah (30). Torzní tuhost všech článkových spojení byla uvažována stejná $k_{tspA} = k_{tspB}$.

$$\frac{1}{k_{tSKR}} = \frac{1}{k_{tspA}} + \frac{1}{k_{tspB}} = \frac{2}{k_{tsp}} \quad (30)$$

Každé dva články tramvajové jednotky jsou spojeny sférickou vazbou ve výšce 300 mm nad temenem kolejnice a spojením ve výšce 3 100 mm nad temenem kolejnice dále jen TK, které umožňuje vzájemné otáčení článků kolem svislé osy a zároveň určitou míru vzájemného natočení článků kolem podélné osy. Vzájemné otáčení článků kolem podélné osy je omezeno dorazy vymezujícími maximální natočení a pružným prvkem, který při vzájemném natáčení skříní vyvozuje vratnou reakční sílu.



Vznik vratné síly je naznačen na schématu Obr. 41. Jedná se o čelní pohled na mezičlánkové spojení tramvaje, kde bod D je dolní spojení článků ve výšce 300 mm nad TK a bod H je horní spojení článků ve výšce 3 100 mm nad TK. Tuhost horního spojení článků v příčném směru je naznačena pružinou o tuhosti $k_{Hsp\ y}$.



Obr. 41 – Schéma vzniku reakční síly vzájemným natočením článků tramvaje

Silovou rovnováhou (31) v bodě H při vychýlení jednoho z článků je dána reakční síla od článkového spojení

$$F_y = k_{Hsp\ y} \cdot \Delta y = k_{Hsp\ y} \cdot h_{sp} \cdot \varphi \quad (31)$$

V rovnici (32) je vypsána velikost reakčního momentu článkového spojení a momentová rovnováha k bodu D.

$$M_{sp} = k_{tsp} \cdot \varphi = F_y \cdot h_{sp} \quad (32)$$

Dosazením z rovnice (31) za sílu F_y v rovnici (32) byla získána rovnice (33). Úpravou rovnice (33) byl získán vztah pro výpočet torzní tuhosti článkového spojení tramvaje (34).

$$k_{tsp} \cdot \varphi = k_{Hsp\ y} \cdot h_{sp}^2 \cdot \varphi \quad (33)$$

$$k_{tsp} = k_{Hsp\ y} \cdot h_{sp}^2 = 160\,000 \cdot 2,8^2 = 1\,254\,400 \text{ Nm/rad} \quad (34)$$

Ze vztahu (30) pak byl vyjádřen vztah (35) pro výpočet celkové torzní tuhosti skříně mezi dvěma podvozkovými články

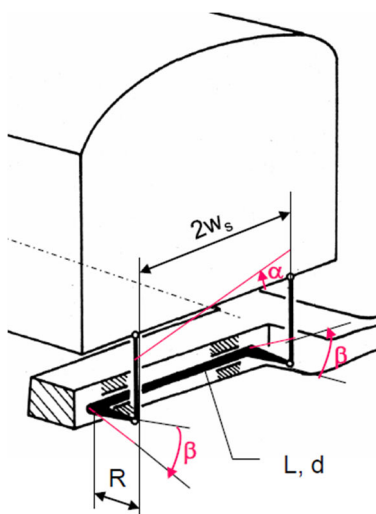
$$k_{tSKR} = \frac{k_{tsp}}{2} = \frac{1\,254\,400}{2} = 627\,200 \text{ Nm/rad}. \quad (35)$$



Při výpočtu změn kolových sil vyvolaných skříní vozu byl uvažován také vliv torzních stabilizátorů. Rozměry torzního stabilizátoru jsou vypsány v Tab. 7 a schématické zobrazení je ukázáno na Obr. 42.

Délka příčné báze táhel stabilizátoru $2w_s$ [mm]	750
Průměr torzní tyče d [mm]	40
Délka torzní tyče L [mm]	750
Délka ramene torzní tyče R [mm]	140
Modul pružnosti ve smyku G [MPa]	81 000

Tab. 7 – Parametry torzního stabilizátoru



Obr. 42 – Schéma torzního stabilizátoru

Torzní tuhost torzního stabilizátoru byla vypočtena dle vztahu (36)

$$k_{TS} = \frac{(2w_s)^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d^4}{16 \cdot L \cdot R^2} = \frac{750^2 \cdot 81\,000 \cdot \pi \cdot 40^4}{16 \cdot 750 \cdot 140^2} = 778\,987 \text{ Nm/rad.} \quad (36)$$

Dosazením vztahů pro výpočet torzních tuhostí k_{tDV} , k_{t2A} , k_{t2B} a doplnění vlivu torzních stabilizátorů do vztahu (29) byla získána rovnice (37)

$$\frac{1}{k_{t,CV}} = \frac{1}{4 \cdot \frac{k_{z1}}{4} \cdot w_{1A}^2} + \frac{1}{2 \cdot \frac{k_{z2}}{2} \cdot w_{2A}^2 + 2 \cdot k_{TS}} + \frac{1}{k_{tSKR}} + \frac{1}{4 \cdot \frac{k_{z1}}{4} \cdot w_{1B}^2} + \frac{1}{2 \cdot \frac{k_{z2}}{2} \cdot w_{2B}^2 + 2 \cdot k_{TS}}, \quad (37)$$

kde w_2 je polovina příčné báze sekundárního vypružení. Příčná báze sekundárního vypružení je $2w_2 = 1\,120$ mm.

Při uvažování identických podvozků pak byla rovnice (37) zjednodušena do tvaru rovnice (38).



$$\frac{1}{k_{tCV}} = \frac{1}{\frac{k_{z1}}{2} \cdot w_1^2} + \frac{1}{\frac{k_{z2}}{2} \cdot w_2^2 + k_{TS}} + \frac{1}{k_{tSKR}} \quad (38)$$

Celková torzní tuhost skříně pak byla spočtena jako převrácená hodnota poddajnosti modelu podvozkového vozidla dle vztahu (39) a (40).

$$k_{tCV} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{k_{z1}}{2} \cdot w_1^2} + \frac{1}{\frac{k_{z2}}{2} \cdot w_2^2 + k_{TS}} + \frac{1}{k_{tSKR}}} \quad (39)$$

$$k_{tCV} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{7\,225\,915}{2} \cdot 1120^2} + \frac{1}{\frac{1\,267\,704}{2} \cdot 1\,120^2 + 778\,987} + \frac{1}{627\,200}} = 285\,737 \text{ Nm/rad} \quad (40)$$

Změna kolové síly vyvolaná postavením skříně vozidla na vzestupnici byla spočtena dle vztahu (41)

$$\Delta Q_S = \frac{1}{2} \cdot \frac{a_S}{(2S)^2} \cdot k_{tCV} \cdot \alpha_{zS} = \frac{1}{2} \cdot \frac{11,15}{(1,5)^2} \cdot 285\,737 \cdot 0,0085 = 5\,990 \text{ N}. \quad (41)$$

3.3.6 Stanovení celkové změny kolových sil

Celková změna kolové síly byla vypočtena jako součet změny kolových sil od podvozku a změny kolových sil od skříně dle vztahu (42)

$$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_S = 8\,056 + 5\,990 = 14\,046 \text{ N}. \quad (42)$$

Kolová síla při statickém zatížení byla spočtena jako tíhová síla působící od celého vozidla v nezatíženém stavu dělená počtem kol tramvaje, viz vztah (43)

$$Q_0 = \frac{(m_{skr} + 3 \cdot m_{podvozek}) \cdot g}{12} = \frac{(23\,975 + 3 \cdot 4\,882) \cdot 9,81}{12} = 31\,960 \text{ N}. \quad (43)$$

Odečtením změny kolových sil od kolové síly ve statickém stavu dle vztahu (44) byla získána výsledná kolová síla nabíhajícího kola

$$Q = Q_0 - \Delta Q = 31\,960 - 14\,046 = 17\,914 \text{ N}. \quad (44)$$

3.3.7 Stanovení vodící síly v oblouku o poloměru 150 metrů

Při prvotním návrhu byla velikost vodící síly nabíhajícího kola přibližně vypočtena pomocí Heumannovy metody. Poté, co byl vytvořen MBS model tramvajové jednotky, který je popsán v kapitole 4, byla pro zpřesnění výpočtu zjištěna vodící síla pomocí simulace



modelu. Vodicí síla byla zjištěna simulací jízdy modelu vozidla v prázdném stavu při rychlosti 10 km/h obloukem o poloměru 150 metrů. Velikost vodicí síly vypočtené ze simulace byla $Y = 21\,200$ N. Podmínky simulace jsou podrobněji popsány v kapitole 6.3.

3.3.8 Kontrola bezpečnosti proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení navrhovaného tramvaje byla ověřena vypočtením poměru vodicí síly Y nabíhajícího kola do oblouku při jízdě na nepřevyšené koleji o poloměru oblouku 150 metrů a kolové síly Q nabíhajícího kola odlehčeného o změnu kolových sil ΔQ . Pro dodržení bezpečnosti proti vykolejení musela být splněna podmínka (45). Tato podmínka platí pro vozidlo s koly o úhlu sklonu okolku 70° a pro velikost součinitele tření 0,36.

$$\frac{Y}{Q} \leq 1,2 \quad (45)$$

Do vztahu (45) byly následně doplněny velikosti vodicí a kolové síly a byla získána velikost poměru Y/Q , viz (46).

$$\frac{Y}{Q} = \frac{21\,200}{17\,914} = 1,18 < 1,2. \quad (46)$$

Dle (46) je zřejmé, že podmínka bezpečnosti proti vykolejení byla splněna.

4 MBS model tramvajové jednotky

Pro tramvaj navrženou v předchozích kapitolách byl vytvořen multibody system simulation (MBS) model v simulačním programu Simpack od společnosti Dassault Systemes. Simpack je MBS simulační program, který umožňuje vytváření modelů komplexních mechanických systémů a následně vyšetřování jejich dynamického chování. Je primárně využíván v automobilovém, železničním a leteckém průmyslu. Více informací o programu Simpack je dostupných na stránkách společnosti Dassault Systemes <https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/simpack/>.



4.1 Popis modelu tramvajové jednotky

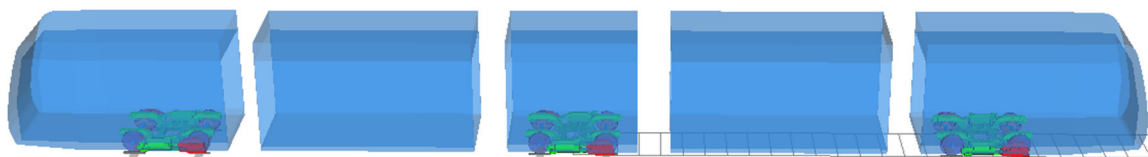
MBS model tramvajové jednotky byl sestaven ze samostatných těles s definovanými hmotovými parametry (Body) a silových prvků (Force Element).

Prvky definované jako samostatná tělesa nesou hmotové vlastnosti modelu. Mají danou hmotnost, momenty setrvačnosti a polohu těžiště, které vychází z geometrie importovaného 3D CAD modelu. Mezi samostatná tělesa modelu tramvajové jednotky patří především skříně jednotlivých článků tramvaje a dále dvojkolí, celek rámu podvozku s trakčními motory, ložiskové komory, nápravové převodovky a tyče torzního stabilizátoru, které jsou součástí submodelu podvozku.

Silové prvky obvykle zajišťují vazby mezi samostatnými tělesy tramvaje. Mezi tyto prvky patří kloubová spojení článků tramvaje, jednotlivé pružiny obou vypružení, závěsky převodovek, tlumiče, příčné a svislé dorazy a táhla torzního stabilizátoru. Silové prvky nemají žádné hmotové parametry, ale místo toho mají definovanou určitou vlastnost jako je například tuhost nebo tlumení. Aby hmotnost těchto prvků zůstala započítána v modelu podvozku, byly hmotnosti jednotlivých silových prvků rozděleny mezi odpovídající samostatná tělesa. Jedná se o totožný postup, jako byl použit při řešení hmotnostní analýzy v kapitole 3.3.1.

V modelu tramvaje byly použity silové prvky dvojího typu, Component (Cmp), které mohou mít definované vlastnosti ve všech třech směrech, a point to point (PtP), které mají dány vlastnosti pouze ve směru mezi dvěma body, které definují jejich polohu, a mají definovanou délku v nezátíženém stavu. Hodnoty parametrů silových prvků v modelu vychází z výpočtů popsaných v předchozích kapitolách, nebo zvoleny na základě odhadu. V modelu jsou silové prvky reprezentovány čtvercovými ikonami s pružinou a tlumičem.

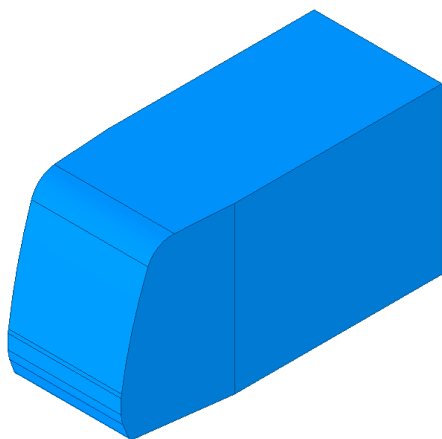
Celkový model tramvajové jednotky je zobrazen na Obr. 43.



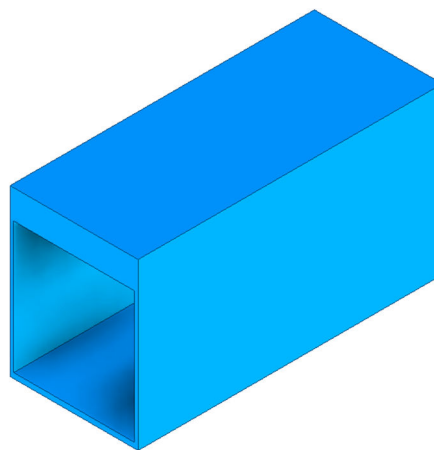
Obr. 43 – Model tramvajové jednotky



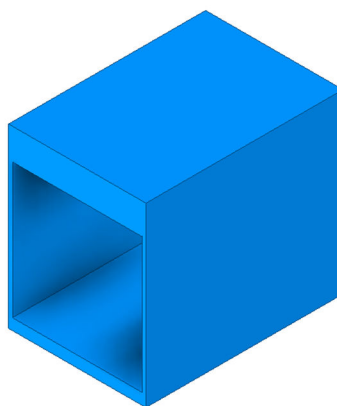
Pro zpřesnění simulací byly CAD modely skříně článků vymodelovány jako duté s rozšířenou horní stěnou modelu tak, aby byl přibližně brán v úvahu skutečný tvar skříně a umístění elektrické výzbroje na střeše vozidla. CAD modely skříně tramvaje jsou zobrazeny na Obr. 44, Obr. 45 a Obr. 46.



Obr. 44 – Geometrie modelu skříně článků I. a V.



Obr. 45 – Geometrie modelu skříně článků II. a IV.



Obr. 46 – Geometrie modelu skříně článku III.

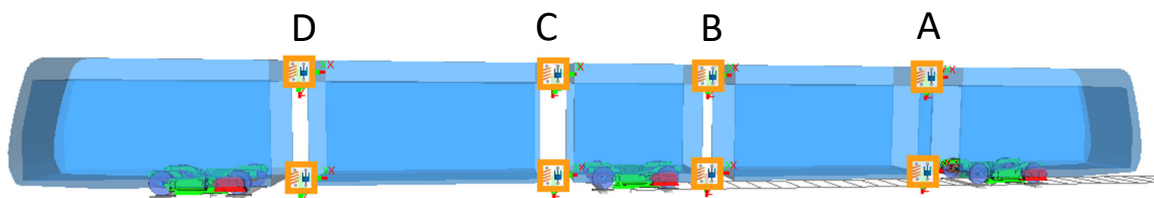
Tělesa modelu tramvajové jednotky a jejich hmotnosti jsou vypsány v Tab. 8.

Těleso	Hmotnost [kg]	Množství [-]
Článek I.	5 186	1
Článek II.	5 239	1
Článek III.	3 598	1
Článek IV.	5 239	1
Článek V.	5 186	1
Submodel podvozku	4 724	3

Tab. 8 – Tělesa modelu tramvajové jednotky



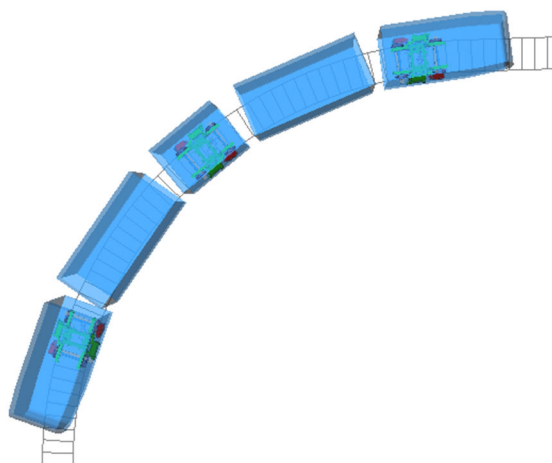
Jednotlivé články tramvaje jsou spojeny takovým způsobem, aby byla tramvaj schopna plynulého provozu na tratích různých poloměrů oblouku, převýšených částí tratě, na zborcené koleji nebo překonání různých typů nerovností koleje. Vzájemná vazba dvou článků je vždy řešena pomocí dolního spojení ve výšce 300 mm nad TK a horního spojení ve výšce 3 100 mm nad TK. Poloha silových prvků článkových spojení je zobrazena na Obr. 47.



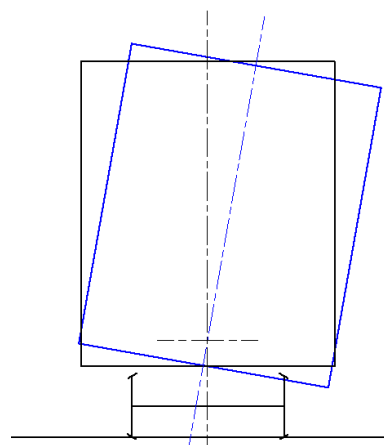
Obr. 47 – Umístění silových prvků článkových spojení tramvaje

Vzhledem k průjezdů vozidla obloukem musí všechna článková spojení umožňovat vzájemné natočení sousedících článků kolem svislé osy, jak je naznačeno na Obr. 48.

Aby bylo vozidlo schopno jízdy na zborcené koleji, musí být umožněno vzájemné natáčení článků tramvaje kolem podélné osy, viz Obr. 49. Osa otáčení se nachází v dolním spojení článků. Horní spojení vymezuje přítomností dorazů maximální vzájemné natočení článků a obsahuje pružné prvky vytvářející vratnou sílu pro návrat článků do původní polohy.



Obr. 48 – Vzájemné natočení článků kolem svislé osy

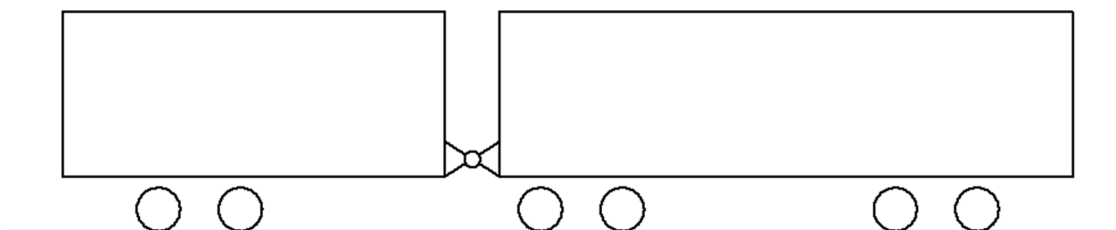


Obr. 49 – Vzájemné natočení článků kolem podélné osy

Aby byla tramvaj schopna plynule překonávat změnu převýšení tratě, je horní článkové spojení C řešeno jako tzv. panhardská tyč. To umožňuje vzájemné natočení článků ve spojení C okolo příčné osy se středem otáčení v dolním článkovém spojení. Tramvajová jednotka se pak vzhledem k natočitelnosti článků kolem příčné osy chová jako



dvoupodvozkové vozidlo, na které je navěšen jednopodvozkový článek. Tato situace je naznačena na schématu Obr. 50.



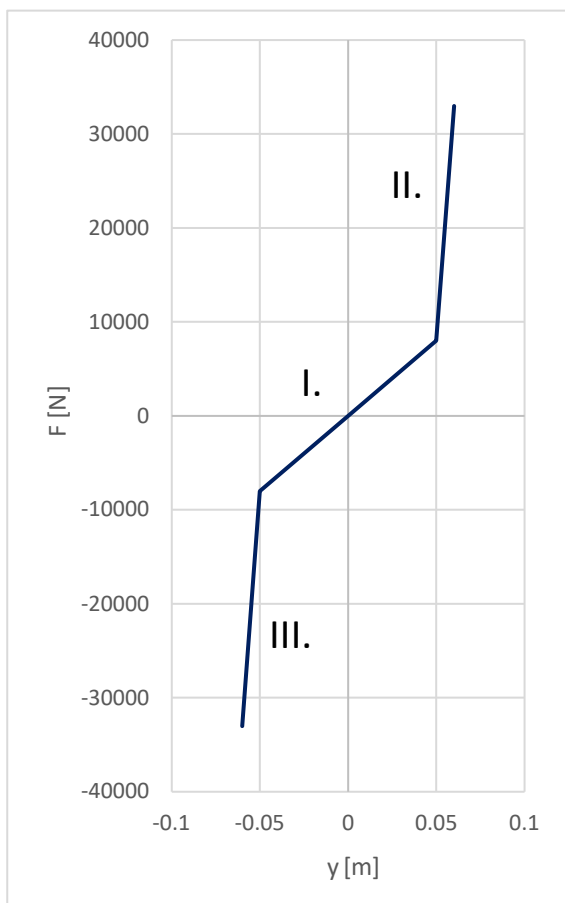
Obr. 50 – Schéma vozidla vzhledem k schopnosti natočení kolem příčné osy

Dolní spojení článků ve výšce 300 mm nad TK je realizováno pomocí sférického kloubu. V modelu bylo spojení řešeno pomocí silových prvků Cmp. Tuhosti silového prvku byly dány velmi vysoké a úhlové tuhosti nulové tak, aby silový prvek umožňoval pouze rotační pohyby. Hodnoty parametrů silového prvku jsou uvedeny v Tab. 9.

Tuhost k_x [N/m]	100 000 000
Tuhost k_y [N/m]	100 000 000
Tuhost k_z [N/m]	100 000 000
Úhlová tuhost k_α [Nm/rad]	0
Úhlová tuhost k_β [Nm/rad]	0
Úhlová tuhost k_γ [Nm/rad]	0

Tab. 9 – Parametry silového prvku spojení článku ve výšce 300 mm nad TK

Horní spojení A, B a D ve výšce 3 100 mm nad TK byla rovněž řešena pomocí silových prvků Cmp. Silové prvky byly definovány tak, aby silový prvek umožňoval otáčení kolem svislé osy vozidla, umožňoval pohyb ve svislém směru a umožňoval částečné natočení kolem podélné osy. Silovému prvku byla proto dána vysoká tuhost v podélném směru, ale nulová tuhost ve směru svislém. V příčném směru byla tuhost dána charakteristikou, viz Graf 1. Sklon části charakteristiky I. udává tuhost spojení článků v příčném směru, která by byla dána pružinami nebo jiným pružným prvkem. Tuhost na části charakteristiky byla zvolena 160 000 N/m. Části charakteristiky II. a III. Udávají tuhosti kovových dorazů, které vymezují maximální vzájemné natočení článků kolem podélné osy. Úhlové tuhosti silového prvku byly dány nulové. Parametry silového prvku jsou vypsány v Tab. 10 a hodnoty charakteristiky tuhosti spojení v příčném směru v Tab. 11.



Graf 1 – Charakteristika silového prvku horního spojení článků

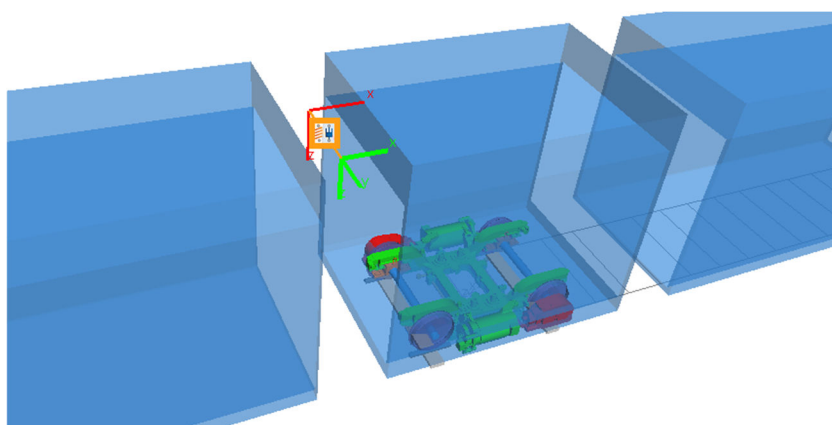
Tuhost k_x [N/m]	10 000 000
Tuhost k_y [N/m]	Viz Graf 1
Tuhost k_z [N/m]	0
Úhlová tuhost k_α [Nm/rad]	0
Úhlová tuhost k_β [Nm/rad]	0
Úhlová tuhost k_γ [Nm/rad]	0

Tab. 10 – Parametry silového prvku spojení článků tramvaje ve výšce 3 100 mm nad TK

Posuv ve směru y [m]	Zatížení silového prvku [N]
-0,06	-33 000
-0,05	-8 000
0	0
0,05	8 000
0,06	33 000
-0,06	-33 000
-0,05	-8 000

Tab. 11 – Tabulka hodnot charakteristiky horního spojení článků

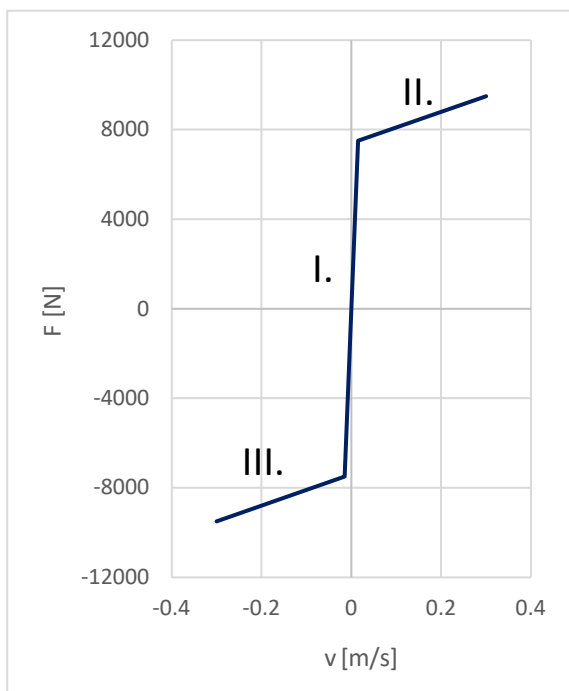
Horní článkové spojení C ve výšce 3 100 mm nad TK je realizováno jako tzv. panhardská tyč. V modelu vozidla bylo článkové spojení simulováno silovým prvkem PtP, viz Obr. 51. Tuhost silového prvku byla dána stejnou charakteristikou, jako byla použita pro silové prvky horních spojení A, B a D, viz Graf 1. Délka silového prvku v nezatíženém stavu byla dána 1 000 mm.



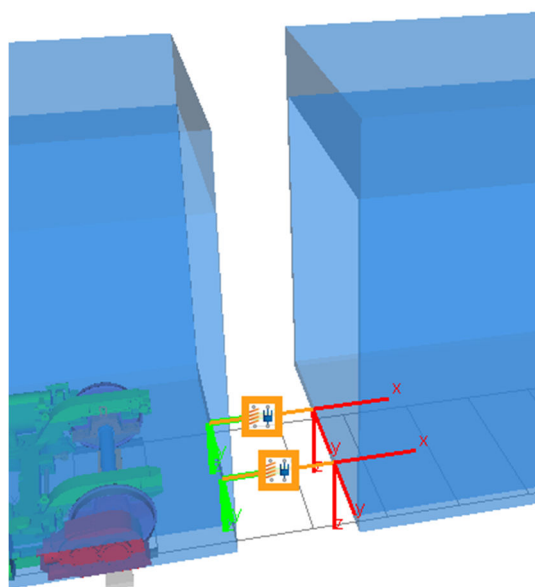
Obr. 51 – Horní článkové spojení C pomocí PtP silového prvku



Model tramvajového vozidla obsahuje mezičláňkové tlumiče pro tlumení vzájemných pohybů čláňků tramvaje. V každém mezičláňkovém spojení jsou umístěny dva tlumiče ve výšce 300 mm nad TK a vzájemnou roztečí 800 mm. Silovému prvku PtP tlumiče byla dána charakteristika, která je zobrazena v Grafu 2. Sklon části charakteristiky I. je dán konstantou tlumení 500 000 Ns/m a sklon části charakteristiky II. a III. je dán konstantou tlumení 7 000 Ns/m. V Tab. 12 jsou vypsány hodnoty důležitých bodů charakteristiky tlumiče. Umístění silových prvků tlumičů v modelu je zobrazeno na Obr. 52.



Graf 2 – Charakteristika mezičláňkového tlumiče



Obr. 52 – Umístění silových prvků mezičláňkových tlumičů v modelu

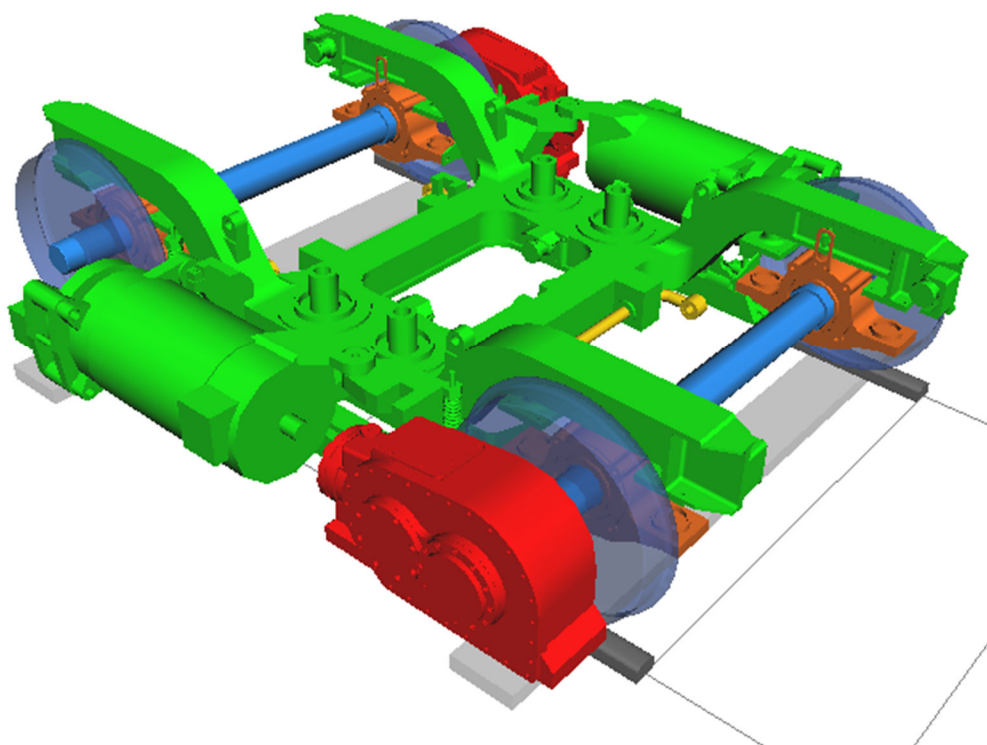
Rychlost [m/s]	Zatížení [N]
-0,3	-9 495
-0,015	-7 500
0	0
0,015	7 500
0,3	9 495

Tab. 12 – Hodnoty charakteristiky mezičláňkového tlumiče



4.2 Model neotočného podvozku

Model neotočného podvozku tramvajové jednotky byl vytvořen jako samostatný model a jako submodel byl následně vložen do celkového modelu tramvaje. Model neotočného podvozku je zobrazen na Obr. 53.



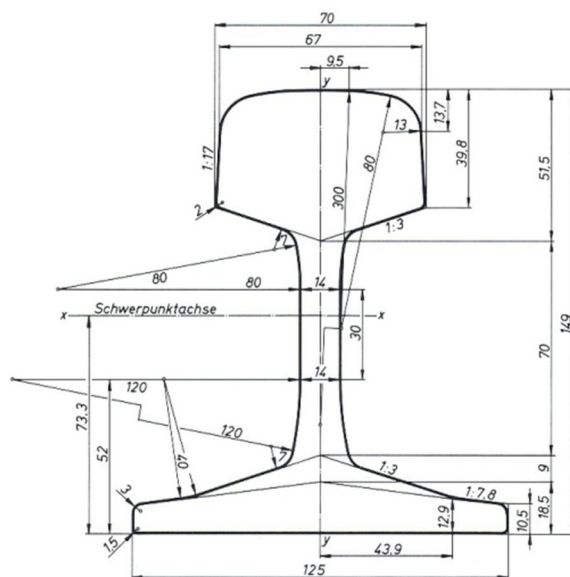
Obr. 53 – Model neotočného podvozku

Jednotlivá tělesa podvozku s jejich hmotnostmi odvozenými z CAD modelu jsou vypsána v Tab. 13.

Položka	Hmotnost [kg]	Množství [-]
Dvojkolí	490	2
Ložisková komora	72	4
Nápravová převodovka	236	2
Tyč torzního stabilizátoru	19	2
Soustava rámu podvozku	2 950	1

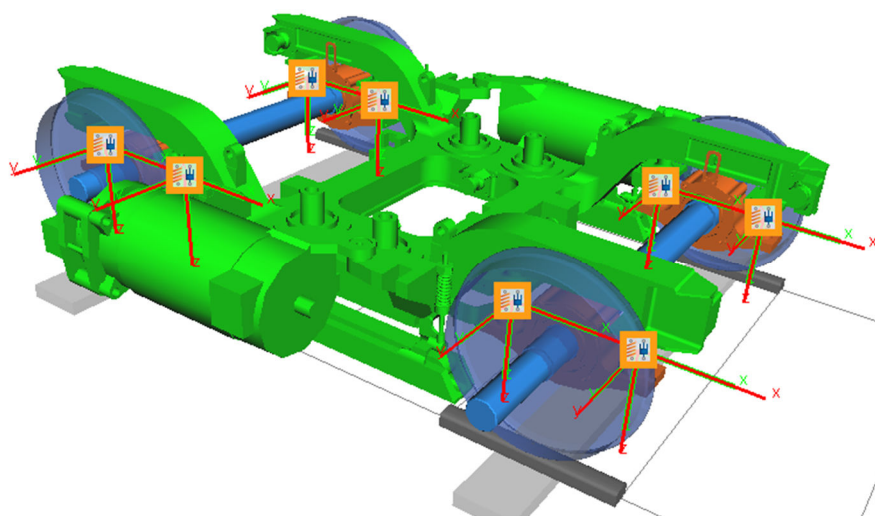
Tab. 13 – Tělesa modelu podvozku

Poloměr kola dvojkolí byl dán 600 mm a byl mu přiřazen profil PR-1, viz Obr. 16 v kapitole 3.2.1.1. Kolejnicí byl dán profil S49, což je profil pro hlavové kolejnice používaný v tramvajové dopravě. Profil kolejnice S49 je zobrazen na Obr. 54.



Obr. 54 – Profil kolejnice S49 [15]

Primární vypružení bylo řešeno pomocí silových prvků Cmp navázaných mezi tělesa ložiskových komor a rámu podvozku, viz Obr. 55. Každá pružina vypružení je řešena jako samostatný silový prvek. Parametry jednoho silového prvku vypružení jsou vypsány v Tab. 14.



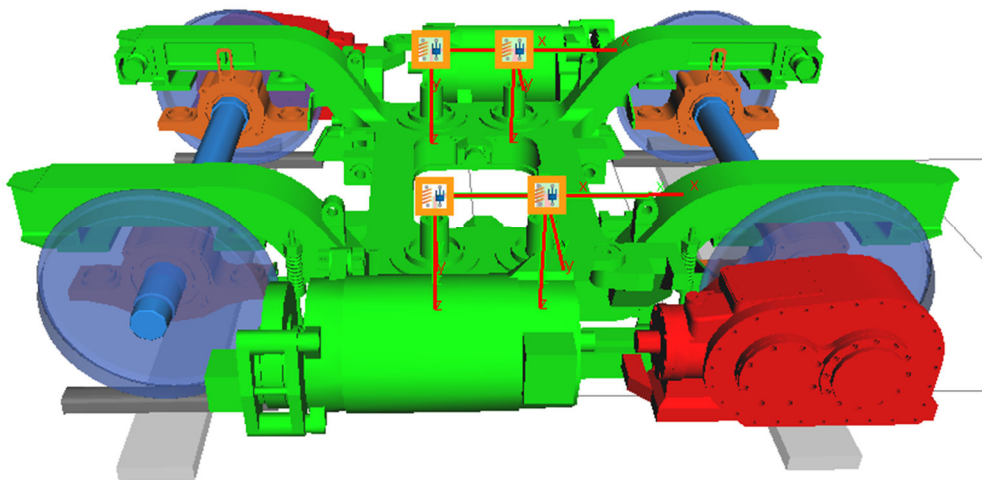
Obr. 55 – Umístění silových prvků primárního vypružení v modelu podvozku

Tuhost k_x [N/m]	7 500 000
Tuhost k_y [N/m]	2 250 000
Tuhost k_z [N/m]	903 239

Tab. 14 – Parametry silového prvku primárního vypružení



Sekundární vypružení bylo řešeno analogicky jako vypružení primární. Poloha silových prvků sekundárního vypružení je zobrazena na Obr. 56. V Tab. 15 jsou vypsány parametry jednoho silového prvku vypružení.



Obr. 56 – Silové prvky sekundárního vypružení v modelu podvozku

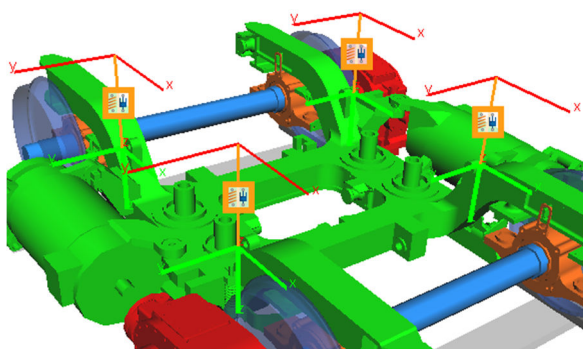
Tuhost v podélném směru k_x [N/m]	298 000
Tuhost v příčném směru k_y [N/m]	298 000
Tuhost ve svislém směru k_z [N/m]	316 926

Tab. 15 – Parametry silového prvku sekundárního vypružení

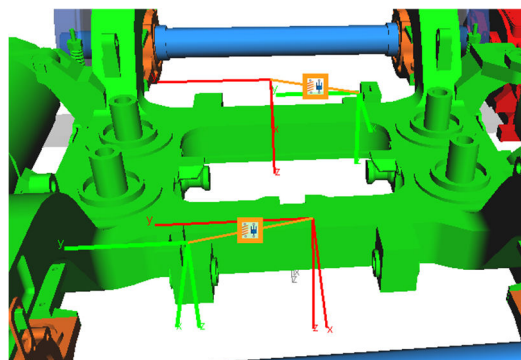
Protože v modelu podvozku není přítomna skříň, byly silové prvky sekundárního vypružení navázány na tzv. „Dummy“ těleso. To slouží v modelu podvozku jako náhrada rozhraní podvozku a skříně tramvaje a jsou na něj navázány všechny prvky podvozku, které mají vazbu na skříň vozidla. „Dummy“ těleso nemá v modelu podvozku grafickou vizualizaci, byla mu dána velmi malá hmotnost a malé momenty setrvačnosti takové, aby byly vzhledem k ostatním hmotám podvozku a skříně zanedbatelné.

Tlumiče sekundárního vypružení byly vytvořeny jako samostatné PtP silové prvky. Umístění silových prvků svislých tlumičů je zobrazeno na Obr. 57 a příčných tlumičů na Obr. 58. Svislé i příčné tlumiče mají lineární charakteristiku s konstantou tlumení jednoho silového prvku tlumiče 20 000 Ns/m.

Svislá tuhost primárního i sekundárního vypružení vychází z výpočtů v kapitole 3.3.2. Zbytek parametrů vypružení a tlumičů byl zvolen odhadem.

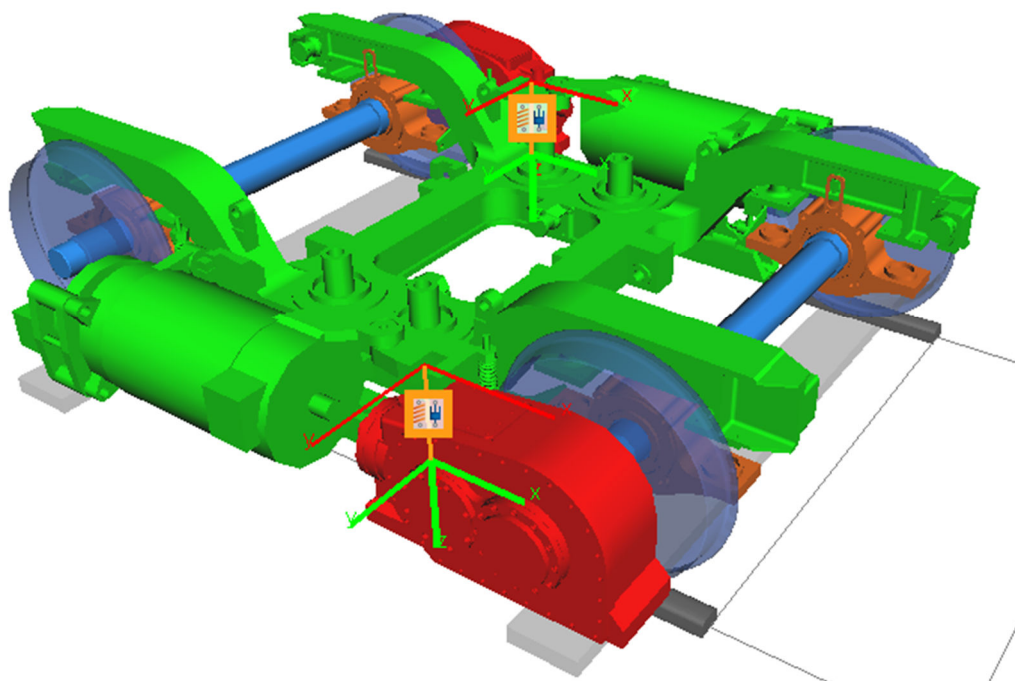


Obr. 57 – Svislé tlumiče v modelu podvozku



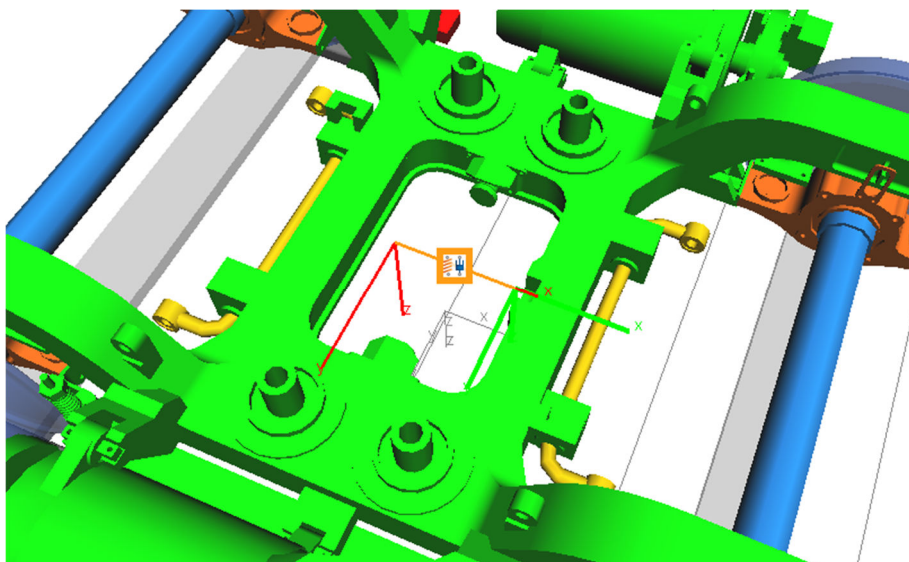
Obr. 58 – Příčné tlumiče v modelu podvozku

Závěsky převodovek byly řešeny jako silové prvky PtP. Jejich umístění je zobrazeno na Obr. 59. Silový prvek závěsky má danou tuhost $206,3 \cdot 10^6$ N/m, která byla spočtena na základě znalosti průřezových parametrů závěsky získaných z CAD modelu podvozku a modulu pružnosti oceli.



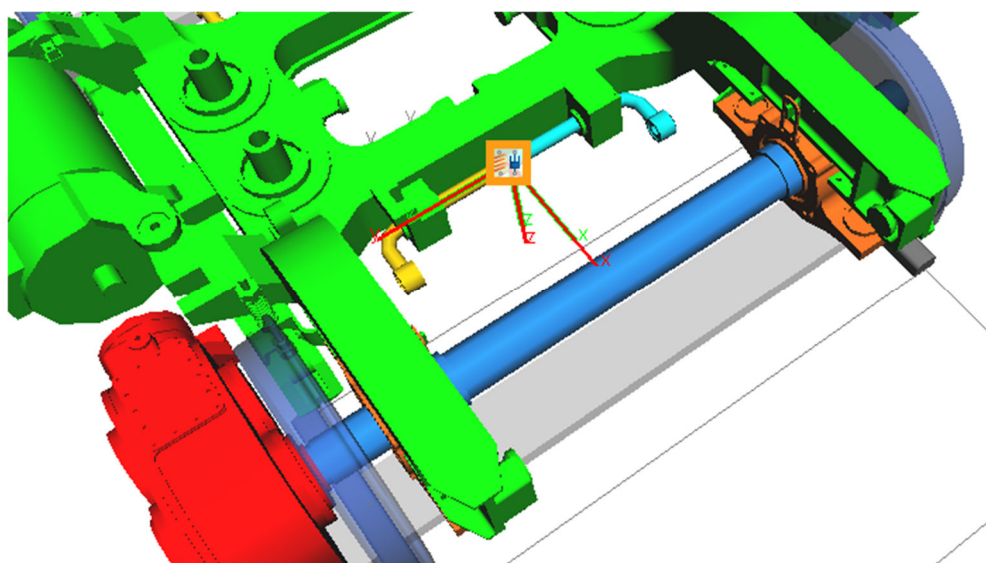
Obr. 59 – Model podvozku s nápravovou převodovkou a závěskami

Tažná a tlačná tyč podvozku byla rovněž řešena prostřednictvím PtP silového prvku podobně jako závěsky převodovek. Silový prvek je v modelu zobrazen na Obr. 60. Silovému prvku tyče byla dána tuhost $245 \cdot 10^7$ N/m, jejíž velikost opět vychází z průřezových parametrů vycházejících z CAD modelu tyče a materiálových vlastností oceli.



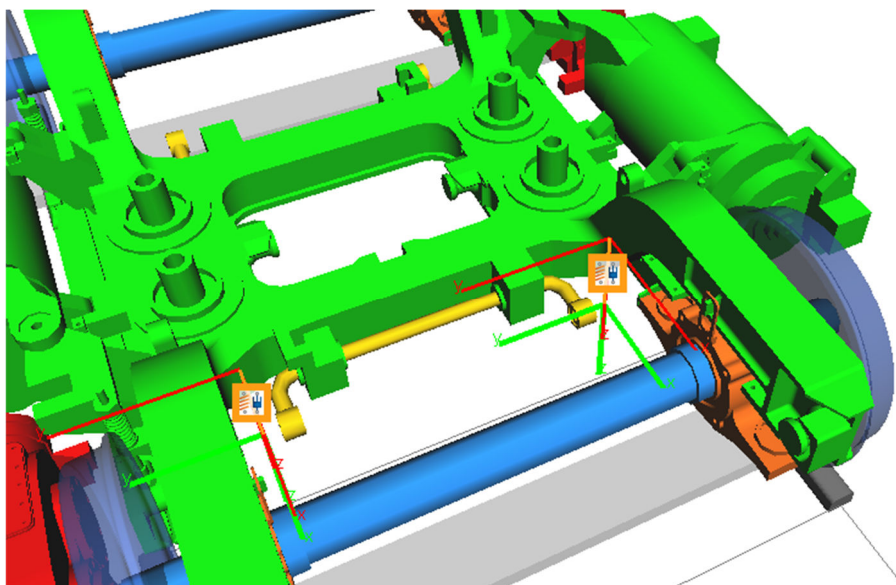
Obr. 60 – Silový prvek tažné a tlačné tyče v modelu

Torzní stabilizátory byly řešeny jako kombinace těles a silových prvků. Tyč torzního stabilizátoru byla sestavena ze dvou samostatných těles, které jsou spojeny silovým prvkem typu Cmp viz Obr. 61. Silový prvek udává torzní tuhost zkrutné tyče stabilizátoru. Velikost torzní tuhosti silového prvku je $780\,000\text{ Nm/rad}$.



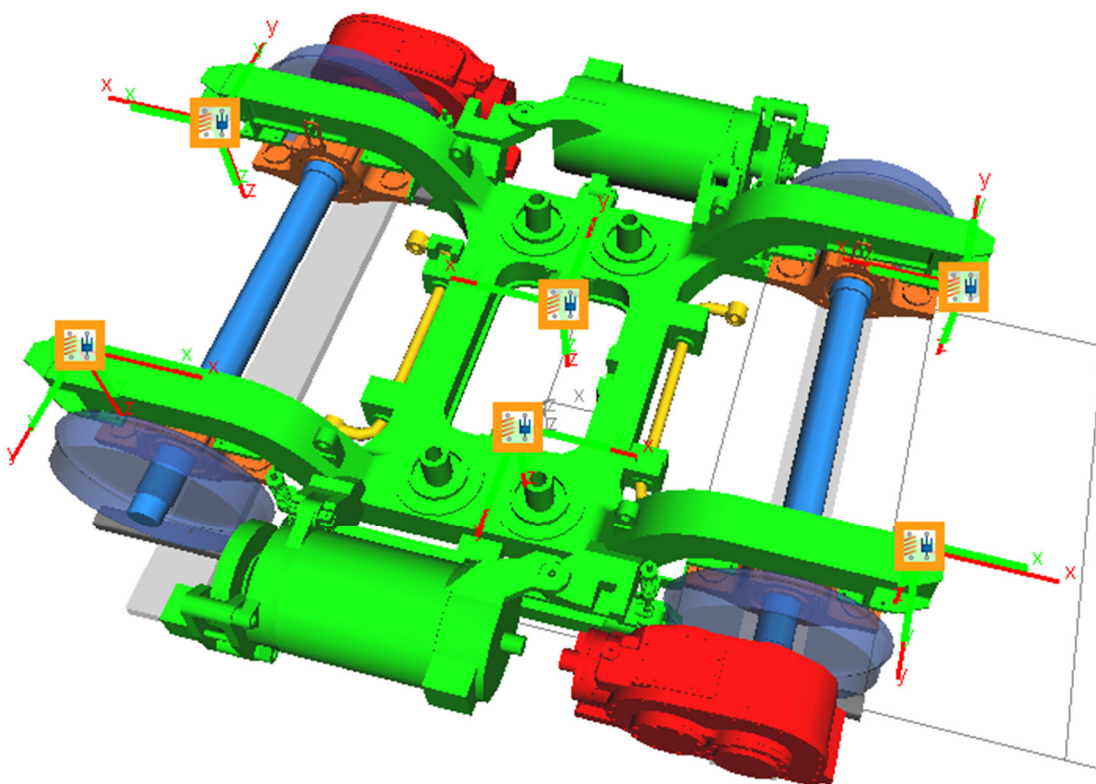
Obr. 61 – Silový prvek zkrutné tyče torzního stabilizátoru

Táhla torzního stabilizátoru, kterými je torzní stabilizátor navázán na skříň vozidla, byla řešena pomocí silových prvků PtP viz Obr. 62 o tuhosti $2\,474 \cdot 10^6\text{ N/m}$. Tuhost táhel byla vypočtena totožným způsobem jako u tuhostí závěsek převodovky.



Obr. 62 – Model torzního stabilizátoru

Příčné dorazy vzájemných pohybů podvozku a skříně tramvaje byly řešeny pomocí silových prvků Cmp. Polohy silových prvků dorazů jsou zobrazeny na Obr. 63.



Obr. 63 – Poloha silových prvků příčných dorazů

Tuhost silových prvků příčných dorazů je dána lineární lomenou charakteristikou. Dorazy ve střední části podvozku vymezují příčnou výchylku polohy skříně vozidla vůči podvozku. Charakteristika tuhosti silového prvku dorazu je zobrazena na Grafu 3. Osa x



představuje příčný posuv skříně vůči podvozku a osa y zatížení silového prvku. Křivka charakteristiky se skládá ze tří částí.

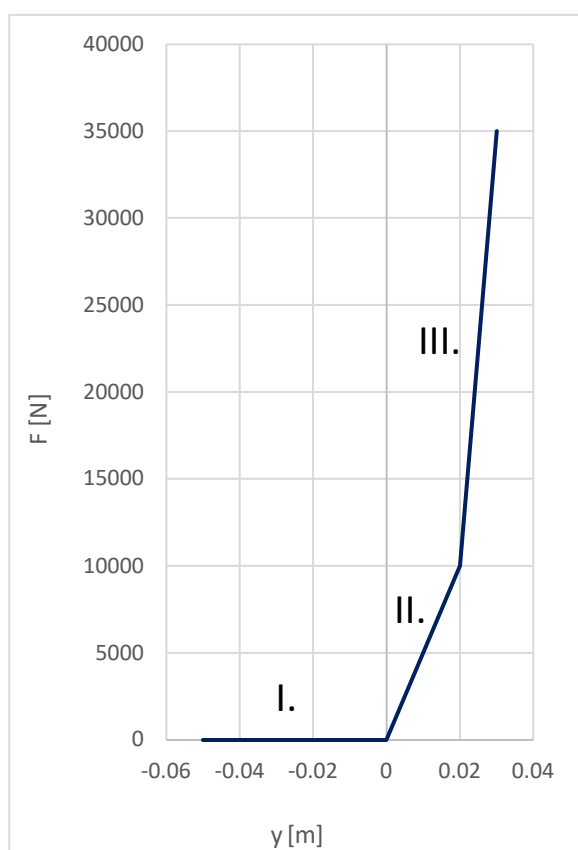
Část křivky I. představuje situaci, kdy je mezi dorazem na podvozku a skříní vozu vůle, takže na doraz nepůsobí žádné zatížení.

Část křivky II. představuje situaci, kdy jsou příčné vůle vyčerpány a dojde ke stlačování pryžové části příčného dorazu. Sklon křivky je dán tuhostí pryžového dorazu $k_{\text{pryž}} = 500\,000 \text{ N/m}$. Velikost dovoleného stlačení pryže je 20 mm.

Část křivky III. představuje situaci, kdy je vyčerpán zdvih pryžové části dorazu a do účinku se dostane kovová část dorazu.

Počáteční vůle mezi dorazem na podvozku a na skříní, je dána příčným odsazením bodů (markerů), které definují umístění silových prvků na podvozku a skříní. Počáteční vůle dorazu byla dána 5 mm.

V Tab. 16 jsou vypsány důležité body charakteristiky.



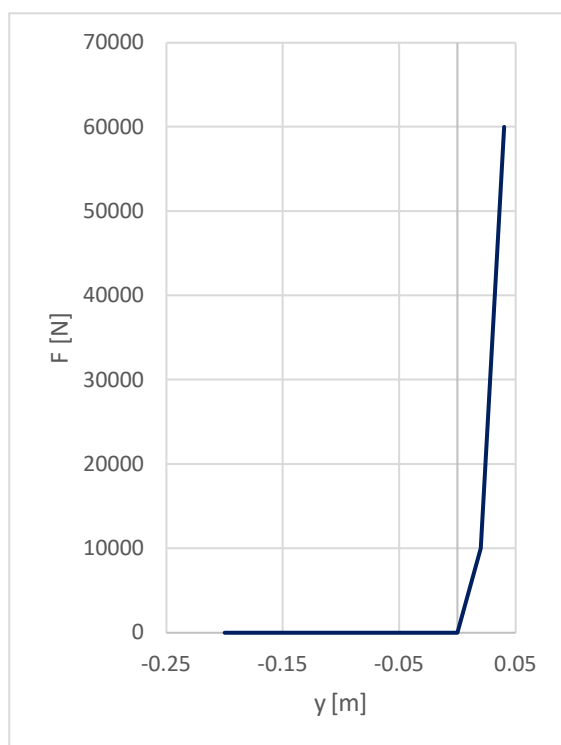
Posuv ve směru y [m]	Zatížení [N]
-0,05	0
0	0
0,02	10 000
0,03	35 000

Tab. 16 – Tabulka hodnot charakteristiky zatížení příčného dorazu

Graf 3 – Charakteristika dorazu příčných výchylek skříně vůči podvozku



Účelem příčných dorazů na krajních částech rámu je vymezení maximální natočitelnosti skříně vůči podvozku. Příčná tuhost silového prvku dorazu byla řešena pomocí lomené charakteristiky totožným způsobem jako u dorazů příčných pohybů, viz Graf 4. Důležité hodnoty charakteristiky jsou uvedeny v Tab. 17.

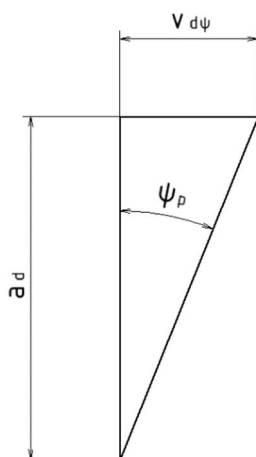


Posuv ve směru y [m]	Zatížení [N]
-0,2	0
0	0
0,02	10 000
0,04	60 000

Tab. 17 – Tabulka hodnot charakteristiky dorazu natočení skříně vůči podvozku

Graf 4 – Charakteristika dorazu natočení skříně vůči podvozku

Rozdílem dorazu natočení skříně vůči podvozku vůči dorazu příčných výchylek jsou větší rozsah nezatížené části charakteristiky a větší počáteční vůle před dorazem. Počáteční vůle byla určena na základě výpočtu celkového zdvihu dorazu při vyčerpání počáteční vůle i zdvihu pryžové části dorazu dle rovnice (47). Uvažováno bylo požadované maximální natočení skříně vůči podvozku $\psi_p = 1,8^\circ$ a podélná vzdálenost dorazu od osy otáčení podvozku $a_d = 1\,228$ mm. Na Obr. 64 je graficky znázorněna závislost celkového zdvihu dorazu $v_{d\psi}$ na natočení podvozku.

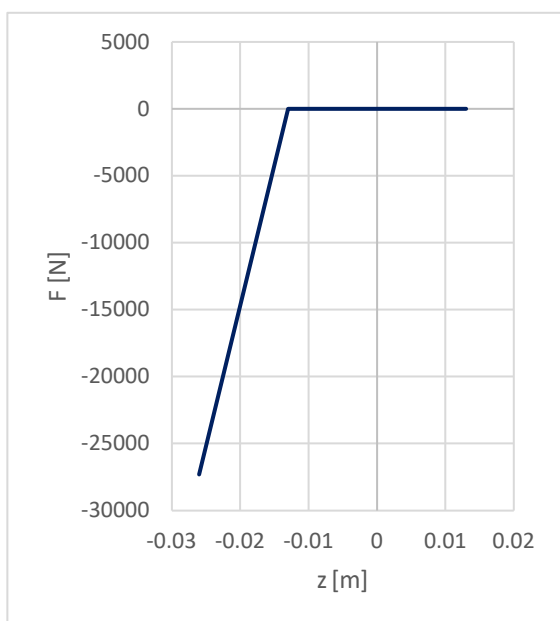


Obr. 64 – Závislost celkového zdvihu příčného dorazu na úhlu natočení skříně vůči podvozku

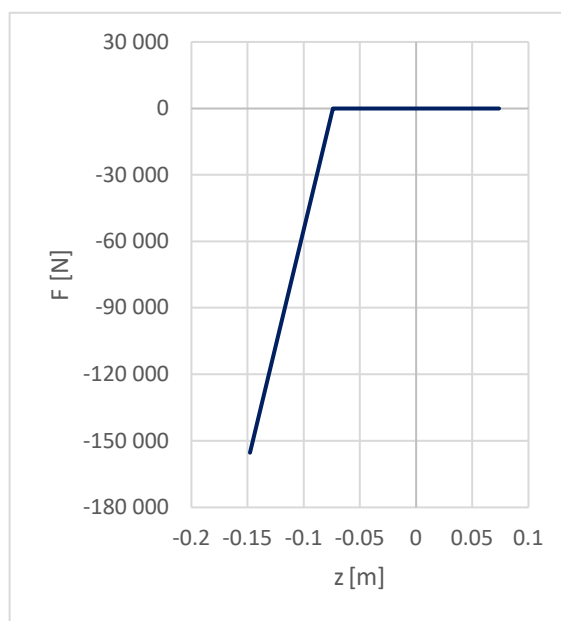
$$v_{d\psi} = a_d \cdot \operatorname{tg}^{-1}(\psi_p) = 1\,228 \cdot \operatorname{tg}^{-1}(1,8^\circ) = 38,59 \text{ mm} \quad (47)$$

Na základě výpočtu pak byl zvolen zdvih pryžové části dorazu 20 mm a počáteční vůle 18 mm.

Silové prvky svislých dorazů primárního a sekundárního vypružení byly vytvořeny na stejném principu jako silové prvky příčných dorazů. Rozdílem je, že charakteristika dorazů vypružení se skládá pouze z části bez zatížení a části účinku kovového dorazu. Charakteristiky tuhosti silových prvků jsou zobrazeny na Grafu 5 a Grafu 6. V Tab. 18 a Tab. 19 jsou vypsány důležité hodnoty charakteristik odpovídajícího dorazu.



Graf 5 – Charakteristika svislého dorazu primárního vypružení



Graf 6 – Charakteristika svislého dorazu sekundárního vypružení



Posuv ve směru z [m]	Zatížení [N]
-0,026	-27 300
-0,013	0
0	0
0,013	0

Tab. 18 – Tabulka hodnot charakteristiky svislého dorazu primárního vypružení

Posuv ve směru z [m]	Zatížení [N]
-0,148	-155 400
-0,074	0
0	0
0,074	0

Tab. 19 – Tabulka hodnot charakteristiky svislého dorazu sekundárního vypružení

4.2.1 Simulace užitečného zatížení v modelu tramvaje

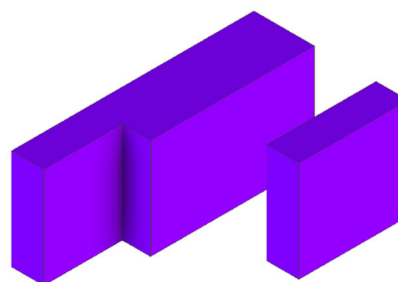
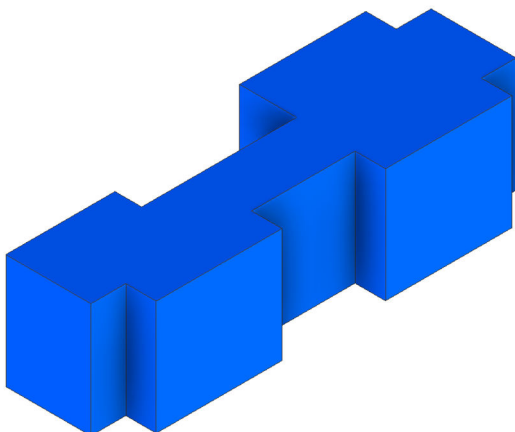
Užitečné zatížení tramvajové jednotky cestujícími bylo v modelu simulováno vložením přidavných těles do modelu tramvaje. V každém článku se nachází jedno těleso zastupující sedící cestující a jedno těleso zastupující stojící cestující. Maximální hmotnost těchto těles vychází z počtu míst pro sezení v odpovídajícím článku tramvaje a z plochy pro stání stanovené z výkresu při uvažování hustoty stojících cestujících 8 os/m² a hmotnosti jednoho cestujícího 70 kg. Maximální užitečná zatížení od stojících a sedících cestujících připadající na jednotlivé články tramvaje jsou vypsána v Tab. 20.

Číslo článku tramvaje	Hmotnost stojících cestujících [kg]	Hmotnost sedících cestujících [kg]
I.	2248	700
II.	6037	630
III.	2072	560
IV.	5314	840
V.	2646	1050

Tab. 20 – Rozložení užitečného zatížení mezi články tramvajové jednotky



Míru užitečného zatížení lze v modelu změnou parametru libovolně nastavovat. Při většině simulací bylo uvažováno 100 % zatížení od sedících cestujících a 50 % zatížení od stojících cestujících. Na Obr. 65 a Obr. 66 jsou zobrazeny modely těles zastupující užitečné zatížení článku II. Půdorysy těles vycházejí z typového výkresu. Výška tělesa stojících cestujících byla dána 1 800 mm a výška tělesa sedících cestujících 1 500 mm. Na Obr. 67 a Obr. 68 jsou všechna tělesa užitečných zatížení uspořádaná v modelu tramvaje.

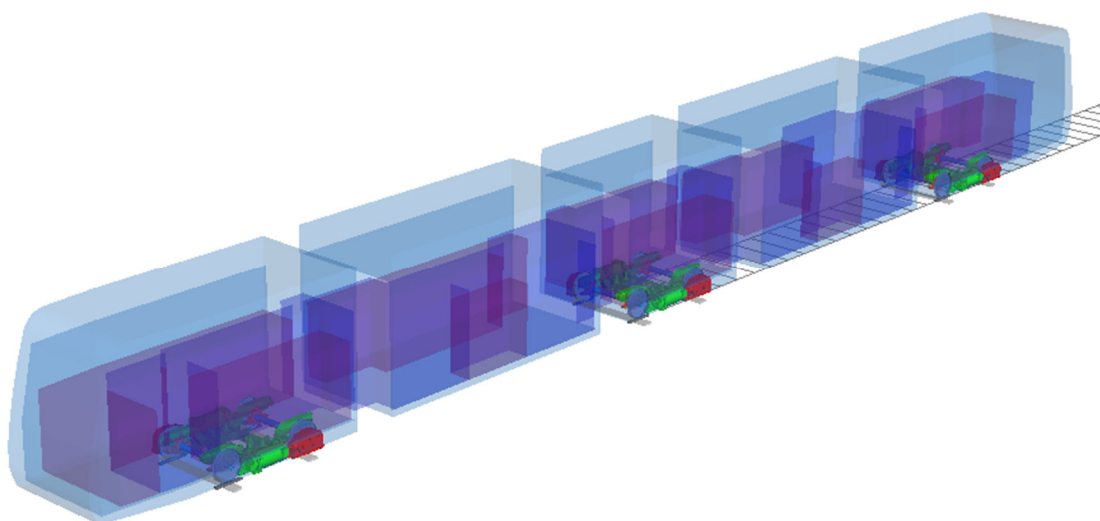


Obr. 66 – Náhradní těleso užitečného zatížení od sedících cestujících v článku II.

Obr. 65 – Náhradní těleso užitečného zatížení od stojících cestujících v článku II.



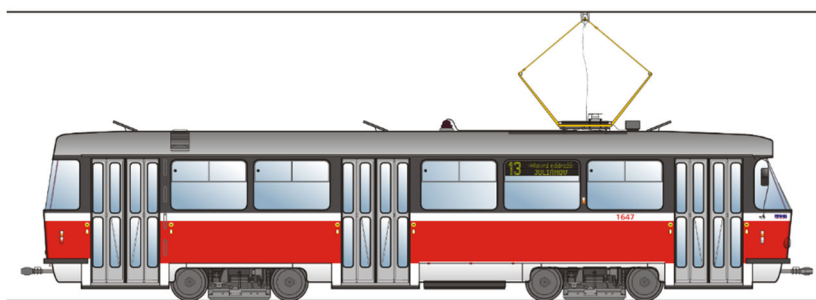
Obr. 67 – Tělesa užitečných zatížení v modelu tramvajové jednotky. Modrá – stojící cestující, fialová – sedící cestující. Modely skříně jsou skryty.



Obr. 68 – Kompletní model tramvajové jednotky s tělesy užitečného zatížení

5 Model tramvaje s otočnými podvozky

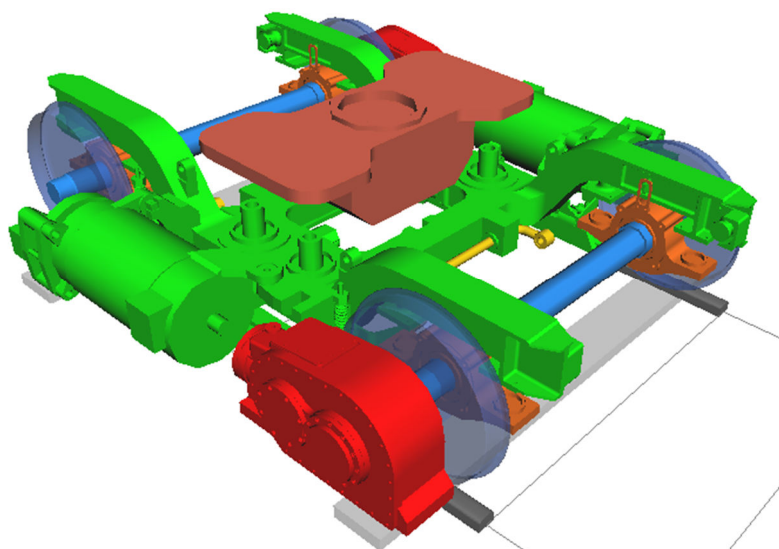
Pro možnost porovnání výsledků simulace tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky s jiným používaným typem tramvajového vozidla byl vytvořen model čtyřnápravové tramvaje s otočnými podvozky. Typově se tato tramvaj podobá například tramvaji Tatra T3, viz Obr. 69, nebo tramvaji Tatra T6A5.



Obr. 69 – Tramvaj Tatra T3 [16]

Model tramvaje byl vytvořen tak, aby měla tramvaj s otočnými podvozky stejné vlastnosti jako tramvaj s neotočnými podvozky a jediným rozdílem mezi oběma tramvajemi byla pouze otočnost podvozků.

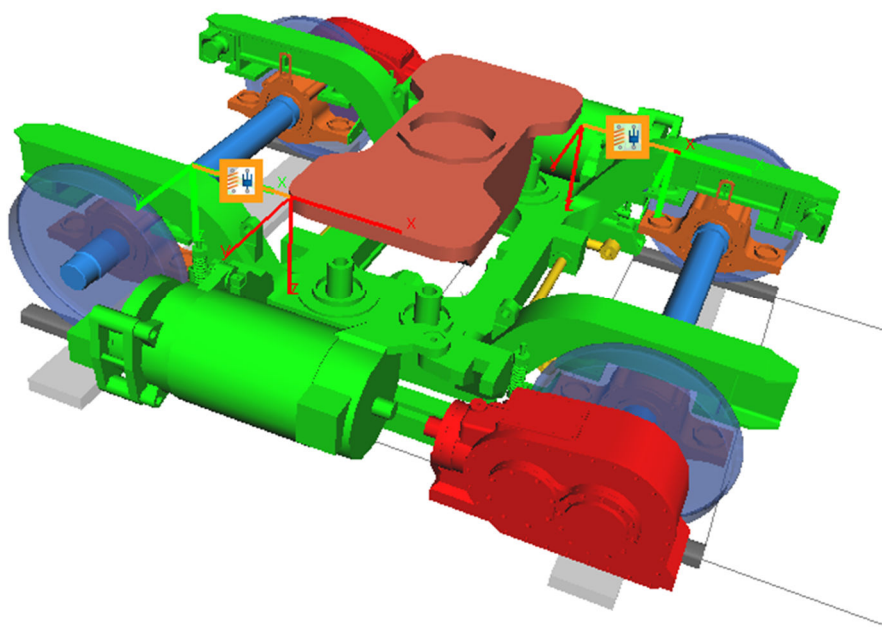
Model tramvaje s otočnými podvozky se skládá ze dvou otočných podvozků a celistvé skříně. Model otočných podvozků vychází z modelu neotočných podvozků popsaných v kapitole 4.2. Původní model neotočného podvozku byl doplněn o těleso kolébky, viz Obr. 70.



Obr. 70 – Model otočného podvozku

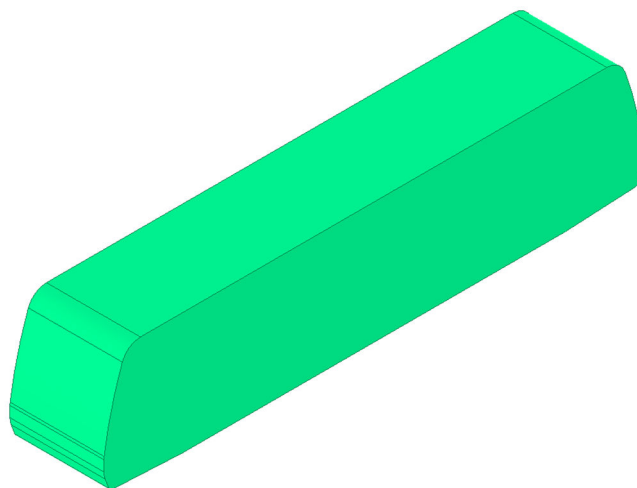


Na těleso kolébky jsou napojeny silové prvky sekundárního vypružení, svislých a příčných tlumičů, táhla torzních stabilizátorů dorazy příčných výchylek skříně vůči podvozku. Přenos podélných sil z rámu podvozku na kolébku je zajištěn dvěma paralelními táhly vytvořenými jako silové prvky. Poloha táhel v modelu je zobrazena na Obr. 71. Těleso kolébky je rotační vazbou napojeno na skříň tramvaje, čímž je zajištěna otočnost podvozku.



Obr. 71 – Táhla přenášející podélné síly z podvozku na kolébku

Vzdálenost otočných čepů tramvaje byla dána 6 400 mm a délka skříně 16 000 mm. Šířkové a výškové rozměry skříně vychází z rozměrů navrhovaných pro skříň tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky. CAD model skříně tramvaje je zobrazen na Obr. 72.

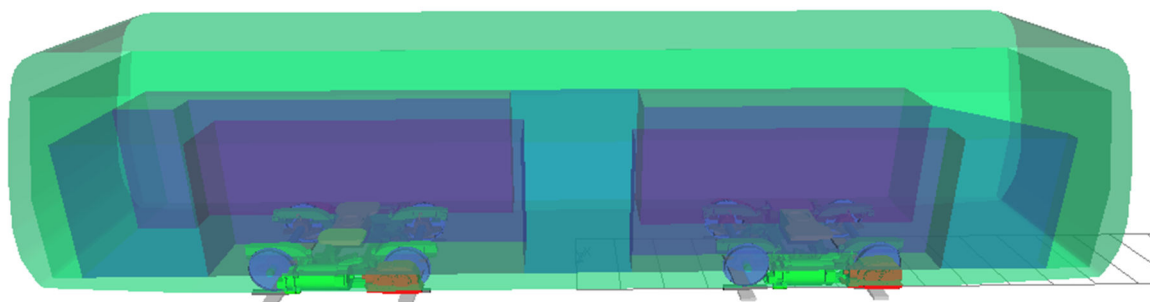


Obr. 72 – CAD model skříně tramvaje s otočnými podvozky



Model byl také doplněn o tělesa zastupující užitečné zatížení od stojících a sedících cestujících. Hmotnost upravených otočných podvozků, skříně a užitečné zatížení byly zvoleny tak, aby svislé kolové síly od těchto zatížení byly stejné jako u modelu tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky.

Celkový model tramvaje s otočným podvozky je zobrazen na Obr. 73.



Obr. 73 – Model tramvaje s otočnými podvozky



6 Kontrolní simulace modelu tramvajové jednotky

Na hotovém modelu tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky byly v programu Simpack provedeny kontrolní simulace pro ověření základních vlastností modelu tramvaje.

6.1 Vlastní frekvence modelu tramvajové jednotky

Byly vypočteny vlastní frekvence modelu tramvajové jednotky v prázdném a plně zatíženém stavu. Sledovány byly vlastní frekvence svislých souběžných a protiběžných kmitů vozidla. Výsledky byly porovnány s hodnotami vlastních frekvencí vypočtených při uvažování dvou hmotového modelu v kapitole 3.3.3 viz Tab. 21.

	Model Simpack		Dvou hmotový model	
	f_{z1} [Hz]	f_{z2} [Hz]	f_{z1} [Hz]	f_{z2} [Hz]
Ložení vozu				
Prázdný vůz	1,78	7,80	1,82	8,55
Plně obsazený vůz	1,37	8,06	1,32	8,53

Tab. 21 – Vlastní frekvence modelu

Z výsledků výpočtu lze pozorovat, že hodnoty vlastních frekvencí vypočtených z dvou hmotového modelu přibližně odpovídají hodnotám vlastních frekvencí modelu tramvajové jednotky.

6.2 Svislé kolové síly modelu tramvajové jednotky

Model tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky byl podroben simulacím jízdy na přímé trati za účelem zjištění svislých kolových sil. Simulace byla provedena při prázdném a plně zatíženém stavu vozidla. Hodnoty svislých kolových sil zjištěných ze simulace jsou vypsány v Tab. 22.

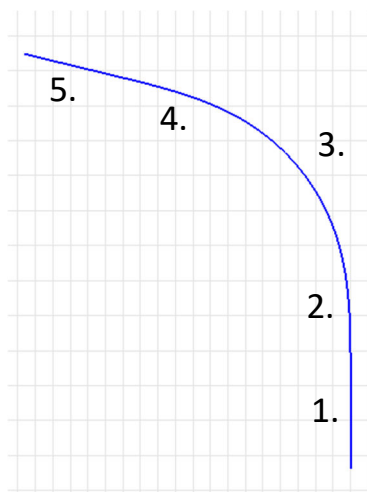


		Svislé kolové síly Q [kN]			
		Prázdné vozidlo		Plně obsazené vozidlo	
Podvozek	Dvojkolí	Levé kolo	Pravé kolo	Levé kolo	Pravé kolo
1.	Přední	29,7	31,8	42,1	47,2
	Zadní	31,9	29,8	43,9	44,8
2.	Přední	32,0	34,1	56,2	66,2
	Zadní	34,2	32,1	57,0	59,8
3.	Přední	29,8	31,9	43,6	48,7
	Zadní	31,8	29,7	44,9	45,8

Tab. 22 – Svislé kolové síly tramvaje s neotočnými podvozky

6.3 Simulace jízdy obloukem o poloměru 150 metrů

Na modelu tramvajové jednotky s nesenými články a neotočnými podvozky byla provedena simulace jízdy nepřevýšeným obloukem o poloměru 150 metrů. Simulace byla provedena na modelu ve stavu prázdného vozidla při rychlosti jízdy 10 km/h se součinitelem tření v kontaktu kolo kolejnice 0,36. Tvar zkušební tratě je na Obr. 74. V Tab. 23 jsou uvedeny parametry tratě.



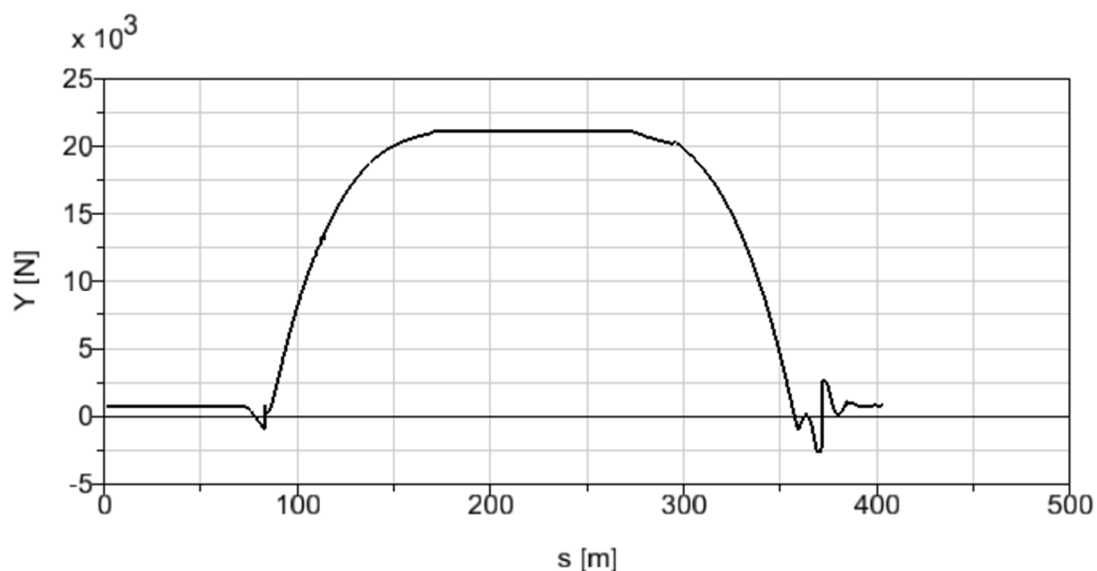
Obr. 74 – Zkušební tvar simulace průjezdu obloukem o poloměru 150 metrů



Číslo úseku	Typ úseku	Délka úseku [m]	Poloměr oblouku [m]
1.	Přímá trať	70	
2.	Přechodnice	100	
3.	Oblouk	100	150
4.	Přechodnice	100	
5.	Přímá trať	70	

Tab. 23 – Parametry zkušební tratě průjezdu obloukem o poloměru 150 metrů

Nejvyšší kvazistatická vodící síla byla zjištěna na prostředním podvozku na pravém kole prvního dvojkolí. Hodnota vodící síly byla zjištěna $Y = 21,2$ kN. Průběh vodící síly je zobrazen na Grafu 7. Výsledek této simulace byl použit při stanovení bezpečnosti proti vykolejení tramvajové jednotky v kapitole 3.3.7 a 3.3.8.



Graf 7 – Průběh vodící síly při průjezdu obloukem o poloměru 150 metrů



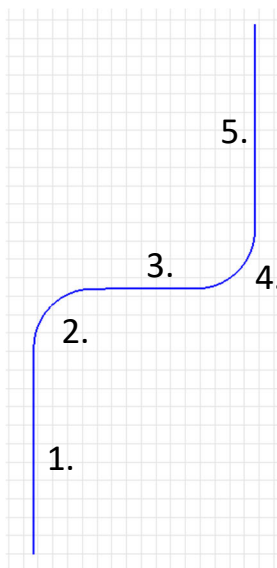
7 Simulace jízdy modelu tramvaje v oblouku o poloměru 20 metrů

Na modelech obou typů tramvají byla simulována jízda na trati s oblouky o poloměru 20 metrů. Tento poloměr byl zvolen proto, že je to nejmenší poloměr oblouku tramvajových tratí v Praze. Nejčastěji se tato velikost poloměru oblouku vyskytuje na tramvajových křižovatkách.

Cílem simulace bylo určit průběhy vodicích sil a indexu opotřebení na kolech tramvají s neotočnými i otočnými podvozky a provést jejich porovnání u obou typů tramvají.

7.1 Podmínky simulace

Tvar zkušební tratě pro simulace jízdy tramvajové jednotky v oblouku je zobrazen na Obr. 75. Trať se skládá z přímé části sloužící k dosažení ustálené polohy tramvaje po spuštění simulace, pravotočivého oblouku o poloměru 20 metrů s úhlem oblouku 90° přímé části trati o délce přibližně odpovídající délce tramvaje, levotočivého oblouku o poloměru 20 metrů s úhlem oblouku 90° a přímé části sloužící pro zajištění výjezdu celého vozidla z oblouku. Parametry jednotlivých úseků tratě jsou vypsány v Tab. 24.



Obr. 75 – Zkušební trať pro měření vodicích sil v oblouku o poloměru 20 metrů



Číslo úseku	Typ úseku	Délka úseku [m]	Poloměr oblouku [m]
1.	Přímá trať	70	
2.	Oblouk	31,4	20
3.	Přímá trať	35	
4.	Oblouk	31,4	20
5.	Přímá trať	70	

Tab. 24 – Parametry zkušební tratě

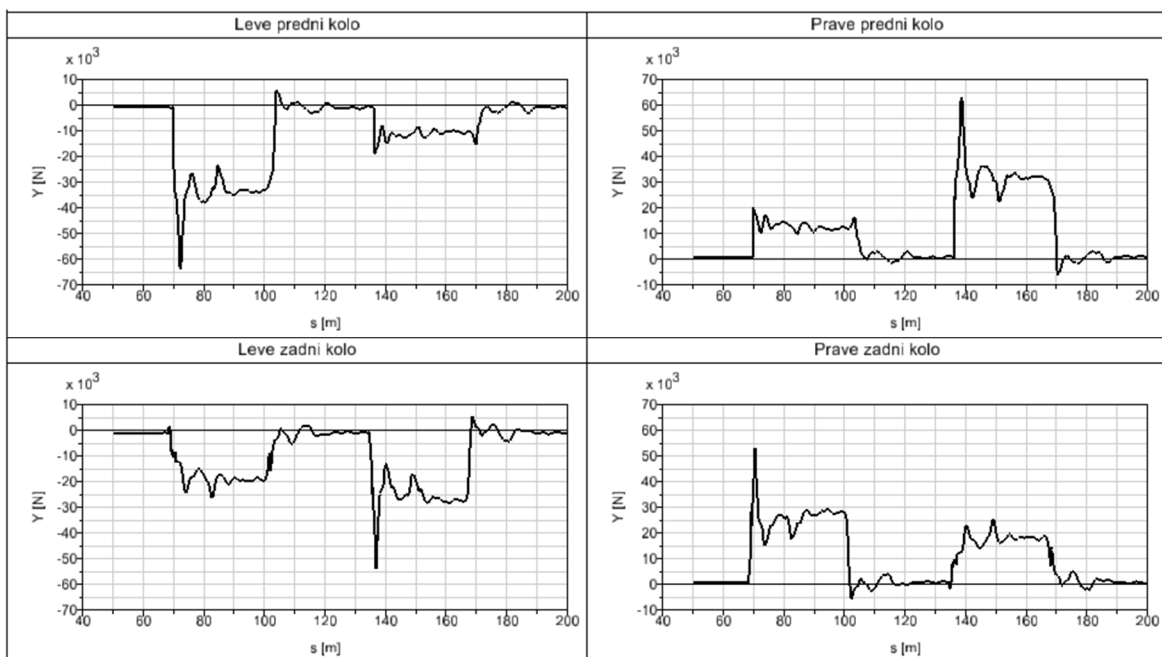
Dva oblouky opačných směrů byly do zkušební tratě zařazeny z důvodu nesymetrického užitečného zatížení tramvají, aby byly získány co nejkompletnější výsledky simulace.

Pro simulaci bylo uvažováno užitečné zatížení při 100 % obsazení sedícími cestujícími a 50 % obsazení stojícími cestujícími. Rychlost vozidla byla vypočtena na základě uvažování nevyrovnaného příčného zrychlení $a = 1 \text{ m/s}^2$ a poloměru oblouku $R = 20$ metrů dle vztahu (48)

$$v = \sqrt{a \cdot R} = \sqrt{1 \cdot 20} = 4,47 \text{ m/s} = 16,10 \text{ km/h.} \quad (48)$$

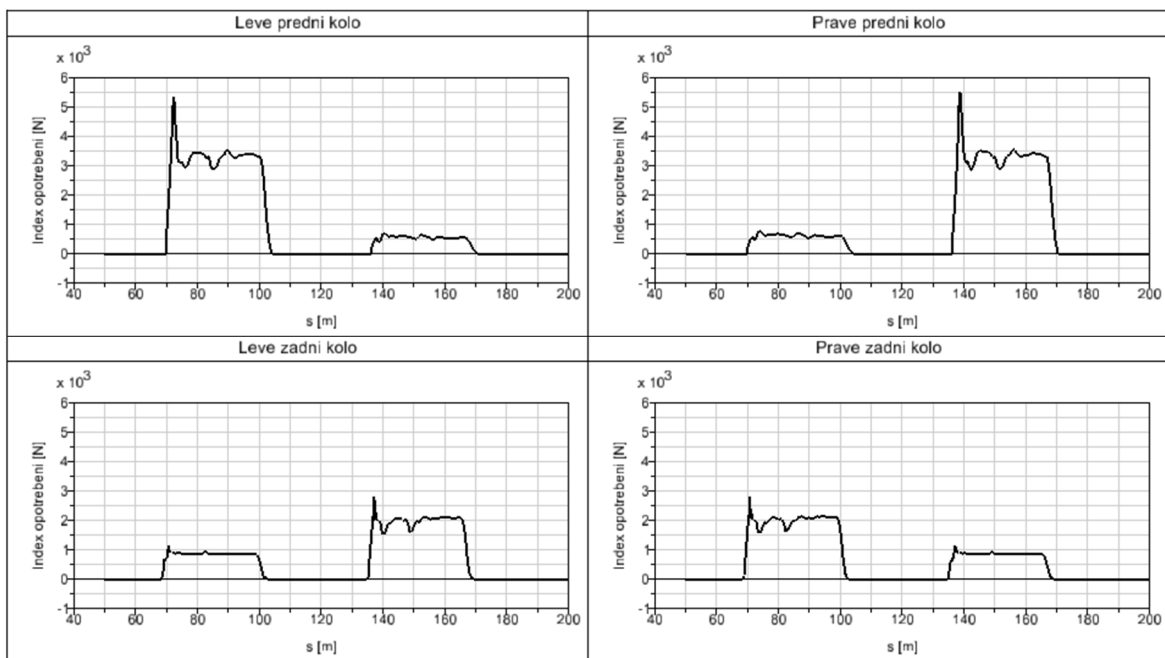
7.2 Výsledky simulace

Nejvyšší hodnoty vodicích sil u tramvaje s neotočnými podvozky byly změřeny na prvním podvozku tramvaje. Průběh vodicích sil na všech kolech prvního podvozku je zobrazen na Obr. 76., kde vrchní dva grafy ukazují vodicí síly na levém a pravém kole prvního dvojkolí a spodní dva grafy ukazují vodicí síly na levém a pravém kole druhého dvojkolí. Průběhy vodicích sil na všech podvozcích jsou uvedeny v Příloze 2.



Obr. 76 – Průběhy vodících sil na kolech prvního podvozku tramvaje s neotočnými podvozky

Na Obr. 77 je zobrazen průběh indexu opotřebení na odpovídajících kolech prvního podvozku. Index opotřebení lze vyjádřit jako třecí výkon v kontaktu kolo kolejnice dělený rychlostí jízdy. Průběhy indexu opotřebení na všech podvozcích jsou v Příloze 3.



Obr. 77 – Index opotřebení na kolech prvního podvozku tramvaje s neotočnými podvozky

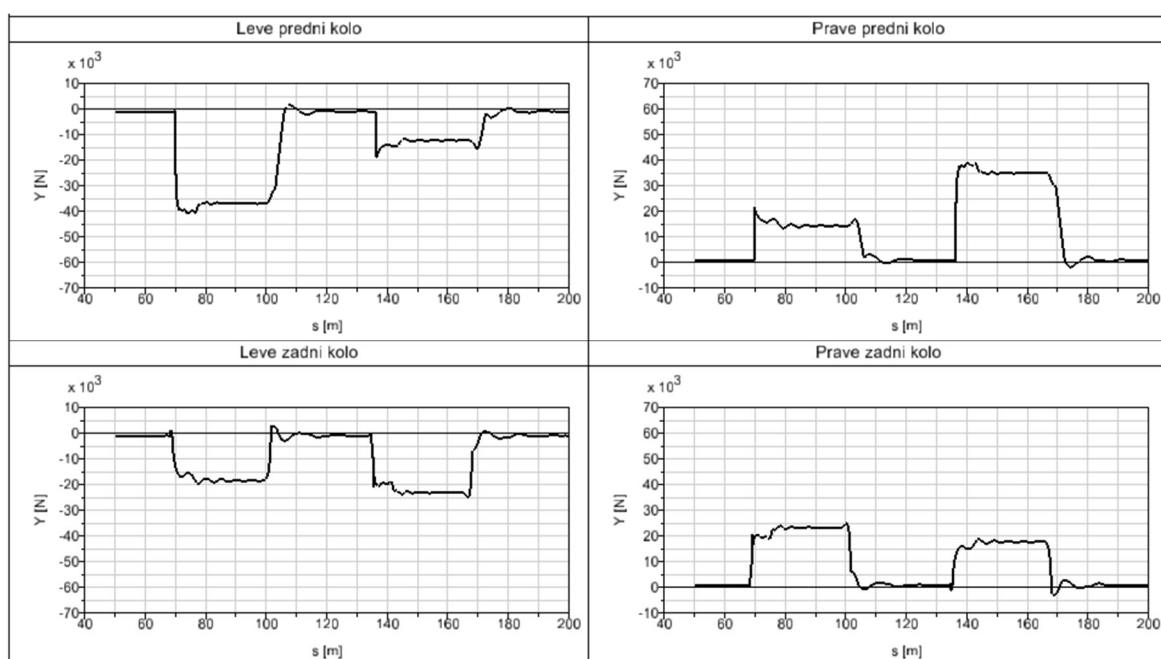
V Tab. 25 jsou uvedeny maximální hodnoty vodících sil nabíhajících kol všech tří podvozků a maximální hodnota indexu opotřebení.



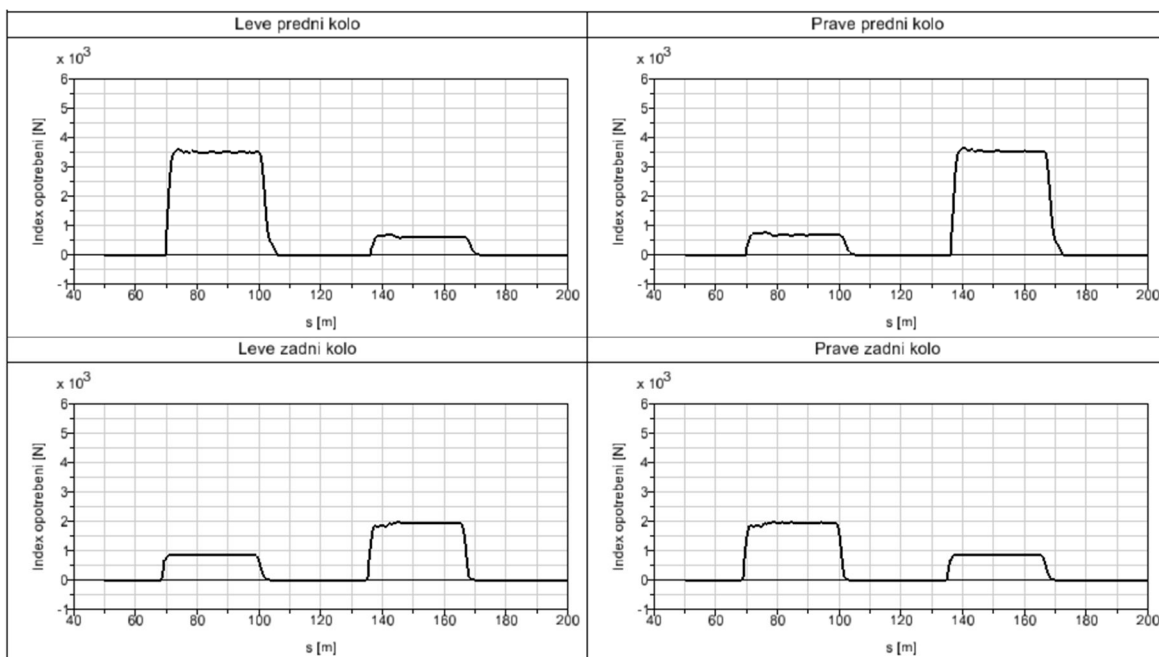
		Y_{\max} [kN]	Index opotřebení [N]
Podvozek 1	Levé kolo	63,8	5 363
	Pravé kolo	63,4	5 521
Podvozek 2	Levé kolo	63,1	5 828
	Pravé kolo	61,8	5 892
Podvozek 3	Levé kolo	51,4	4 661
	Pravé kolo	48,6	4 639

Tab. 25 – Maxima vodicích sil a indexu opotřebení tramvaje s neotočnými podvozky

Průběhy vodicích sil na prvním podvozku tramvaje s otočnými podvozky jsou zobrazeny na Obr. 78. Na Obr. 79 jsou zobrazeny průběhy indexu opotřebení. Průběhy vodicích sil a indexu opotřebení na všech podvozcích jsou v Příloze 4 a 5.



Obr. 78 – Průběh vodicích sil na kolech prvního podvozku tramvaje s otočnými podvozky



Obr. 79 – Průběh indexu opotřebení na kolech prvního podvozku tramvaje s otočnými podvozky

V Tab. 26 jsou vypsány maximální hodnoty vodicích sil na všech nabíhajících kolech obou podvozků a maximální hodnota indexu opotřebení.

		Y_{\max} [kN]	Index opotřebení [N]
Podvozek 1	Levé kolo	40,5	3 611
	Pravé kolo	38,9	3 657
Podvozek 2	Levé kolo	43,4	3 854
	Pravé kolo	41,7	3 886

Tab. 26 – Maxima vodicích sil a indexu opotřebení tramvaje s otočnými podvozky

7.3 Porovnání vodicích sil tramvaje s neotočnými podvozky a tramvaje s otočnými podvozky

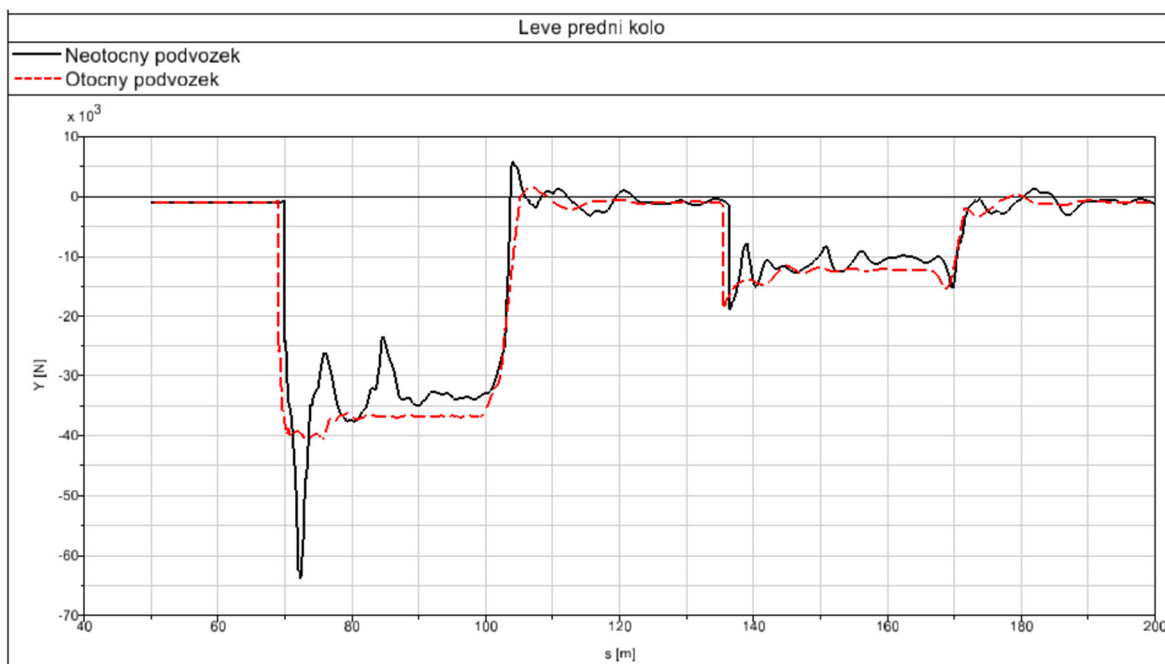
Na grafech vodicích sil tramvaje s neotočnými podvozky (Obr. 76) je vidět příkrý nárůst vodicí síly na nabíhajícím kole při nájezdu vozidla do oblouku. Tato špička vodicí síly je typická pro tento typ tramvajů především při průjezdu oblouky malých poloměrů. Vzniká při nájezdu tramvaje do oblouku ve chvíli, kdy dojde k vymezení maximálního natočení podvozků vůči skříni příčnými dorazy. Nejvýraznější je tato špička na nabíhajících kolech prvního podvozku. Vodicí síla dosahuje velikosti 63,8 kN na levém nabíhajícím kole prvního podvozku oproti kvazistatické hodnotě vodicí síly v oblouku 33,7 kN. To odpovídá rozdílu maxima vodicí síly vůči kvazistatické hodnotě 89,3 %. Na druhém podvozku dosahuje špička



na levém nabíhající kole při nájezdu do oblouku velikosti 63,1 kN oproti kvazistatické hodnotě vodících sil 35,0 kN, což odpovídá rozdílu 80,3 %. Při výjezdu z oblouku dojde k nárůstu vodící síly na hodnotu 41,8 kN, což odpovídá rozdílu oproti kvazistatické hodnotě vodící síly 19,4 %. Na třetím podvozku dosahuje špička vodící síly při nájezdu do oblouku na levém nabíhající kole velikosti 51,4 kN oproti kvazistatické hodnotě 33,3 kN, což odpovídá rozdílu 54,4 %. Při výjezdu z oblouku dojde na třetím podvozku k nárůstu vodící síly na hodnotu 40,8 kN, což odpovídá rozdílu oproti kvazistatické hodnotě vodící síly 22,5 %.

Z průběhu vodících sil tramvaje s otočnými podvozky (Obr. 78) je také patrný určitý nárůst vodících sil při nájezdu do oblouku. Ten není ale zdaleka tak výrazný jako u tramvaje s neotočnými podvozky. Vodící síla při nájezdu do oblouku dosáhne maximální hodnoty na levém nabíhající kole prvního podvozku 40,5 kN oproti kvazistatické hodnotě vodící síly v oblouku 36,8 kN. To odpovídá rozdílu 10,0 %. Na druhém podvozku dochází ke zřetelnému nárůstu vodící síly pouze při výjezdu z oblouku. Na levém nabíhající kole druhého podvozku dosáhla vodící síla maximální hodnoty 43,4 kN oproti kvazistatické hodnotě 39,3 kN, což odpovídá rozdílu 10,4 %.

Z porovnání průběhů vodících sil modelu tramvaje s neotočnými a modelu s otočnými podvozky je zřetelný výrazný rozdíl ve velikostech vodících sil při nájezdu do oblouku. Zatímco u vozidla s otočnými podvozky dochází k nárůstu vodících sil oproti kvazistatické hodnotě při nájezdu do oblouku pouze okolo 10 %, u vozidla s neotočnými podvozky byl zaznamenán rozdíl maximální a kvazistatické hodnoty vodících sil až 89,3 %. Z toho vyplývá výrazně větší opotřebení kol a kolejnic u tramvají s nesenými články a neotočnými podvozky oproti tramvajím s podvozky otočnými. Na Obr. 80 jsou ve společném grafu porovnány průběhy vodících sil na levém nabíhající kole prvního podvozku obou tramvají.



Obr. 80 – Porovnání vodících sil na levém nabíhající kole prvního podvozku tramvaje s neotočnými a otočnými podvozky



8 Analýza parametrů tramvaje s neotočnými podvozky ovlivňujících velikost vodicích sil

Ze simulací modelu tramvaje s neotočnými podvozky byl zjištěn výrazný nárůst vodicích sil při nájezdu do oblouku, který je typický pro tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky. Tento prudký nárůst vodicích sil vede k velkému opotřebení kol a kolejnic. Z porovnání tohoto průběhu vodicích sil s vodicími silami tramvaje, která má kromě otočnosti podvozků stejné vlastnosti jako původní tramvaj s neotočnými podvozky, vyplývá, že hlavním zdrojem nárůstu vodicích sil je právě neotočnost podvozku a způsob jeho vedení vůči skříni tramvaje.

Cílem analýzy bylo proto stanovit parametry vozidla, kterými lze ovlivnit velikost vodicích sil, a pokusit se je upravit tak, aby došlo ke zlepšení jízdních vlastností vozidla.

Analýza vlivu změny parametrů vozidla na velikost vodicích sil byla provedena v prostředí programu Simpack v modulu DoE (Design of Experiments), který umožňuje realizovat velké množství simulací modelu pro různé velikosti parametrů, a to i kombinaci odlišných parametrů, aniž by bylo nutné změny parametrů a jednotlivé simulace provádět přímo v prostředí hlavního modelu.

Výstupem simulací jsou průběhy vodicích sil pro každou iteraci daného experimentu. Z těch bylo stanoveno maximum odpovídající špičce vodicí síly na zkoumaném kole pro jednotlivé iterace experimentu. Na základě těchto hodnot byly sestaveny grafy závislosti velikosti špičky vodicích sil na upravovaném parametru. Závislosti uvedené v následujících podkapitolách byly sestaveny zvláště pro levé nabíhající kolo každého podvozku.

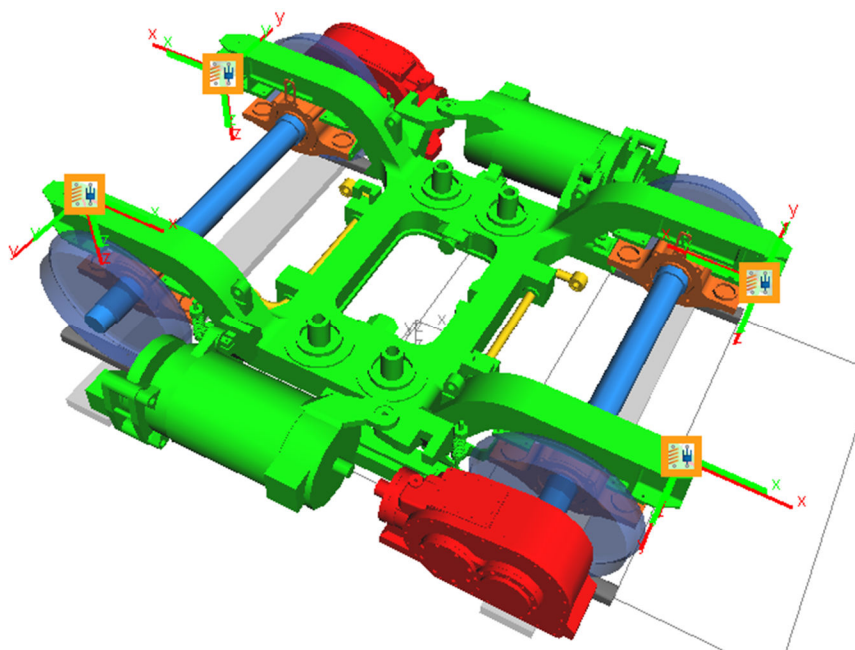
Experimenty byly provedeny za stejných podmínek jako simulace původních modelů tramvajů popsaných v kapitole 7.1.

8.1 Dorazy natočitelnosti podvozku

Jedním z konstrukčních prvků tramvaje, které výrazně ovlivňují chování vozidla v oblouku, jsou příčné dorazy vymezující maximální natočení podvozku vůči skříni tramvaje. Jedná se o dorazy na koncích rámu podvozku, jejichž poloha v modelu podvozku je zobrazena na Obr. 81. Parametry dorazů, jejichž vliv na vodicí síly byl zkoumán, a byly



měněny v rámci experimentu, jsou tuhost pryžové části dorazu $k_{pryž12}$ a velikost vůle před dorazem v_{d12} .



Obr. 81 – Příčné dorazy natočení skříně vůči podvozku

Aby bylo dodrženo maximální natočení skříně vůči podvozku, musí platit závislost (49), kde $v_{d\psi} = 38$ mm je celkový maximální zdvih příčného dorazu, který je dán maximální natočitelností skříně vůči podvozku, a $y_{pryž12}$ je velikost zdvihu pryžové části dorazu.

$$v_{d\psi} = y_{pryž12} + v_{d12} = 38 \text{ mm} \quad (49)$$

Protože celkový zdvih dorazu $v_{d\psi}$ má konstantní velikost, dojde změnou vůle v_{d12} na základě závislosti ve vztahu (49) i ke změně velikosti zdvihu pryžové části dorazu.

Původní hodnota tuhosti pryžové části dorazu v modelu tramvaje byla $k_{pryž12} = 500\,000$ N/m. Experiment byl proveden v rozsahu od 25 % původní hodnoty $k_{pryž12}$ do 400 % původní $k_{pryž12}$ v sedmi krocích. Výchozí hodnota vůle před dorazem byla $v_{d12} = 18$ mm. Experiment byl proveden od nulové hodnoty v_{d12} do 200 % původní vůle v_{d12} po pěti krocích. Velikosti parametrů $k_{pryž12}$ a v_{d12} pro experiment jsou vypsány v Tab. 27.

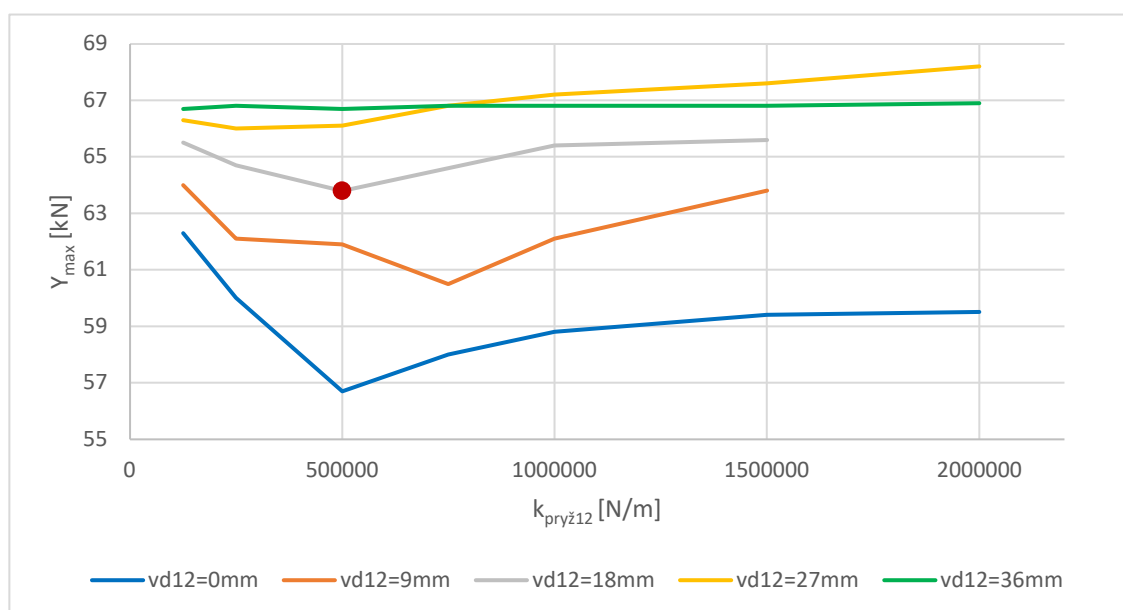
Simulace byly provedeny pro všechny kombinace daných velikosti parametrů $k_{pryž12}$ a v_{d12} . Experiment tak obsahoval celkem 35 simulací.



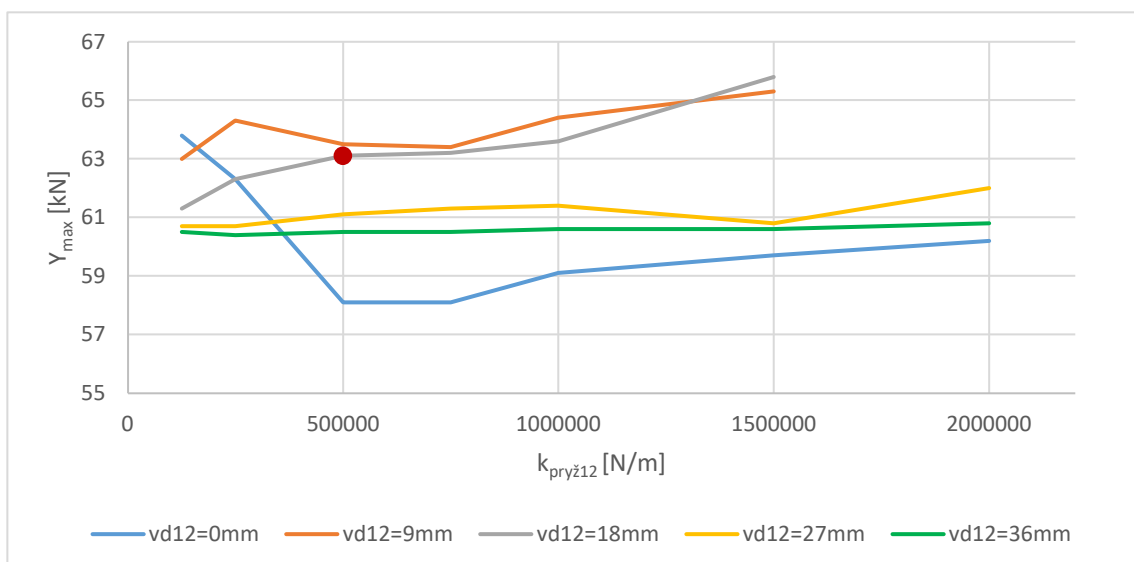
Tuhost dorazu $k_{\text{pry}\dot{z}12}$ [N/m]	Vůle před dorazem v_{d12} [m]
125 000	0
250 000	0,009
500 000	0,018
750 000	0,027
1000 000	0,036
1500 000	
2000 000	

Tab. 27 – Parametry $k_{\text{pry}\dot{z}12}$ a v_{d12} pro simulační výpočty DoE

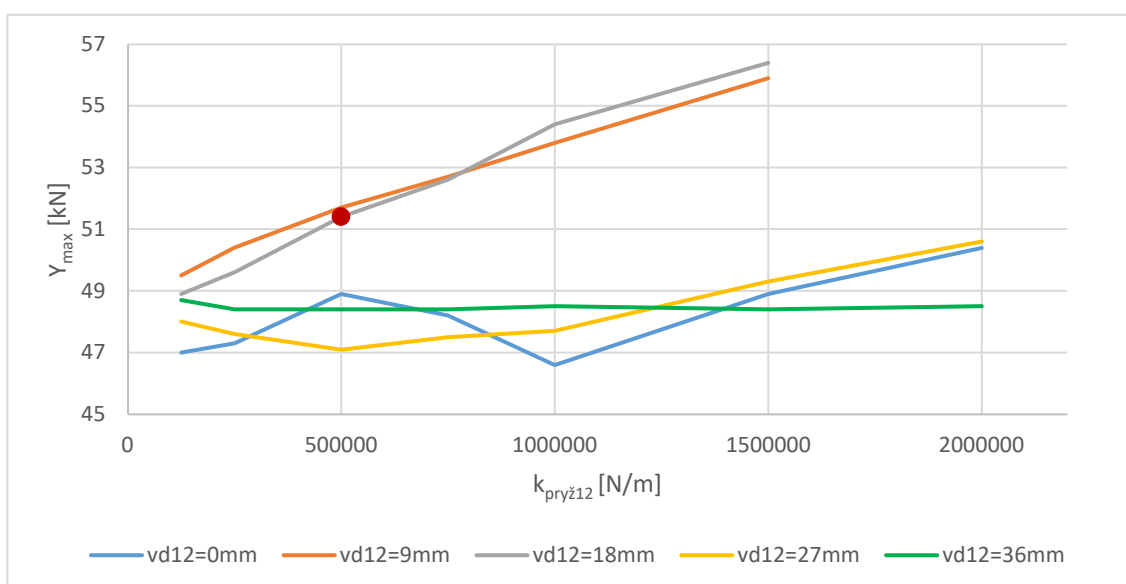
Z provedených simulací byly získány průběhy vodících sil z každé iterace experimentu. Z průběhů vodících sil byla odečtena maxima špiček vodících sil. Závislost velikosti maxima vodící síly na velikosti parametrů $k_{\text{pry}\dot{z}12}$ a v_{d12} byla vynesena do grafů. Tyto závislosti byly vyneseny pro vodící síly na levém kole prvního podvozku, viz Graf 8, druhém podvozku, viz Graf 9, a třetím podvozku, viz Graf 10. Červený bod v grafu vyznačuje výchozí nastavení parametrů v původním modelu tramvaje.



Graf 8 – Závislost maxima vodící síly na tuhosti příčného dorazu a velikosti vůle před dorazem – podvozek 1



Graf 9 – Závislost maxima vodící síly na tuhosti příčného dorazu a velikosti vůle před dorazem – podvozek 2



Graf 10 – Závislost maxima vodící síly na tuhosti příčného dorazu a velikosti vůle před dorazem – podvozek 3

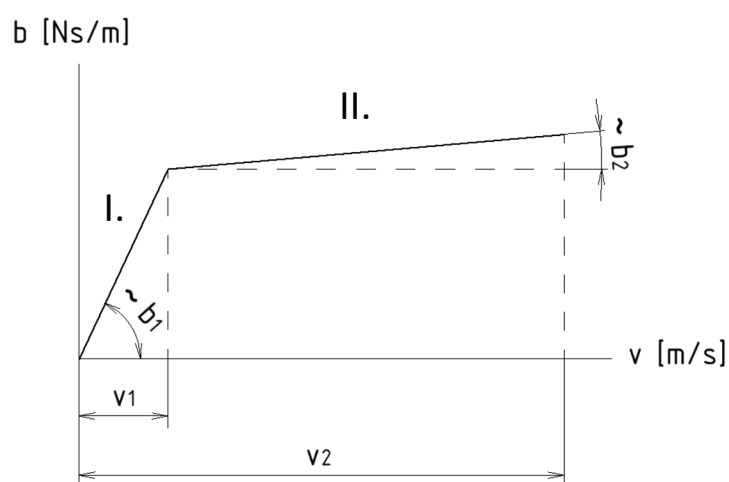
Na Grafu 8 lze pozorovat, že velikost maxima vodící síly na prvním podvozku klesá s klesající vůlí před dorazem v_{d12} . Z Grafů na 9 a 10 pro druhý a třetí podvozek sice vychází nejnižší špička vodící síly při nulové hodnotě v_{d12} , podobně jako u prvního podvozku, ale mimo tuto hodnotu jsou vodící síly nejnižší při větších vůlích v_{d12} .

Vzhledem k tuhosti pryžové části dorazu vychází nejnižší hodnoty maxima vodících sil okolo hodnoty 500 000 N/m. Výjimkou je třetí podvozek, u kterého maximum vodících sil stoupá s rostoucí $k_{pry\dot{z}12}$ především u nižších hodnot vůle v_{d12} .



8.2 Mezičlánkové tlumiče

Dále byl zkoumán vliv změny parametrů mezičlánkových tlumičů. Tlumení mezičlánkových tlumičů je dáno charakteristikou, viz Graf 2, jejíž řešení v modelu tramvaje bylo popsáno v kapitole 4.1. Parametry definující charakteristiku jsou zobrazeny na Obr. 82. Část charakteristiky I. je dána konstantou tlumení b_1 a rychlostí v_1 , která udává bod zlomu charakteristiky. Část charakteristiky II. je dána konstantou tlumení b_2 a rychlostí v_2 . Záporná část charakteristiky I. a část charakteristiky III. jsou v kompletní charakteristice řešeny totožně se zápornými hodnotami rychlostí.



Obr. 82 – Parametry charakteristiky mezičlánkových tlumičů

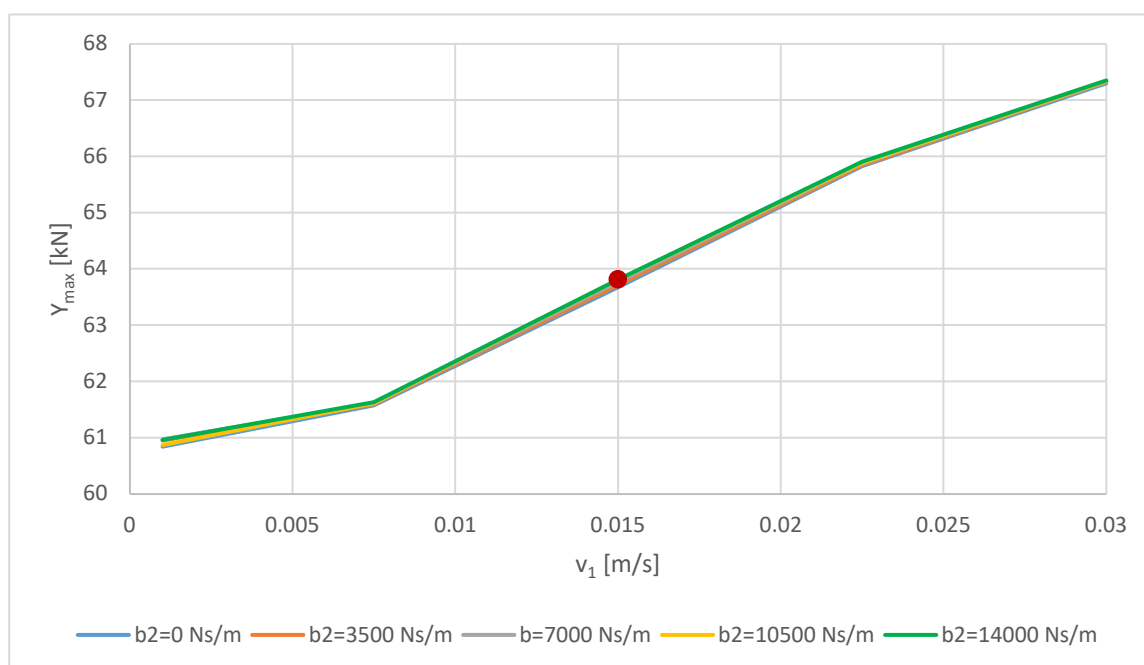
V rámci analýzy vlivu mezičlánkových tlumičů na velikosti vodicích sil byly měněny parametry rychlosti v_1 a konstanta tlumení b_2 . Původní hodnoty těchto parametrů v modelu tramvaje jsou $v_1 = 0,015 \text{ m/s}$ a $b_2 = 7\,000 \text{ Ns/m}$. Rychlost v_1 byla v rámci experimentu měněna v rozsahu od 0,001 až do 200 % původní hodnoty v_1 . Konstanta tlumení b_2 byla měněna v rozsahu od nulové hodnoty rovněž do 200 % původní hodnoty b_2 . Rozsah obou parametrů byl obsažen v pěti krocích. Jednotlivé hodnoty parametrů jsou vypsány v Tab. 28. Experiment byl proveden pro všechny kombinace uvedených hodnot, tedy celkem v 25 simulacích.



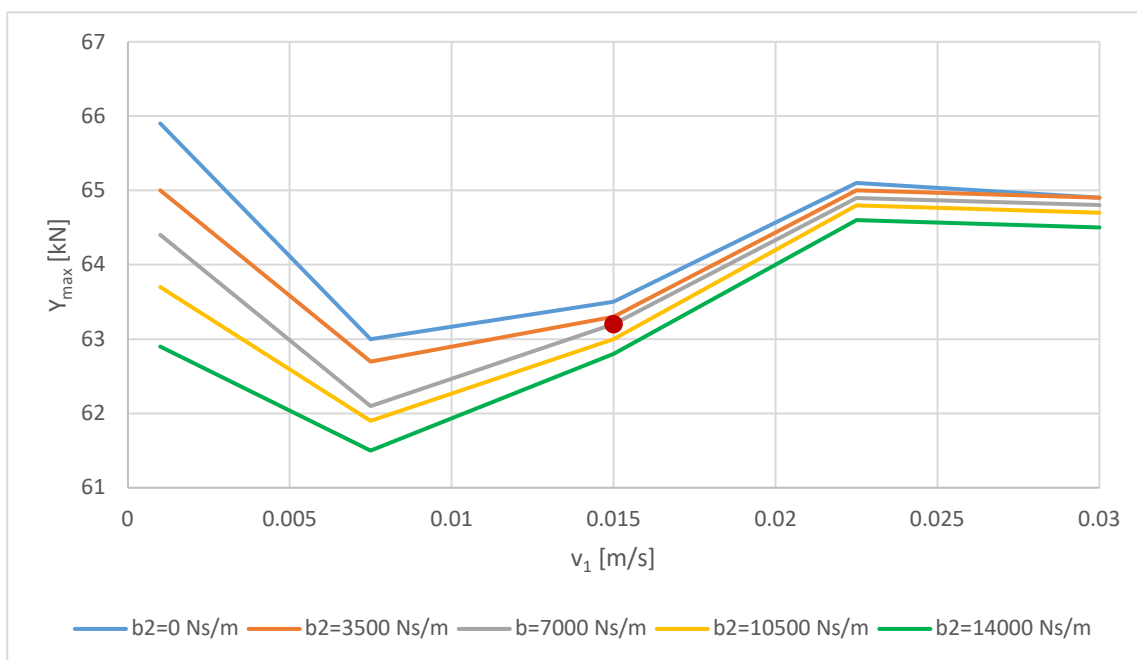
Rychlost v_1 [m/s]	Tlumení [Ns/m]
0,001	0
0,0075	3500
0,015	7000
0,0225	10500
0,03	14000

Tab. 28 – Parametry mezičlánkových tlumičů pro výpočty DoE

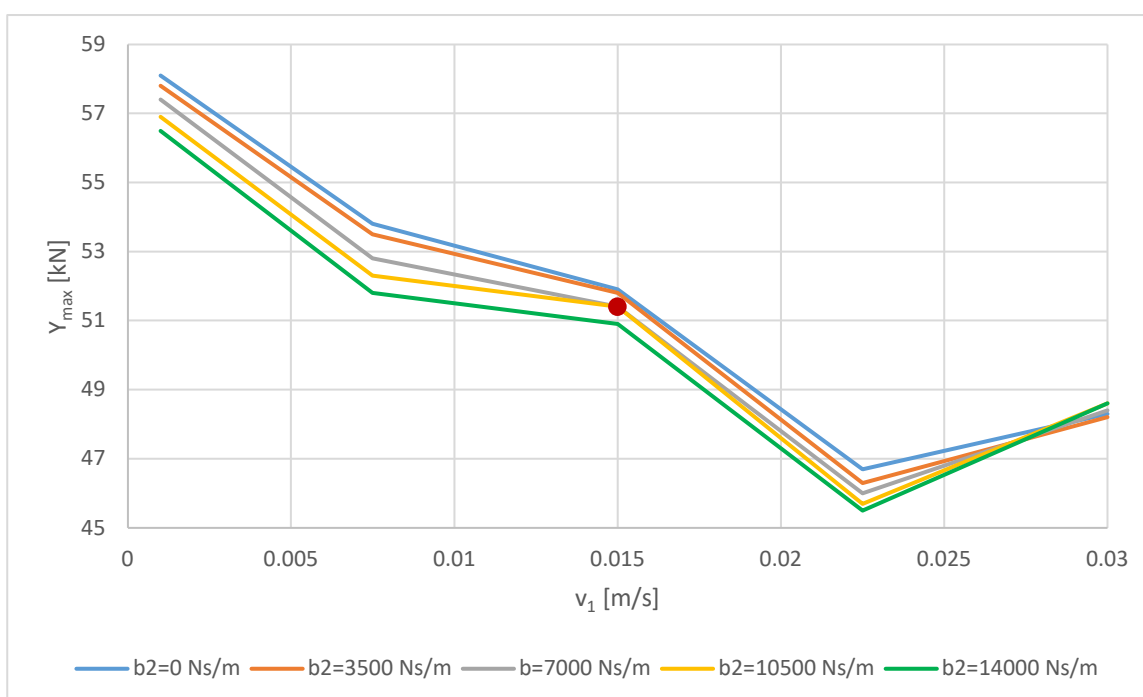
Z provedených výpočtů byly získány průběhy vodících sil a z nich odečtena maxima špičky vodící síly na levém kole prvního dvojkolí všech tří podvozků. Závislost velikosti maxima vodící síly na velikostech parametrů v_1 a b_2 je zobrazena v Grafu 11, Grafu 12 a Grafu 13.



Graf 11 – Závislost vodících sil na rychlosti v_1 a konstantě tlumení b_2 – podvozek 1



Graf 12 – Závislost vodicích sil na rychlosti v_1 a konstantě tlumení b_2 – podvozek 2

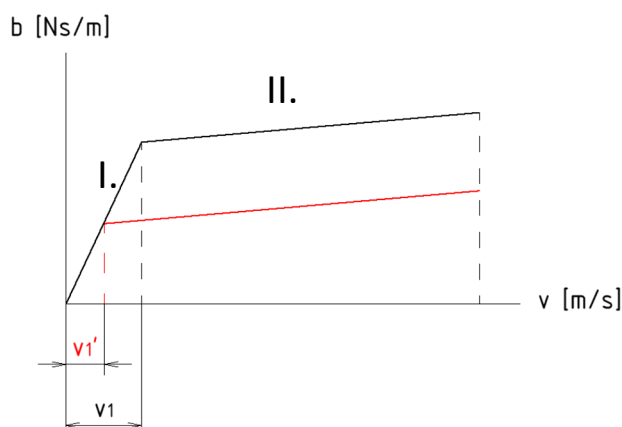


Graf 13 – Závislost vodicích sil na rychlosti v_1 a konstantě tlumení b_2 – podvozek 3

Z grafů závislosti maxima vodicích sil na parametrech v_1 a b_2 je patrné, že velikost parametru b_2 má na velikost maxima vodicích sil pouze malý vliv, především u prvního podvozku. U druhého a třetího podvozku lze pozorovat snížení špičky vodicích sil s poklesem b_2 .



Výraznější efekt má změna bodu zlomu charakteristiky v_1 , což můžeme vidět na změně tvaru charakteristiky tlumení na Obr. 83.



Obr. 83 – Změna charakteristiky mezičlánekového tlumiče změnou rychlosti v_1

Na grafu závislosti špičky vodicí síly na parametru v_1 u prvního podvozku lze na Grafu 11 pozorovat pokles špičky vodicí síly s klesající v_1 . U druhého podvozku jsou dle Grafu 12 nejnižší hodnoty maxima vodicí síly v okolí hodnoty $v_1 = 0,0075$ m/s. Jinak hodnoty maxima vodicích sil se změnou vodicích sil od této hodnoty v_1 stoupají. U třetího podvozku má průběh závislosti špičky vodicí síly na v_1 téměř opačný charakter, viz Graf 13. Maximum vodicí síly klesá s rostoucí hodnotou rychlosti v_1 až do hodnoty okolo $v_1 = 0,0225$ m/s. Poté začne špička vodicích sil opět stoupat.

8.3 Torzní tuhost článekových spojení tramvaje

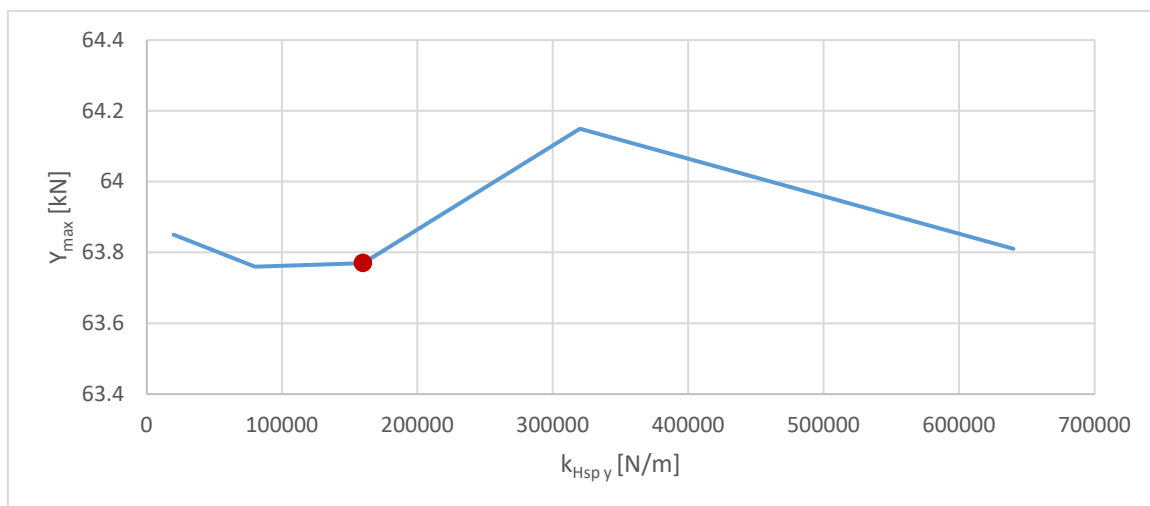
Předmětem analýzy vlivu parametrů tramvaje na velikost vodicích sil byly dále torzní tuhosti článekových spojení. Torzní tuhost článekového spojení je dána tuhostí horního článekového spojení v příčném směru $k_{Hsp y}$, viz kapitola 3.3.5. Původní hodnota tuhosti v modelu byla $k_{Hsp y} = 160\,000$ N/m. V experimentu byla uvažována nejmenší velikost parametru $k_{Hsp y}$ 12,5 % původní hodnoty až do 400 % původní $k_{Hsp y}$. Výpočet byl proveden v šesti krocích. Konkrétní hodnoty parametru $k_{Hsp y}$ uvažovaných v experimentu jsou uvedeny v Tab. 29.



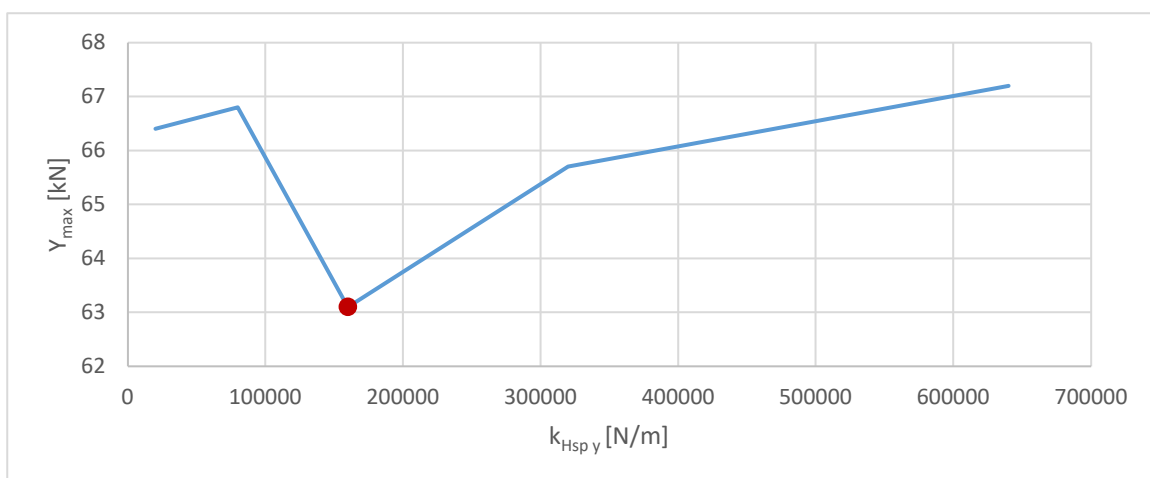
Tuhost horního článkového spojení v příčném směru $k_{Hsp y}$ [N/m]
20 000
80 000
160 000
240 000
320 000
640 000

Tab. 29 – Příčné tuhosti horních článkových spojení $k_{Hsp y}$ pro výpočty DoE

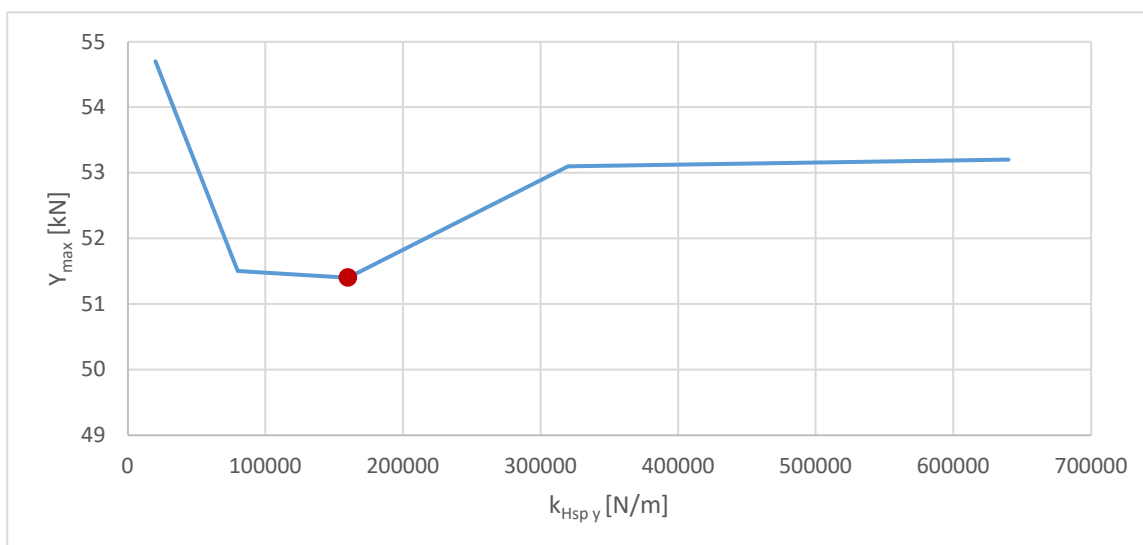
Závislosti maxima vodící síly na příčné tuhosti horního článkového spojení $k_{Hsp y}$ jsou zobrazeny v Grafu 14, Grafu 15 a Grafu 16.



Graf 14 – Závislost vodících sil na příčné tuhosti horních článkových spojení – podvozek 1



Graf 15 – Závislost vodících sil na příčné tuhosti horních článkových spojení – podvozek 2



Graf 16 – Závislost vodicích sil na příčné tuhosti horních článkových spojení – podvozek 3

Z grafů závislosti maxima vodicí síly na příčné tuhosti horního článkového spojení k_{Hsp_y} nelze zcela určit trend změny špičky vodicí síly. Lze ale pozorovat, že nejnižších hodnot maxima vodicích sil bylo dosaženo v okolí původní hodnoty $k_{Hsp_y} = 160\,000$ N/m. Je tedy možné usoudit, že se jedná o určité optimum vzhledem k ostatním parametrům modelu tramvaje.

8.4 Natočitelnost podvozku

Omezená natočitelnost podvozku vůči skříně tramvaje je jednou z typických vlastností tramvaje s neotočnými podvozky a má výrazný vliv na velikost vodicích sil v oblouku. Předmětem experimentu byl proto i ověření vlivu míry natočitelnosti podvozku na velikost špičky vodicí sil při nájezdu do oblouku.

Změny natočitelnosti bylo dosaženo změnou vůle před příčnými dorazy natočení v_{d12} podobně jako při experimentu v kapitole 8.1. Zdvih pryžové části byl ale zachován na původní hodnotě $y_{pryž12} = 20$ mm, takže změnou v_{d12} dojde přímo ke změně celkového zdvihu příčného dorazu $v_{d\psi}$, viz rovnice (50).

$$v_{d\psi} = v_{d12} + y_{pryž12} \quad (50)$$

Z velikosti $v_{d\psi}$ pak vyplývá velikost možného natočení skříně vůči podvozku dle části kapitoly 4.2 pojednávající o silových prvcích příčných dorazů. Úpravou vztahu (47) pak vychází vztah pro výpočet natočení skříně vozidla vůči podvozku (51).



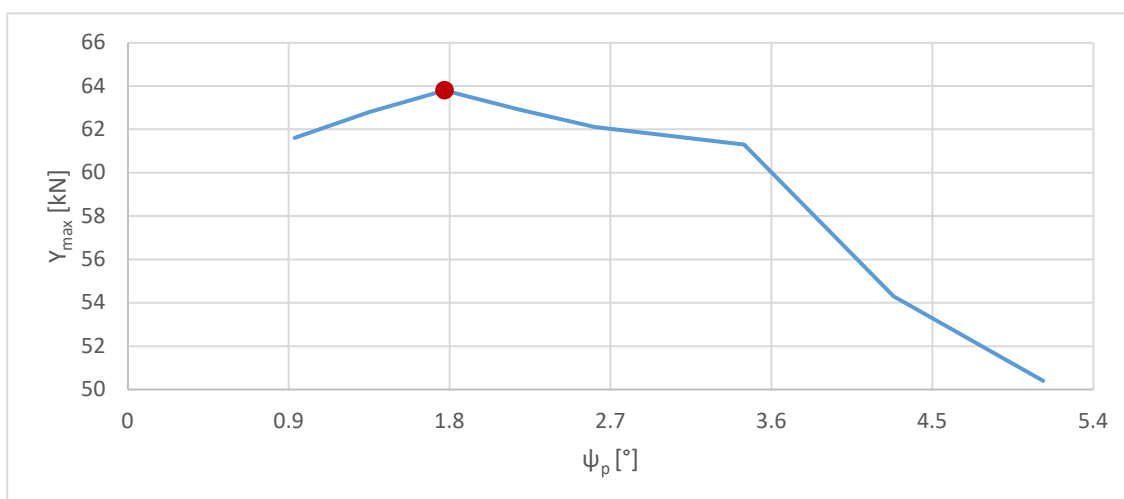
$$\psi_p = \arctan\left(\frac{v_{d12}}{a_d}\right) = \arctan\left(\frac{v_{d12} + y_{pryž12}}{a_d}\right) \quad (51)$$

Velikost natočení skříně vůči podvozku byla v původním modelu $\psi_p = 1,8^\circ$ při vůli před dorazem $v_{d12} = 18$ mm. Experiment byl proveden při velikost vůle v_{d12} od nulové hodnoty do 500 % původní hodnoty v_{d12} . Experiment byl v tomto rozsahu proveden v osmi krocích. Velikosti vůle před dorazem v_{d12} a odpovídající úhly natočení ψ_p uvažované při experimentu jsou uvedeny v Tab. 30.

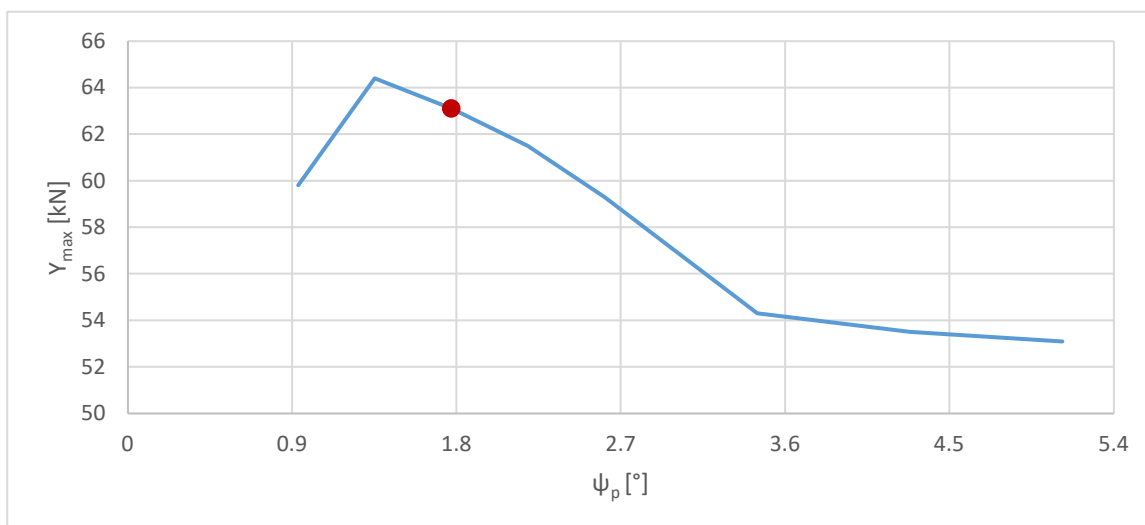
Vůle před dorazem v_{d12} [m]	Úhel natočení skříně vůči podvozku ψ_p [°]
0	0,9
0,009	1,4
0,018	1,8
0,027	2,2
0,036	2,6
0,054	3,4
0,072	4,3
0,090	5,1

Tab. 30 – Hodnoty vůle před dorazem pro výpočet DoE a odpovídající úhly natočení skříně vůči podvozku

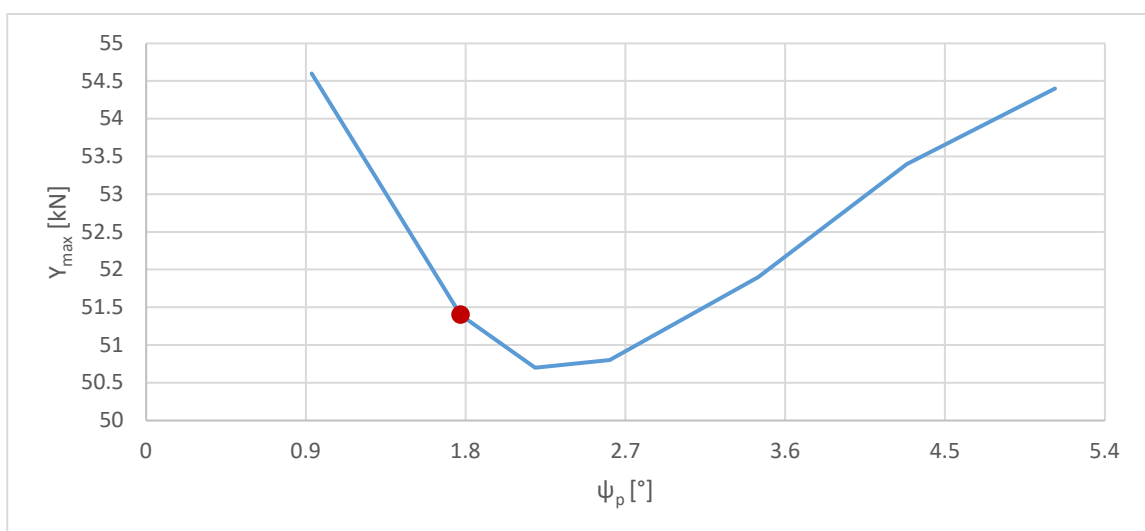
Výsledné závislosti maxima vodících sil úhlu natočení skříně vůči podvozku ψ_p jsou zobrazeny v Grafu 17, Grafu 18 a Grafu 19.



Graf 17 – Závislost vodících sil na úhlu natočení skříně vozidla vůči podvozku – podvozek 1



Graf 18 – Závislost vodicích sil na úhlu natočení skříně vozidla vůči podvozku – podvozek 2



Graf 19 – Závislost vodicích sil na úhlu natočení skříně vozidla vůči podvozku – podvozek 3

Z výsledků experimentu lze pozorovat, že maxima vodicích sil u prvních dvou podvozků s rostoucím úhlem natočení ψ_p klesají. U třetího podvozku je nejnižší hodnota vodicích sil okolo úhlu 2° , jinak mají vodicí síly stoupající charakter s rostoucím i klesajícím ψ_p od této hodnoty.

Přestože by se zvýšením úhlu natočení dalo dosáhnouti zmenšení špiček vodicích sil, byl by nutný výrazný zásah do konstrukce vozidla, aby byly dodrženy požadavky na konstrukční obrys tramvaje.



9 Úprava parametrů tramvajové jednotky

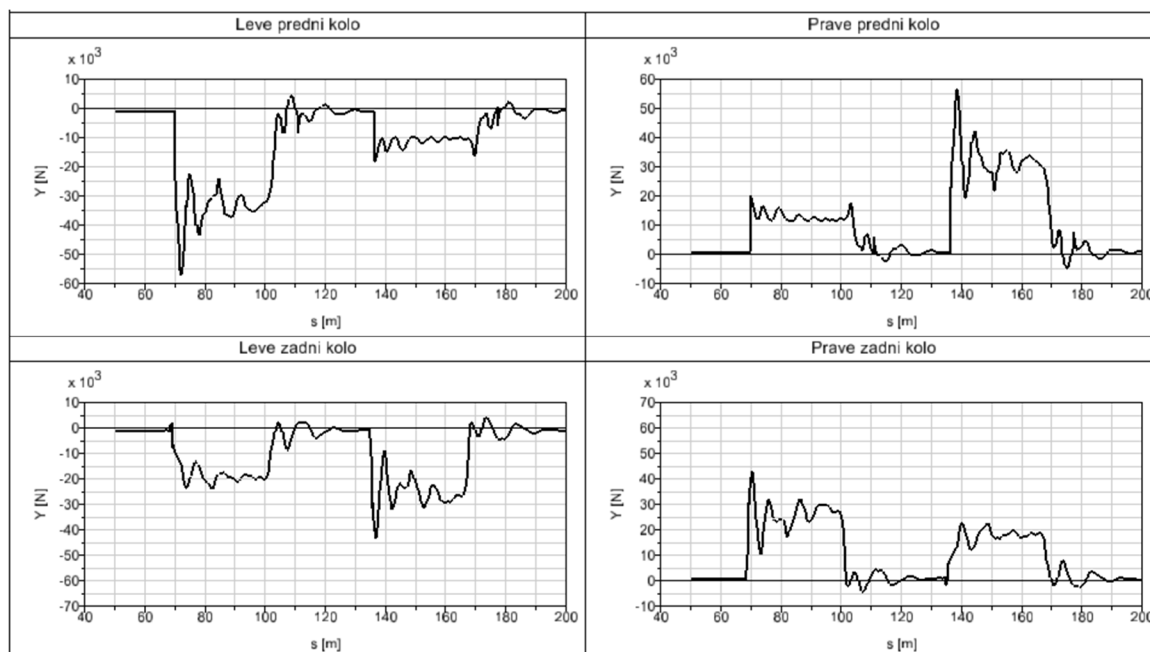
Na základě provedených experimentů byly upraveny parametry tramvajové jednotky s cílem snížení špičky vodicích sil a indexu opotřebení. Upravovány byly parametry dorazů natočení podvozku vůči skříní tramvaje a parametry definující tvar charakteristiky mezičlánkových tlumičů. Parametry dorazů natočení byly zadány rozdílné pro každý podvozek. Charakteristiky mezičlánkových tlumičů byly zachovány shodné pro všechny článková spojení. Upravené parametry jednotlivých prvků tramvaje jsou uvedeny v Tab. 31.

Optimalizovaný parametr		Původní hodnota	Optimalizovaná hodnota
Podvozek 1	Tuhost pryžové části dorazu natočení $k_{pryž12}$ [N/m]	500 000	600 000
	Vůle před dorazem natočení v_{d12} [mm]	18	5
Podvozek 2	Tuhost pryžové části dorazu natočení $k_{pryž12}$ [N/m]	500 000	500 000
	Vůle před dorazem natočení v_{d12} [mm]	18	30
Podvozek 3	Tuhost pryžové části dorazu natočení $k_{pryž12}$ [N/m]	500 000	500 000
	Vůle před dorazem natočení v_{d12} [mm]	18	30
Bodu zlomu charakteristiky mezičlánkového tlumiče rychlost v_1 [m/s]		0,015	0,007
Konstanta tlumení části charakteristiky II. a III. mezičlánkového tlumiče b_2 [Ns/m]		7 000	14 000

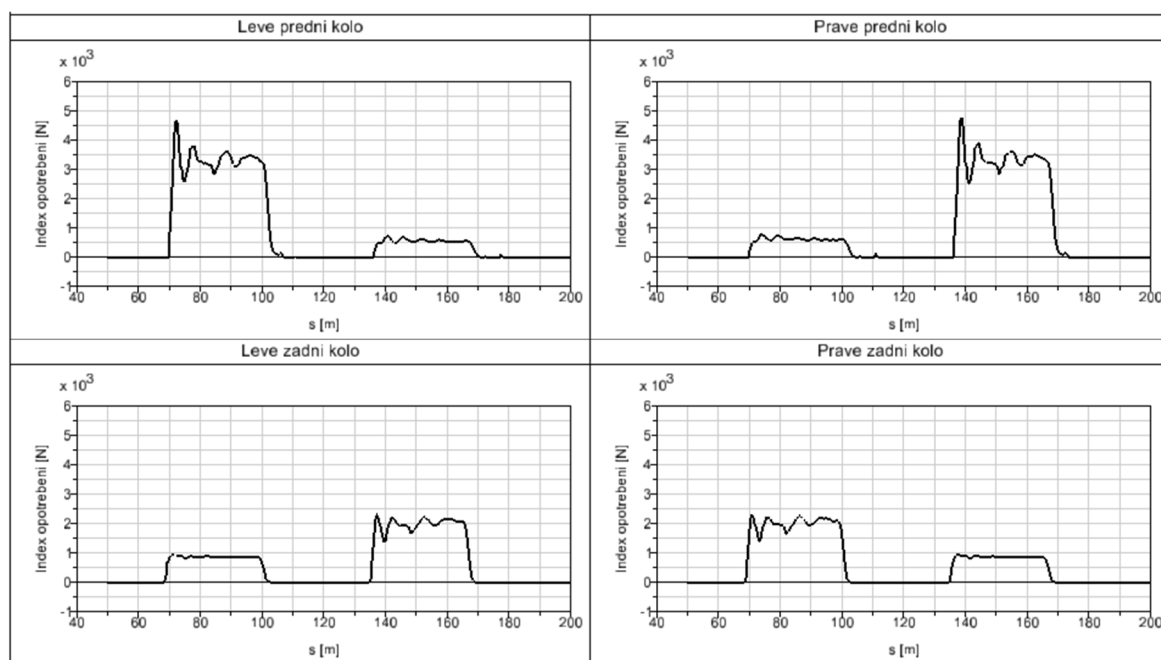
Tab. 31 – Upravené parametry optimalizované tramvaje

Na upraveném modelu tramvaje byla provedena simulace jízdy na zkušební trati s poloměry oblouku 20 metrů za podmínek dle kapitoly 7.1.

Na Obr. 84 a Obr. 85 jsou zobrazeny průběhy vodicích sil a indexu opotřebení na kolech prvního podvozku. V Tab. 32 jsou vypsána maxima vodicích sil na nabíhajících kolech všech podvozků a hodnoty maxima indexu opotřebení původního a upraveného modelu tramvaje. Průběhy vodicích sil a indexu opotřebení na všech podvozcích jsou v Přílohách 6 a 7.



Obr. 84 – Průběh vodících sil na prvním podvozku tramvaje s neotočnými podvozky po úpravě parametrů



Obr. 85 – Průběh indexu opotřebení na prvním podvozku tramvaje s neotočnými podvozky po úpravě parametrů



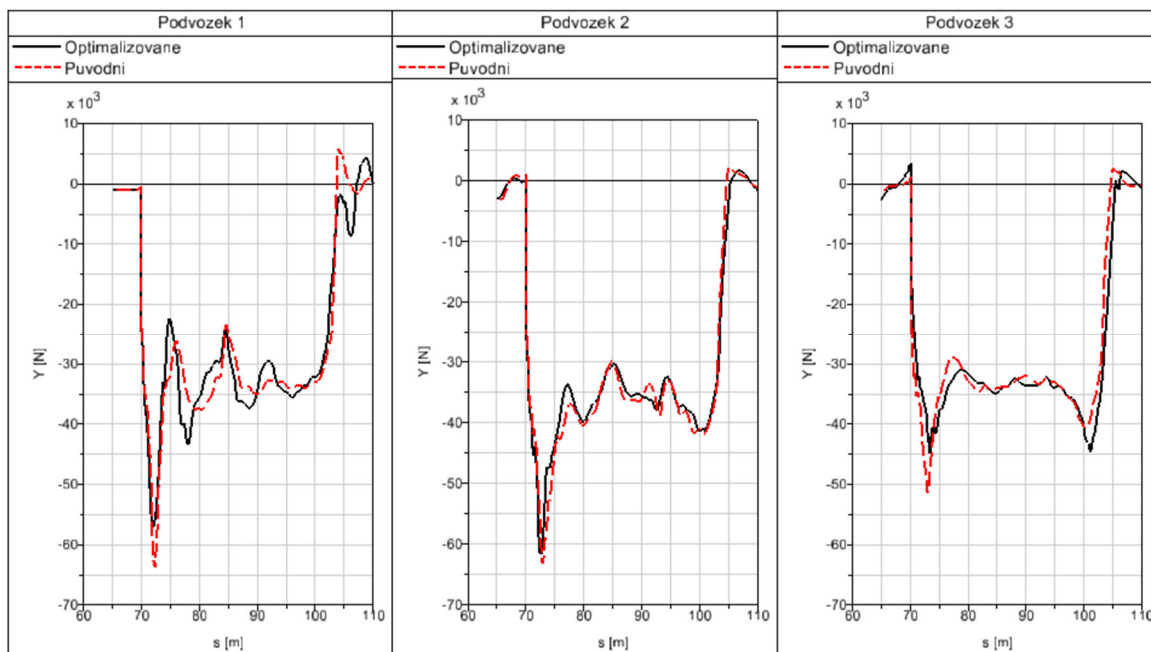
		Původní model tramvaje		Optimalizovaný model tramvaje	
		Y_{\max} [kN]	Index opotřebení [N]	Y_{\max} [kN]	Index opotřebení [N]
Podvozek 1	Levé kolo	63,8	5 363	57,1	4 684
	Pravé kolo	63,4	5 521	56,4	4 789
Podvozek 2	Levé kolo	63,1	5 828	61,7	5 509
	Pravé kolo	61,8	5 892	60,5	5 607
Podvozek 3	Levé kolo	51,4	4 661	44,9	4 278
	Pravé kolo	48,6	4 639	43,5	4 263

Tab. 32 – Maxima vodicích sil a maxima indexu opotřebení na nabíhající kole původního modelu tramvaje s neotočnými podvozky a po úpravě parametrů

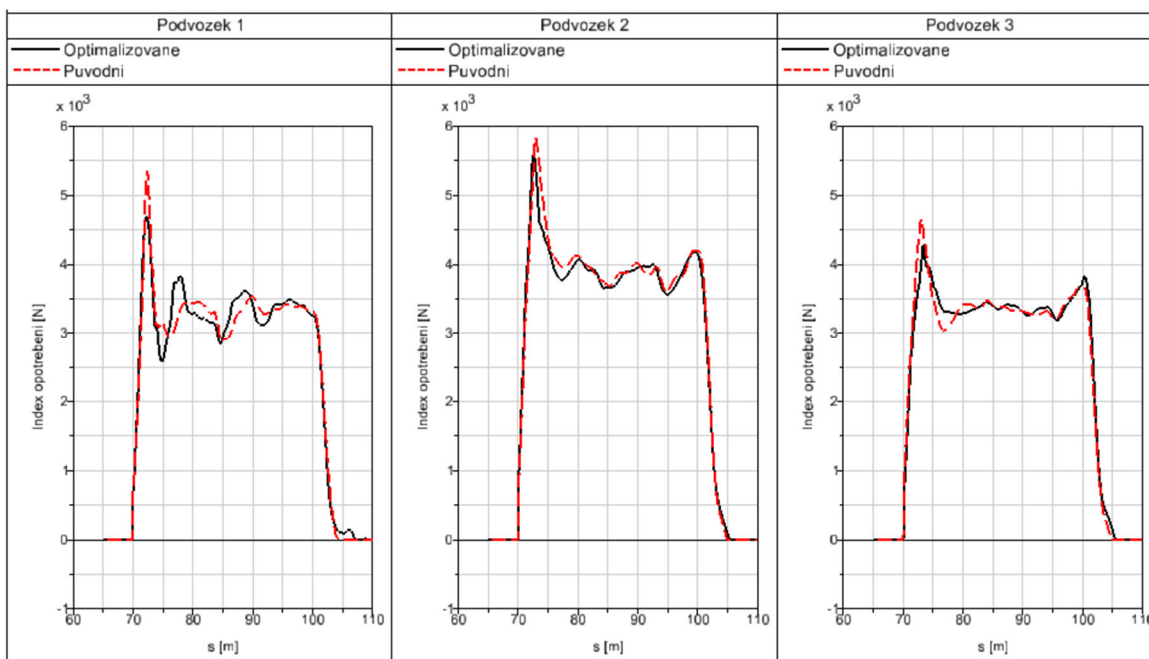
Z výsledků simulací lze pozorovat, že úpravou parametrů se podařilo snížit maxima vodicích sil a indexu opotřebení. Největší změny bylo dosaženo u prvního a třetího podvozku. U prvního podvozku došlo ke snížení maxima vodicí síly na levém nabíhající kole o 6,7 kN, což odpovídá 10,5 % původní hodnoty vodicí síly na neupraveném modelu tramvaje. Na třetím podvozku došlo ke snížení maxima vodicích sil o 6,5 kN, což odpovídá snížení o 12,5 % původní hodnoty. U druhého podvozku se podařilo snížení maxima vodicích sil pouze o 1,4 kN, což odpovídá 2,2 % původní hodnotě vodicích sil na neupraveném modelu tramvaje. Nízká ovlivnitelnost vodicích sil na druhém podvozku vychází i z analýz provedených v kapitole 8.

Největší vliv na změnu maxima vodicích sil při nájezdu tramvaje do oblouku měla individuální úprava parametrů dorazů natočení skříně vůči podvozku provedená zvlášť pro každý podvozek. Především se jedná o změnu vůle před dorazem v_{d12} .

Průběhy vodicích sil a indexu opotřebení původní tramvaje a tramvaje po úpravě parametrů byly vloženy do společného grafu na Obr. 86 a Obr. 87. Lze pozorovat, že, i když úpravou parametrů došlo ke snížení maxima vodicí síly, špičku vodicí síly se odstranit nepodařilo. Tato vlastnost je dána konstrukčním uspořádáním tramvajemi s nesenými články a neotočnými a bez většího zásahu do konstrukce ji nelze odstranit. Tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky jsou proto vhodnější pro směrově méně náročné tratě, na kterých se tyto negativní účinky v takovéto míře neprojeví.



Obr. 86 – Porovnání průběhu vodících sil levého nabíhajícího kola upraveného modelu s modelem původním



Obr. 87 – Porovnání průběhu indexu opotřebení levého nabíhajícího kola upraveného modelu s modelem původním



10 Závěr

V úvodních částech této diplomové práce byla provedena krátká rešerše tramvajů s nesenými články a neotočnými podvozky a seznámení s problematikou nepříznivého vlivu konstrukce tramvajů tohoto typu na opotřebení kol a kolejnic při jejich provozu.

V následujících kapitolách byl proveden návrh základních parametrů nízkopodlažního tramvajového vozidla s nesenými články a neotočnými podvozky vhodného pro provoz v podmínkách pražského typu. Byly stanoveny základní rozměry vzhledem ke konstrukčnímu obrysu pro tramvajová vozidla dle ČSN 28 1318 a na základě toho byl vytvořen typový výkres tramvaje. Poté byl proveden návrh dvoustupňového svislého vypružení, jehož součástí byla i kontrola vlastních frekvencí vozidla a ověření bezpečnosti proti vykolejení.

Na základě parametrů navrženého vozidla byl sestaven MBS model tohoto vozidla v prostředí simulačního programu Simpack. Na tomto modelu byly provedeny simulace jízdy na zkušební trati s oblouky o poloměru 20 metrů. Výsledkem simulace byly průběhy vodicích sil na nabíhajících kolech tramvaje a indexu opotřebení. Tyto výstupy byly porovnány s výsledky simulací jízdy modelu čtyřnápravové tramvaje s otočnými podvozky, který byl vytvořen tak, aby jediný rozdíl mezi oběma modely tramvajů byla právě otočnost podvozků.

Z porovnání průběhů vodicích sil modelů tramvajů byl zjištěn velký nárůst vodicích sil při nájezdu do oblouku u tramvaje s neotočnými podvozky, který je typický pro tento typ tramvaje. Tato špička vodicí síly dosahuje 189 % velikosti ustálené hodnoty vodicí síly v oblouku.

Na modelu tramvaje s nesenými články a neotočnými podvozky byla provedena analýza parametrů tramvaje, které mají vliv na velikost špičky vodicích sil. Předmětem experimentu byly parametry pryžkového dorazu vymezující maximální natočení podvozku vůči skříni vozidla, charakteristika mezičlánkových tlumičů, torzní tuhost článkového spojení daná příčnou tuhostí horního článkového spojení a také míra natočitelnosti skříně vůči podvozku. Analýza byla provedena prostřednictvím experimentů v modulu DoE programu Simpack.



Na základě analýzy byly upraveny parametry modelu vozidla tak, aby bylo dosaženo snížení vodících sil a indexu opotřebení. Upravovány byly parametry dorazů natočitelnosti podvozku a charakteristika mezičlánkových tlumičů. Úpravou bylo dosaženo snížení maxima vodících sil na levém nabíhajícím kole prvního podvozku o 10,5 %, druhého podvozku o 2,2 % a třetího podvozku o 12,5 %. Špičku vodících sil se úpravou parametrů nepodařilo zcela odstranit, protože jde o vlastnost, která je pevně spjatá s tramvajemi tohoto konstrukčního uspořádání.



11 Seznam obrázků

Obr. 1 – Schéma pětičlankové šestinápravové tramvaje s neotočnými podvozky [1]	11
Obr. 2 – Tramvaj 13 T [4]	12
Obr. 3 – Tramvaj 06 T [4]	12
Obr. 4 – Tramvaj Forcity Classic 26 T [7].....	12
Obr. 5 – Tramvaj Alstom Citadis 402 [8]	13
Obr. 6 – Alstom Citadis 305 [8].....	13
Obr. 7 – Tramvaj Flexity Freedom [9]	13
Obr. 8 – Tramvaj Siemens Combino [10]	14
Obr. 9 – Tramvaj Stadler Variobahn [11].....	14
Obr. 10 – Tramvaj Inekon 12 Trio [13].....	15
Obr. 11 - Průjezdny průřez tramvajové trati a obrys pro tramvajové vozidlo dle ČSN 28 0318 pro přímou trať a oblouky o poloměru $R_o = 1\ 000$ m a větší [1]	17
Obr. 12 – Schéma tramvajové jednotky v půdorysu.....	18
Obr. 13 – Poloha článku V. po vyčerpání příčných vůlí w	19
Obr. 14 – Poloha článku V. způsobená natočení skříně vůči podvozku.....	19
Obr. 15 – Poloha článku V. vzniklá vzpříčením podvozku v kolejovém kanálu.....	20
Obr. 16 – Profil tramvajového kola PR-1 [2]	20
Obr. 17 – Schéma nejnepříznivější polohy skříně článku V. vůči konstrukčnímu obrysu	21
Obr. 18 – Grafické řešení návrhu šířky skříně tramvajového vozu v přímé trati	22
Obr. 19 – Detail podvozku ve vzpříčené poloze v grafickém řešení návrhu šířky tramvajového vozu....	22
Obr. 20 – Základní rozměry tramvajové jednotky	23
Obr. 21 – Schéma mezní polohy článku I. v oblouku	24
Obr. 22 – Kontrola rozměrů článku I. s ohledem na obrys pro tramvajová vozidla při průjezdu obloukem	25
Obr. 23 – Schéma polohy článků III., IV. a V. v situaci, kdy je článek IV. vytlačován články III. a V. z linie konstrukčního obrysu	26
Obr. 24 – Kontrola dodržení obrysu pro tramvajová při vytlačování neseného článku nesoucími články z linie obrysu.....	26
Obr. 25 – Typový výkres tramvajové jednotky	28
Obr. 26 – Tabulka základních parametrů tramvajové jednotky na typovém výkresu	29
Obr. 27 – Model podvozku tramvaje	30
Obr. 28 – Plocha interiéru tramvaje ovlivněná podvozky.....	31
Obr. 29 – Umístění svislých tlumičů sekundárního vypružení v interiéru článku I.	31
Obr. 30 – Uspořádání sedadel v článku I.	32
Obr. 31 – Uspořádání sedadel v článku II.	32
Obr. 32 – Uspořádání sedadel v článku III.	33
Obr. 33 – Uspořádání sedadel v článku IV.	33
Obr. 34 – Uspořádání sedadel v článku V.	33
Obr. 35 – Model dvouhmotové soustavy	39
Obr. 36 – Parametry zborcené koleje [1].....	40
Obr. 37 – Torzní model podvozku [1]	41
Obr. 38 – Schéma čtyřnápravového podvozkového vozidla [1]	42
Obr. 39 – Náhradní model torzní soustavy mezi dvěma podvozkovými články vozidla [1].....	42
Obr. 40 – Schéma tramvajové jednotky s označením článkových spojení	43
Obr. 41 – Schéma vzniku reakční síly vzájemným natočením článků tramvaje.....	44
Obr. 42 – Schéma torzního stabilizátoru	45
Obr. 43 – Model tramvajové jednotky	48
Obr. 44 – Geometrie modelu skříně článků I. a V.	49
Obr. 45 – Geometrie modelu skříně článků II. a IV.	49
Obr. 46 – Geometrie modelu skříně článku III.	49



Obr. 47 – Umístění silových prvků článkových spojení tramvaje	50
Obr. 48 – Vzájemné natočení článků kolem svislé osy	50
Obr. 49 – Vzájemné natočení článků kolem podélné osy.....	50
Obr. 50 – Schéma vozidla vzhledem k schopnosti natočení kolem příčné osy.....	51
Obr. 51 – Horní článkové spojení C pomocí PtP silového prvku.....	52
Obr. 52 – Umístění silových prvků mezičlánkových tlumičů v modelu.....	53
Obr. 53 – Model neotočného podvozku.....	54
Obr. 54 – Profil kolejnice S49 [15]	55
Obr. 55 – Umístění silových prvků primárního vypružení v modelu podvozku	55
Obr. 56 – Silové prvky sekundárního vypružení v modelu podvozku	56
Obr. 57 – Svislé tlumiče v modelu podvozku.....	57
Obr. 58 – Příčné tlumiče v modelu podvozku.....	57
Obr. 59 – Model podvozku s nápravovou převodovkou a závěskami	57
Obr. 60 – Silový prvek tažné a tlačné tyče v modelu	58
Obr. 61 – Silový prvek zkrtné tyče torzního stabilizátoru.....	58
Obr. 62 – Model torzního stabilizátoru	59
Obr. 63 – Poloha silových prvků příčných dorazů.....	59
Obr. 64 – Závislost celkového zdvihu příčného dorazu na úhlu natočení skříně vůči podvozku	62
Obr. 65 – Náhradní těleso užitečného zatížení od stojících cestujících v článku II.....	64
Obr. 66 – Náhradní těleso užitečného zatížení od sedících cestujících v článku II.	64
Obr. 67 – Tělesa užitečných zatížení v modelu tramvajové jednotky. Modrá – stojící cestující, fialová – sedící cestující. Modely skříně jsou skryty.....	64
Obr. 68 – Kompletní model tramvajové jednotky s tělesy užitečného zatížení	64
Obr. 69 – Tramvaj Tatra T3 [16].....	65
Obr. 70 – Model otočného podvozku.....	65
Obr. 71 – Táhla přenášející podélné síly z podvozku na kolébku	66
Obr. 72 – CAD model skříně tramvaje s otočnými podvozky.....	66
Obr. 73 – Model tramvaje s otočnými podvozky.....	67
Obr. 74 – Zkušební tvar simulace průjezdu obloukem o poloměru 150 metrů.....	69
Obr. 75 – Zkušební trať pro měření vodících sil v oblouku o poloměru 20 metrů	71
Obr. 76 – Průběhy vodících sil na kolech prvního podvozku tramvaje s neotočnými podvozky	73
Obr. 77 – Index opotřebení na kolech prvního podvozku tramvaje s neotočnými podvozky	73
Obr. 78 – Průběh vodících sil na kolech prvního podvozku tramvaje s otočnými podvozky.....	74
Obr. 79 – Průběh indexu opotřebení na kolech prvního podvozku tramvaje s otočnými podvozky.....	75
Obr. 80 – Porovnání vodících sil na levém nabíhacím kole prvního podvozku tramvaje s neotočnými a otočnými podvozky.....	77
Obr. 81 – Příčné dorazy natočení skříně vůči podvozku.....	79
Obr. 82 – Parametry charakteristiky mezičlánkových tlumičů	82
Obr. 83 – Změna charakteristiky mezičlánkového tlumiče změnou rychlosti v_1	85
Obr. 84 – Průběh vodících sil na prvním podvozku tramvaje s neotočnými podvozky po úpravě parametrů.....	91
Obr. 85 – Průběh indexu opotřebení na prvním podvozku tramvaje s neotočnými podvozky po úpravě parametrů.....	91
Obr. 86 – Porovnání průběhu vodících sil levého nabíhacího kola upraveného modelu s modelem původním.....	93
Obr. 87 – Porovnání průběhu indexu opotřebení levého nabíhacího kola upraveného modelu s modelem původním.....	93

12 Seznam tabulek

Tab. 1 - Rozšíření průjezdného průřezu tramvajové trati a mezní pološířka obrysu pro tramvajové vozidlo dle ČSN 28 1318 [1]	17
---	----



Tab. 2 – Samostatné hmoty podvozku	35
Tab. 3 – Sdílené hmoty podvozku a jejich přiřazení k samostatným hmotám	35
Tab. 4 – Délky a hmotnosti jednotlivých článků tramvaje.....	36
Tab. 5 – Samostatné hmoty navýšené o příspěvky od hmot sdílených.....	36
Tab. 6 – Vlastní frekvence svislých pohybů podvozku a skříně tramvaje	39
Tab. 7 – Parametry torzního stabilizátoru	45
Tab. 8 – Tělesa modelu tramvajové jednotky.....	49
Tab. 9 – Parametry silového prvku spojení článku ve výšce 300 mm nad TK.....	51
Tab. 10 – Parametry silového prvku spojení článků tramvaje ve výšce 3 100 mm nad TK.....	52
Tab. 11 – Tabulka hodnot charakteristiky horního spojení článků.....	52
Tab. 12 – Hodnoty charakteristiky mezičlánkového tlumiče.....	53
Tab. 13 – Tělesa modelu podvozku	54
Tab. 14 – Parametry silového prvku primárního vypružení.....	55
Tab. 15 – Parametry silového prvku sekundárního vypružení.....	56
Tab. 16 – Tabulka hodnot charakteristiky zatížení příčného dorazu	60
Tab. 17 – Tabulka hodnot charakteristiky dorazu natočení skříně vůči podvozku	61
Tab. 18 – Tabulka hodnot charakteristiky svislého dorazu primárního vypružení	63
Tab. 19 – Tabulka hodnot charakteristiky svislého dorazu sekundárního vypružení	63
Tab. 20 – Rozložení užitečného zatížení mezi články tramvajové jednotky	63
Tab. 21 – Vlastní frekvence modelu	68
Tab. 22 – Svislé kolové síly tramvaje s neotočnými podvozky.....	69
Tab. 23 – Parametry zkušební tratě průjezdu obloukem o poloměru 150 metrů	70
Tab. 24 – Parametry zkušební tratě.....	72
Tab. 25 – Maxima vodících sil a indexu opotřebení tramvaje s neotočnými podvozky	74
Tab. 26 – Maxima vodících sil a indexu opotřebení tramvaje s otočnými podvozky	75
Tab. 27 – Parametry $k_{pryž12}$ a v_{d12} pro simulační výpočty DoE.....	80
Tab. 28 – Parametry mezičlánkových tlumičů pro výpočty DoE.....	83
Tab. 29 – Příčné tuhosti horních článkových spojení $k_{Hsp y}$ pro výpočty DoE	86
Tab. 30 – Hodnoty vůle před dorazem pro výpočet DoE a odpovídající úhly natočení skříně vůči podvozku	88
Tab. 31 – Upravené parametry optimalizované tramvaje.....	90
Tab. 32 – Maxima vodících sil a maxima indexu opotřebení na nabíhající kole původního modelu tramvaje s neotočnými podvozky a po úpravě parametrů.....	92

13 Seznam grafů

Graf 1 – Charakteristika silového prvku horního spojení článků	52
Graf 2 – Charakteristika mezičlánkového tlumiče	53
Graf 3 – Charakteristika dorazu příčných výchylek skříně vůči podvozku	60
Graf 4 – Charakteristika dorazu natočení skříně vůči podvozku	61
Graf 5 – Charakteristika svislého dorazu primárního vypružení.....	62
Graf 6 – Charakteristika svislého dorazu sekundárního vypružení.....	62
Graf 7 – Průběh vodící síly při průjezdu obloukem o poloměru 150 metrů	70
Graf 8 – Závislost maxima vodící síly na tuhosti příčného dorazu a velikosti vůle před dorazem – podvozek 1.....	80
Graf 9 – Závislost maxima vodící síly na tuhosti příčného dorazu a velikosti vůle před dorazem – podvozek 2.....	81
Graf 10 – Závislost maxima vodící síly na tuhosti příčného dorazu a velikosti vůle před dorazem – podvozek 3.....	81
Graf 11 – Závislost vodících sil na rychlosti v_1 a konstantě tlumení b_2 – podvozek 1.....	83
Graf 12 – Závislost vodících sil na rychlosti v_1 a konstantě tlumení b_2 – podvozek 2.....	84
Graf 13 – Závislost vodících sil na rychlosti v_1 a konstantě tlumení b_2 – podvozek 3.....	84



Graf 14 – Závislost vodicích sil na příčné tuhosti horních článkových spojení – podvozek 1	86
Graf 15 – Závislost vodicích sil na příčné tuhosti horních článkových spojení – podvozek 2	86
Graf 16 – Závislost vodicích sil na příčné tuhosti horních článkových spojení – podvozek 3	87
Graf 17 – Závislost vodicích sil na úhlu natočení skříně vozidla vůči podvozku – podvozek 1	88
Graf 18 – Závislost vodicích sil na úhlu natočení skříně vozidla vůči podvozku – podvozek 2	89
Graf 19 – Závislost vodicích sil na úhlu natočení skříně vozidla vůči podvozku – podvozek 3	89

14 Seznam příloh

Příloha 1	Typový výkres tramvajové jednotky
Příloha 2	Průběh vodicích sil modelu tramvaje s neotočnými podvozky
Příloha 3	Průběh indexu opotřebení modelu tramvaje s neotočnými podvozky
Příloha 4	Průběh vodicích sil modelu tramvaje s otočnými podvozky
Příloha 5	Průběh indexu opotřebení modelu tramvaje s otočnými podvozky
Příloha 6	Průběh vodicích sil modelu tramvaje s neotočnými podvozky po úpravě parametrů
Příloha 7	Průběh indexu opotřebení modelu tramvaje s neotočnými podvozky po úpravě parametrů



15 Použitá literatura

- [1] KOLÁŘ, Josef. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [2] T., Mužík. Kola: Tramvajové, lanové dráhy. Praha, 2018.
- [3] Tramvajová doprava. CzWiki [online]. [cit. 2022-02-26]. Dostupné z: https://czwiki.cz/Lexikon/Tramvajov%C3%A1_doprava
- [4] Škoda Transportation a.s. [online]. [cit. 2022-02-27]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/>
- [5] Referenční list Tramvaj Elektra Praha [online]. [cit. 2022-02-27]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/admin/wp-content/uploads/2021/06/elektrareferencnilist.pdf>
- [6] Produktový katalog tramvaj Elektra Praha [online]. [cit. 2022-03-03]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/admin/wp-content/uploads/2021/06/Tramvajelektrapraha.pdf>
- [7] Produktový list Forcity Classic Miskolc [online]. [cit. 2022-03-04]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/admin/wp-content/uploads/2021/06/tramvajforcityclassicmiskolc.pdf>
- [8] Alstom Citadis. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-03-04]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Alstom_Citadis
- [9] Bombardier Flexity. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-03-05]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Bombardier_Flexity#Flexity_Link
- [10] Siemens Combino. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-03-05]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Siemens_Combino
- [11] Stadler Variobahn. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Stadler_Variobahn
- [12] Inekon 12 Trio. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Inekon_12_Trio
- [13] České tramvaje na druhé tramvajové lince v Seattlu. *Československý dopravák* [online]. [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://www.cs-dopravak.cz/2016-1-28-esk-tramvaje-na-druh-tramvajov-lince-v-seattle/>
- [14] Škoda 14 T. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-07-06]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_14T



- [15] *Kolejový svršek tvořený kolejnicí S49* [online]. [cit. 2022-06-04]. Dostupné z: <https://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=2010031701>
- [16] Tatra T3. *Pohled ze šaliny* [online]. [cit. 2022-06-13]. Dostupné z: <https://pohledzesaliny.cz/vozidla/saliny/tatra-t3>