

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A**  
**KOLEJOVÝCH VOZIDEL**



**KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ NÍZKOPODLAŽNÍCH**  
**ČLÁNKOVÝCH TRAMVAJÍ**

**CONCEPT SOLUTIONS OF LOW-FLOOR**  
**TRAMCARS**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2021**

Autor:

Petr Hejna

Studijní program:

B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor:

2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce:

Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hejna** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **483128**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Koncepční řešení nízkopodlažních článkových tramvají**

Název bakalářské práce anglicky:

**Concept solutions of low-floor tramcars**

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rešerši odborné literatury a dalších informačních zdrojů na téma koncepčního uspořádání moderních článkových nízkopodlažních tramvají.
2. Popište jednotlivá koncepční uspořádání těchto vozidel s ohledem na polohu a počet kloubů na skříní vozidla a otočnost spojení podvozků a článků skříně.
3. Pro nejčastěji používaná uspořádání proveďte zjednodušené posouzení vlivu koncepčního uspořádání vozidla na silové účinky mezi vozidlem a tratí. Posuďte vliv uspořádání vozidla na rozložení svislých statických nápravových zatížení a velikost příčných vodících sil.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Kolář, J., Modulární stavba nízkopodlažních tramvají, habilitační práce, Praha 2007
- [2] firemní literatura
- [3] online informační zdroje

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

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

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

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: „Koncepční řešení nízkopodlažních článkových tramvají“ vypracoval samostatně pod odborným vedením Ing. Jana Kalivody, Ph.D. Dále prohlašuji, že veškeré podklady a prameny, ze kterých jsem ve své práci čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....  
Petr Hejna

## **PODĚKOVÁNÍ**

Nejdříve bych rád poděkoval vedoucímu své závěrečné práce panu Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za jeho odborné vedení, za cenné rady, připomínky, konzultační hodiny a trpělivost. Dále bych rád poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za poskytnutí své habilitační práce, díky čemuž jsem mohl snáze proniknout do problematiky týkající se nízkopodlažních článkových tramvají.

Chtěl bych také poděkovat mé rodině, především pak mým rodičům, kteří mě vždy ve studiu na vysoké škole podporovali a byli mi oporou v těžkých studijních i životních situacích. Vždy byli, jsou a budou mým životním vzorem.

## **ABSTRAKT**

V rešeršní části práce jsou shrnuty základní informace týkající se nízkopodlažních článkových tramvají. Z důkladné statistické analýzy jsou vybrána nejčastěji používaná koncepční uspořádání těchto vozidel. Následně je provedeno zjednodušené posouzení vlivu koncepčního uspořádání na rozložení svislých statických nápravových zatížení a velikosti příčných vodících sil. Závěr práce je věnován celkovému vyhodnocení získaných výsledků.

## **ABSTRACT**

The research part summarizes the basic information concerning low-floor articulated tramcars. Complex statistical analysis has been done from which the most commonly used arrangements were selected. A simplified evaluation of the effect of the conceptual arrangements on the distribution of vertical static loads on the axle and the magnitude of the transverse guide forces was performed. The conclusion of the thesis is devoted to the overall evaluation of the obtained results.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Nízkopodlažní tramvaj, nápravová zatížení, příčné vodící síly

## **KEYWORDS**

Low-floor tramcar, axle loads, transverse guiding forces

# OBSAH

|  |    |
|--|----|
| SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....  | 8  |
| SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ .....   | 8  |
| 1 ÚVOD.....  | 10 |
| 2 REŠERŠE .....  | 11 |
| 2.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NÍZKÉ PODLAHY.....  | 12 |
| 2.2 ZPŮSOBY ŘEŠENÍ PODLAHY V OBLASTI PODVOZKU .....  | 13 |
| 2.2.1 ČÁSTEČNĚ NÍZKOPODLAŽNÍM VOZIDLEM.....  | 13 |
| 2.2.2 POUŽITÍM DVOJKOLÍ S MENŠÍM PRŮMĚREM KOL.....   | 13 |
| 2.2.3 VYUŽITÍM SPECIÁLNÍ KONSTRUKCE TRAKČNÍHO PODVOZKU.....                                    | 13 |
| 2.2.4 VYUŽITÍM OTOČNÉHO PODVOZKU S NÁPRAVNICEMI .....  | 14 |
| 2.3 NEJPOUŽÍVANĚJŠÍ KONCEPCE MODERNÍCH NÍZKOPODLAŽNÍCH ČLÁNKOVÝCH<br>TRAMVAJOVÝCH VOZIDEL..... | 15 |
| 2.3.1 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ ČÁSTEČNĚ NÍZKOPODLAŽNÍCH VOZIDEL .....                                  | 17 |
| 2.3.2 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ PLNĚ NÍZKOPODLAŽNÍCH VOZIDEL .....                                      | 18 |
| 2.4 SOUČASNÝ STAV VOZOVÉHO PARKU V ČR.....   | 19 |
| 2.4.1 PLNĚ NÍZKOPODLAŽNÍ TRAMVAJOVÁ VOZIDLA V ČR .....   | 20 |
| 2.4.2 ČÁSTEČNĚ NÍZKOPODLAŽNÍ TRAMVAJOVÁ VOZIDLA V ČR .....                                     | 20 |
| 2.4.3 POČTY NÍZKOPODLAŽNÍCH TRAMVAJÍ V ČR .....  | 21 |
| 2.5 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ NÍZKOPODLAŽNÍCH ČLÁNKOVÝCH TRAMVAJÍ V ZAHRANIČÍ                           | 24 |
| 2.5.1 PŘÍKLADY KONCEPČNÍCH ŘEŠENÍ.....   | 24 |
| 2.6 VYBRANÁ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ .....   | 25 |
| 2.6.1 KONCEPT A.....   | 25 |
| 2.6.2 KONCEPT B.....   | 26 |
| 2.6.3 KONCEPT C.....   | 27 |
| 2.6.4 KONCEPT D .....  | 28 |
| 2.6.5 KONCEPT E.....   | 29 |
| 3 VÝPOČTOVÁ ČÁST PRÁCE .....   | 30 |
| 3.1 NÁPRAVOVÁ ZATÍŽENÍ .....   | 30 |
| 3.1.1 KONCEPT A.....   | 30 |

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 3.1.2 | KONCEPT B.....  | 38 |
| 3.1.3 | KONCEPT C.....  | 43 |
| 3.1.4 | KONCEPT D .....                                       | 50 |
| 3.1.5 | KONCEPT E.....  | 60 |
| 3.2   | VYHODNOCENÍ NÁPRAVOVÝCH ZATÍŽENÍ.....                 | 65 |
| 3.2.1 | KONCEPT A.....  | 65 |
| 3.2.2 | KONCEPT B.....  | 66 |
| 3.2.3 | KONCEPT C.....  | 67 |
| 3.2.4 | KONCEPT D .....                                       | 68 |
| 3.2.5 | KONCEPT E.....  | 69 |
| 3.3   | PŘÍČNÉ VODÍCÍ SÍLY .....                              | 70 |
| 3.3.1 | URČENÍ VELIKOSTI SETRVAČNÝCH SIL.....                 | 70 |
| 3.3.2 | KONSTRUKČNÍ ČÁST.....                                 | 71 |
| 3.3.3 | CITLIVOSTNÍ ANALÝZA .....                             | 72 |
| 3.3.4 | ZPŮSOB VÝPOČTU SETRVAČNÝCH SIL .....                  | 73 |
| 3.3.5 | VELIKOST SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ SETRVAČNOSTI ..... | 76 |
| 3.4   | VYHODNOCENÍ PŘÍČNÝCH VODÍCÍCH SIL .....               | 78 |
| 4     | ZÁVĚR.....  | 79 |
|       | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....                        | 80 |
|       | SEZNAM OBRÁZKŮ .....                                  | 82 |
|       | SEZNAM TABULEK.....                                   | 84 |
|       | SEZNAM GRAFŮ.....                                     | 85 |
|       | SEZNAM PŘÍLOH.....                                    | 86 |

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

|      |                            |
|------|----------------------------|
| TK.  | Temeno kolejnice           |
| PTC. | Parametric Technology Corp |

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

|                                   |                                    |
|-----------------------------------|------------------------------------|
| $a_3 [m]$                         | Šířka třetího článku               |
| $a_n [m \cdot s^{-2}]$            | Příčné nevyrovnané zrychlení       |
| $A [N]$                           | Nápravové zatížení                 |
| $b_3 [m]$                         | Délka třetího článku               |
| $B, C, F [N]$                     | Reakční síla                       |
| $F_k [N]$                         | Síla v kloubu tramvajového vozidla |
| $g [m \cdot s^{-2}]$              | Tíhové zrychlení                   |
| $G [N]$                           | Tíha skříně vozidla                |
| $I_z [kg \cdot m^2]$              | Moment setrvačnosti k ose z        |
| $k [N \cdot m^{-1}]$              | Tuhost pružiny                     |
| $L, l, b [mm]$                    | Délka                              |
| $m_p [kg]$                        | Hmotnost podvozku                  |
| $m_1 [kg]$                        | Hmotnost soupravy bez cestujících  |
| $m_2 [kg]$                        | Hmotnost soupravy s cestujícími    |
| $m_{s3} [kg]$                     | Hmotnost skříně třetího článku     |
| $M_S [kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}]$ | Setrvačný moment                   |
| $n [-]$                           | Počet podvozků                     |
| $p [mm]$                          | Rozvor náprav                      |
| $q [N \cdot mm^{-1}]$             | Spojité zatížení                   |
| $R [m]$                           | Poloměr oblouku                    |
| $s [mm]$                          | Dráha                              |
| $S_{jeden\ úsek} [m]$             | Dráha jednoho úseku                |



|   |                               |
|---|-------------------------------|
| $t$ [s]                                       | Čas                           |
| $t_{jeden\ úsek}$ [s]                         | Čas jednoho úseku             |
| $v$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]                      | Rychlost tramvajového vozidla |
| $x, y, z$                                     | Osy souřadnicového systému    |
| $\Delta z, \Delta y$ [m]                      | Rozdíl délek                  |
| $\varphi$ [°]                                 | Úhel natočení článků          |
| $\dot{\varphi}$ [ $rad \cdot s^{-1}$ ]        | Úhlová rychlost               |
| $\ddot{\varphi}$ [ $rad \cdot s^{-2}$ ]       | Úhlové zrychlení              |
| $\ddot{\varphi}_{max}$ [ $rad \cdot s^{-2}$ ] | Maximální uhlové zrychlení    |

---

# 1 ÚVOD

Z rozvoje nízkopodlažních článkových tramvají vzniká celá řada nových koncepčních uspořádání, vzhledem k otočnosti podvozků, vzhledem k počtu článku a poloze kloubů mezi nimi. Tyto změny v koncepčním uspořádání mají nezanedbatelný vliv na jízdní vlastnosti těchto tramvajových vozidel. Cílem této práce je tedy posoudit vliv uspořádání nízkopodlažních článkových tramvají na rozložení svislých statických nápravových zatížení a velikosti příčných vodících sil.

Nejdříve bylo zapotřebí si zvolit, která konkrétní koncepční uspořádání budu z daného hlediska posuzovat. Z tohoto důvodu jsem se v prvním kroku své práce zaměřil na prozkoumání současného vozového parku nízkopodlažních článkových tramvají v České republice a v zahraničí. Z vytvořené statistické analýzy jsem následně vybral konkrétní koncepční uspořádání, kterými se budu nadále zabývat.

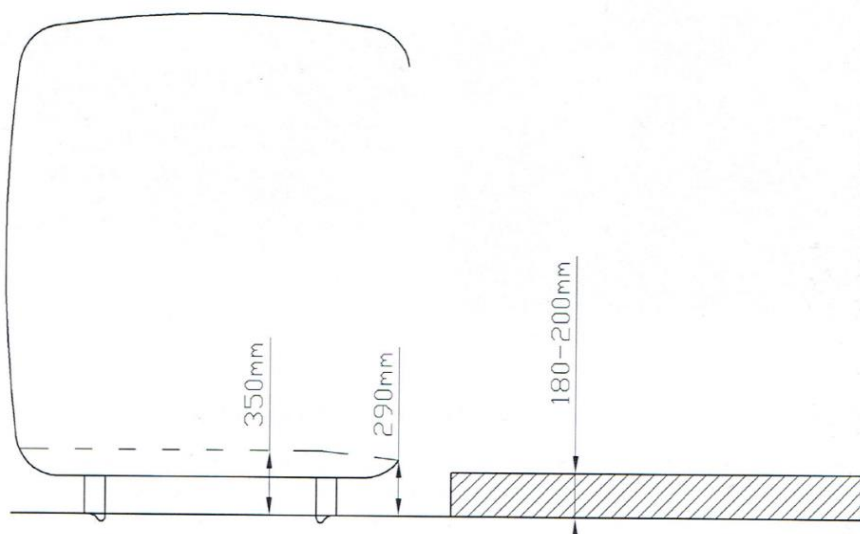
Po určení konkrétních koncepcí jsem přistoupil k samotné výpočtové části své práce, ve které jsem nejdříve spočetl hodnoty nápravových zatížení jednotlivých koncepcí, abych se následně po jejich vyhodnocení mohl věnovat určení velikosti příčných vodících sil.

## 2 REŠERŠE

V osmdesátých letech dvacátého století měly tehdejší již existující tramvajové čtyřnápravové vozy s vysokou podlahou sahající 800 mm nad rovinu temene koleje (dále jen TK.) dostatečnou přepravní kapacitu, avšak přestávaly stačit zvyšujícím se požadavkům na rychlou výměnu cestujících. Především pak u nástupu a výstupu cestujících s omezenou schopností pohybu, kdy dva až tři vyšší schody do či z tramvajového vozidla představovaly nepřekonatelnou hranici pro tento typ cestujících. K tomuto zásadnímu požadavku se přidaly i další, jako například vyšší zrychlení, nástup a výstup cestujících s kočárky, nízké náklady na provoz, nízké náklady na údržbu nebo vytápění či klimatizace. Vzhledem k těmto neustále rostoucím nárokům propukl ve světě v 90. letech 20. století intenzivní vývoj nízkopodlažních tramvají. Cílem tohoto vývoje tak bylo vytvořit v tramvajovém vozidle nízkou podlahu ve výšce cca 350 mm nad rovinou TK. – viz obr. 1. V této době lze konstatovat, že vývoj nízkopodlažních článkových tramvajových vozidel se v posledních několika letech věnuje zejména dvěma základními trendům:

- částečně nízkopodlažní tramvaje
- plně (tzv. 100 %) nízkopodlažní tramvaje

Prvním ze dvou trendů jsou částečně nízkopodlažní tramvaje, u kterých se výška podlahy pohybuje od 350 mm v nízkopodlažní části vozidla po cca 560 mm v místech nad otočnými podvozky. V dnešní době je u tohoto typu vozidel požadováno alespoň 50 % podílu nízké podlahy. Druhým trendem jsou pak plně nízkopodlažní tramvaje, také nazývány 100 % nízkopodlažní, jejichž výška podlahy sahá do 350 mm nad rovinu TK. [1,2]

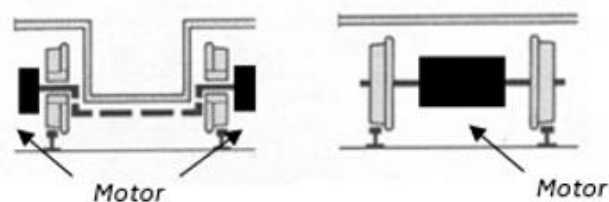


Obr. 1 – Nízká podlaha [1]

## 2.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NÍZKÉ PODLAHY

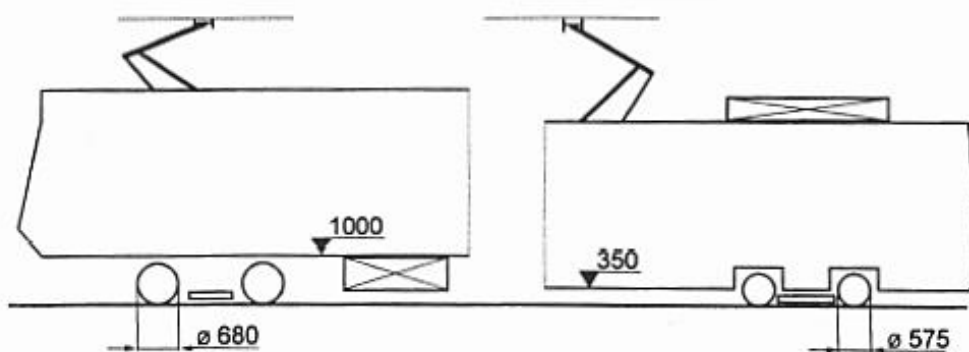
Vzhledem ke snaze o docílení nízké podlahy v tramvajovém vozidle vzniká konstrukční problém se samotným podvozkem tramvaje a jeho umístěním. Tento konstrukční problém lze vyřešit použitím některého ze způsobů, které budou uvedeny v následující kapitole 2.2. [1,2]

Při řešení nových konstrukcí podvozků vozidel muselo také dojít ke vhodnému umístění synchronních a asynchronních motorů, které zajišťují pohon tramvaje, aby se vytvořil prostor pro vytvoření nízkopodlažní uličky nad podvozky. Z toho důvodu byly tyto motory přesunuty vně dvojkolí – viz obr. 2 (vlevo). [2,3]



Obr. 2 – Vozidlo s výškou podlahy 350 mm nad rovinu TK. (vlevo), vozidlo s výškou podlahy 900 mm nad rovinu TK. (vpravo) [2]

Společně s řešením problémů týkajících se podvozků vozidla a jeho umístěním a umístěním motorů nastal také problém s umístěním výzbroje vozidla. Protože se výška podlahy nízkopodlažního vozidla snížila na cca 350 mm nad rovinu TK, muselo dojít k přesunu výzbroje ze spodní části vozidla na jeho střechu – viz obr. 3 (vpravo). [2,3]

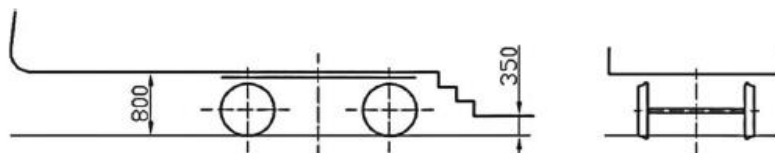


Obr. 3 – Výzbroj klasické tramvaje (vlevo) a nízkopodlažní tramvaje (vpravo) [2]

## 2.2 ZPŮSOBY ŘEŠENÍ PODLAHY V OBLASTI PODVOZKU

### 2.2.1 ČÁSTEČNĚ NÍZKOPODLAŽNÍM VOZIDLEM

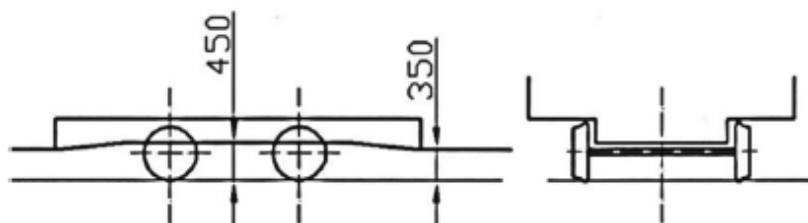
V prostoru pod vysokou podlahou je umístěn podvozek obvyklé koncepce, který je neotočný. Z oblasti nízké podlahy pak vedou zpravidla dva až tři schůdky do prostoru podlahy vysoké – viz obr. 4. [1,2]



Obr. 4 – Částečně nízkopodlažní vozidlo [1]

### 2.2.2 POUŽITÍM DVOJKOLÍ S MENŠÍM PRŮMĚREM KOL

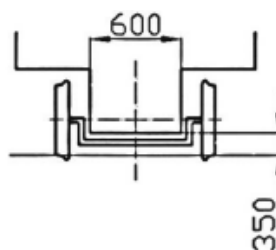
Tímto řešením lze snížit polohu vysoké podlahy na zhruba 450 mm nad rovinu TK. Do prostoru mezi vysokou a nízkou podlahu je následně umístěna rampa či schůdek – viz obr. 5. [1,2]



Obr. 5 – Dvojkolí s menším průměrem kol [1]

### 2.2.3 VYUŽITÍM SPECIÁLNÍ KONSTRUKCE TRAKČNÍHO PODVOZKU

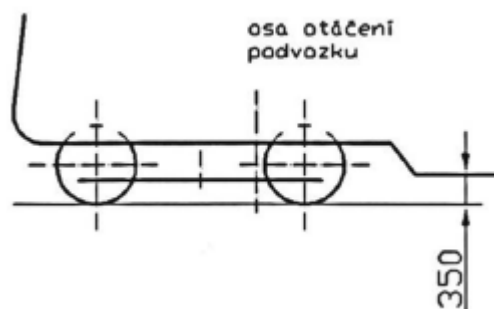
Speciální trakční podvozek s nápravnicemi s volně otočnými koly je většinou neotočný, přičemž tramvajová kola obvyklého průměru jsou umístěna do prostoru pod sedadly. Vzniklá průchozí ulička by měla být, pokud možno co nejširší (minimálně 600 mm) – viz obr. 6. [1,2]



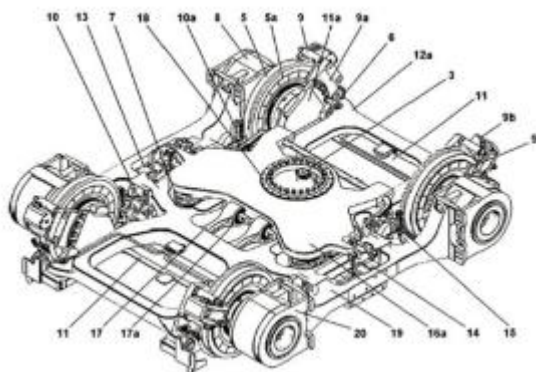
Obr. 6 – Speciální trakční podvozek s nápravnicí [1]

### 2.2.4 VYUŽITÍM OTOČNÉHO PODVOZKU S NÁPRAVNICEMI

Podvozek tohoto typu je vysutý pod kabinu řidiče, přičemž osa otáčení podvozku je mimo osu symetrie podvozku. Tento typ podvozku má totiž pouze jednu kolébku, která je v podvozku umístěna asymetricky – viz. obr. 7. Podvozek tohoto typu nalezneme například u tramvaje Škoda 15 T – viz. obr. 8.



Obr. 7 – Otočný podvozek vysutý pod kabinu řidiče [1]



Obr. 8 – Krajní podvozek tramvaje Škoda 15 T [23]

## 2.3 NEJPOUŽÍVANĚJŠÍ KONCEPCE MODERNÍCH NÍZKOPODLAŽNÍCH ČLÁNKOVÝCH TRAMVAJOVÝCH VOZIDEL

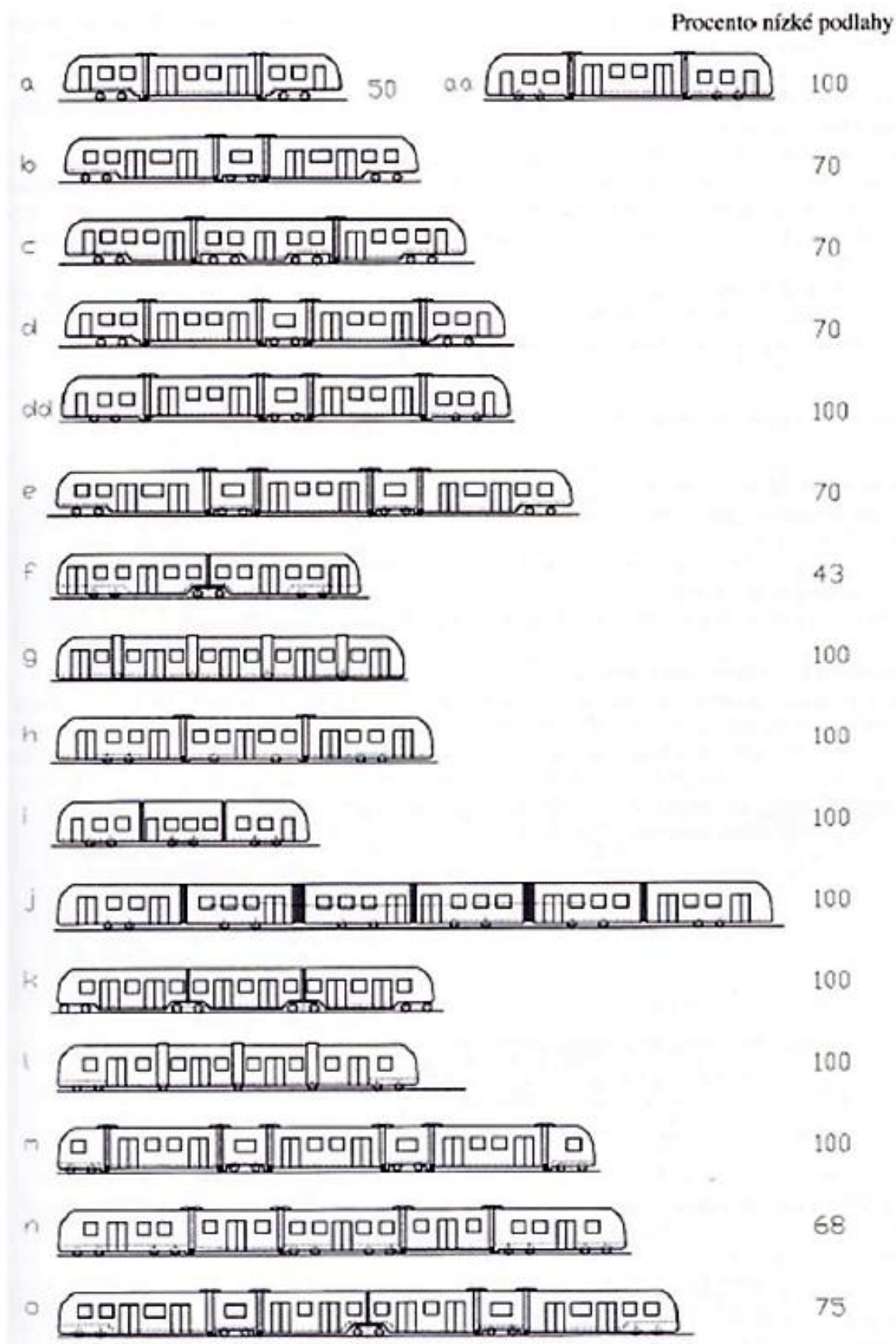
Několikaletým usilovným vývojem byla výrobci vytvořena řada koncepčních řešení nízkopodlažních článkových tramvajových vozidel – viz obr. 9. V následujících kapitolách 2.3.1 a 2.3.2 budou ty nejdůležitější koncepční řešení uvedeny a popsány.

Pro správnou funkčnost musí níže zobrazené typy vozidel mimo jiné splňovat také několik požadavků, které zásadním způsobem ovlivňují koncepci tramvajových vozidel. Požadavek na rychlý a jednoduchý výstup a nástup cestujících, který je možno uskutečnit nízkopodlažním vozidlem s odlišným procentuálním podílem nízké podlahy ve vozidle. Dále pak požadavek na zvýšení přepravní kapacity cestujících, což lze splnit spojením několika samostatných vozů do soupravy či článkovým vozidlem. K dalším požadavkům patří požadavek na vyšší zrychlení, kterého lze dosáhnout například vyšším výkonem nebo počtem trakčních dvojkolí. Mezi ten vůbec nejdůležitější se řadí požadavek na průjezd směrovými oblouky. [1]

V dále uvedených koncepčních řešeních tramvajových vozidel – obr. 9 hraje zásadní roli také podvozek. U podvozku, ať už je trakční či běžný, je klíčový jeho stupeň volnosti. Právě podle stupně volnosti podvozku rozlišujeme podvozek na:

- otočný
- neotočný

Otočný podvozek je umístěn pod skříní tramvajového vozidla, přičemž při průjezdu vozidla směrovými oblouky je tento podvozek kolem své svislé osy zcela volně otočný vzhledem ke skříní vozidla. Oproti tomu podvozek neotočný je svázán „pevně“ se skříní. Avšak i tento typ podvozku se může určitým způsobem směrově vychylovat (zhruba o 1 až 2 stupně). Je tomu tak z důvodu docílení plynulého narůstání řídicí síly působící na dvojkolí při nájezdu do oblouku. [1]



Obr. 9 – Koncepční řešení nízkopodlažních článkových tramvají [1]



---

**2.3.1 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ ČÁSTEČNĚ NÍZKOPODLAŽNÍCH VOZIDEL**

Při popisování jednotlivých koncepčních řešení částečně nízkopodlažních vozidel jsem vycházel z obrázku 9 na straně 16. V daném obrázku jsou uvedena částečně nízkopodlažní vozidla pod písmeny *a, b, c, d, e, f, n* a *o*, přičemž je:

- a) tříčlánková tramvaj se dvěma neotočnými podvozky pod krajními články a s prostředním neseným článkem
- b) tříčlánková tramvaj se dvěma otočnými podvozky pod krajními články a s prostředním článkem s neotočným podvozkem
- c) tříčlánková tramvaj se dvěma otočnými podvozky pod krajními články a se dvěma otočnými podvozky pod prostředním článkem
- d) pětičlánková tramvaj s neotočnými podvozky pod krajními články a s neotočným podvozkem pod článkem prostředním; zbylé dva články jsou zavěšené
- e) pětičlánková tramvaj se dvěma otočnými podvozky pod krajními články a se dvěma neotočnými podvozky pod krátkými články
- f) dvoučlánková kloubová tramvaj se třemi otočnými podvozky
- n) pětičlánková tramvaj se třemi čtyřnápravovými moduly s otočnými podvozky pod krajními články a pod článkem prostředním; zbylé dva články jsou nesené
- o) šestičlánková tramvaj s otočnými trakčními podvozky pod krajními články a se dvěma neotočnými podvozky pod krátkými články a s prostředním otočným podvozkem [1,2,4,6]

---

### 2.3.2 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ PLNĚ NÍZKOPODLAŽNÍCH VOZIDEL

Při popisování jednotlivých koncepčních řešení plně nízkopodlažních vozidel jsem i v této kapitole vycházel z obrázku 9 na straně 16. V uvedeném obrázku jsou plně nízkopodlažní vozidla zobrazena pod písmeny *aa, dd, g, h, i, j, k, l* a *m*, přičemž je:

- aa) tříčlávková tramvaj se dvěma neotočnými podvozky pod krajními články a prostředním neseným článkem
- dd) pětičlávková tramvaj s neotočnými podvozky pod krajními články a pod článkem prostředním; zbylé dva články jsou zavěšené
- g) pětičlávková tramvaj s jednonápravovými podvozky
- h) tříčlávková tramvaj se dvěma otočnými podvozky pod krajními články a se dvěma jednonápravovými podvozky pod prostředním článkem
- i) tříčlávková tramvaj se třemi neotočnými podvozky
- j) šestičlávková tramvaj tvořená třemi dvojicemi kloubově spojených článků; pod každým článkem je neotočný podvozek
- k) tříčlávková tramvaj se čtyřmi otočnými podvozky; dva jsou pod čelem a dva pod kloubovým spojením článků
- l) čtyřčlávková tramvaj se dvěma trakčními otočnými podvozky pod krajními články a s jednonápravovými podvozky umístěnými v portálech mezi články
- m) sedmičlávková tramvaj se dvěma neotočnými trakčními podvozky pod krajními články a se dvěma neotočnými podvozky pod krátkými (vnitřními) články [1,2,4,6]

---

## 2.4 SOUČASNÝ STAV VOZOVÉHO PARKU V ČR

Pro další postup mé práce bylo nutné zjistit složení vozového parku tramvajových vozidel v celé České republice, abych si následně díky těmto informacím mohl vybrat a detailněji prozkoumat nejpoužívanější koncepce nízkopodlažních článkových tramvajových vozidel.

Mým cílem bylo nejprve zjistit, v jakých městech se tramvajová doprava využívá a jaké typy tramvajových vozidel se v těchto městech nachází. Abych toto mohl zjistit bylo zapotřebí důkladným způsobem prozkoumat všechny dostupné informace z různých internetových a knižních zdrojů. [1,13,14,15,16,17,18,19]

Seznam měst v České republice, ve kterých se využívá tramvajová doprava:

- Brno
- Liberec
- Most
- Litvínov
- Olomouc
- Ostrava
- Plzeň
- Praha

Po nalezení měst, ve kterých se tramvajová doprava využívá bylo potřeba zjistit, jaké typy tramvajových vozidel se v daných městech nachází. Z tohoto důvodu byl na základě výročních zpráv jednotlivých dopravních podniků vypracován přehled používaných typů tramvajových vozidel podle toho, v jakém městě se nachází. Tento přehled je vytvořený k 31.12.2019.

### 2.4.1 PLNĚ NÍZKOPODLAŽNÍ TRAMVAJOVÁ VOZIDLA V ČR

V tabulce 1 je přehledně znázorněné jaké typy plně nízkopodlažních tramvajových vozidel v daných městech jezdí. Z této tabulky je také patrné, že v Brně a Olomouci se k datu 31.12. 2019 nenacházela žádná 100 % nízkopodlažní tramvaj. V ostatních městech se pak až na výjimku Mostu s Litvínovem nachází vždy jen jeden typ těchto vozidel. [13,14,15,16,17,18,19]

| Město           | Typ               |
|-----------------|-------------------|
| Brno            | -                 |
| Liberec         | EVO 2             |
| Most + Litvínov | EVO 1,2           |
| Olomouc         | -                 |
| Ostrava         | Stadler Tango NF2 |
| Plzeň           | EVO 2             |
| Praha           | Škoda 15 T        |

Tab. 1 – Plně nízkopodlažní tramvajová vozidla

Most a Litvínov je v tabulkách 1, 2 a 3 zobrazován společně, protože tyto dvě severočeská města mají společnou síť tramvajové dopravy. [15]

### 2.4.2 ČÁSTEČNĚ NÍZKOPODLAŽNÍ TRAMVAJOVÁ VOZIDLA V ČR

V následující tabulce 2 jsem zobrazil všechny typy částečně nízkopodlažních tramvajů v České republice podle toho, ve kterých městech se tyto vozidla používají. Mezi města s nejvyšší počtem typů těchto vozidel se řadí Ostrava s celkem osmi typy a Brno společně s Plzní se sedmi typy. Naopak nejméně těchto typů vozidel najdeme v Liberci a v Praze. V Liberci se vyskytují pouze dva typy a to T3R.PLF a T3R.SLF. V Praze pak také typ T3R.PLF a navíc typy KT8D5.RN2P a Škoda 14 T. [13,14,15,16,17,18,19]

| Město           | Typ   |
|-----------------|---|
| Brno            | KT8D5R.N2; KT8D5N; K3R-N; VARIO LFR.E; VARIO LF2R.E; ŠKODA 13 T; LTM (Anitra)             |
| Liberec         | T3R.PLF; T3R.SLF  |
| Most + Litvínov | VARIO LF+; VARIO LFR.S; LTM (Astra)   |
| Olomouc         | VARIO LF+; VARIO LFR.S; VARIO LFR.E; VARIO LF.E; LTM (Astra); Trio 01                     |
| Ostrava         | VARIO LF2+; VARIO LF3/2; VARIO LF2; VARIO LF3; VARIO LFR; KT8D5.RN1; LTM (Astra); Trio 01 |
| Plzeň           | K3R-INT; KT8D5.RN2P; T3R.PLF; VARIO LF 2/2 IN; VARIO LF+; VARIO LFR.S; LTM (Astra)        |
| Praha           | T3R.PLF; KT8D5.RN2P; Škoda 14 T   |

Tab. 2 – Částečně nízkopodlažní tramvajová vozidla

### 2.4.3 POČTY NÍZKOPODLAŽNÍCH TRAMVAJÍ V ČR

Z vytvořeného přehledu vyplývá, že je v České republice provozováno značné množství různých typů tramvajových vozidel. Pro další postup práce bylo tedy zapotřebí si zvolit, jakými konkrétními koncepcemi se budu nadále zabývat. Z tohoto důvodu jsem si vytvořil následující tabulku o počtech nízkopodlažních tramvajů v České republice – viz. tabulka 3, do které jsem přehledně znázornil, dle výročních zpráv jednotlivých dopravních podniků, počty dílčích typů těchto tramvajových vozidel, abych následně z tohoto čistě statistického zjištění mohl z hlediska největšího početního zastoupení vybrat jednotlivá koncepční řešení. [13,14,15,16,17,18,19]

| Typ                  | Město      |           |                    |           |            |           |            |            |
|----------------------|------------|-----------|--------------------|-----------|------------|-----------|------------|------------|
|                      | Brno       | Liberec   | Most +<br>Litvínov | Olomouc   | Ostrava    | Plzeň     | Praha      | Celkem     |
| Vario LFR.E          | 32         | 0         | 0                  | 7         | 0          | 0         | 0          | 39         |
| Vario LF2R.E         | 32         | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 0          | 32         |
| Vario LF +           | 0          | 0         | 2                  | 14        | 0          | 6         | 0          | 22         |
| Vario LFR.S          | 0          | 0         | 2                  | 10        | 0          | 26        | 0          | 38         |
| Vario LF.E           | 0          | 0         | 0                  | 3         | 0          | 0         | 0          | 3          |
| Vario LFR            | 0          | 0         | 0                  | 0         | 63         | 0         | 0          | 63         |
| Vario LF3            | 0          | 0         | 0                  | 0         | 2          | 0         | 0          | 2          |
| Vario LF3/2          | 0          | 0         | 0                  | 0         | 3          | 0         | 0          | 3          |
| Vario LF2+           | 0          | 0         | 0                  | 0         | 1          | 0         | 0          | 1          |
| Vario LF2R           | 0          | 0         | 0                  | 0         | 3          | 0         | 0          | 3          |
| Vario LF2/2 IN       | 0          | 0         | 0                  | 0         | 0          | 4         | 0          | 4          |
| 13 T                 | 49         | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 0          | 49         |
| 14 T                 | 0          | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 57         | 57         |
| 15 T                 | 0          | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 250        | 250        |
| EVO 1                | 0          | 0         | 1                  | 8         | 0          | 0         | 0          | 9          |
| EVO 2                | 0          | 1         | 3                  | 0         | 0          | 9         | 0          | 13         |
| Anitra               | 17         | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 0          | 17         |
| Astra                | 0          | 0         | 2                  | 4         | 14         | 10        | 0          | 30         |
| Trio 01              | 0          | 0         | 0                  | 3         | 9          | 0         | 0          | 12         |
| KT8D5N               | 7          | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 0          | 7          |
| KT8D5.RN2            | 30         | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 0          | 30         |
| KT8D5.RN2P           | 0          | 0         | 0                  | 0         | 0          | 12        | 48         | 60         |
| KT8D5.RN1            | 0          | 0         | 0                  | 0         | 16         | 0         | 0          | 16         |
| K3R.N                | 4          | 0         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 0          | 4          |
| K3R-NT               | 0          | 0         | 0                  | 0         | 0          | 4         | 0          | 4          |
| T3R.PLF              | 0          | 10        | 0                  | 0         | 0          | 18        | 35         | 63         |
| T3R.SLF              | 0          | 7         | 0                  | 0         | 0          | 0         | 0          | 7          |
| Stadler Tango<br>NF2 | 0          | 0         | 0                  | 0         | 40         | 0         | 0          | 40         |
| <b>Celkem</b>        | <b>171</b> | <b>18</b> | <b>10</b>          | <b>49</b> | <b>151</b> | <b>89</b> | <b>390</b> | <b>878</b> |

Tab. 3 – Počty nízkopodlažních tramvají v ČR

Z vypracovaného přehledu o počtech a typech používaných tramvajových vozidel – viz tab. 3 vyplývá, že nejčastěji provozovanými typy z hlediska jejich největšího početního zastoupení jsou v rámci České republiky tramvaje:

- Škoda 15 T
- T3R.PLF
- Vario LFR
- Škoda 14 T
- Škoda 13 T
- KT8D5.RN2P
- Stadler Tango NF2

Do dalšího podrobnějšího prozkoumání byly na základě výsledků rešeršní části vybrány dané koncepty:

- Koncept A



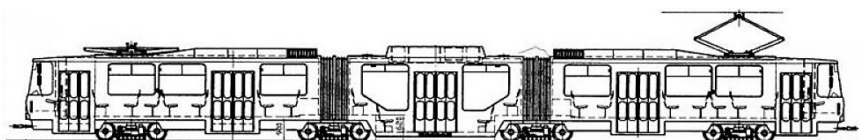
Obr. 10 – Odpovídající typ – Škoda 15 T For City [1]

- Koncept B



Obr. 11 – Odpovídající typ – Škoda 14 [1]

- Koncept C






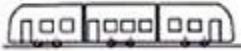
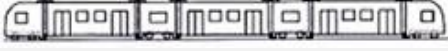
Obr. 12 – Odpovídající typ – KT8D5.RN2P [19]

Kritériem výběru těchto konceptů byla reprezentativnost z hlediska provozovaných počtů a různorodost v koncepčním uspořádání.

## 2.5 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ NÍZKOPODLAŽNÍCH ČLÁNKOVÝCH TRAMVAJÍ V ZAHRANIČÍ

Abych svou pozornost při vybírání koncepčních řešení neomezil pouze na Českou republiku, rozhodl jsem se, vybrat i některé často používané koncepty ze zahraničí – viz. tabulka 4. Toto rozhodnutí jsem udělal z důvodu větší různorodosti vybraných koncepčních řešení. [1,2]

### 2.5.1 PŘÍKLADY KONCEPČNÍCH ŘEŠENÍ

| Město           | Koncepční řešení  |
|-----------------|---|
| Kolín nad Rýnem |   |
| Vídeň           |   |
| Lille           |   |
| Berlín          |  |
| Milán           |  |

Tab. 4 – Příklady koncepčních řešení

Vybrané koncepty A, B a C z předcházející kapitoly jsem tedy doplnil o další dva příklady koncepčního řešení uvedené v tabulce 4:

- Koncept D



Obr. 13 – Odpovídající typ – GT6N-ZR [1]

- Koncept E



Obr. 14 – Odpovídající typ – Flexity swift [1]

<sup>1)</sup> V tabulce 4 je uvedeno pro každé město pouze jedno koncepční řešení. Není to však z toho důvodu, že by se v daném městě využívalo jen toto konkrétní řešení, ale z důvodu výběru pouze tohoto konkrétního typu koncepčního uspořádání z celé řady, které se v daném městě nachází.



## 2.6 VYBRANÁ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

### 2.6.1 KONCEPT A

Koncept A je tříčlánková osminápravová plně nízkopodlažní tramvaj se čtyřmi otočnými podvozky. Dva otočné podvozky se nacházejí pod čely dvou krajních článků, přičemž tyto podvozky mají posunutou osu otáčení mimo střed podvozku. Podvozek má totiž pouze jednu kolébku, která je navíc umístěná asymetricky – viz obr. 8. Dva otočné podvozky jsou také pod kloubovým spojením článků. Takovému to koncepčnímu řešení v tuzemsku odpovídá typ Škoda 15 T For City od společnosti Škoda Transportation a.s. – viz obr. 15. [1,8,9,21]



Obr. 15 – Škoda 15 T For City [1,24]

| Hlavní parametry vozidla                           | Škoda 15 T For City   |
|--|-----------------------|
| Uspořádání pohonu                                  | Bo´ , Bo´ , Bo´ , Bo´ |
| Rozchod  | 1 435 mm              |
| Délka přes spřáhlo                                 | 31 400 mm             |
| Šířka skříně                                       | 2 460 mm              |
| Podíl nízké podlahy                                | 100 %                 |
| Počet sedadel                                      | 61                    |
| Maximální počet cestujících (8 os/m <sup>2</sup> ) | 300                   |
| Hmotnost prázdného vozidla                         | 43 790 kg             |
| Výkon trakčních motorů                             | 720 kW                |
| Maximální rychlost                                 | 60 km/h               |

Tab. 5 – Hlavní parametry vozidla Škoda 15 T For City

### 2.6.2 KONCEPT B

Tento koncept představuje pětičlánkovou šestinápravovou částečně nízkopodlažní tramvaj se třemi neotočnými podvozky. Dva neotočné podvozky se nacházejí pod dvěma krajními články. Tyto články mají nad podvozkem zvýšenou podlahu o velikosti jednoho schodu. Třetí neotočný podvozek je pak pod krátkým prostředním článkem, který obsahuje buď rampu nebo taktéž jeden schod. Zbylé dva články jsou nesené. Koncepční uspořádání tohoto typu nalezneme jak v Praze, tak i v Brně. V Praze tomuto koncepčnímu uspořádání odpovídá typ Škoda 14 T – viz. obr. 16. Tento typ tramvaje byl vyroben společností Škoda Transportation a.s. [1,8,9,20]



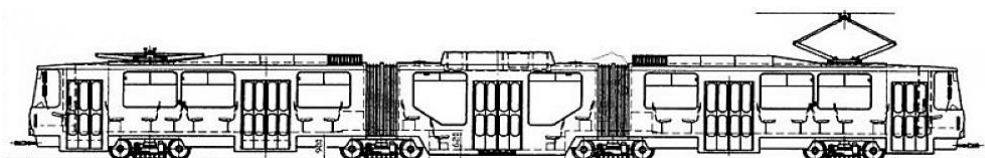
Obr. 16 – Škoda 14 T [1,25]

| Hlavní parametry vozidla                           | Škoda 14 T      |
|--|-----------------|
| Uspořádání pohonu                                  | Bo' + Bo' + Bo' |
| Rozchod  | 1 435 mm        |
| Délka přes spřáhlo                                 | 30 250 mm       |
| Šířka skříně                                       | 2 460 mm        |
| Podíl nízké podlahy                                | 50 %            |
| Počet sedadel                                      | 69              |
| Maximální počet cestujících (8 os/m <sup>2</sup> ) | 280             |
| Hmotnost prázdného vozidla                         | 40 000 kg       |
| Výkon trakčních motorů                             | 6x90 kW         |
| Maximální rychlost                                 | 70 km/h         |

Tab. 6 – Hlavní parametry vozidla Škoda 14 T

### 2.6.3 KONCEPT C

Koncept C reprezentuje tříčlánkovou osminápravovou obousměrnou částečně nízkopodlažní tramvaj se čtyřmi trakčními podvozky. Tento typ tramvajového vozidla disponuje dvěma krajními články s podlahou sahající do výšky cca 900 mm nad rovinu TK, a prostředním článkem, ve kterém podlaha sahá do výšky cca 350 mm nad rovinu TK. Z místa s nízkou podlahou vedou pak zpravidla dva až tři schody do prostoru s vysokou podlahou. Tomuto koncepčnímu řešení odpovídá typ KT8D5.RN2P vyrobený společností ČKD Tatra Smíchov – viz. obr. 17. [1,9,22]



Obr. 17 – KT8D5.RN2P [19,26,]

| Hlavní parametry vozidla                           | KT8D5.RN2P |
|--|------------|
| Rozchod  | 1 435 mm   |
| Délka přes spřáhlo                                 | 31 340 mm  |
| Šířka skříně                                       | 2 500 mm   |
| Výška skříně                                       | 3 145 mm   |
| Rozvor náprav                                      | 1 900      |
| Počet sedadel                                      | 50         |
| Maximální počet cestujících (8 os/m <sup>2</sup> ) | 322        |
| Hmotnost prázdného vozidla                         | 43 100 kg  |
| Výkon trakčních motorů                             | 8x45 kW    |
| Maximální rychlost                                 | 65 km/h    |

Tab. 7 – Hlavní parametry vozidla KT8D5.RN2P

### 2.6.4 KONCEPT D

Koncept D je prvním ze dvou koncepčních řešení ze zahraniční scény tramvajové dopravy. V tomto případě dané koncepční řešení představuje tříčlánkové šestinápravové plně nízkopodlažní tramvajové vozidlo se třemi neotočnými podvozky. Dané koncepční řešení reprezentuje typ GT6N-ZR za jehož výrobou stojí společnost Bombardier – viz. obr. 18. Tento typ koncepčního řešení vychází z prototypového vozidla tzv. brémské tramvaje. V současnosti je toto vozidlo v provozu v německém městě Berlín. [1,7,10,11,12]



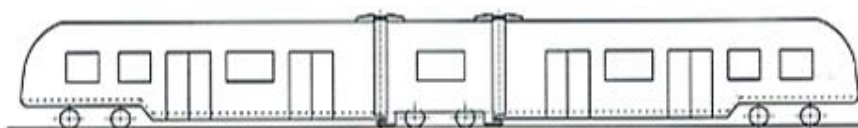
Obr. 18 – GT6N-ZR [1,11]

| Hlavní parametry vozidla                           | GT6N-ZR                    |
|--|----------------------------|
| Uspořádání pohonu                                  | $(1Ao)' + (1Ao)' + (1Ao)'$ |
| Rozchod  | 1 435 mm                   |
| Délka přes spřáhlo                                 | 28 500 mm                  |
| Šířka skříně                                       | 2 300 mm                   |
| Podíl nízké podlahy                                | 100 %                      |
| Počet sedadel                                      | 58                         |
| Maximální počet cestujících (4 os/m <sup>2</sup> ) | 152                        |
| Hmotnost prázdného vozidla                         | 31 600 kg                  |
| Výkon trakčních motorů                             | 3x95 kW                    |
| Maximální rychlost                                 | 70 km/h                    |

Tab. 8 – Hlavní parametry vozidla GT6N-ZR

### 2.6.5 KONCEPT E

Druhým ze dvojice zahraničních koncepčních řešení je koncept E. Toto koncepční řešení je realizováno jako tříčlánková šestnápravová tramvaj se třemi podvozky (dva otočné a jeden neotočný). Otočné podvozky jsou pod oběma delšími krajními články. Podvozek neotočný je pod krátkým středním článkem. Tramvajovému vozidlu dané koncepce odpovídá tramvaj Flexity swift – viz. obr. 19 od společnosti Bombardier, která se využívá k hromadné přepravě osob v německém městě Kolín nad Rýnem. Shodné uspořádání s tímto typem měla například i první nízkopodlažní tramvaj vyráběná v České republice – RT6-N. [1]



Obr. 19 – Flexity swift [1,27]

| Hlavní parametry vozidla                           | Flexity swift |
|--|---------------|
| Uspořádání pohonu                                  | Bo' + 2 + Bo' |
| Rozchod  | 1435 mm       |
| Délka přes spřáhlo                                 | 29 500 mm     |
| Šířka skříně                                       | 2 650 mm      |
| Podíl nízké podlahy                                | 72 %          |
| Počet sedadel                                      | 70            |
| Maximální počet cestujících (4 os/m <sup>2</sup> ) | 186           |
| Hmotnost prázdného vozidla                         | 35 500 kg     |
| Výkon trakčních motorů                             | 4x120 kW      |
| Maximální rychlost                                 | 80 km/h       |

Tab. 9 – Hlavní parametry vozidla Flexity swift

## 3 VÝPOČTOVÁ ČÁST PRÁCE

V následujících kapitolách své závěrečné práce se budu nejprve věnovat posouzení vlivu uspořádání vozidla na rozložení svislých statických nápravových zatížení u vybraných konceptů z předcházející rešeršní části práce.

Po vyhodnocení nápravových zatížení se zaměřím na příčné vodící síly působící na tramvajové vozidlo při nájezdu do oblouku a při jeho průjezdu.

### 3.1 NÁPRAVOVÁ ZATÍŽENÍ

Při výpočtu nápravových zatížení vycházím ze zjednodušeného modelu tramvajového vozidla, kdy uvažuji následující zjednodušení:

- jednotlivé články jsou nahrazeny nosníky, které jsou vzájemně spojeny v místě kloubů, přičemž nosníky jsou podepřeny v místě podvozku
- dále bylo uvažováno, že jak hmotnost vozidla, tak hmotnost cestujících je naprosto rovnoměrně rozložena po délce celého vozidla

Vybrané tramvajové vozidlo jsem si tedy vždy nahradil jednoduchým nosníkem na několika podporách, na který působí spojitě zatížení po celé jeho délce. Takto vytvořený nosník jsem si rozdělil na několik částí a přes silové a momentové rovnice vytvořené pro každou část jsem si vyjádřil síly působící na skříň vozidla. Z těchto sil jsem následně spočítal zatížení jednotlivých náprav.

Pro výpočet nápravových zatížení byl vytvořen skript v programu Microsoft Excel, který je přiložen v příloze 1. Tento skript obsahuje také výsledné grafické znázornění nápravových zatížení – viz. kapitola 3.2.

#### 3.1.1 KONCEPT A

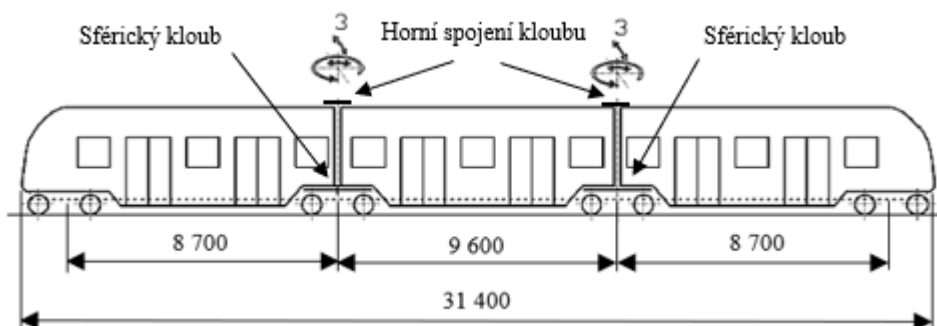
U tohoto konceptu tramvajového vozidla se dva otočné podvozky nacházejí pod kloubovým spojením jednotlivých článků – viz. obr. 20. Každý ze dvou kloubů je otočný kolem svislé osy a je také příčně i podélně posuvný, ne však jako celek.

Každý ze dvou kloubů se totiž skládá z tzv. horního a spodního spojení kloubu – viz. obr. 20. Spodní spojení je sférický kloub, který umožňuje natáčení ve všech třech osách souřadnicového systému a zároveň neumožňuje žádné posuvy. Horní spojení umožňuje jak podélnou, tak příčnou posuvnost. Tím pádem horní spojení může omezit natočení spodního sférického kloubu. Budu-li tedy hovořit o prvním kloubu zprava, tak v jeho případě je sférickému kloubu umožněno se natáčet kolem všech tří os souřadnicového systému. Stejně je tomu i u druhého kloubu. Kdyby kloub nebyl v horní části podélně posuvný, nebyl by umožněn sférickému kloubu pohyb kolem příčné osy. Pokud by nebyl

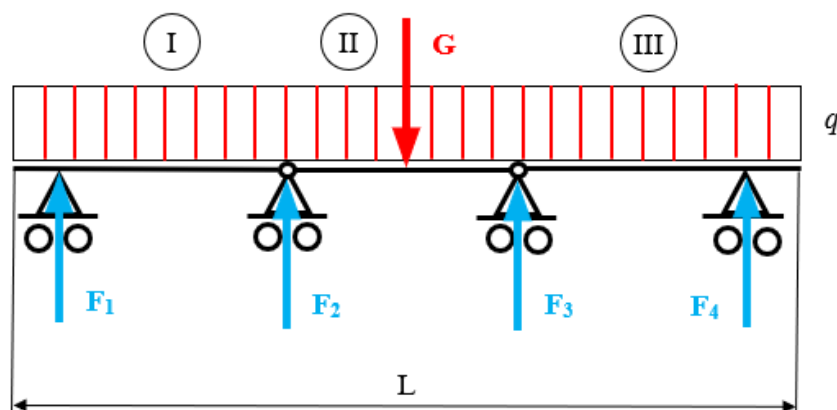
příčně posuvný, nebyl by umožněn sférickému kloubu pohyb kolem podélné osy. Tímto způsobem nahlížím na význam slov podélně a příčně posuvný kloub u všech vybraných konceptů. Z tohoto důvodu již nebudu u dalších konceptů tuto skutečnost znovu objasňovat.

Vzhledem k tomu, že výpočty provádím pro vertikální směr, budu se zabývat pouze klouby podélně posuvnými. V tomto případě tedy oběma klouby.

Obrázek 20 jsem si vhodně překreslil do výsledného náhradního schématu, kde jsem zobrazil všechny působící i reakční síly na tramvajové vozidlo ve svislém směru a dva podélně posuvné klouby – viz. obr. 21. Takto vytvořeným náhradním schématem se budu řídit v průběhu veškerých výpočtů týkajících se tohoto konceptu. [1,8,9,21]

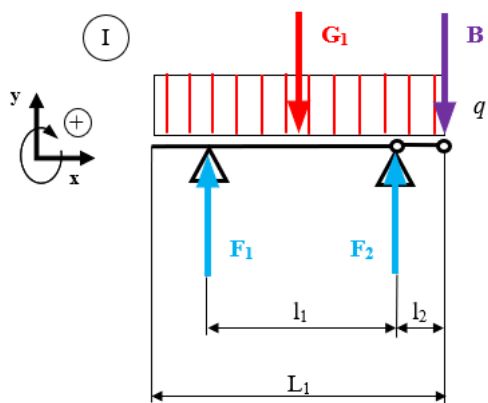


Obr. 20 – Zakótované schéma konceptu A [1]



Obr. 21 – Náhradní schéma konceptu A

Silové a momentové rovnice pro výpočet reakčních sil:



$$y: F_1 - G_1 + F_2 - B = 0 \quad (1)$$

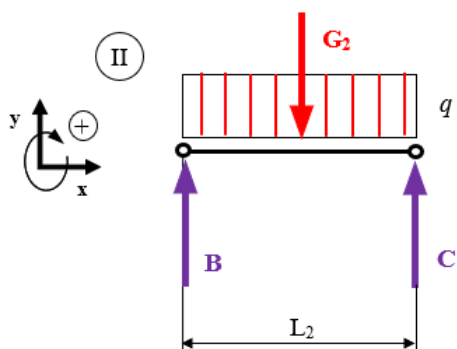
$$M_1: -F_2 \cdot l_1 + B \cdot (l_1 + l_2) + G_1 \cdot \frac{l_1}{2} = 0 \quad (2)$$

- z rovnice (2) vyplývá vztah:

$$F_2 = \frac{B \cdot (l_1 + l_2) + G_1 \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1}$$

- z rovnice (1) pak:

$$F_1 = G_1 - \left( \frac{B \cdot (l_1 + l_2) + G_1 \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1} \right) + B$$



$$y: B - G_2 + C = 0 \quad (3)$$

$$M_C: B \cdot L_2 - G_2 \cdot \frac{L_2}{2} = 0 \quad (4)$$

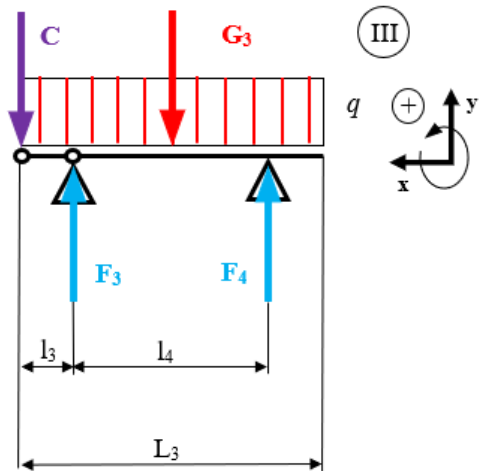
- z rovnice (4) plyne vztah:

$$B = \frac{G_2 \cdot \frac{L_2}{2}}{L_2} = \frac{1}{2} \cdot G_2 = \frac{1}{2} \cdot L_2 \cdot q$$

- z rovnice (3) pak:

$$C = G_2 - B = \frac{1}{2} \cdot G_2 = \frac{1}{2} \cdot L_2 \cdot q = B$$





$$y: -C + F_3 - G_3 + F_4 = 0 \quad (5)$$

$$M_4: -F_3 \cdot l_4 + G_3 \cdot \frac{l_4}{2} + C \cdot (l_3 + l_4) = 0 \quad (6)$$

- z rovnice (6) lze vyjádřit vztah:

$$F_3 = \frac{C \cdot (l_3 + l_4) + G_3 \cdot \frac{l_4}{2}}{l_4}$$

- z rovnice (5) pak:

$$F_4 = G_3 - \left( \frac{C \cdot (l_3 + l_4) + G_3 \cdot \frac{l_4}{2}}{l_4} \right) + C$$

Vstupní parametry výpočtu

| Veličina       | Hodnota | Jednotky             |
|----------------|---------|----------------------|
| L              | 31 400  | [mm]                 |
| L <sub>1</sub> | 13 100  | [mm]                 |
| L <sub>2</sub> | 5 200   | [mm]                 |
| L <sub>3</sub> | 13 100  | [mm]                 |
| l <sub>1</sub> | 8 700   | [mm]                 |
| l <sub>2</sub> | 2 200   | [mm]                 |
| l <sub>3</sub> | 2 200   | [mm]                 |
| l <sub>4</sub> | 8 700   | [mm]                 |
| n              | 4       | [-]                  |
| m <sub>p</sub> | 5 070   | [kg]                 |
| m <sub>1</sub> | 43 790  | [kg]                 |
| m <sub>2</sub> | 63 700  | [kg]                 |
| g              | 9,81    | [m·s <sup>-2</sup> ] |

Tab. 10 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept A)

**Výpočet celkové tíhy skříně vozidla:**

$$G = (m_1 - (n \cdot m_p)) \cdot g \quad (7)$$

$$G = (43\,790 - (4 \cdot 5\,070)) \cdot 9,81 = 230\,633 \text{ N}$$

Kde:  $m_1$  – hmotnost soupravy bez cestujících [kg]

$n$  – počet podvozků soupravy [-]

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

$G$  – tíha skříně vozidla [N]

**Výpočet spojitého zatížení:**

$$q_1 = \frac{G}{L} \quad (8)$$

$$q_1 = \frac{230\,633}{31\,400} = 7,345 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Kde:  $L$  – celková délka soupravy [mm]

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících [ $N \cdot \text{mm}^{-1}$ ]

- z výsledku rovnice (7) a ze znalosti celkové délky soupravy lze vypočítat následující hodnoty spojitěho zatížení:

## Spojité zatížení

|                          |       |        |                     |
|--------------------------|-------|--------|---------------------|
| Souprava bez cestujících | $q_1$ | 7,345  | $[N \cdot mm^{-1}]$ |
| Souprava s cestujícími   | $q_2$ | 13,565 | $[N \cdot mm^{-1}]$ |

Tab. 11 – Spojité zatížení (Koncept A)

- nyní lze dopočítat tíhy jednotlivých částí:

$$G_i = q_1 \cdot L_i \quad (9)$$

$$I: G_1 = q_1 \cdot L_1 = 7,345 \cdot 13\,100 = 96\,220 \text{ N}$$

$$II: G_2 = q_1 \cdot L_2 = 7,345 \cdot 5\,200 = 38\,194 \text{ N}$$

$$III: G_3 = q_1 \cdot L_3 = 7,345 \cdot 13\,100 = 96\,220 \text{ N}$$

Kde:  $L_i$  – délka  $i$  – té části nosníku  $[mm]$ ,  $i = 1,2,3$

$G_i$  – tíha  $i$  – té části skříně  $[N]$ ,  $i = 1,2,3$

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících  $[N \cdot mm^{-1}]$

| Veličina | Tíha skříně bez cestujících | Tíha skříně s cestujícími | Jednotky |
|----------|-----------------------------|---------------------------|----------|
| G        | 230 633                     | 425 950                   | [N]      |
| $G_1$    | 96 220                      | 177 705                   | [N]      |
| $G_2$    | 38 194                      | 70 540                    | [N]      |
| $G_3$    | 96 220                      | 177 705                   | [N]      |

Tab. 12 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept A)

V této chvíli již znám všechny potřebné hodnoty pro výpočet a mohu tak z rovnic (1) až (6) určit výsledné hodnoty reakčních sil.

## Výsledné hodnoty

| Reakce         | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| F <sub>1</sub> | 43 281                   | 79 934                 | [N]      |
| F <sub>2</sub> | 72 036                   | 133 041                | [N]      |
| F <sub>3</sub> | 72 036                   | 133 041                | [N]      |
| F <sub>4</sub> | 43 281                   | 79 934                 | [N]      |
| B              | 19 097                   | 35 270                 | [N]      |
| C              | 19 097                   | 35 270                 | [N]      |

Tab. 13 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept A)

## Výpočet nápravových zatížení:

$$A_j = \frac{(F_k + (m_p \cdot g))}{2} \quad (10)$$

$$A_1 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(43\,281 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 46\,509 \text{ N}$$

$$A_2 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(43\,281 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 46\,509 \text{ N}$$

$$A_3 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(72\,036 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 60\,886 \text{ N}$$

$$A_4 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(72\,036 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 60\,886 \text{ N}$$

$$A_5 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(72\,036 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 60\,886 \text{ N}$$

$$A_6 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(72\,036 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 60\,886 \text{ N}$$

$$A_7 = \frac{(F_4 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(43\,281 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 46\,509 \text{ N}$$

$$A_8 = \frac{(F_4 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(43\,281 + (5\,070 \cdot 9,81))}{2} = 46\,509 \text{ N}$$

Kde:  $F_k$  – působící síla [N],  $k = 1,2,3,4$

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

$A_j$  – nápravové zatížení [N],  $j = 1, \dots, 8$

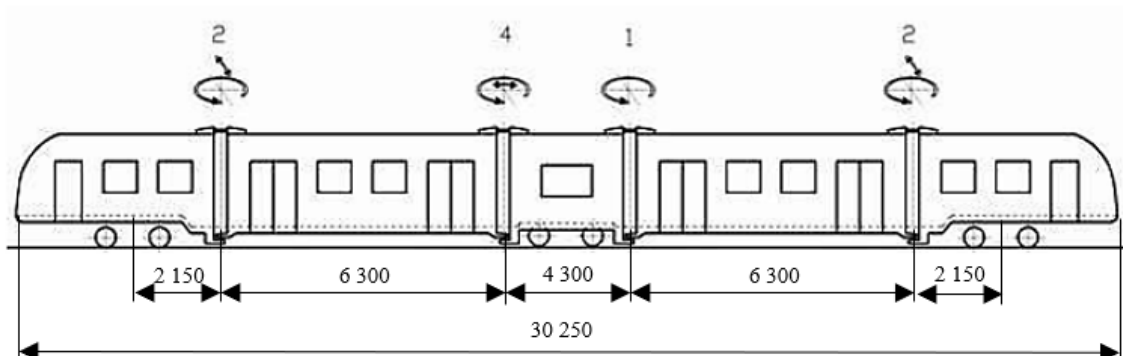
## Nápravové zatížení

| Náprava        | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| A <sub>1</sub> | 46 509                   | 64 835                 | [N]      |
| A <sub>2</sub> | 46 509                   | 64 835                 | [N]      |
| A <sub>3</sub> | 60 886                   | 91 389                 | [N]      |
| A <sub>4</sub> | 60 886                   | 91 389                 | [N]      |
| A <sub>5</sub> | 60 886                   | 91 389                 | [N]      |
| A <sub>6</sub> | 60 886                   | 91 389                 | [N]      |
| A <sub>7</sub> | 46 509                   | 64 835                 | [N]      |
| A <sub>8</sub> | 46 509                   | 64 835                 | [N]      |

Tab. 14 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept A)

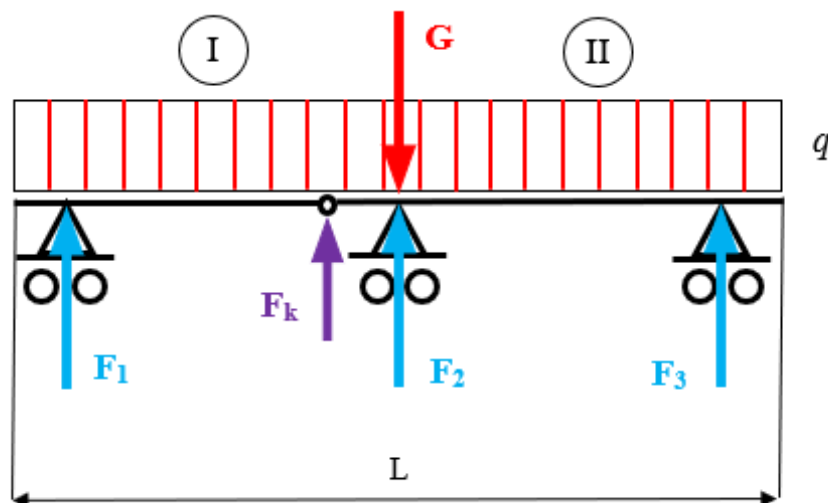
## 3.1.2 KONCEPT B

U tohoto konceptu nalezneme hned čtveřici kloubů, které spojují toto pětičlánkové tramvajové vozidlo. Dvojice kloubů za krajními články (ve schématu označené číslicí 2) jsou pro bezpečný průjezd horizontálními i vertikálními oblouky otočné kolem svislé osy i příčně posuvné – viz. obr. 22. Kloub označený číslicí jedna je u středního krátkého článku pouze otočný kolem svislé osy, zatímco kloub označený číslicí 4 je jak otočný kolem svislé osy, tak i podélně posuvný. Vzhledem k tomu, že výpočty provádím pro vertikální směr, tak se budu zabývat pouze klouby podélně posuvnými. V tomto případě je tomu tak u kloubu číslo 4. [1,8,9,20]



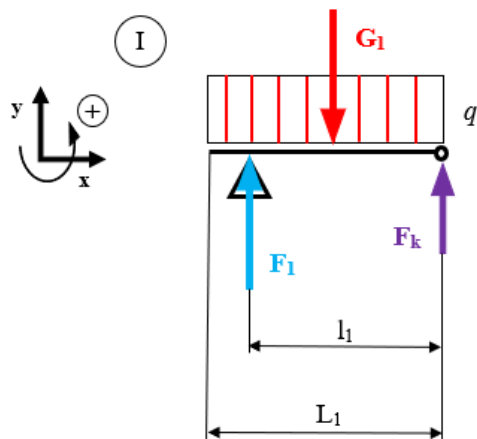
Obr. 22 – Zakótované schéma konceptu B [1]

Obrázek 22 jsem přetvořil v náhradní schéma konceptu B – viz. obr. 23. Výpočty, které budu následně provádět budou vycházet právě z tohoto náhradního schématu



Obr. 23 – Náhradní schéma konceptu B

Silové a momentové rovnice pro výpočet reakčních sil:



$$y: F_1 - G_1 + F_k = 0 \quad (11)$$

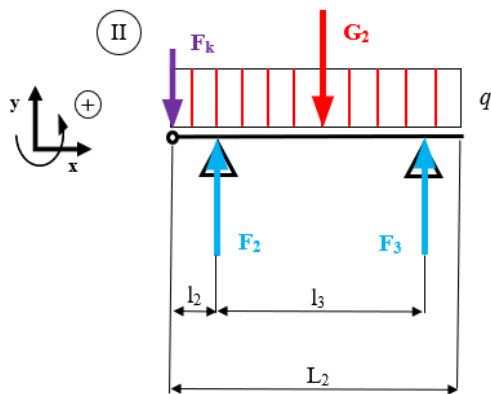
$$M_k: -F_1 \cdot l_1 + G_1 \cdot \frac{L_1}{2} = 0 \quad (12)$$

- z rovnice (12) získám vztah:

$$F_1 = \frac{G_1 \cdot L_1}{2 \cdot l_1}$$

- z rovnice (11) pak:

$$F_k = G_1 - \frac{G_1 \cdot L_1}{2 \cdot l_1}$$



$$y: -F_k + F_2 + F_3 - G_2 = 0 \quad (13)$$

$$M_k: F_2 \cdot l_2 + F_3 \cdot (l_2 + l_3) - G_2 \cdot \frac{L_2}{2} = 0 \quad (14)$$

- z rovnice (14) vyplývá vztah:

$$F_2 = \frac{G_2 \cdot \frac{L_2}{2} - F_3 \cdot (l_2 + l_3)}{l_2}$$

- z rovnice (13) získám po úpravě vztah:

$$F_3 = \frac{-F_k \cdot l_2 + G_2 \cdot \frac{L_2}{2} - G_2 \cdot l_2}{l_3}$$

Vstupní parametry výpočtu

| Veličina       | Hodnota | Jednotky             |
|----------------|---------|----------------------|
| L              | 30 250  | [mm]                 |
| L <sub>1</sub> | 12 975  | [mm]                 |
| L <sub>2</sub> | 17 275  | [mm]                 |
| l <sub>1</sub> | 8 450   | [mm]                 |
| l <sub>2</sub> | 2 150   | [mm]                 |
| l <sub>3</sub> | 10 600  | [mm]                 |
| n              | 3       | [-]                  |
| m <sub>p</sub> | 4 360   | [kg]                 |
| m <sub>1</sub> | 40 000  | [kg]                 |
| m <sub>2</sub> | 61 800  | [kg]                 |
| g              | 9,81    | [m·s <sup>-2</sup> ] |

Tab. 15 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept B)

**Výpočet celkové tíhy skříně vozidla:**

$$G = (m_1 - (n \cdot m_p)) \cdot g \quad (15)$$

$$G = (40\,000 - (3 \cdot 4\,360)) \cdot 9,81 = 264\,085 \text{ N}$$

*Kde:*  $m_1$  – hmotnost soupravy bez cestujících [kg]

$n$  – počet podvozků soupravy [-]

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [m·s<sup>-2</sup>]

$G$  – tíha skříně vozidla [N]

**Výpočet spojitého zatížení:**

$$q_1 = \frac{G}{L} \quad (16)$$

$$q_1 = \frac{264\,085}{30\,250} = 8,730 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

*Kde:*  $L$  – celková délka soupravy [mm]

$q_1$  – spojité zatížení pro soupravu bez cestujících [N·mm<sup>-1</sup>]



- z výsledku rovnice (15) a ze znalosti celkové délky soupravy lze vypočítat následující hodnoty spojitěho zatížení:

## Spojité zatížení

|                          |       |        |                     |
|--------------------------|-------|--------|---------------------|
| Souprava bez cestujících | $q_1$ | 8,730  | $[N \cdot mm^{-1}]$ |
| Souprava s cestujícími   | $q_2$ | 15,800 | $[N \cdot mm^{-1}]$ |

Tab. 16 – Spojité zatížení (Koncept B)

- nyní lze dopočítat tíhy jednotlivých částí:

$$G_i = q_1 \cdot L_i \quad (17)$$

$$I: G_1 = q_1 \cdot L_1 = 8,730 \cdot 12\,975 = 113\,273 \text{ N}$$

$$II: G_2 = q_1 \cdot L_2 = 8,730 \cdot 17\,275 = 150\,812 \text{ N}$$

Kde:  $L_i$  – délka  $i$  – té části nosníku [mm],  $i = 1,2$

$G_i$  – tíha  $i$  – té části skříně [N],  $i = 1,2$

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících  $[N \cdot mm^{-1}]$

| Veličina       | Tíha skříně bez cestujících | Tíha skříně s cestujícími | Jednotky |
|----------------|-----------------------------|---------------------------|----------|
| G              | 264 085                     | 477 943                   | [N]      |
| G <sub>1</sub> | 113 273                     | 205 002                   | [N]      |
| G <sub>2</sub> | 150 812                     | 272 941                   | [N]      |

Tab. 17 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept B)

V této chvíli již znám všechny potřebné hodnoty pro výpočet veškerých reakčních sil. Pro zjištění výsledných hodnot využijí rovnice (11) až (14).

## Výsledné hodnoty

| Reakce         | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| F <sub>1</sub> | 86 965                   | 157 391                | [N]      |
| F <sub>2</sub> | 90 154                   | 163 162                | [N]      |
| F <sub>3</sub> | 86 965                   | 157 391                | [N]      |
| F <sub>k</sub> | 26 307                   | 47 611                 | [N]      |

Tab. 18 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept B)

Výpočet nápravových zatížení:

$$A_j = \frac{(F_k + (m_p \cdot g))}{2} \quad (18)$$

$$A_1 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(86\,965 + (4\,360 \cdot 9,81))}{2} = 64\,869 \text{ N}$$

$$A_2 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(86\,965 + (4\,360 \cdot 9,81))}{2} = 64\,869 \text{ N}$$

$$A_3 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(90\,154 + (4\,360 \cdot 9,81))}{2} = 66\,463 \text{ N}$$

$$A_4 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(90\,154 + (4\,360 \cdot 9,81))}{2} = 66\,463 \text{ N}$$

$$A_5 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(86\,965 + (4\,360 \cdot 9,81))}{2} = 64\,869 \text{ N}$$

$$A_6 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(86\,965 + (4\,360 \cdot 9,81))}{2} = 64\,869 \text{ N}$$

Kde:  $F_k$  – působící síla [N],  $k = 1,2,3$

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

$A_j$  – nápravové zatížení [N],  $j = 1, \dots, 6$

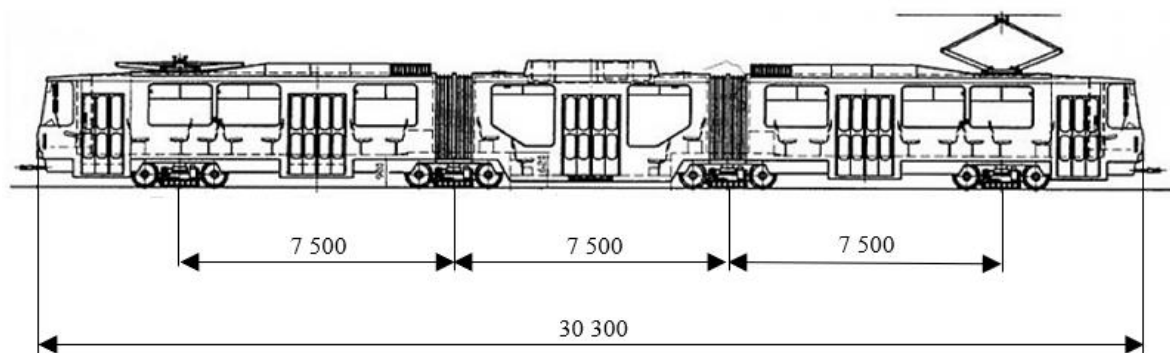
#### Nápravové zatížení

| Náprava        | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| A <sub>1</sub> | 64 869                   | 100 081                | [N]      |
| A <sub>2</sub> | 64 869                   | 100 081                | [N]      |
| A <sub>3</sub> | 66 463                   | 102 967                | [N]      |
| A <sub>4</sub> | 66 463                   | 102 967                | [N]      |
| A <sub>5</sub> | 64 869                   | 100 081                | [N]      |
| A <sub>6</sub> | 64 869                   | 100 081                | [N]      |

Tab. 19 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept B)

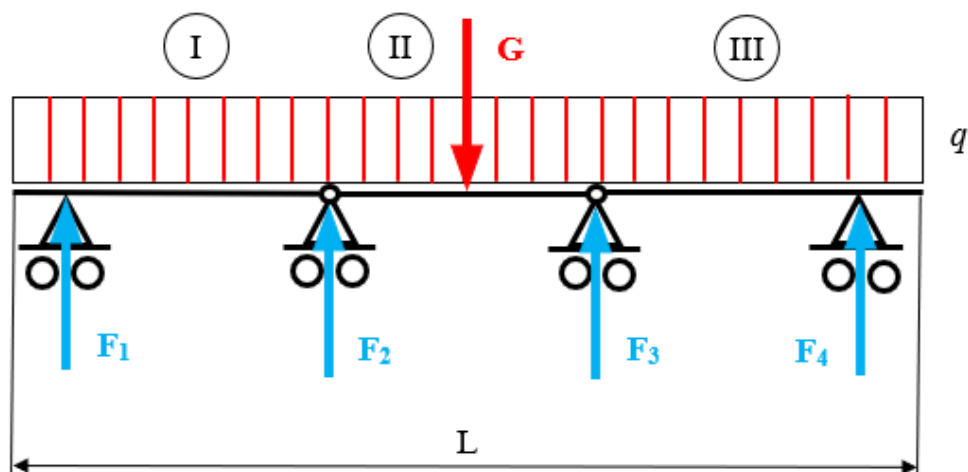
## 3.1.3 KONCEPT C

Koncept tohoto tříčlánkového vozidla je vybaven čtyřmi otočnými podvozky a je spojen dvojicí kloubů. Dva otočné podvozky nalezneme pod krajními články a zbylé dva pod kloubovým spojením jednotlivých článků – viz. obr. 24. Každý kloub je otočný kolem svislé osy a je i příčně a podélně posuvný. Jak jsem již zmínil dříve, výpočty provádím pouze pro vertikální směr, tudíž mě zajímají pouze klouby podélně posuvné. U tohoto konceptu tedy oba klouby. [1,9,22]



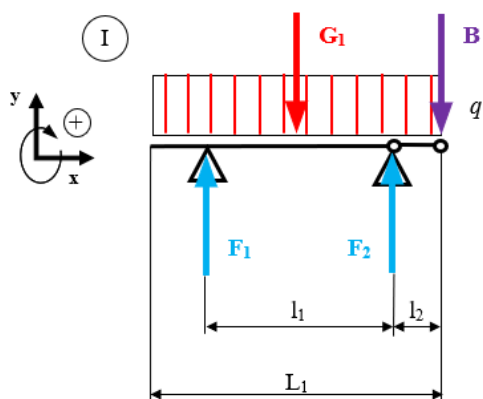
Obr. 24 – Zakótované schéma konceptu C [1]

Ze zakótovaného schématu konceptu C jsem si nyní, tak jako v předcházejících případech, vytvořil náhradní schéma, ze kterého vycházím při výpočtu nápravových zatížení – viz. obr. 25.



Obr. 25 – Náhradní schéma konceptu C

Silové a momentové rovnice pro výpočet reakčních sil:



$$y: F_1 - G_1 + F_2 - B = 0 \quad (19)$$

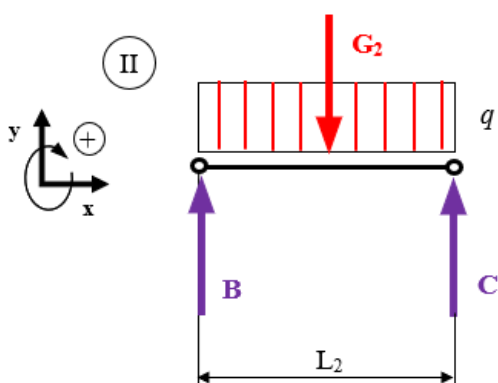
$$M_1: -F_2 \cdot l_1 + B \cdot (l_1 + l_2) + G_1 \cdot \frac{l_1}{2} = 0 \quad (20)$$

- z rovnice (20) lze vyjádřit vztah:

$$F_2 = \frac{B \cdot (l_1 + l_2) + G_1 \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1}$$

- z rovnice (19) pak:

$$F_1 = G_1 - \left( \frac{B \cdot (l_1 + l_2) + G_1 \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1} \right) + B$$



$$y: B - G_2 + C = 0 \quad (21)$$

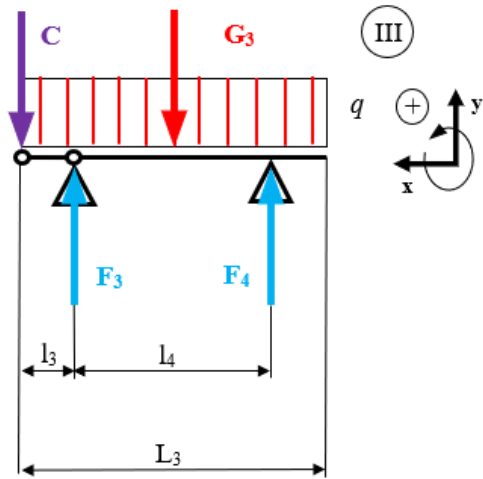
$$M_C: B \cdot L_2 - G_2 \cdot \frac{L_2}{2} = 0 \quad (22)$$

- z rovnice (22) plyne vztah:

$$B = \frac{G_2 \cdot \frac{L_2}{2}}{L_2} = \frac{1}{2} \cdot G_2 = \frac{1}{2} \cdot L_2 \cdot q$$

- z rovnice (21) pak:

$$C = G_2 - B = \frac{1}{2} \cdot G_2 = \frac{1}{2} \cdot L_2 \cdot q = B$$



$$y: -C + F_3 - G_3 + F_4 = 0 \quad (23)$$

$$M_4: -F_3 \cdot l_4 + G_3 \cdot \frac{L_3}{2} + C \cdot (l_3 + l_4) = 0 \quad (24)$$

- z rovnice (24) vyplývá vztah:

$$F_3 = \frac{C \cdot (l_3 + l_4) + G_3 \cdot \frac{l_4}{2}}{l_4}$$

- z rovnice (23) pak:

$$F_4 = G_3 - \left( \frac{C \cdot (l_3 + l_4) + G_3 \cdot \frac{l_4}{2}}{l_4} \right) + C$$

Vstupní parametry výpočtu

| Veličina       | Hodnota | Jednotky             |
|----------------|---------|----------------------|
| L              | 30 300  | [mm]                 |
| L <sub>1</sub> | 12 900  | [mm]                 |
| L <sub>2</sub> | 4 500   | [mm]                 |
| L <sub>3</sub> | 12 900  | [mm]                 |
| l <sub>1</sub> | 7 500   | [mm]                 |
| l <sub>2</sub> | 1 500   | [mm]                 |
| l <sub>3</sub> | 1 500   | [mm]                 |
| l <sub>4</sub> | 7 500   | [mm]                 |
| n              | 4       | [-]                  |
| m <sub>p</sub> | 3 950   | [kg]                 |
| m <sub>1</sub> | 43 100  | [kg]                 |
| m <sub>2</sub> | 66 100  | [kg]                 |
| g              | 9,81    | [m·s <sup>-2</sup> ] |

Tab. 20 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept C)

**Výpočet celkové tíhy skříně vozidla:**

$$G = (m_1 - (n \cdot m_p)) \cdot g \quad (25)$$

$$G = (43\,100 - (4 \cdot 3\,950)) \cdot 9,81 = 267\,813 \text{ N}$$

*Kde:*  $m_1$  – hmotnost soupravy bez cestujících [kg]

$n$  – počet podvozků soupravy [-]

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [m·s<sup>-2</sup>]

$G$  – tíha skříně vozidla [N]

**Výpočet spojitého zatížení:**

$$q_1 = \frac{G}{L} \quad (26)$$

$$q_1 = \frac{267\,813}{30\,300} = 8,839 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

*Kde:*  $L$  – celková délka soupravy [mm]

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících [N·mm<sup>-1</sup>]

- z výsledku rovnice (25) a ze znalosti celkové délky soupravy lze vypočítat následující hodnoty spojitěho zatížení:

## Spojité zatížení

|                          |       |        |                     |
|--------------------------|-------|--------|---------------------|
| Souprava bez cestujících | $q_1$ | 8,839  | $[N \cdot mm^{-1}]$ |
| Souprava s cestujícími   | $q_2$ | 16,285 | $[N \cdot mm^{-1}]$ |

Tab. 21 – Spojité zatížení (Koncept C)

- nyní lze dopočítat tíhy jednotlivých částí:

$$G_i = q_1 \cdot L_i \quad (27)$$

$$I: G_1 = q_1 \cdot L_1 = 8,839 \cdot 12\,900 = 114\,019 \text{ N}$$

$$II: G_2 = q_1 \cdot L_2 = 8,839 \cdot 4\,500 = 39\,774 \text{ N}$$

$$III: G_3 = q_1 \cdot L_3 = 8,839 \cdot 12\,900 = 114\,019 \text{ N}$$

Kde:  $L_i$  – délka  $i$  – té části nosníku  $[mm]$ ,  $i = 1,2,3$

$G_i$  – tíha  $i$  – té části skříně  $[N]$ ,  $i = 1,2,3$

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících  $[N \cdot mm^{-1}]$

| Veličina       | Tíha skříně bez cestujících | Tíha skříně s cestujícími | Jednotky |
|----------------|-----------------------------|---------------------------|----------|
| G              | 267 813                     | 493 443                   | [N]      |
| G <sub>1</sub> | 114 019                     | 210 080                   | [N]      |
| G <sub>2</sub> | 39 774                      | 73 284                    | [N]      |
| G <sub>3</sub> | 114 019                     | 210 080                   | [N]      |

Tab. 22 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept C)

V této chvíli již znám všechny potřebné hodnoty pro výpočet a mohu tak z rovnic (19) až (24) určit výsledné hodnoty reakčních sil.

## Výsledné hodnoty

| Reakce         | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| F <sub>1</sub> | 53 032                   | 97 711                 | [N]      |
| F <sub>2</sub> | 80 874                   | 149 010                | [N]      |
| F <sub>3</sub> | 80 874                   | 149 010                | [N]      |
| F <sub>4</sub> | 53 032                   | 97 711                 | [N]      |
| B              | 19 887                   | 36 642                 | [N]      |
| C              | 19 887                   | 36 642                 | [N]      |

Tab. 23 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept C)

## Výpočet nápravových zatížení:

$$A_j = \frac{(F_k + (m_p \cdot g))}{2} \quad (28)$$

$$A_1 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(53\,032 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 45\,891 \text{ N}$$

$$A_2 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(53\,032 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 45\,891 \text{ N}$$

$$A_3 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(80\,874 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 59\,812 \text{ N}$$

$$A_4 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(80\,874 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 59\,812 \text{ N}$$

$$A_5 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(80\,874 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 59\,812 \text{ N}$$

$$A_6 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(80\,874 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 59\,812 \text{ N}$$

$$A_7 = \frac{(F_4 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(53\,032 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 45\,891 \text{ N}$$

$$A_8 = \frac{(F_4 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(53\,032 + (3\,950 \cdot 9,81))}{2} = 45\,891 \text{ N}$$

Kde:  $F_k$  – působící síla [N],  $k = 1,2,3,4$

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

$A_j$  – nápravové zatížení [N],  $j = 1, \dots, 8$

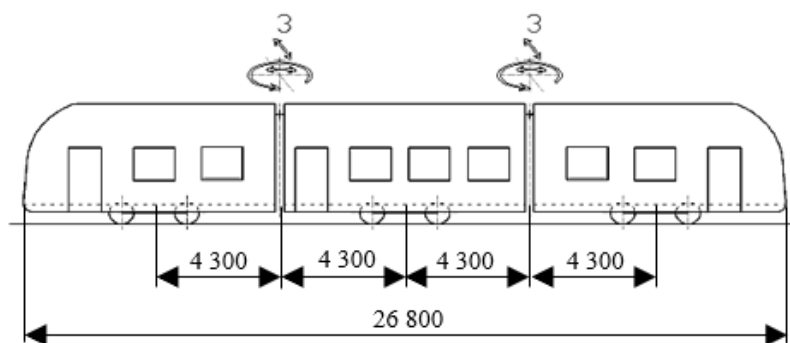


| Nápravové zatížení |                          |                        |          |
|--------------------|--------------------------|------------------------|----------|
| Náprava            | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
| A <sub>1</sub>     | 45 891                   | 68 230                 | [N]      |
| A <sub>2</sub>     | 45 891                   | 68 230                 | [N]      |
| A <sub>3</sub>     | 59 812                   | 93 880                 | [N]      |
| A <sub>4</sub>     | 59 812                   | 93 880                 | [N]      |
| A <sub>5</sub>     | 59 812                   | 93 880                 | [N]      |
| A <sub>6</sub>     | 59 812                   | 93 880                 | [N]      |
| A <sub>7</sub>     | 45 891                   | 68 230                 | [N]      |
| A <sub>8</sub>     | 45 891                   | 68 230                 | [N]      |

Tab. 24 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept C)

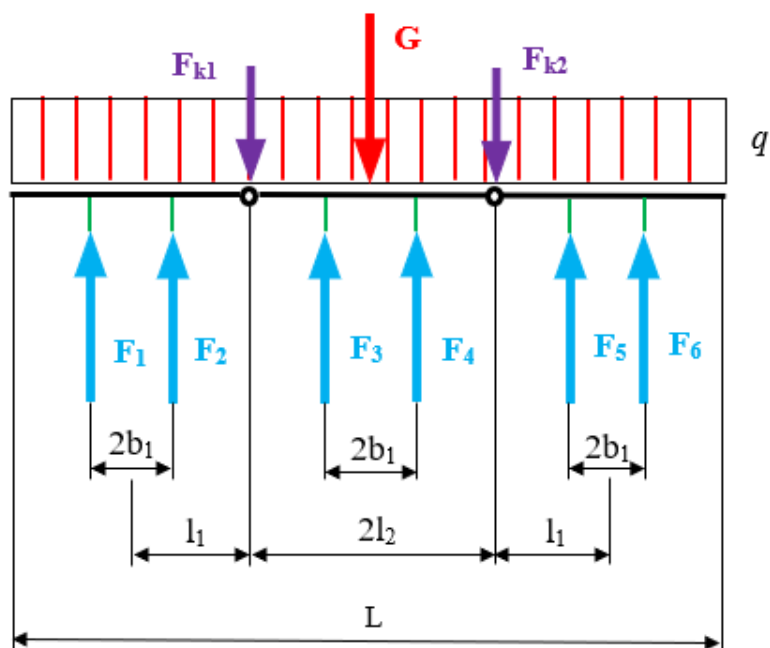
## 3.1.4 KONCEPT D

Koncept tohoto šestinápravového vozidla se skládá ze tří článků, přičemž každému článku náleží právě jeden neotočný podvozek – viz. obr. 26. Krajní články jsou pomocí dvojice kloubů spojeny se článkem prostředním (ve schématu označené číslicí 3). Z obr. 26 je patrné, že oba klouby jsou otočné kolem svislé osy a zároveň jsou i příčně a podélně posuvné. Vzhledem k tomu, že výpočet provádím pouze pro vertikální směr, budou hrát svou roli v následujících výpočtech roli oba klouby – viz. obr. 26. [1,9,10,11,12]



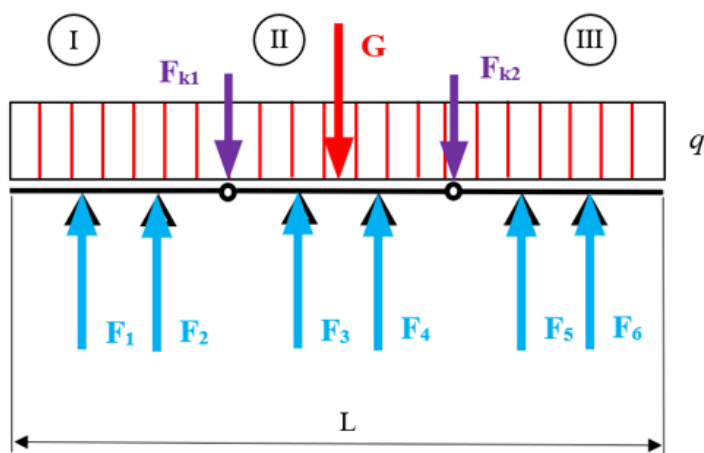
Obr. 26 – Zakótované schéma konceptu D [1]

Podvozek u tohoto konceptu není při výpočtu charakterizován jedním bodem jako tomu bylo u předchozích konceptů nýbrž dvěma body. Skříň vozidla je totiž spojena s podvozkem pružinami sekundárního vypružení, které jsou v podélném směru definovány určitou vzdáleností od středu podvozku – viz. obr. 27. Při výpočtu předpokládám, že pružiny jsou všechny stejné a mají danou určitou tuhost  $k$ . Na obr. 27 jsou pružiny znázorněné zelenými čarami.



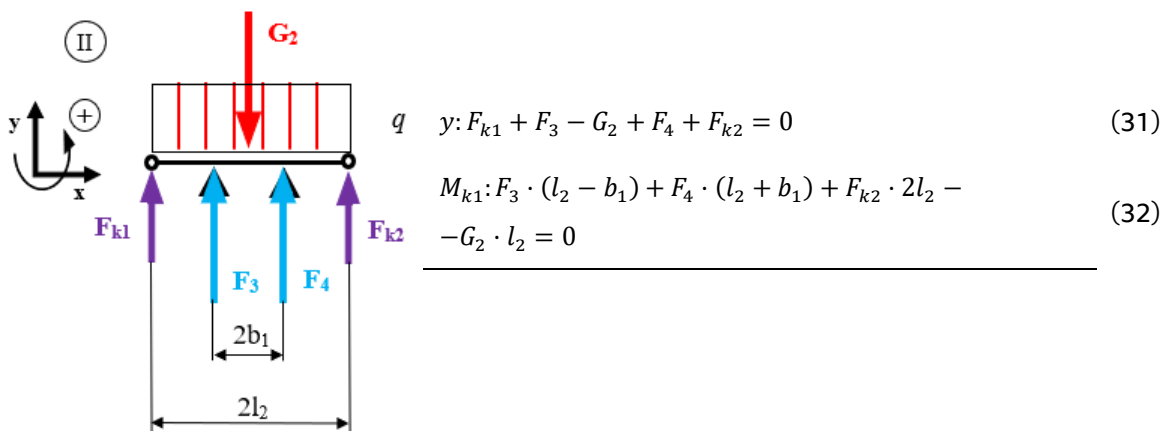
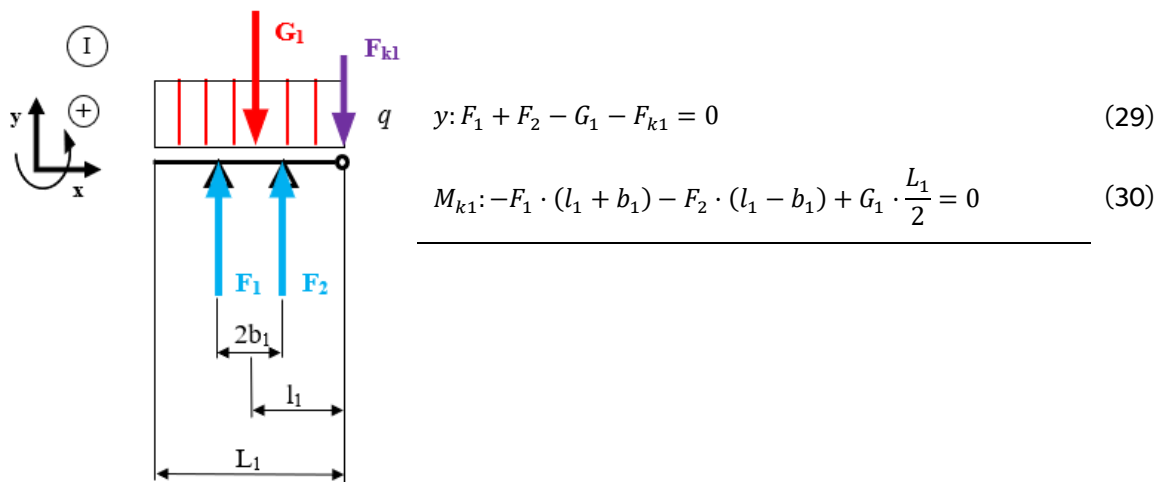
Obr. 27 – Schéma zatěžujících a reakčních sil u konceptu D

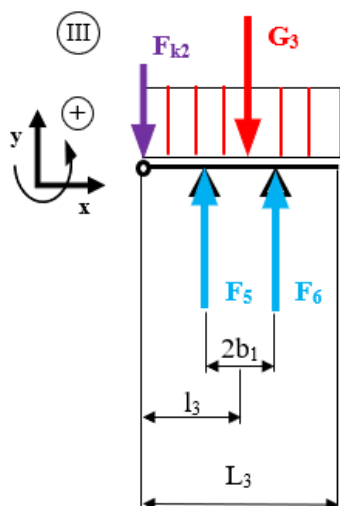
Výsledné náhradní schéma bude obsahovat šest reakčních sil  $F_1$  až  $F_6$ , které jsou situovány do míst sekundárního vypružení, síly v podélně posuvných kloubech  $F_{k1}$  a  $F_{k2}$  a zatěžující tíhovou sílu  $G$  – viz. obr. 28.



Obr. 28 – Náhradní schéma konceptu D

Silové a momentové rovnice pro výpočet reakčních sil:



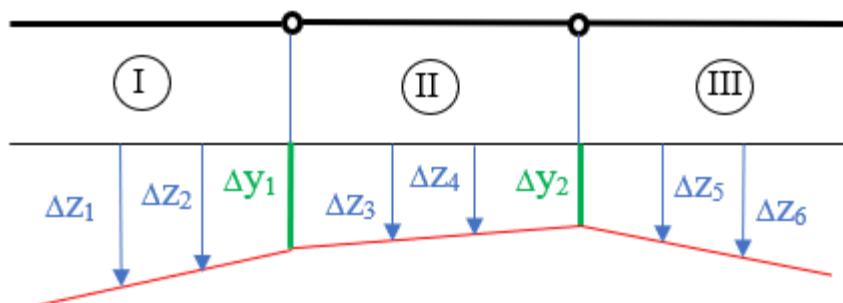


$$q \quad y: -F_{k2} + F_5 - G_3 + F_6 = 0 \quad (33)$$

$$M_{k2}: F_5 \cdot (l_3 - b_1) + F_6 \cdot (l_3 + b_1) - G_3 \cdot \frac{L_3}{2} = 0 \quad (34)$$

### Princip výpočtu:

Po sepsání silových a momentových rovnic pro každý jeden článek je patrné, že nyní disponujeme šesti rovnicemi, avšak pro osm neznámých. Další dvě rovnice nezbytné pro výpočet reakčních sil si vyjádřím z deformačních podmínek jednotlivých pružin sekundárního vypružení podvozků. [2]



Obr. 29 – Deformace pružin sekundárního vypružení

$$\frac{\Delta z_1 - \Delta y_1}{(l_1 + b_1)} = \frac{\Delta z_2 - \Delta y_1}{(l_1 - b_1)} \quad (35)$$

$$\frac{\Delta z_3 - \Delta y_2}{(l_2 + b_1)} = \frac{\Delta z_4 - \Delta y_2}{(l_2 - b_1)} = \frac{\Delta y_1 - \Delta y_2}{2l_2} \quad (36)$$

$$\frac{\Delta z_6 - \Delta y_2}{(l_3 + b_1)} = \frac{\Delta z_5 - \Delta y_2}{(l_3 - b_1)} \quad (37)$$

Z takto sepsaných deformačních podmínek lze vyjádřit vztahy definující závislost stlačení pružin středního podvozku, jako funkci deformací sekundárního vypružení krajních podvozků.

- z rovnice (35) vyplývá vztah:

$$\Delta y_1 = \frac{\Delta z_2 \cdot (l_1 + b_1) - \Delta z_1 \cdot (l_1 - b_1)}{2 \cdot b_1} \quad (38)$$

- z rovnice (37) pak:

$$\Delta y_2 = \frac{\Delta z_5 \cdot (l_3 + b_1) - \Delta z_6 \cdot (l_3 - b_1)}{2 \cdot b_1} \quad (39)$$

- dosazením vztahů (35) a (37) do rovnice (36) získám požadovanou závislost:

$$\begin{aligned} \Delta z_3 = & \frac{[\Delta z_2 \cdot (l_1 + b_1) - \Delta z_1 \cdot (l_1 - b_1)] \cdot (l_2 + b_1)}{2 \cdot l_2 \cdot 2 \cdot b_1} + \\ & + \frac{[\Delta z_5 \cdot (l_3 + b_1) - \Delta z_6 \cdot (l_3 - b_1)] \cdot (l_2 - b_1)}{2 \cdot l_2 \cdot 2 \cdot b_1} \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \Delta z_4 = & \frac{[\Delta z_2 \cdot (l_1 + b_1) - \Delta z_1 \cdot (l_1 - b_1)] \cdot (l_2 - b_1)}{2 \cdot l_2 \cdot 2 \cdot b_1} + \\ & + \frac{[\Delta z_5 \cdot (l_3 + b_1) - \Delta z_6 \cdot (l_3 - b_1)] \cdot (l_2 + b_1)}{2 \cdot l_2 \cdot 2 \cdot b_1} \end{aligned} \quad (41)$$

- z výše uvedených vztahů lze definovat chybějící rovnice pro výpočet reakčních sil:

$$\begin{aligned} 4 \cdot \Delta z_3 \cdot l_2 \cdot b_1 - \Delta z_2 \cdot (l_1 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) + \Delta z_1 \cdot (l_1 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) - \\ - \Delta z_5 \cdot (l_3 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) + \Delta z_6 \cdot (l_3 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) = 0 \end{aligned} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} 4 \cdot \Delta z_4 \cdot l_2 \cdot b_1 - \Delta z_2 \cdot (l_1 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) + \Delta z_1 \cdot (l_1 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) - \\ - \Delta z_5 \cdot (l_3 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) + \Delta z_6 \cdot (l_3 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) = 0 \end{aligned} \quad (43)$$

- vyjádřené rovnice (42) a (43) lze díky znalosti vztahu pro tuhost pružiny, kdy  $k = \frac{F_i}{\Delta z_i}$  pro  $i = 1 \div 6$  přepsat do tvaru:

$$4 \cdot \frac{F_3}{k} \cdot l_2 \cdot b_1 - \frac{F_2}{k} \cdot (l_1 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) + \frac{F_1}{k} \cdot (l_1 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) - \frac{F_5}{k} \cdot (l_3 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) + \frac{F_6}{k} \cdot (l_3 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) = 0 \quad (44)$$

$$4 \cdot \frac{F_4}{k} \cdot l_2 \cdot b_1 - \frac{F_2}{k} \cdot (l_1 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) + \frac{F_1}{k} \cdot (l_1 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) - \frac{F_5}{k} \cdot (l_3 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) + \frac{F_6}{k} \cdot (l_3 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) = 0 \quad (45)$$

Tímto posledním krokem jsem získal zbylé dvě rovnice pro výpočet reakčních sil (osm rovnic pro osm neznámých). Jak je z rovnic (44) a (45) zjevné, výpočet nebude záviset na tuhosti pružiny  $k$ . Rovnice (44) a (45) jsem tedy vynásobil tuhostí pružiny  $k$ :

$$4 \cdot F_3 \cdot l_2 \cdot b_1 - F_2 \cdot (l_1 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) + F_1 \cdot (l_1 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) - F_5 \cdot (l_3 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) + F_6 \cdot (l_3 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) = 0 \quad (46)$$

$$4 \cdot F_4 \cdot l_2 \cdot b_1 - F_2 \cdot (l_1 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) + F_1 \cdot (l_1 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) - F_5 \cdot (l_3 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) + F_6 \cdot (l_3 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) = 0 \quad (47)$$

Pomocí rovnic silové a momentové rovnováhy (29) až (34) a získaných rovnic z deformačních podmínek (46) a (47) následně získám soustavu algebraických rovnic  $A \cdot X = B$ :

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 1 \\ -(l_1 + b_1) & -(l_1 - b_1) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (l_2 - b_1) & (l_2 + b_1) & 2 \cdot l_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (l_3 - b_1) & (l_3 + b_1) & 0 \\ (l_1 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) & -(l_1 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) & 0 & 4 \cdot l_2 \cdot b_1 & 0 & 0 & -(l_3 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) & (l_3 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) & 0 \\ (l_1 - b_1) \cdot (l_2 - b_1) & -(l_1 + b_1) \cdot (l_2 - b_1) & 0 & 0 & 4 \cdot l_2 \cdot b_1 & 0 & -(l_3 + b_1) \cdot (l_2 + b_1) & (l_3 - b_1) \cdot (l_2 + b_1) & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_{k1} \\ F_4 \\ F_{k2} \\ F_5 \\ F_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \\ -G_1 \cdot \frac{L_1}{2} \\ G_2 \cdot l_2 \\ G_3 \cdot \frac{L_3}{2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (48)$$

Po vyjádření výsledné soustavy algebraických rovnic  $A \cdot X = B$  (48) nyní mohou přistoupit k samotnému výpočtu nápravových zatížení.

Vstupní parametry výpočtu

| Veličina        | Hodnota | Jednotky             |
|-----------------|---------|----------------------|
| L               | 26 800  | [mm]                 |
| L <sub>1</sub>  | 9 100   | [mm]                 |
| 2l <sub>2</sub> | 8 600   | [mm]                 |
| L <sub>3</sub>  | 9 100   | [mm]                 |
| l <sub>1</sub>  | 4 300   | [mm]                 |
| l <sub>2</sub>  | 4 300   | [mm]                 |
| l <sub>3</sub>  | 4 300   | [mm]                 |
| b <sub>1</sub>  | 1 000   | [mm]                 |
| n               | 3       | [-]                  |
| m <sub>p</sub>  | 2 600   | [kg]                 |
| m <sub>1</sub>  | 31 600  | [kg]                 |
| m <sub>2</sub>  | 48 200  | [kg]                 |
| g               | 9,81    | [m·s <sup>-2</sup> ] |

Tab. 25 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept D)

**Výpočet celkové tíhy skříně vozidla:**

$$G = (m_1 - (n \cdot m_p)) \cdot g \quad (49)$$

$$G = (31\,600 - (3 \cdot 2\,600)) \cdot 9,81 = 233\,478 \text{ N}$$

*Kde:*  $m_1$  – hmotnost soupravy bez cestujících [kg]

$n$  – počet podvozků soupravy [-]

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [m·s<sup>-2</sup>]

$G$  – tíha skříně vozidla [N]

## Výpočet spojitého zatížení:

$$q_1 = \frac{G}{L} \quad (50)$$

$$q_1 = \frac{233\,478}{26\,800} = 8,712 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Kde:  $L$  – celková délka soupravy [mm]

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících [N/mm]

- z výsledku rovnice (49) a ze znalosti celkové délky soupravy lze vypočítat následující hodnoty spojitěho zatížení:

| Spojitě zatížení         |       |        |                       |
|--------------------------|-------|--------|-----------------------|
| Souprava bez cestujících | $q_1$ | 8,712  | [N·mm <sup>-1</sup> ] |
| Souprava s cestujícími   | $q_2$ | 14,788 | [N·mm <sup>-1</sup> ] |

Tab. 26 – Spojitě zatížení (Koncept D)

- nyní lze dopočítat tíhy jednotlivých částí:

$$G_i = q_1 \cdot L_i \quad (51)$$

$$I: G_1 = q_1 \cdot L_1 = 8,712 \cdot 9\,100 = 79\,278 \text{ N}$$

$$II: G_2 = q_1 \cdot L_2 = 8,712 \cdot 8\,600 = 74\,922 \text{ N}$$

$$III: G_3 = q_1 \cdot L_3 = 8,712 \cdot 9\,100 = 79\,278 \text{ N}$$

Kde:  $L_i$  – délka  $i$  – té části nosníku [mm],  $i = 1,2,3$

$G_i$  – tíha  $i$  – té části skříně [N],  $i = 1,2,3$

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících [N · mm<sup>-1</sup>]

| Veličina | Tíha skříně bez cestujících | Tíha skříně s cestujícími | Jednotky |
|----------|-----------------------------|---------------------------|----------|
| $G_v$    | 233 478                     | 396 324                   | [N]      |
| $G_1$    | 79 278                      | 134 573                   | [N]      |
| $G_2$    | 74 922                      | 127 179                   | [N]      |
| $G_3$    | 79 278                      | 134 573                   | [N]      |

Tab. 27 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept D)



Vzhledem k tomu, že výsledná soustava algebraických rovnic (48) je tvořena osmi rovnicemi o osmi neznámých, rozhodl jsem se použít k výpočtu reakčních sil program Matlab (Matrix Laboratory).

```

16
17 -   A=[
18     1 1 -1 0 0 0 0 0
19     0 0 1 1 1 1 0 0
20     0 0 0 0 0 -1 1 1
21    -11 -12 0 0 0 0 0 0
22     0 0 0 13 14 L2 0 0
23     0 0 0 0 0 0 15 16
24    12*(L2-13) -11*(L2-13) 0 L2*(11-12) 0 0 -16*13 15*13
25    12*(L2-14) -11*(L2-14) 0 0 L2*(11-12) 0 -16*14 15*14];
26
27 -   B=[G1;G2;G3; (-G1*(L1/2)); (G2*(L2/2)); (G3*(L3/2)); 0;0];
28
29 -
30 -   X=A^-1*B;
31
32
33

```

Workspace

| Name | Value                   |
|------|-------------------------|
| A    | 8x8 double              |
| B    | [79278;74922;79278;-... |
| G1   | 79278                   |
| G2   | 74922                   |
| G3   | 79278                   |
| I1   | 5300                    |
| L1   | 9100                    |
| L2   | 3300                    |
| L3   | 3300                    |
| L4   | 9100                    |
| L5   | 5300                    |
| L6   | 5300                    |
| X    | [4.3340e+04;3.9701e+... |

Command Window

```

X =
1.0e+04 *
4.3340
3.9701
0.3763
3.3698
3.3698
0.3763
3.9701
4.3340

```

Obr. 30 – Skript zobrazující výpočet reakcí u konceptu D

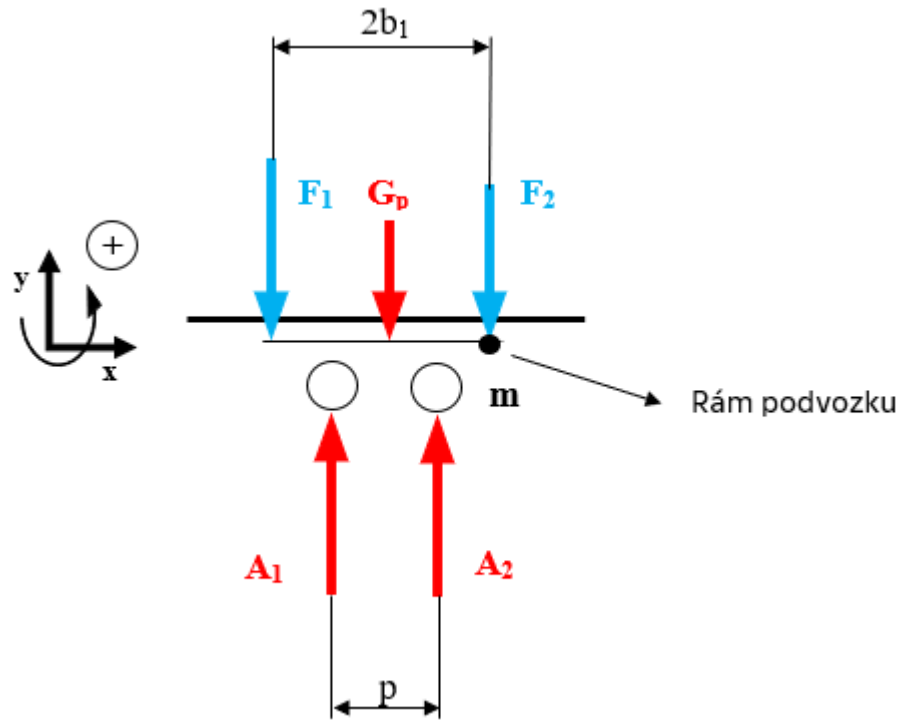
### Výsledné hodnoty

| Reakce          | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|-----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| F <sub>1</sub>  | 43 340                   | 73 568                 | [N]      |
| F <sub>2</sub>  | 39 701                   | 67 392                 | [N]      |
| F <sub>3</sub>  | 33 698                   | 57 202                 | [N]      |
| F <sub>4</sub>  | 33 698                   | 57 202                 | [N]      |
| F <sub>5</sub>  | 39 701                   | 67 392                 | [N]      |
| F <sub>6</sub>  | 43 340                   | 73 568                 | [N]      |
| F <sub>k1</sub> | 3 763                    | 6 388                  | [N]      |
| F <sub>k2</sub> | 3 763                    | 6 388                  | [N]      |

Tab. 28 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept D)

## Výpočet nápravových zatížení:

Ze znalosti reakčních sil  $F_1$  až  $F_6$  mohu nyní s pomocí rovnic silové a momentové rovnováhy vytvořených pro každý jeden neotočný podvozek – viz. obr. 31, vyjádřit hledané nápravové zatížení  $A_1$  až  $A_6$ .



Obr. 31 – Výpočet nápravových zatížení (GT6N-ZR)

- rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$y: -F_1 + A_1 - G_p + A_2 - F_2 = 0 \quad (52)$$

$$M_m: F_1 \cdot 2 \cdot b_1 + G_p \cdot b_1 - A_1 \cdot \left(b_1 + \frac{p}{2}\right) - A_2 \cdot \left(b_1 - \frac{p}{2}\right) = 0 \quad (53)$$

- z rovnice (51) vyplývá vztah:

$$A_1 = \frac{(2 \cdot F_1 + G_p) \cdot b_1 - A_2 \cdot \left(b_1 - \frac{p}{2}\right)}{b_1 + \frac{p}{2}}$$

- po dosazení vztahu pro  $A_1$  do rovnice (50) pak:

$$A_2 = \frac{\left[(F_1 + G_p + F_2) \cdot \left(b_1 + \frac{p}{2}\right)\right] - \left[(2 \cdot F_1 + G_p) \cdot b_1\right]}{p}$$

Tento postup zopakují pro zbývající dva neotočné podvozky a získám tak zbylé vztahy pro výpočet nápravových zatížení.

$$A_3 = \frac{(2 \cdot F_3 + G_p) \cdot b_1 - A_4 \cdot \left(b_1 - \frac{p}{2}\right)}{b_1 + \frac{p}{2}}$$

$$A_4 = \frac{\left[(F_3 + G_p + F_4) \cdot \left(b_1 + \frac{p}{2}\right)\right] - [(2 \cdot F_3 + G_p) \cdot b_1]}{p}$$

$$A_5 = \frac{(2 \cdot F_5 + G_p) \cdot b_1 - A_6 \cdot \left(b_1 - \frac{p}{2}\right)}{b_1 + \frac{p}{2}}$$

$$A_6 = \frac{\left[(F_5 + G_p + F_6) \cdot \left(b_1 + \frac{p}{2}\right)\right] - [(2 \cdot F_5 + G_p) \cdot b_1]}{p}$$

- po dosazení všech potřebných hodnot do vztahů výše zmíněných získávám výsledné hodnoty nápravového zatížení:

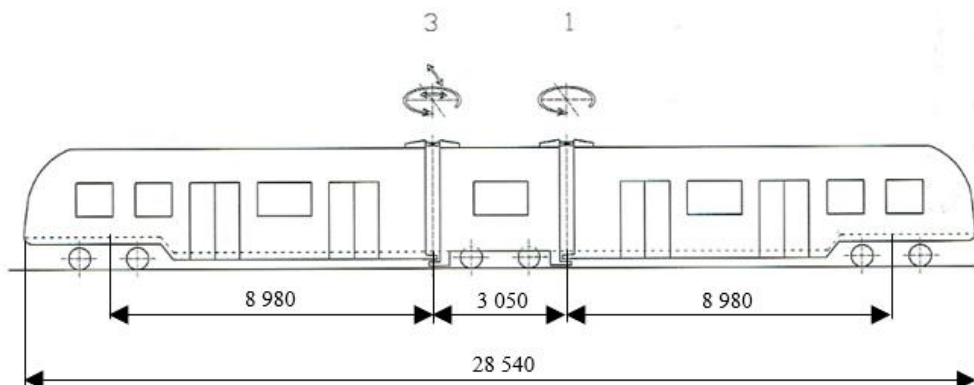
**Nápravové zatížení**

| Náprava        | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| A <sub>1</sub> | 56 241                   | 86 571                 | [N]      |
| A <sub>2</sub> | 52 306                   | 79 895                 | [N]      |
| A <sub>3</sub> | 46 451                   | 69 955                 | [N]      |
| A <sub>4</sub> | 46 451                   | 69 955                 | [N]      |
| A <sub>5</sub> | 52 306                   | 79 895                 | [N]      |
| A <sub>6</sub> | 56 241                   | 86 571                 | [N]      |

Tab. 29 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept D)

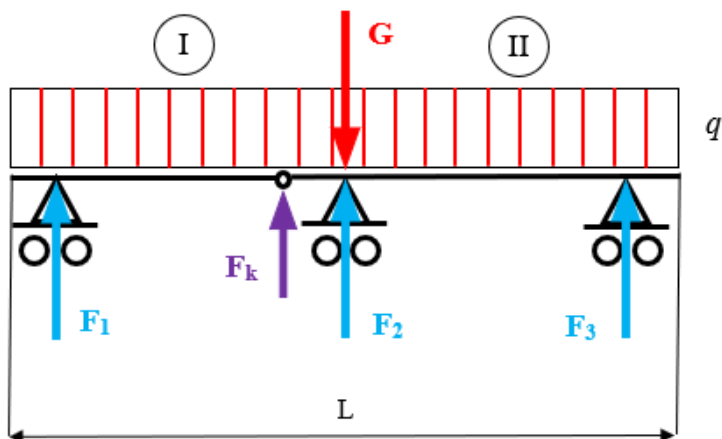
## 3.1.5 KONCEPT E

Druhým ze dvojice vybraných zahraničních koncepčních řešení je koncept E. Z obrázku 32 je patrné, že toto tříčlánkové šestinápravové vozidlo je spojeno pomocí dvou kloubů (ve schématu označení číslicemi 1 a 3). Toto koncepční řešení vyžaduje, aby byl jeden kloub otočný kolem svislé osy (1) a druhý jak otočný kolem svislé osy, tak i příčně a podélně posuvný (3). I v tomto případě jsou pro mé výpočty důležité pouze klouby podélně posuvné (výpočet provádím pouze pro vertikální směr). U tohoto konceptu je podélně posuvný kloub 3. [1]



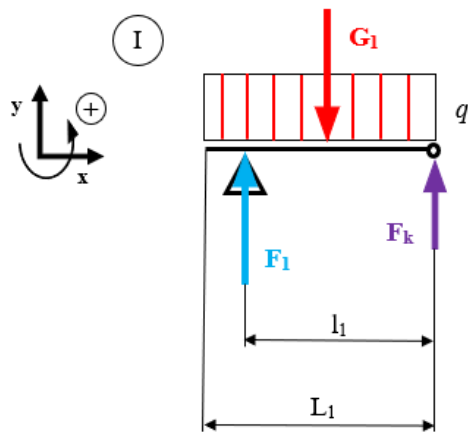
Obr. 32 – Zakótované schéma konceptu E [1]

Pro získání rovnic silové a momentové rovnováhy, k následnému výpočtu reakčních sil, bylo zapotřebí vytvořit náhradní schéma konceptu E, ze kterého tyto rovnice budou vycházet – viz. obr. 33.



Obr. 33 – Náhradní schéma konceptu E

Silové a momentové rovnice pro výpočet reakčních sil:



$$y: F_1 - G_1 + F_k = 0 \quad (54)$$

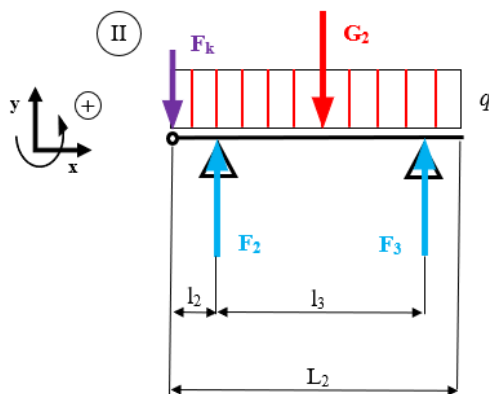
$$M_k: -F_1 \cdot l_1 + G_1 \cdot \frac{L_1}{2} = 0 \quad (55)$$

- z rovnice (55) lze vyjádřit vztah:

$$F_1 = \frac{G_1 \cdot L_1}{2 \cdot l_1}$$

- z rovnice (54) pak:

$$F_k = G_1 - \frac{G_1 \cdot L_1}{2 \cdot l_1}$$



$$y: -F_k + F_2 + F_3 - G_2 = 0 \quad (56)$$

$$M_k: F_2 \cdot l_2 + F_3 \cdot (l_2 + l_3) - G_2 \cdot \frac{L_2}{2} = 0 \quad (57)$$

- z rovnice (57) vyplývá vztah:

$$F_2 = \frac{G_2 \cdot \frac{L_2}{2} - F_3 \cdot (l_2 + l_3)}{l_2}$$

- z rovnice (56) získám po úpravě vztah:

$$F_3 = \frac{-F_k \cdot l_2 + G_2 \cdot \frac{L_2}{2} - G_2 \cdot l_2}{l_3}$$

Vstupní parametry výpočtu

| Veličina       | Hodnota | Jednotky             |
|----------------|---------|----------------------|
| L              | 28 540  | [mm]                 |
| L <sub>1</sub> | 12 745  | [mm]                 |
| L <sub>2</sub> | 15 795  | [mm]                 |
| l <sub>1</sub> | 8 980   | [mm]                 |
| l <sub>2</sub> | 1 525   | [mm]                 |
| l <sub>3</sub> | 10 505  | [mm]                 |
| n              | 3       | [-]                  |
| m <sub>p</sub> | 4 800   | [kg]                 |
| m <sub>1</sub> | 35 500  | [kg]                 |
| m <sub>2</sub> | 50 380  | [kg]                 |
| g              | 9,81    | [m·s <sup>-2</sup> ] |

Tab. 30 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept D)

**Výpočet celkové tíhy skříně vozidla:**

$$G = (m_1 - (n \cdot m_p)) \cdot g \quad (58)$$

$$G = (35\,500 - (3 \cdot 4\,800)) \cdot 9,81 = 245\,250 \text{ N}$$

*Kde:*  $m_1$  – hmotnost soupravy bez cestujících [kg]

$n$  – počet podvozků soupravy [-]

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [m · s<sup>-2</sup>]

$G$  – tíha skříně vozidla [N]

**Výpočet spojitěho zatížení:**

$$q_1 = \frac{G}{L} \quad (59)$$

$$q_1 = \frac{245\,250}{28\,540} = 8,593 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

*Kde:*  $L$  – celková délka soupravy [mm]

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících [N · mm<sup>-1</sup>]

- z výsledku rovnice (58) a ze znalosti celkové délky soupravy lze vypočítat následující hodnoty spojitěho zatížení:

## Spojité zatížení

|                          |       |        |                     |
|--------------------------|-------|--------|---------------------|
| Souprava bez cestujících | $q_1$ | 8,593  | $[N \cdot mm^{-1}]$ |
| Souprava s cestujícími   | $q_2$ | 13,708 | $[N \cdot mm^{-1}]$ |

Tab. 31 – Spojité zatížení (Koncept D)

- nyní lze dopočítat tíhy jednotlivých částí:

$$G_i = q_1 \cdot L_i \quad (60)$$

$$I: G_1 = q_1 \cdot L_1 = 7,253 \cdot 12\,745 = 109\,520 \text{ N}$$

$$II: G_2 = q_1 \cdot L_2 = 7,253 \cdot 15\,795 = 135\,730 \text{ N}$$

Kde:  $L_i$  – délka  $i$  – té části nosníku [mm],  $i = 1,2$

$G_i$  – tíha  $i$  – té části skříně [N],  $i = 1,2$

$q_1$  – spojitě zatížení pro soupravu bez cestujících  $[N \cdot mm^{-1}]$

| Veličina | Tíha skříně bez cestujících | Tíha skříně s cestujícími | Jednotky |
|----------|-----------------------------|---------------------------|----------|
| G        | 245 250                     | 391 223                   | [N]      |
| $G_1$    | 109 520                     | 174 707                   | [N]      |
| $G_2$    | 135 730                     | 216 516                   | [N]      |

Tab. 32 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept D)

V této chvíli již znám všechny potřebné hodnoty pro výpočet veškerých reakčních sil. Pro zjištění výsledných hodnot využijí rovnice (54) až (57)

## Výsledné hodnoty

| Reakce | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|--------|--------------------------|------------------------|----------|
| $F_1$  | 77 719                   | 123 978                | [N]      |
| $F_2$  | 89 812                   | 123 978                | [N]      |
| $F_3$  | 77 719                   | 111 853                | [N]      |
| $F_k$  | 31 801                   | 50 729                 | [N]      |

Tab. 33 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept D)

## Výpočet nápravových zatížení:

$$A_j = \frac{(F_k + (m_p \cdot g))}{2} \quad (61)$$

$$A_1 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(65\,595 + (4\,800 \cdot 9,81))}{2} = 56\,027\,N$$

$$A_2 = \frac{(F_1 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(65\,595 + (4\,800 \cdot 9,81))}{2} = 56\,027\,N$$

$$A_3 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(75\,801 + (4\,800 \cdot 9,81))}{2} = 62\,073\,N$$

$$A_4 = \frac{(F_2 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(75\,801 + (4\,800 \cdot 9,81))}{2} = 62\,073\,N$$

$$A_5 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(65\,595 + (4\,800 \cdot 9,81))}{2} = 56\,027\,N$$

$$A_6 = \frac{(F_3 + (m_p \cdot g))}{2} = \frac{(65\,595 + (4\,800 \cdot 9,81))}{2} = 56\,027\,N$$

Kde:  $F_k$  – působící síla [N],  $k = 1,2,3$

$m_p$  – hmotnost jednoho podvozku [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

$A_j$  – nápravové zatížení [N],  $j = 1, \dots, 6$

## Nápravové zatížení

| Náprava        | Souprava bez cestujících | Souprava s cestujícími | Jednotky |
|----------------|--------------------------|------------------------|----------|
| A <sub>1</sub> | 56 027                   | 79 156                 | [N]      |
| A <sub>2</sub> | 56 027                   | 79 156                 | [N]      |
| A <sub>3</sub> | 62 073                   | 88 801                 | [N]      |
| A <sub>4</sub> | 62 073                   | 88 801                 | [N]      |
| A <sub>5</sub> | 56 027                   | 79 156                 | [N]      |
| A <sub>6</sub> | 56 027                   | 79 156                 | [N]      |

Tab. 34 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept D)

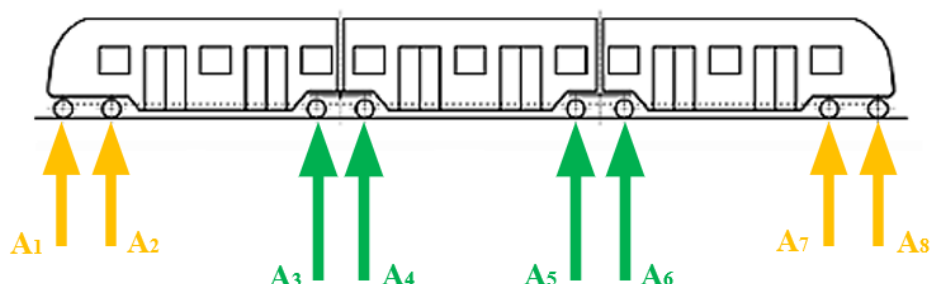
<sup>2)</sup> Veškeré výpočty nápravových zatížení vybraných koncepčních uspořádání byly detailněji rozepsány pouze pro soupravy bez cestujících. Výpočet nápravových zatížení pro soupravy s cestujícími je totiž obdobný, liší se pouze ve vstupních parametrech samotného výpočtu, jakožto například ve hmotnosti vozidla, hmotnosti podvozku atd.



## 3.2 VYHODNOCENÍ NÁPRAVOVÝCH ZATÍŽENÍ

### 3.2.1 KONCEPT A

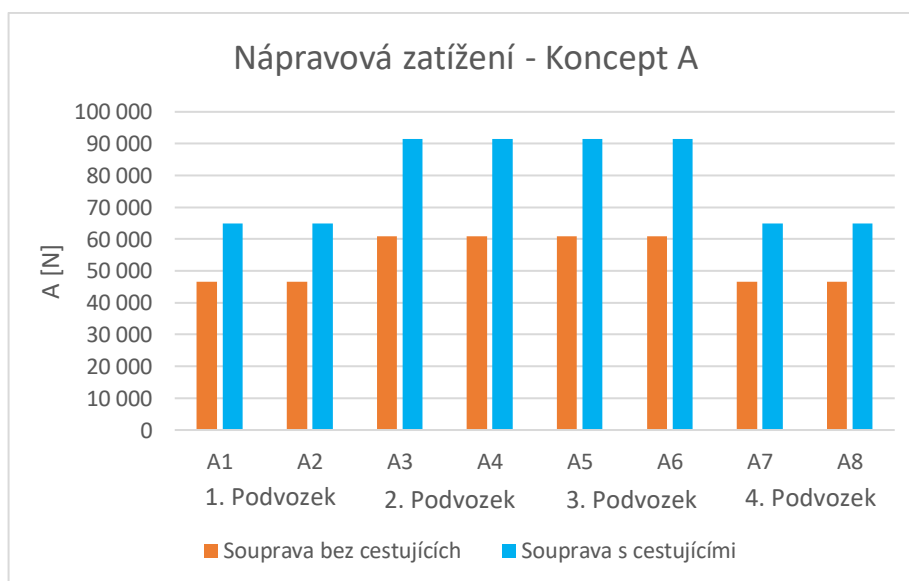
Při výpočtu nápravových zatížení jsem vycházel z předpokladu zjednodušeného modelu tramvajového vozidla, u kterého jsem uvažoval všechny články jako jednu vozovou skříň, která má svou váhu rozloženou rovnoměrně po celé své délce – viz. obr. 21. Při daném zjednodušení lze z vypočtených hodnot nápravového zatížení, ať už pro soupravu s cestujícími či bez, u tohoto koncepčního uspořádání konstatovat, že podvozky (2. a 3.) nacházející se pod kloubovým spojením jednotlivých článků vykazují nejvyšší hodnoty nápravového zatížení – viz. obr. 34.. Konkrétně tedy hodnotu 91 kN pro soupravu s cestujícími a 61 kN pro soupravu bez cestujících.



Obr. 34 – Schéma konceptu A se znázorněním nápravových zatížení [1]

Procentuální rozdíl v nápravových zatíženích u soupravy bez cestujících oproti soupravě s cestujícími se u prvního a čtvrtého podvozku pohybuje zhruba kolem 28 %. U druhého a třetího podvozku činí tento rozdíl pak přibližně 33 %.

Samotný procentuální rozdíl v nápravových zatíženích mezi prvním a druhým, respektive třetím a čtvrtým podvozkem u soupravy bez cestujících činí 23 %. U soupravy s cestujícími pak 29 % – viz. graf 1.

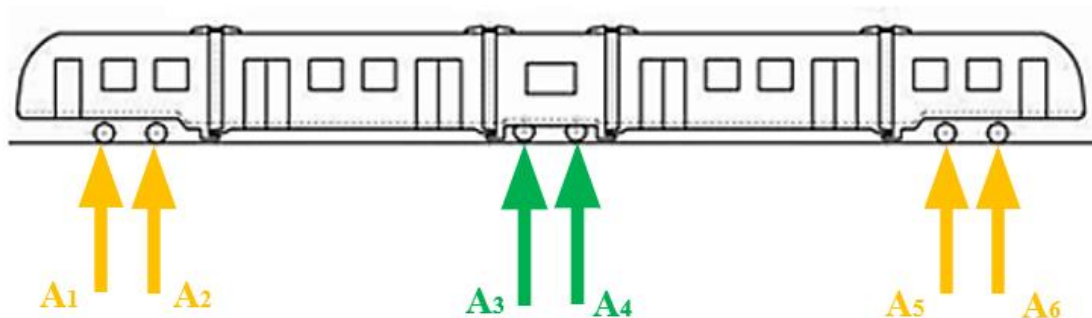


Graf 1 – Nápravová zatížení – Koncept A

**3.2.2 KONCEPT B**

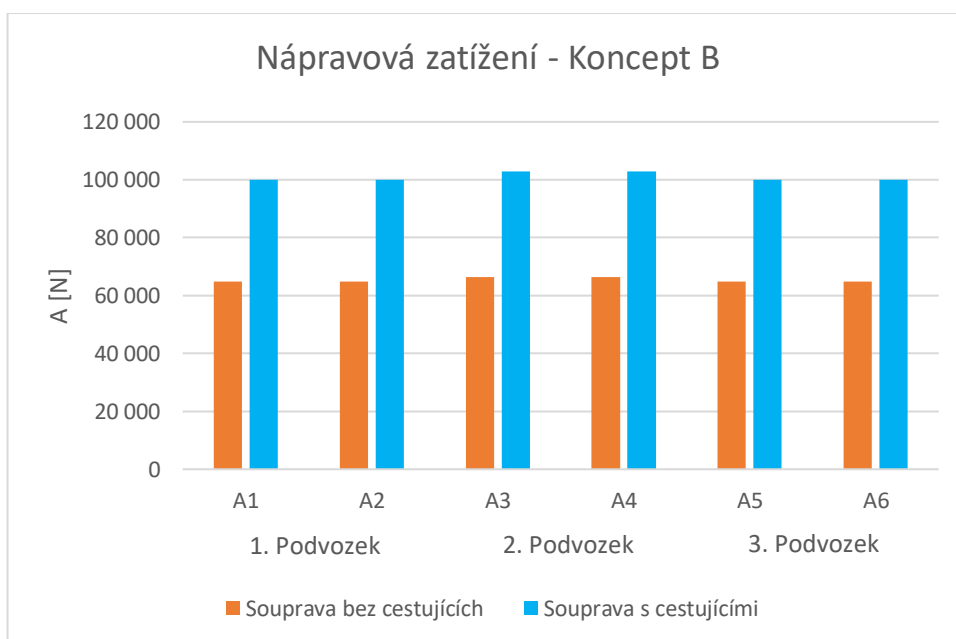
Toto koncepční uspořádání tramvajového vozidla skládající se z pěti článků a tří neotočných podvozků a jednoho podélně posuvného kloubu, lze za stejných zjednodušujících podmínek jako u předchozího koncepčního řešení překreslit v náhradní schéma – viz obr. 23. Z takto vytvořeného náhradního schématu jsem vycházel při určení nápravových zatížení.

Po vypočtení všech nápravových zatížení – viz. kapitola 3.1.2, jsem dospěl k závěru, že podvozek pod krátkým středním článkem takto uspořádaného tramvajového vozidla vykazuje jen o několik procent vyšší hodnoty nápravového zatížení než podvozky pod krajními články – viz. graf 2.



Obr. 35 – Schéma konceptu B se znázorněním nápravových zatížení [1]

Takto uspořádané koncepční řešení tramvajového vozidla při daných zjednodušujících podmínkách má tedy za následek, že procentuální rozdíl v nápravových zatížení mezi prvním a druhým, respektive druhým a třetím podvozkem u soupravy bez cestujících činí pouhé 2,5 %. U soupravy s cestujícími se tento procentuální rozdíl blíží třem procentům – viz. graf 2.

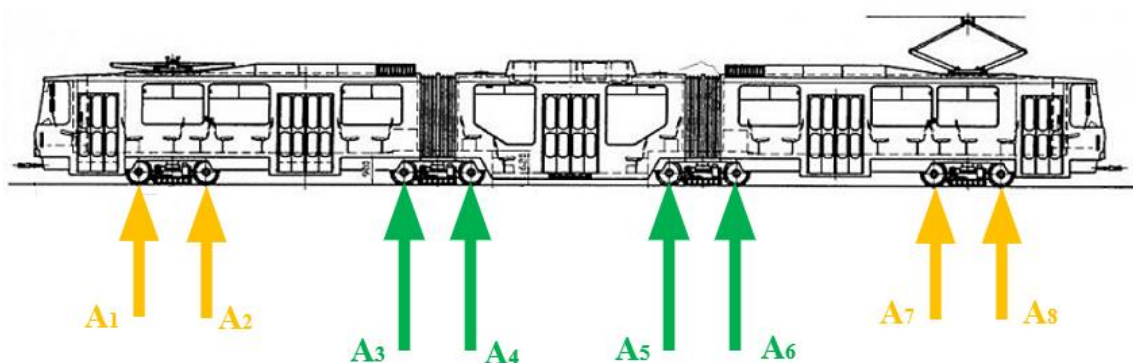


Graf 2 – Nápravová zatížení – Koncept B

**3.2.3 KONCEPT C**

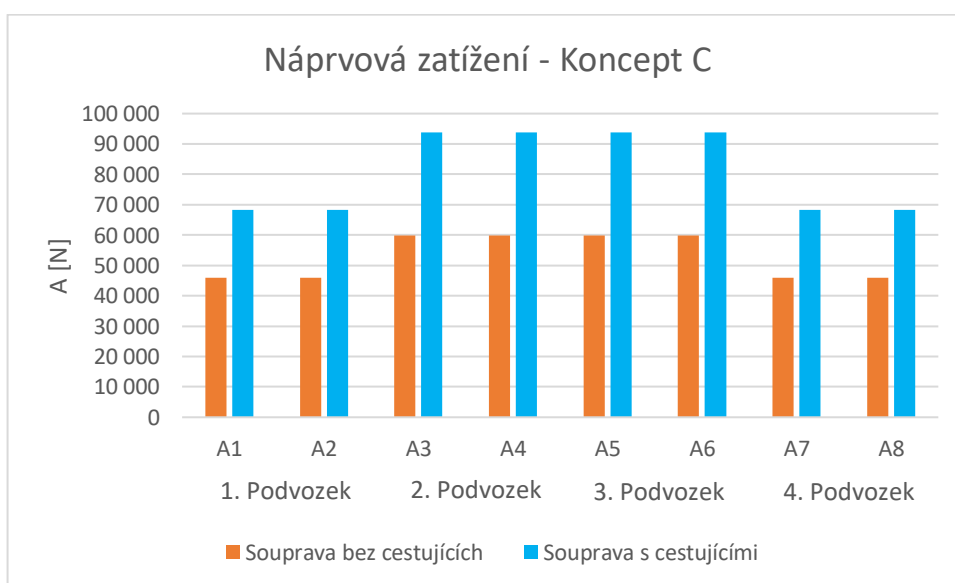
Vybraný koncept C odpovídající tramvajovému vozidlu KT8D5.RN2P, se skládá ze dvou vysokopodlažních krajních článků a jednoho nízkopodlažního prostředního článku – viz. obr. 36.

Druhý a třetí podvozek takto uspořádaného tramvajového vozidla vykazuje nejvyšší hodnoty nápravových zatížení. Je tomu tak pro plně obsazenou soupravu i pro soupravu bez cestujících. Při plně obsazené soupravě, kde se počítá s obsazeností 8 os/m<sup>2</sup>, je tato hodnota rovna 94 kN. Pro soupravu bez cestujících, jejíž hmotnost lehce přesahuje 43 tun, tato hodnota odpovídá 60 kN – viz. graf 3.



Obr. 36 – Schéma konceptu C se znázorněním nápravových zatížení [1]

Procentuální rozdíl v nápravových zatíženích u jednotlivých podvozků je zde podstatně vyšší, než u předcházejícího koncepčního uspořádání. V tomto případě je procentuální rozdíl v nápravových zatíženích mezi prvním a druhým, respektive třetím a čtvrtým podvozkem u soupravy bez cestujících zhruba 23 %. U plně obsazené soupravy s hmotností lehce převyšující 66 tun je tento rozdíl pak 27 % – viz. graf 3.

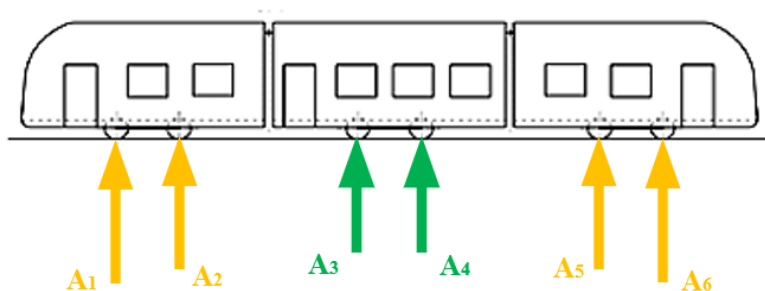


Graf 3 – Nápravová zatížení – Koncept C

**3.2.4 KONCEPT D**

Koncepční řešení tramvajového vozidla daného typu se skládá ze tří článků, které jsou vzájemně propojeny dvěma podélně i příčně posuvnými klouby. Přičemž pod každým z článků se nachází jeden neotočný podvozek

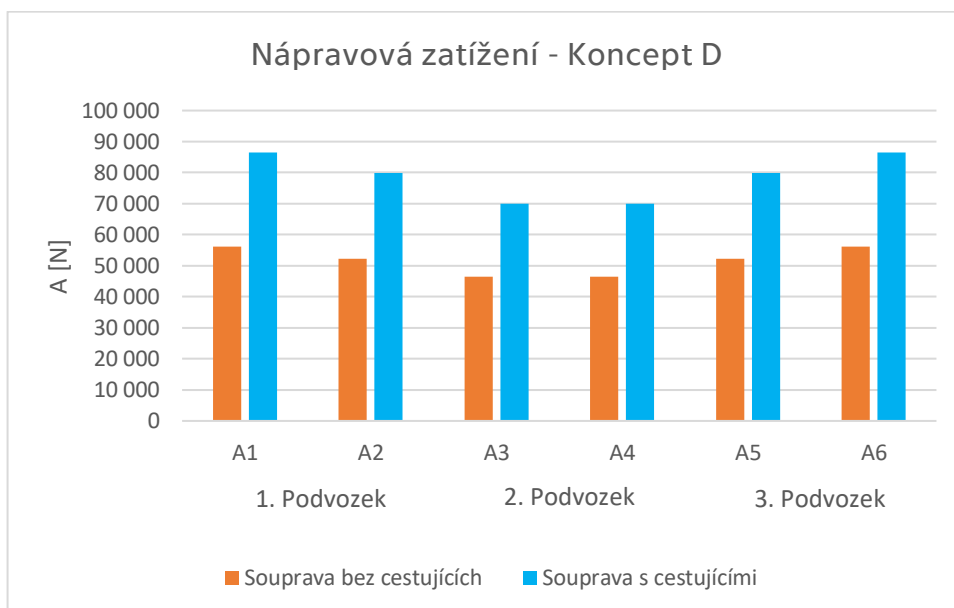
Po vypočtení všech nápravových zatížení, lze s ohledem na dané zjednodušující předpoklady výpočtu konstatovat, že neotočný podvozek nacházející se pod prostředním článkem vykazuje oproti dvěma dalším podvozkům nižší hodnoty nápravového zatížení – viz. obr. 37, graf 4.



Obr. 37 – Schéma konceptu D se znázorněním nápravových zatížení [1]

Z provedeného grafického znázornění vypočtených hodnot nápravových zatížení je patrné, že krajní nápravy takto uspořádaného tramvajového vozidla vykazují nejvyšší hodnoty tohoto zatížení.

Procentuální rozdíl v nápravovém zatížení dvou krajních náprav oproti dvojici náprav nacházející se uprostřed soupravy je při plně obsazeném vozidle zhruba 19 %. U soupravy bez cestujících je tento rozdíl přibližně 17 % - viz. graf 4.

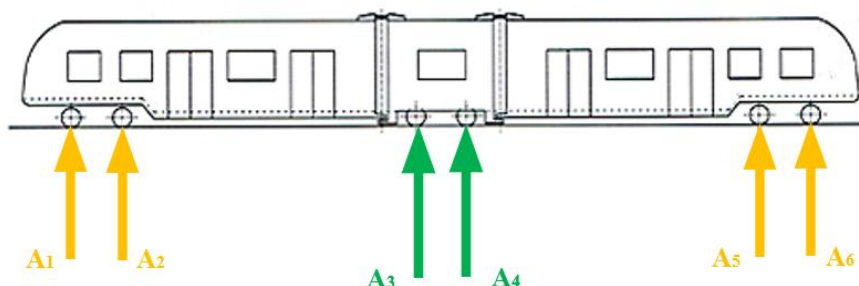


Graf 4 – Nápravová zatížení – Koncept D

**3.2.5 KONCEPT E**

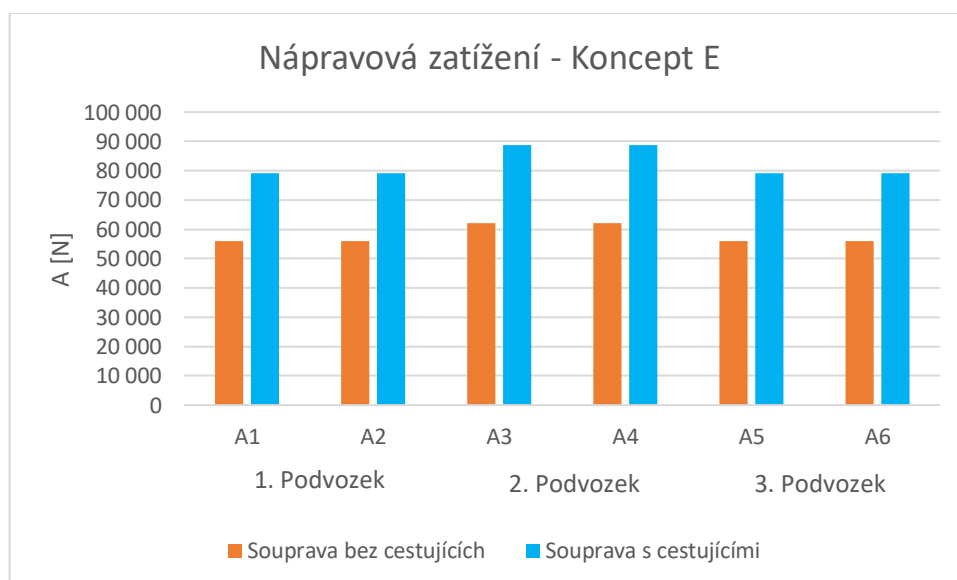
Koncept E je typ tříčlánkového tramvajového vozidla se dvěma otočnými podvozky pod čely dvou krajních článků a jedním neotočným podvozkem pod prostředním krátkým článkem – viz. obr. 38.

Neotočný podvozek, nacházející se pod prostředním krátkým článkem, se u tohoto koncepčního uspořádání tramvajového vozidla vyznačuje nejvyšší hodnotou nápravového zatížení, ať už jde o prázdnou či plně obsazenou soupravu. Je-li souprava prázdná, hodnota nápravového zatížení je rovna 62 kN. Jestliže je souprava maximálně obsazená (4 os/m<sup>2</sup>) je tato hodnota rovna 89 kN – viz. graf 5.



Obr. 38 – Schéma konceptu E se znázorněním nápravových zatížení [1]

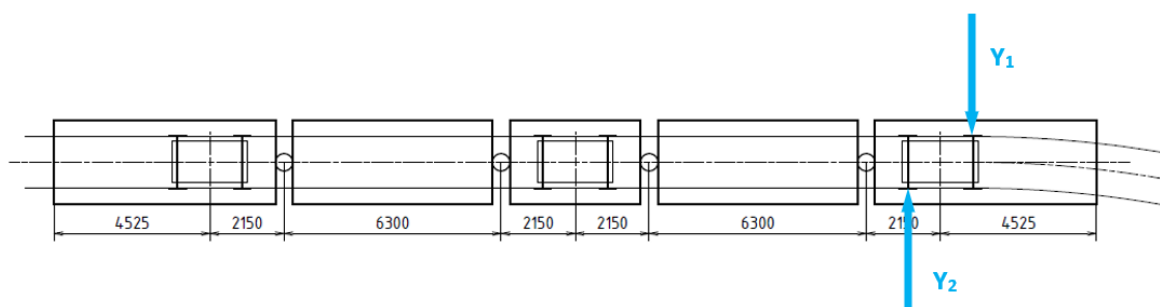
U tohoto koncepčního uspořádání je procentuální rozdíl v nápravových zatíženích jednotlivých podvozků přívětivě nízký. Rozdíl mezi prvním a druhým, respektive druhým a třetím podvozkem u soupravy bez cestujících je zhruba 10 %. U soupravy s cestujícími činí tento rozdíl přibližně 11 % - viz. graf 5.



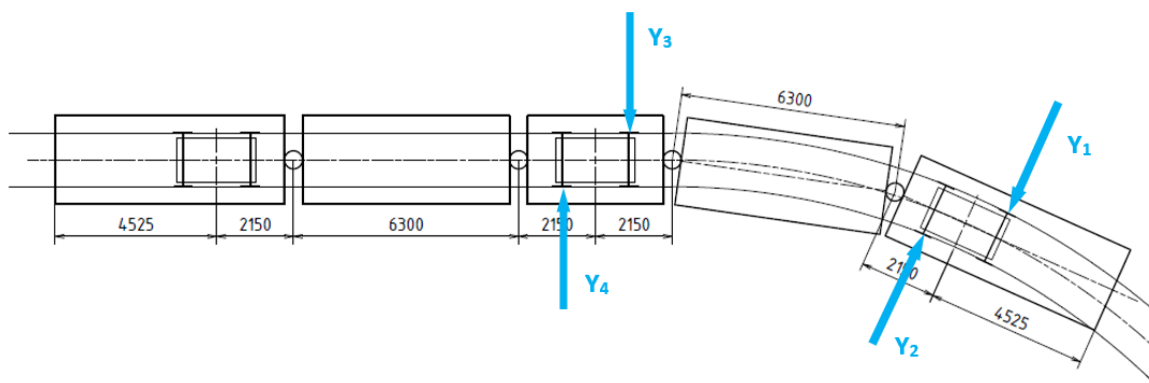
Graf 5 – Nápravová zatížení – Koncept E

### 3.3 PŘÍČNÉ VODÍCÍ SÍLY

Tramvajové vozidlo při nájezdu do oblouku a také při jeho průjezdu vyvolává reakční síly mezi kolem a kolejnicí v příčném směru, nazýváme též vodící síly – viz. obr. 39, 40. Vodící síly ovlivňují řadu důležitých parametrů vozidla, jako jsou jízdni komfort nebo bezpečnost proti vykolejení a zároveň mají rozhodující vliv na opotřebení kol i kolejnic. Velikost vodících sil je dána řadou parametrů vozidla i koleje jako jsou rozvor podvozku, průměr kola, tuhosti vypružení, tvar oběžné plochy kola a profil kolejnic, součinitel tření v kontaktu kolo-kolejnice a mnoho dalších. V neposlední řadě mají na velikost vodících sil vliv silové a momentové účinky působící mezi podvozkem a skříní vozidla, které mohou mít u článkových vozidel rozhodující vliv, a to zejména u neotočných podvozků. Proto je nezbytné vypočítat setrvačné síly a momenty působící na jednotlivé články vozidla v průběhu jízdy obloukem koleje, které se následně přenáší na rám podvozku a jednotlivé nápravy vozidla. [1]



Obr. 39 – Příčné síly při nájezdu vozidla do oblouku (Koncept B)



Obr. 40 – Příčné síly při průjezdu vozidla obloukem (Koncept B)

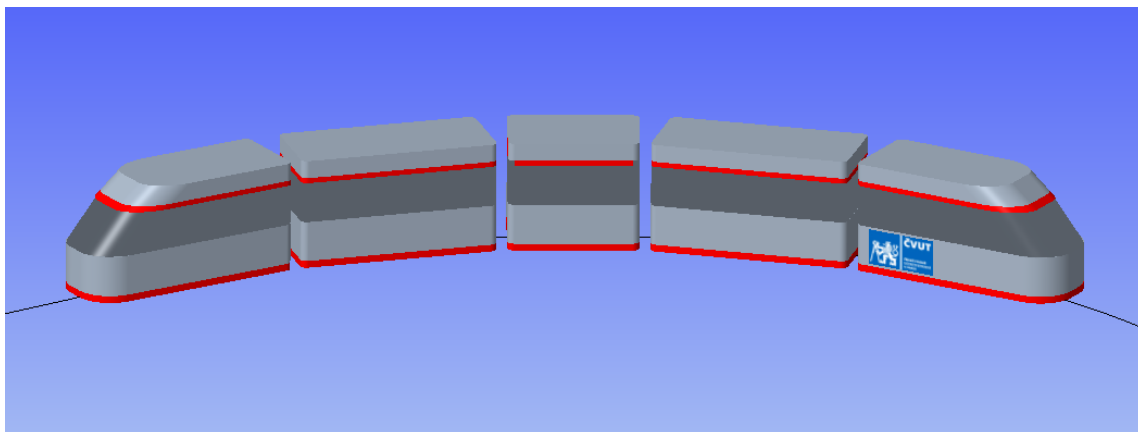
#### 3.3.1 URČENÍ VELIKOSTI SETRVAČNÝCH SIL

Pro určení setrvačných účinků působících na jednotlivé články je třeba nejprve vyjádřit závislosti kinematických veličin při průjezdu vozidla obloukem na čase. Z nich následně vypočítat jejich druhé derivace a při znalosti hmotnosti a momentů setrvačnosti skříně vyjádřit setrvačné síly a momenty působící na skříně vozidla. Tento postup byl aplikován na koncept vozidla B

### 3.3.2 KONSTRUKČNÍ ČÁST

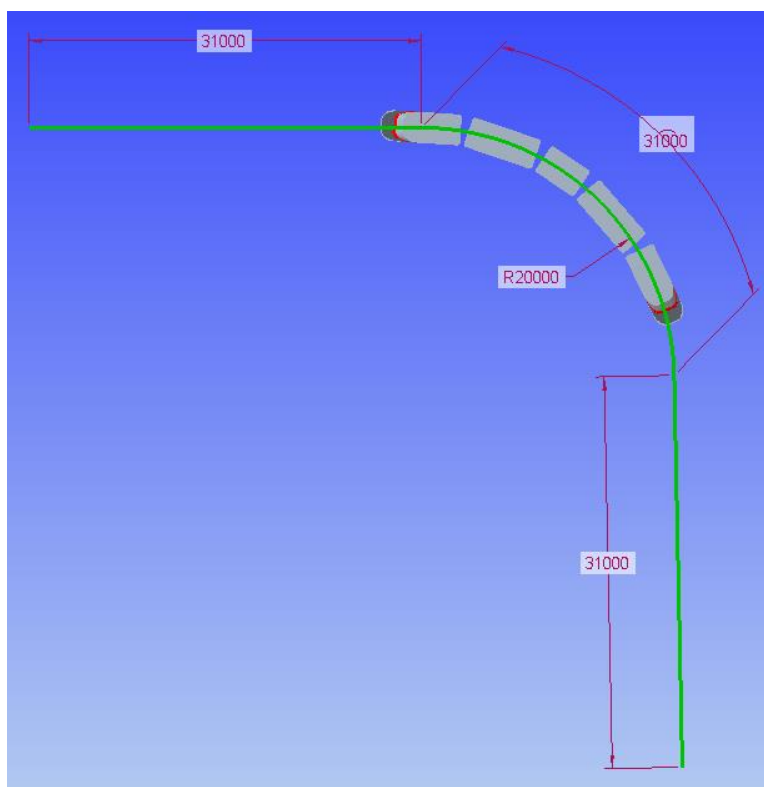
Nejprve bylo zapotřebí si zkonstruovat vybraný koncept tramvajového vozidla a trať, po které se bude pohybovat. Konstrukce modelu stejně jako následná analýza závislostí kinematických veličin byla provedena v softwaru PTC. Creo.

Zjednodušený model tramvajového vozidla jsem zkonstruoval podle známých rozměrů – viz. tab. 6 a tab. 15.



Obr. 41 – Zjednodušený model tramvajového (Koncept B)

Tramvajová trať je v modelu zobrazena křivkou, která se skládá ze dvou přímých úseků (začátek a konec trati) a jednoho oblouku. Celková délka tratě (křivky) byla zvolena tak, aby se tramvajové vozidlo vždy celé i s patřičnou rezervou bez problému vměstnalo do každé ze tří částí tratě – viz. obr. 42.

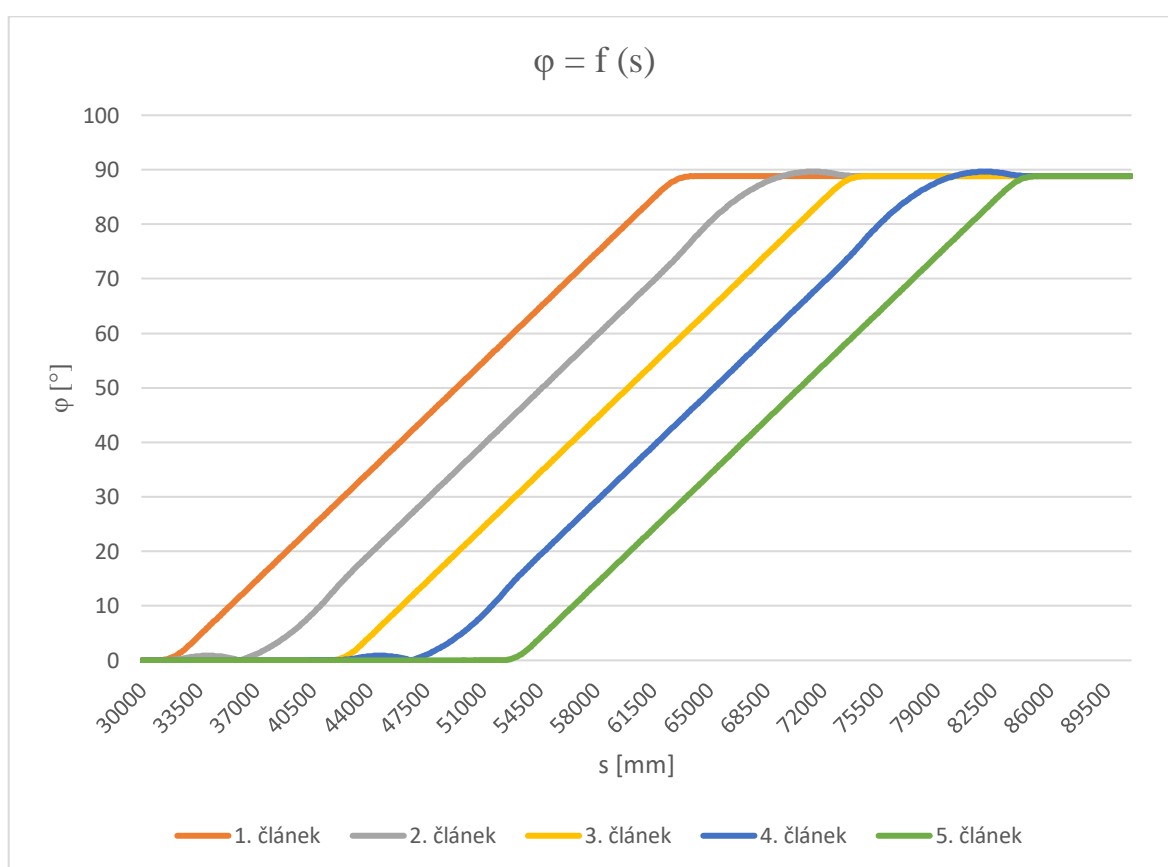


Obr. 42 – Trať

### 3.3.3 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

Po ukončení konstrukční části bylo třeba zjistit, jakým způsobem se bude měnit úhel natočení jednotlivých článků daného tramvajového vozidla v závislosti na poloze prvního dvojkolí. Tuto závislost lze získat použitím jednoho z mnoha nástrojů, kterými PTC. Creo disponuje – citlivostní analýzou – viz. graf 6.

Při vytváření citlivostní analýzy jsem si zvolil, že poloha prvního dvojkolí se bude měnit od 30 do 91 metrů – viz. graf. 6. Důvod je zřejmý. U vozidla o celkové délce 30,250 metru se na prvním úseku trati (tj. do 31 metrů) budou hodnoty natočení jednotlivých článků nulové. Od 31 metrů se budou články postupně natáčet právě v závislosti na poloze prvního dvojkolí. Toto natáčení článků ustane v momentu, kdy celé vozidlo projede obloukem. Proto byla zvolena konečná hodnota polohy prvního dvojkolí 91 metrů.



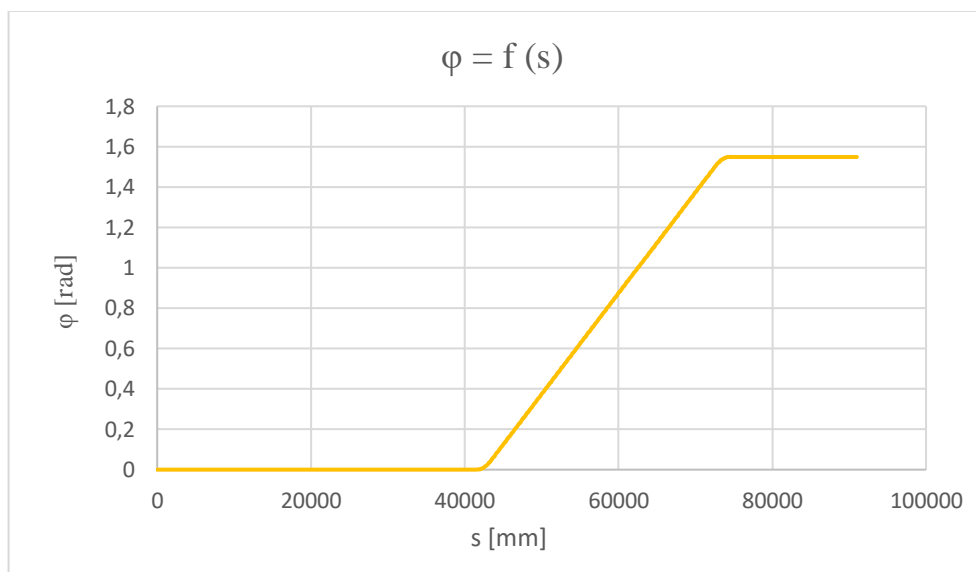
Graf 6 – Citlivostní analýza



## 3.3.4 ZPŮSOB VÝPOČTU SETRVAČNÝCH SIL

Vzhledem k tomu, že celkové řešení výpočtu příčných vodících sil všech vybraných konceptů by přesahovalo běžný rozsah bakalářské práce, bude z tohoto důvodu v této kapitole uveden postup výpočtu setrvačných sil a momentů setrvačnosti pouze pro prostřední článek vybraného konceptu B. Tento postup by byl následně aplikovatelný na všechny zbývající články konceptu B.

Analýza byla provedena za zjednodušeného předpokladu, že dvojkolí přesně sledují osu koleje a zanedbaní příčných vychylek rámu podvozku a skříňe vozidla.



Graf 7 – Závislost úhlu natočení prostředního článku na poloze prvního dvojkolí soupravy

Z vytvořené citlivostní analýzy pro prostřední článek vybraného konceptu tramvajového vozidla vyplývá závislost úhlu natočení na poloze prvního dvojkolí neboli:

$$\varphi = f(s) \quad (62)$$

Protože pro následný výpočet setrvačného momentu budu potřebovat znát maximální hodnotu úhlového zrychlení (tedy  $\ddot{\varphi}$ ) bylo nyní nutné vztah (62) vyjádřit v závislosti na čase. Z takto vytvořené závislosti jsem pak již schopný hodnotu úhlového zrychlení určit.

Abych mohl vyjádřit tuto závislost bylo v první řadě zapotřebí znát hodnotu rychlosti jízdy vozidla, která byla vypočtena pro hodnotu nevyrovnaného příčného zrychlení  $a_n = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

$$a_n = \frac{v^2}{R} \Rightarrow v = \sqrt{a_n \cdot R} = \sqrt{1 \cdot 20} = 4,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 16,1 \text{ km/h} \quad (63)$$

Kde:  $v$  – rychlost tramvajového vozidla [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$R$  – poloměr oblouku [ $\text{m}$ ]

$a_n$  – příčné nevyrovnané zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

Vzhledem k tomu, že pro vykreslení citlivostní analýzy jsem zvolil krok měření 100 mm, jsem nyní z této skutečnosti a ze znalosti rychlosti tramvajového vozidla schopen vyjádřit čas, který uplyne během jednoho úseku.

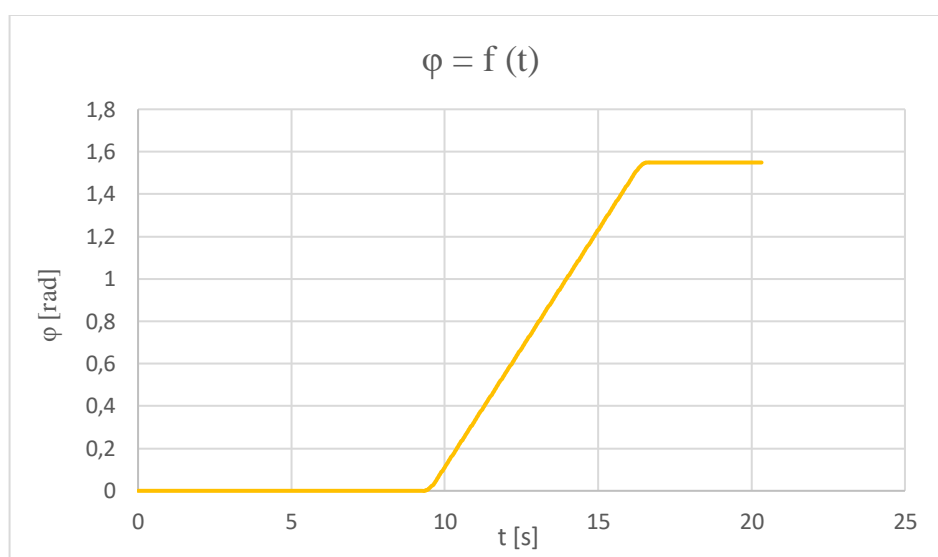
$$t_{\text{jeden úsek}} = \frac{s_{\text{jeden úsek}}}{v} = \frac{0,1}{4,47} = 0,022337 \text{ s} \quad (64)$$

Kde:  $t_{\text{jeden úsek}}$  – čas jednoho úseku [s]

$s_{\text{jeden úsek}}$  – dráha jednoho úseku [m]

$v$  – rychlost tramvajového vozidla [ $m \cdot s^{-1}$ ]

Tímto krokem jsem se dopracoval k požadované závislosti  $\varphi = f(t)$  – viz graf 8.



Graf 8 – Závislost úhlu natočení prostředního članku na čase

Z výsledné závislosti úhlu natočení prostředního članku na čase mohu nyní vypočítat hodnoty prvních a druhých derivací neboli úhlové rychlosti a úhlového zrychlení.

Úhlová rychlost:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad (65)$$

$$\dot{\varphi}_{42\,000} = \frac{\varphi_{42\,100} - \varphi_{42\,000}}{t_{42\,100} - t_{42\,000}} = \frac{0,003425 - 0,002189}{9,403877 - 9,38154} = 0,055369398 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

| s [mm] | t [s]    | $\varphi$ [rad] | $\dot{\varphi}$ [rad·s <sup>-1</sup> ] |
|--------|----------|-----------------|--|
| ...    | ...      | ...             | ...                                    |
| 42 000 | 9,38154  | 0,002189        | 0,055369398                            |
| 42 100 | 9,403877 | 0,003425        | 0,067276881                            |
| 42 200 | 9,426214 | 0,004928        | 0,079190829                            |
| 42 300 | 9,448551 | 0,006697        | 0,091174488                            |
| 42 400 | 9,470888 | 0,008734        | 0,103225717                            |
| ...    | ...      | ...             | ...                                    |

Tab. 35 – Výřez tabulky z programu Microsoft Excel ( $\dot{\varphi}$ )

Úhlové zrychlení:

$$\ddot{\varphi} = \frac{d\dot{\varphi}}{dt} = \frac{\Delta\dot{\varphi}}{\Delta t} \quad (66)$$

$$\dot{\ddot{\varphi}}_{42\,000} = \frac{\dot{\varphi}_{42\,100} - \dot{\varphi}_{42\,000}}{t_{42\,100} - t_{42\,000}} = \frac{0,067276881 - 0,055369398}{9,403877 - 9,38154} = 0,533083401 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

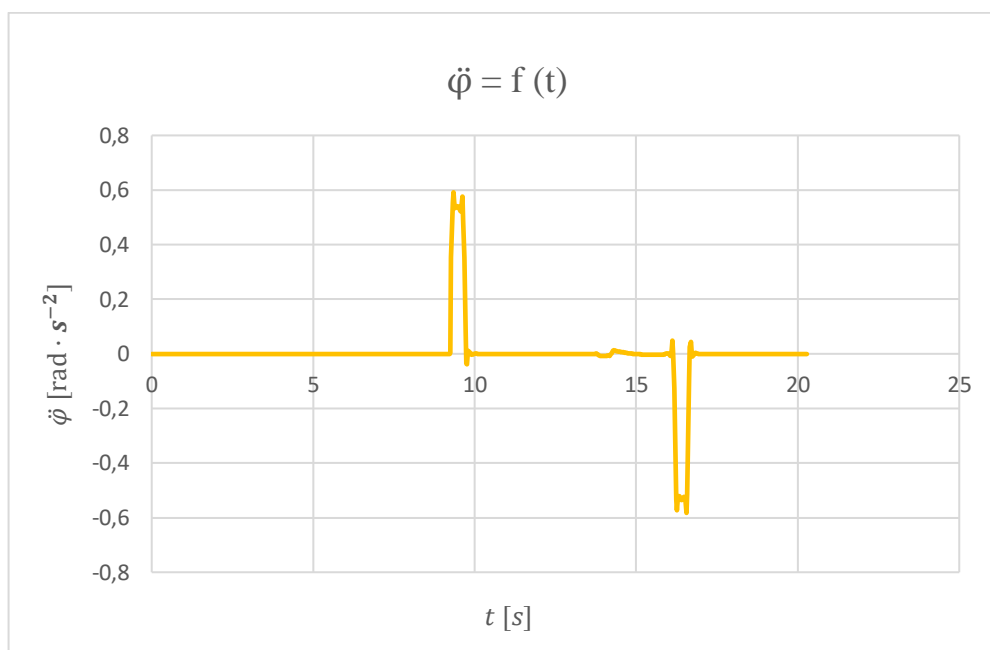
| s [mm] | t [s]    | $\varphi$ [rad] | $\dot{\varphi}$ [rad·s <sup>-1</sup> ] | $\ddot{\varphi}$ [rad·s <sup>-2</sup> ] |
|--------|----------|-----------------|--|---|
| ...    | ...      | ...             | ...                                    | ...                                     |
| 42 000 | 9,38154  | 0,002189        | 0,055369398                            | 0,533083401                             |
| 42 100 | 9,403877 | 0,003425        | 0,067276881                            | 0,533372749                             |
| 42 200 | 9,426214 | 0,004928        | 0,079190829                            | 0,536493698                             |
| 42 300 | 9,448551 | 0,006697        | 0,091174488                            | 0,539518698                             |
| 42 400 | 9,470888 | 0,008734        | 0,103225717                            | 0,541693022                             |
| ...    | ...      | ...             | ...                                    | ...                                     |

Tab. 36 – Výřez tabulky z programu Microsoft Excel ( $\ddot{\varphi}$ )

Kompletní tabulka zobrazující všechny výsledky výpočtu úhlové rychlosti a úhlového zrychlení je společně s grafy 6 až 9 uvedena v příloze 2.

Protože znám všechny potřebné hodnoty mohu nyní z grafického znázornění závislosti  $\ddot{\varphi} = f(t)$  určit hodnotu maximálního úhlového zrychlení  $\ddot{\varphi}_{max}$  – viz graf 9.

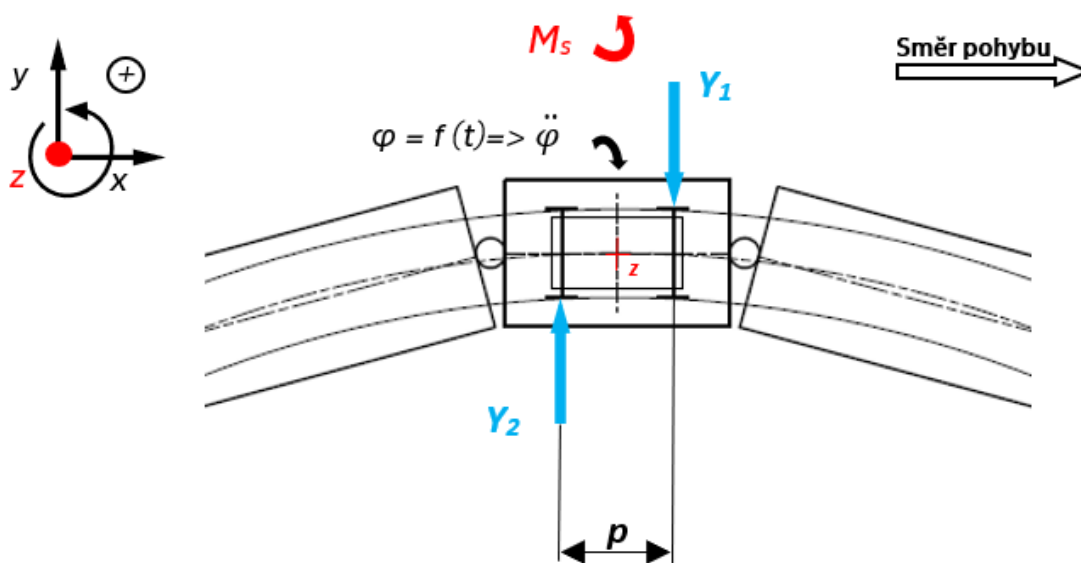
- $\ddot{\varphi}_{max} = 0,591608 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$



Graf 9 – Závislost úhlového zrychlení na čase

### 3.3.5 VELIKOST SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ SETRVAČNOSTI

Při určování setrvačných sil působících na prostřední článek tramvajového vozidla zanedbávám síly, které působí v kloubovém spojení článku, přičemž velikosti těchto sil obecně závisí na nesených člancích soupravy.



Obr. 43 – Rozbor sil a momentů působících na vybraný článek

Kromě setrvačných sil působících na podvozek vybraného prostředního článku, zde proti známému úhlovému zrychlení ( $\ddot{\varphi}$ ) působí setrvačný moment – viz obr. 43. Tento moment je dán vztahem:

$$M_S = I_z \cdot \ddot{\varphi}_{max} \quad (67)$$

Kde:  $I_z$  – moment setrvačnosti skříně vzhledem k ose z [ $kg \cdot m^2$ ]  
 $\ddot{\varphi}_{max}$  – maximální úhlové zrychlení [ $rad \cdot s^{-2}$ ]

Za předpokladu rovnoměrného rozložení hmoty skříně lze vypočítat moment setrvačnosti článku k svislé ose podle následujícího vztahu:

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot m_s \cdot (a_3^2 + b_3^2) \quad (68)$$

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot 9\,000 \cdot (2,460^2 + 3,7^2) = 14\,806,2 \text{ kg} \cdot m^2$$

Kde:  $m_{s3}$  – hmotnost skříně třetího článku [ $kg$ ]  
 $a_3$  – šířka třetího článku [ $m$ ]  
 $b_3$  – délka třetího článku [ $m$ ]

Nyní již znám všechny potřebné veličiny a mohu přistoupit k výpočtu setrvačných sil, které si vyjádřím z rovnic silové a momentové rovnováhy.

$$\Sigma F_x = 0 \quad (69)$$

$$\Sigma F_y = 0 = Y_2 - Y_1 \quad (70)$$

$$\Sigma M_z = 0 = -Y_2 \cdot \frac{p}{2} - Y_1 \cdot \frac{p}{2} + I_z \cdot \ddot{\varphi}_{max} \quad (71)$$

- z rovnice (70) vyplývá, že  $Y_2 = Y_1 = Y_{12}$  díky čemuž mohu vyjádřit z rovnice (71) vztah definující setrvačnou sílu  $Y_{12}$  jako:

$$Y_{12} = \frac{I_z \cdot \ddot{\varphi}_{max}}{p} \quad (72)$$

$$Y_{12} = \frac{14\,806,2 \cdot 0,591608}{1,880} = 4\,660 \text{ N}$$

Kde:  $I_z$  – moment setrvačnosti skříně vzhledem k ose z [ $kg \cdot m^2$ ]  
 $\ddot{\varphi}_{max}$  – maximální úhlové zrychlení [ $rad \cdot s^{-2}$ ]  
 $p$  – rozvor náprav [ $m$ ]

### **3.4 VYHODNOCENÍ PŘÍČNÝCH VODÍCÍCH SIL**

Postupným zjišťováním jednotlivých hodnot a závislostí jsem se dopracoval až ke vztahu (72), ze kterého jsem následně stanovil hodnoty setrvačných sil působících na prostřední článek konceptu B. Obecně lze říct, že obdobný způsob výpočtu by bylo možné aplikovat pro všechny vybrané typy koncepčních řešení nízkopodlažních článkových tramvají. Vzhledem k tomu, že by se tímto krokem razantním způsobem navýšil počet stran bakalářské práce, nebyl již tento krok kompletně dokončen. Rád bych se však této problematice dále věnoval v navazujícím magisterském studiu.

---

## 4 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo posoudit vliv koncepčního uspořádání nízkopodlažních článkových tramvají na rozložení svislých statických nápravových zatížení a velikosti příčných vodících sil.

Nejprve byl vytvořen komplexní přehled koncepčních řešení nízkopodlažních tramvají v České republice, který byl doplněn příklady koncepčních řešení nízkopodlažních tramvají ze zahraničí. Z takto vytvořeného přehledu bylo následně vybráno pět konceptů (A až E), které byly zvoleny na základě jejich reprezentativnosti z hlediska provozovaných kusů a z hlediska jejich koncepční různorodosti. Dále byly vypočteny hodnoty nápravových zatížení pro jednotlivá koncepční uspořádání. Z těchto výsledných hodnot lze konstatovat, že z hlediska nejpříznivějšího rozložení velikostí nápravových zatížení je nejvýhodnějším uspořádáním koncept B.

Poté jsem přikročil k určení setrvačných účinků. Nejdříve jsem si vybraný koncept B nahradil zjednodušeným modelem, který přesně sleduje osu koleje. Následně jsem vytvořil závislosti kinematických veličin při průjezdu vozidla obloukem na čase. Z takto vytvořených závislostí jsem vypočítal jejich druhé derivace a ze znalosti hmotnosti a momentu setrvačnosti skříně jsem vyjádřil setrvačné síly a momenty působící na skříně tramvajového vozidla. Číselné hodnoty pro jednotlivé koncepce nebyly dopočítány, z důvodu omezeného rozsahu bakalářské práce. Byl však vyvinut a otestován postup, jak vliv setrvačných účinků na vodící síly vypočítat, čímž byl splněn cíl bakalářské práce.

Lze tedy říci, že získané poznatky vycházející z této bakalářské práce jsou velmi dobrým výchozím bodem pro další řešení dané problematiky a lze na ně plynule navázat při tvorbě dalších závěrečných či vědeckých prací.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011, 223 s. ISBN 978-80-261-0028-7.
- [2] KOLÁŘ, Josef. Modulární stavba nízkopodlažních tramvají. Praha, 2006. Habilitační práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [3] KOLÁŘ, Josef. *Dopravní technika*. Praha, 2019, 375 s.
- [4] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPTNER a Josef KOLÁŘ. *Pozemní dopravní prostředky*. Třetí vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04308-0
- [6] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [7] STEIMEL, Andreas. *Electric Traction – Motive Power and Energy Supply* [online]. München: Oldenbourg, 2008 [cit. 2021-6-17]. ISBN 978-3-8356-3132-8. Dostupné z: <https://books.google.cz/>
- [8] *Tramvaje* [online]. Plzeň: Škoda Transportation [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/produkty/tramvaje/>
- [9] *Pražské tramvaje* [online]. Praha [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.prazsketramvaje.cz/>
- [10] *Strassenbahn online* [online]. 2013 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <http://www.strassenbahn-online.de/index.html>
- [11] *Tram picture book* [online]. [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.trampicturebook.de/>
- [12] *Adtranz GT6N* [online]. Cajetan Szmuciński, 2009 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.mkm.szczecin.pl/encyklopedia/gt6n>
- [13] *Výroční zpráva: Brno* [online]. Brno: Dopravní podnik města Brna, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://dpmb.cz/cs/firma-vyrocnizpravy>
- [14] *Výroční zpráva: Liberec* [online]. Liberec: Dopravní podnik měst Liberce a Jablonce n. N., 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <http://www.dpmlj.cz/dpmlj/ospolocnosti/vyrocnizpravy>
- [15] *Výroční zpráva: Most a Litvínov* [online]. Most: Dopravní podnik měst Mostu a Litvínova, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <http://www.dpmost.cz/vyrocnizpravy>



- [16] Výroční zpráva: Olomouc [online]. Olomouc: Dopravní podnik města Olomouce, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.dpmo.cz/dpmo/vyrocní-zpravy/>
- [17] Výroční zpráva: Ostrava [online]. Ostrava: Dopravní podnik Ostrava, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.dpo.cz/o-spolecnosti/vyrocní-zpravy.html>
- [18] Výroční zpráva: Plzeň [online]. Plzeň: Plzeňské městské dopravní podniky, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.pmdp.cz/o-nas/povinne-udaje/vyrocní-zpravy/>
- [19] Výroční zpráva: Praha [online]. Praha: Dopravní podnik hlavního města Prahy, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://www.dpp.cz/spolecnost/o-spolecnosti/vyrocní-zpravy>
- [20] Informace o tramvaji 14 T [online]. Praha: Lukáš Julínek, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://tram.mobilnitabla.cz/vuz/9161>
- [21] Informace o tramvaji 15 T [online]. Praha: Lukáš Julínek, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://tram.mobilnitabla.cz/vuz/9388>
- [22] Informace o tramvaji KT8D5.RN2P [online]. Praha: Lukáš Julínek, 2019 [cit. 2021-6-17]. Dostupné z: <https://tram.mobilnitabla.cz/vuz/9060>
- [23] Návrh uzlu „spodek – podvozek“ tramvajového vozidla [online]. Praha, 2017 [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/84834443.pdf>. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Karel Petr, Ph.D.
- [24] Škoda 15 T For City. Tram-Bus [online]. [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <https://www.tram-bus.cz/dpp-obdrzi-posledni-250-tramvaj-15t-nyni-chysta-opravu-starsich-typu/>
- [25] Škoda 14 T. Fotobob [online]. [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: [http://fotobob.cz/photosbimb/20060803\\_BK\\_pano153-190\(37\).htm](http://fotobob.cz/photosbimb/20060803_BK_pano153-190(37).htm)
- [26] KT8D5.RN2P. Flickr [online]. [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/tram-photos/49090928761>
- [27] Flexity swift. Wikipedia [online]. [cit. 2021-7-12]. Dostupné z: [https://cs.m.wikipedia.org/wiki/Soubor:K4500\\_VB\\_Presentation.jpg](https://cs.m.wikipedia.org/wiki/Soubor:K4500_VB_Presentation.jpg)

# SEZNAM OBRÁZKŮ

|  |    |
|--|----|
| Obr. 1 – Nízká podlaha [1] .....   | 11 |
| Obr. 2 – Vozidlo s výškou podlahy 350 mm nad rovinu TK. (vlevo), vozidlo s výškou podlahy 900 mm nad rovinu TK. (vpravo) [2] ..... | 12 |
| Obr. 3 – Výzbroj klasické tramvaje (vlevo) a nízkopodlažní tramvaje (vpravo) [2] .....   | 12 |
| Obr. 4 – Částečně nízkopodlažní vozidlo [1] .....  | 13 |
| Obr. 5 – Dvojkolí s menším průměrem kol [1] .....  | 13 |
| Obr. 6 – Speciální trakční podvozek s nápravnicí [1] .....   | 13 |
| Obr. 7 – Otočný podvozek vysutý pod kabinu řidiče [1] .....  | 14 |
| Obr. 8 – Krajní podvozek tramvaje Škoda 15 T [23] .....  | 14 |
| Obr. 9 – Koncepční řešení nízkopodlažních článkových tramvají [1] .....  | 16 |
| Obr. 10 – Odpovídající typ – Škoda 15 T For City [1] .....   | 23 |
| Obr. 11 – Odpovídající typ – Škoda 14 [1] .....  | 23 |
| Obr. 12 – Odpovídající typ – KT8D5.RN2P [19] .....   | 23 |
| Obr. 13 – Odpovídající typ – GT6N-ZR [1] .....   | 24 |
| Obr. 14 – Odpovídající typ – Flexity swift [1] .....   | 24 |
| Obr. 15 – Škoda 15 T For City [1,24] .....   | 25 |
| Obr. 16 – Škoda 14 T [1,25] .....  | 26 |
| Obr. 17 – KT8D5.RN2P [19,26,] .....  | 27 |
| Obr. 18 – GT6N-ZR [1,11] .....   | 28 |
| Obr. 19 – Flexity swift [1,27] .....   | 29 |
| Obr. 20 – Zakótované schéma konceptu A [1] .....   | 31 |
| Obr. 21 – Náhradní schéma konceptu A .....   | 31 |
| Obr. 22 – Zakótované schéma konceptu B [1] .....   | 38 |
| Obr. 23 – Náhradní schéma konceptu B .....   | 38 |
| Obr. 24 – Zakótované schéma konceptu C [1] .....   | 43 |
| Obr. 25 – Náhradní schéma konceptu C .....   | 43 |
| Obr. 26 – Zakótované schéma konceptu D [1] .....   | 50 |
| Obr. 27 – Schéma zatěžujících a reakčních sil u konceptu D .....   | 50 |
| Obr. 28 – Náhradní schéma konceptu D .....   | 51 |
| Obr. 29 – Deformace pružin sekundárního vypružení .....  | 52 |
| Obr. 30 – Skript zobrazující výpočet reakcí u konceptu D .....   | 57 |
| Obr. 31 – Výpočet nápravových zatížení (GT6N-ZR) .....   | 58 |
| Obr. 32 – Zakótované schéma konceptu E [1] .....   | 60 |
| Obr. 33 – Náhradní schéma konceptu E .....   | 60 |
| Obr. 34 – Schéma konceptu A se znázorněním nápravových zatížení [1] .....  | 65 |
| Obr. 35 – Schéma konceptu B se znázorněním nápravových zatížení [1] .....  | 66 |
| Obr. 36 – Schéma konceptu C se znázorněním nápravových zatížení [1] .....  | 67 |

|  |    |
|--|----|
| Obr. 37 – Schéma konceptu D se znázorněním nápravových zatížení [1]..... | 68 |
| Obr. 38 – Schéma konceptu E se znázorněním nápravových zatížení [1]..... | 69 |
| Obr. 39 – Příčné síly při nájezdu vozidla do oblouku (Koncept B) .....   | 70 |
| Obr. 40 – Příčné síly při průjezdu vozidla obloukem (Koncept B).....     | 70 |
| Obr. 41 – Zjednodušený model tramvajového (Koncept B).....               | 71 |
| Obr. 42 – Trať .....   | 71 |
| Obr. 43 – Rozbor sil a momentů působících na vybraný článek.....         | 76 |

# SEZNAM TABULEK

|  |    |
|--|----|
| Tab. 1 – Plně nízkopodlažní tramvajová vozidla .....                   | 20 |
| Tab. 2 – Částečně nízkopodlažní tramvajová vozidla .....               | 21 |
| Tab. 3 – Počty nízkopodlažních tramvají v ČR.....                      | 22 |
| Tab. 4 – Příklady koncepčních řešení .....                             | 24 |
| Tab. 5 – Hlavní parametry vozidla Škoda 15 T For City .....            | 25 |
| Tab. 6 – Hlavní parametry vozidla Škoda 14 T .....                     | 26 |
| Tab. 7 – Hlavní parametry vozidla KT8D5.RN2P.....                      | 27 |
| Tab. 8 – Hlavní parametry vozidla GT6N-ZR .....                        | 28 |
| Tab. 9 – Hlavní parametry vozidla Flexity swift.....                   | 29 |
| Tab. 10 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept A) .....                  | 34 |
| Tab. 11 – Spojité zatížení (Koncept A).....                            | 35 |
| Tab. 12 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept A) .....                    | 35 |
| Tab. 13 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept A).....              | 36 |
| Tab. 14 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept A) .....      | 37 |
| Tab. 15 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept B).....                   | 40 |
| Tab. 16 – Spojité zatížení (Koncept B) .....                           | 41 |
| Tab. 17 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept B) .....                    | 41 |
| Tab. 18 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept B) .....             | 41 |
| Tab. 19 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept B) .....      | 42 |
| Tab. 20 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept C).....                   | 46 |
| Tab. 21 – Spojité zatížení (Koncept C) .....                           | 47 |
| Tab. 22 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept C).....                     | 47 |
| Tab. 23 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept C) .....             | 48 |
| Tab. 24 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept C) .....      | 49 |
| Tab. 25 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept D).....                   | 55 |
| Tab. 26 – Spojité zatížení (Koncept D) .....                           | 56 |
| Tab. 27 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept D).....                     | 56 |
| Tab. 28 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept D).....              | 57 |
| Tab. 29 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept D) .....      | 59 |
| Tab. 30 – Vstupní parametry výpočtu (Koncept D) .....                  | 62 |
| Tab. 31 – Spojité zatížení (Koncept D).....                            | 63 |
| Tab. 32 – Tíhy jednotlivých částí (Koncept D) .....                    | 63 |
| Tab. 33 – Výsledné hodnoty reakčních sil (Koncept D).....              | 63 |
| Tab. 34 – Výsledné hodnoty nápravových zatížení (Koncept D) .....      | 64 |
| Tab. 35 – Výřez tabulky z programu Microsoft Excel ( $\varphi$ ) ..... | 75 |
| Tab. 36 – Výřez tabulky z programu Microsoft Excel ( $\varphi$ ) ..... | 75 |

# SEZNAM GRAFŮ

|   |    |
|---|----|
| Graf 1 – Nápravová zatížení – Koncept A .....   | 65 |
| Graf 2 – Nápravová zatížení – Koncept B .....   | 66 |
| Graf 3 – Nápravová zatížení – Koncept C.....  | 67 |
| Graf 4 – Nápravová zatížení – Koncept D .....   | 68 |
| Graf 5 – Nápravová zatížení – Koncept E.....  | 69 |
| Graf 6 – Citlivostní analýza .....  | 72 |
| Graf 7 – Závislost úhlu natočení prostředního článku na poloze prvního dvojkolí<br>soupravy ..... | 73 |
| Graf 8 – Závislost úhlu natočení prostředního článku na čase.....                                 | 74 |
| Graf 9 – Závislost úhlového zrychlení na čase .....   | 76 |

# **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1 – Skript na výpočet nápravových zatížení

Příloha 2 – Skript na výpočet úhlové rychlosti a úhlového zrychlení