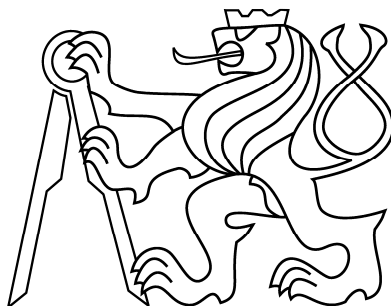


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní



**Projektová studie trakčního podvozku pro
nízkopodlažní tramvaje ŠKODA**

Diplomová práce

Autor:	Bc. Jaroslav Urban
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Urban** Jméno: **Jaroslav** Osobní číslo: **382382**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Projektová studie trakčního podvozku pro nízkopodlažní tramvaje ŠKODA

Název diplomové práce anglicky:

Design study of traction chassis for low-floor trams ŠKODA

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

- 1) Rešerši na téma: Řešení otočných a neotočných trakčních podvozků 100 % nízkopodlažních tramvají.
- 2) Analýzu možných koncepčních řešení dílčích konstrukčních skupin podvozku s ohledem na možnost uplatnění vhodných a osvědčených komponent ze stávající řady podvozků nízkopodlažních firmy ŠKODA Transportation a.s.
- 3) Koncepční návrh trakčního otočného a neotočného podvozku pro rozchod 1435 mm. Projektovou studii rámu řešte tak, aby bylo možné na stejné platformě vytvořit i běžné podvozky.
- 4) Návrh základních parametrů primárního a sekundárního vypružení tramvaje a posuďte možné způsoby řešení vypružení.
- 5) Návrh sekundárního vypružení řešeného pomocí šroubových vinutých pružin a pryžokovových prvků.
- 6) Sestavné výkresy otočného a neotočného trakčního podvozku pro rozchod 1435 mm.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

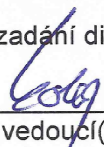
doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

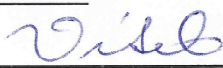
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.10.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.01.2018**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

8.11.2017

Datum převzetí zadání

Neban

Podpis studenta

Abstrakt

Cílem diplomové práce je provést projektovou studii podvozků pro nízkopodlažní tramvaje od společnosti Škoda Transportation a.s. V rešerši jsou ukázána možná řešení otočných a neotočných podvozků a dále základní požadavky kladený legislativou.

Jsou navržena čtyři koncepční řešení vycházející z úpravy rámu. Jsou ponechány konstrukční skupiny podvozku dle zadání práce.

Dále jsou vypočteny základní parametry primárního a sekundárního vypružení. Dle vypočtených parametrů je navržena jednotka sekundárního vypružení a počítána podle normy ČSN EN 13 906-1.

Klíčová slova:

nízkopodlažní tramvaj, otočný podvozek, neotočný podvozek, výpočet vypružení, pohon

Abstract

The aim of diploma thesis is to carry out a project study of chassis for low-floor trams from Škoda Transportation a.s. The research shows possible solutions for rotating and fixed chassis, as well as the basic requirements of the legislation.

Four conceptual solutions based on frame modification are proposed. Chassis assembly groups are retained as required.

In addition, basic parameters of the primary and secondary suspension are calculated. According to the calculated parameters a secondary suspension unit is designed and calculated in accordance with the standard ČSN EN 13 906-1.

Keywords:

low-floor tram, rotating chassis, fixed chassis, calculation of suspension, motor-gear unit

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedené v seznamu literatury.

V Praze dne 4.01.2018

.....

Jaroslav Urban

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za podklady, rady a čas, které mi věnoval při přípravě diplomové práce i během celého magisterského studia.

Dále bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Vokounovi ze společnosti Škoda Transportation a.s. za poskytnuté materiály a konzultace.

Obsah

Obsah.....	7
1. Úvod.....	9
2. Rešerše	10
2.1. Otočné podvozky	10
2.1.1. Podvozek Urbos (VeVeY)	10
2.1.2. Podvozek tramvaje Superior (Inekon).....	11
2.1.3. Podvozek tramvaje Citadis (Alstom)	12
2.1.4. Podvozek tramvaje FORCITY (Škoda Transportation a.s.)	14
2.2. Neotočné podvozky	15
2.2.1. Podvozek tramvaje GT6N (ADtranz)	15
2.2.2. Podvozek tramvaje Incentro (Bombardier)	16
2.2.3. Podvozek tramvaje Flexity (Bombardier)	17
2.2.4. Podvozek tramvaje Flexity 2 (Bombardier)	18
2.2.5. Podvozek tramvaje Combino (Siemens)	18
2.2.6. Podvozek tramvaje Solaris Tramino S 105p (Solaris)	19
2.2.7. Podvozek tramvaje Škoda 26T (Škoda Transportation a.s.)	20
3. Legislativa	21
3.1. Zákon č. 266/1994 Sb.	21
3.2. Vyhláška Ministerstva dopravy č. 173/1995 Sb.	22
3.3. Norma ČSN EN 13749	22
3.4. Norma ČSN 28 1300	23
3.5. Norma ČSN 28 0337	23
4. Popis podvozků řešených ve Škodě Transportation a.s.	25
4.1. Popis otočného trakčního podvozku.....	28

4.2.	Popis neotočného trakčného podvozku	29
4.3.	Popis běžného podvozku	30
5.	Koncepční návrhy podvozků.....	32
5.1.	Koncepční návrh I	32
5.2.	Koncepční návrh II	35
5.3.	Koncepční návrh III.....	37
5.4.	Koncepční návrh IV.....	38
6.	Návrh základních parametrů primárního a sekundárního vypružení	42
6.1.	Stanovení tuhostí primárního a sekundárního vypružení	43
6.2.	Stanovení sil působící na vypružení	47
7.	Návrh sekundárního vypružení	51
7.1.	Návrh pružin dle ČSN EN 13906-1	52
7.1.1.	Návrh vnější pružiny	53
7.1.2.	Návrh vnitřní pružiny	55
7.2.	Kontrola pružin.....	61
7.2.1.	Kontrola vnější pružiny	61
7.2.2.	Kontrola vnitřní pružiny.....	62
8.	Závěr.....	65
9.	Použitá literatura	68
10.	Seznam obrázků	70
11.	Seznam tabulek	72
12.	Přehled použitých zkratk a symbolů.....	73
13.	Seznam příloh.....	76

1. Úvod

Tramvaje se 100% nízkou podlahou musí mít nízkou podlahu i v místech kde je podvozek. Převodovka, motor a ostatní zařízení nemohou být umístěny pod podlahou, jako je tomu u klasických tramvají, ale musí být přesunuty jinam. Nejčastěji jsou přesunuty vně rámu. Tím se stává celý podvozek složitější a odlišuje se jeho konstrukce od běžných tramvají. U některých podvozků je náprava nahrazena nápravnicí, což umožňuje umístit podlahu ještě blíže k temeni kolejnice na cca 350 mm. Pokud je použita klasická náprava, je zmenšen průměr kol na cca 600 mm. Ulička v místech podvozku takto řešených tramvají pak dosahuje výšky cca 450 mm nad temenem kolejnice. Výkony nízkopodlažních podvozků většinou nepřesáhnou 100 kW na nápravu.

Nízkopodlažní tramvaje jsou obvykle řešeny jako článková vozidla. Aby tramvaj byla schopna správně projet obloukem, musí být vyřešeno natáčení podvozku vůči skříni vozidla nebo natáčení jednotlivých článků skříně vůči sobě. Podle tohoto hlediska můžeme rozdělit podvozky na otočné a neotočné.

Otočný podvozek dovoluje volné otáčení podvozku vůči skříni vozidla. To je umožněno pomocí kolébky. Nevýhodou je větší váha a složitost podvozku, který musí být oproti neotočnému vybaven kolébkou a otočným čepem.

Neotočný podvozek je svázán pevně se skříní a tak dovoluje jen malé natočení podvozku vůči skříni. Hodnoty takového natočení se pohybují okolo 2°. V zatáčkách se podvozek natáčí společně se skříní vozidla, proto se používá u článkových tramvají, kde se nenatáčí podvozky vůči sobě, ale natáčí se jednotlivé články vůči sobě.

V práci se zabývám optimalizací rámu nápravnicových podvozků od společnosti Škoda Transportation a.s. řešených v otočné i neotočné variantě. Jsou navrženy základní koncepční návrhy rámu tak, aby bylo možné na stejné platformě postavit otočný trakční, neotočný trakční i běžný podvozek. Při tom je sledována podmínka, aby bylo maximum dílů shodných.

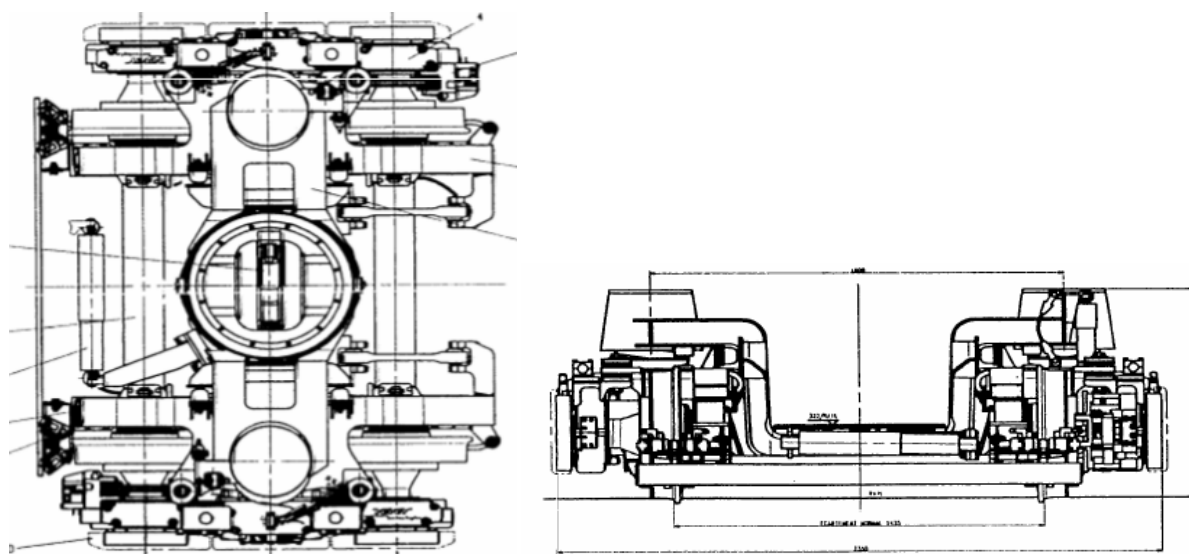
2. Rešerše

V rešerši se soustředím jen na podvozky 100% nízkopodlažních tramvají. Vybrány jsou různé varianty podvozků jako ukázka možných řešení. Každá firma má jiný rozsah poskytnutých informací, proto se délka jednotlivých popisů liší.

2.1. Otočné podvozky

2.1.1. Podvozek Urbos (VeVeY)

Podvozek (viz obrázek 1) využívá volně otočná kola vedená kyvnými rameny. Kola mají průměr 550 mm a pohání je stejnosměrný motor. Ten vytváří společně s převodovkou jeden celek. Převodovka má dva výstupy, jeden slouží k pohánění kola, druhý je napojen na kotoučovou brzdu. Tento celek je zavěšen na podvozek. Primární vypružení je řešené pryžokovovými prvky, sekundární vypružení vzduchovými pružinami. Pro uložení skříně je podvozek vybaven kolébkou s ložiskem.

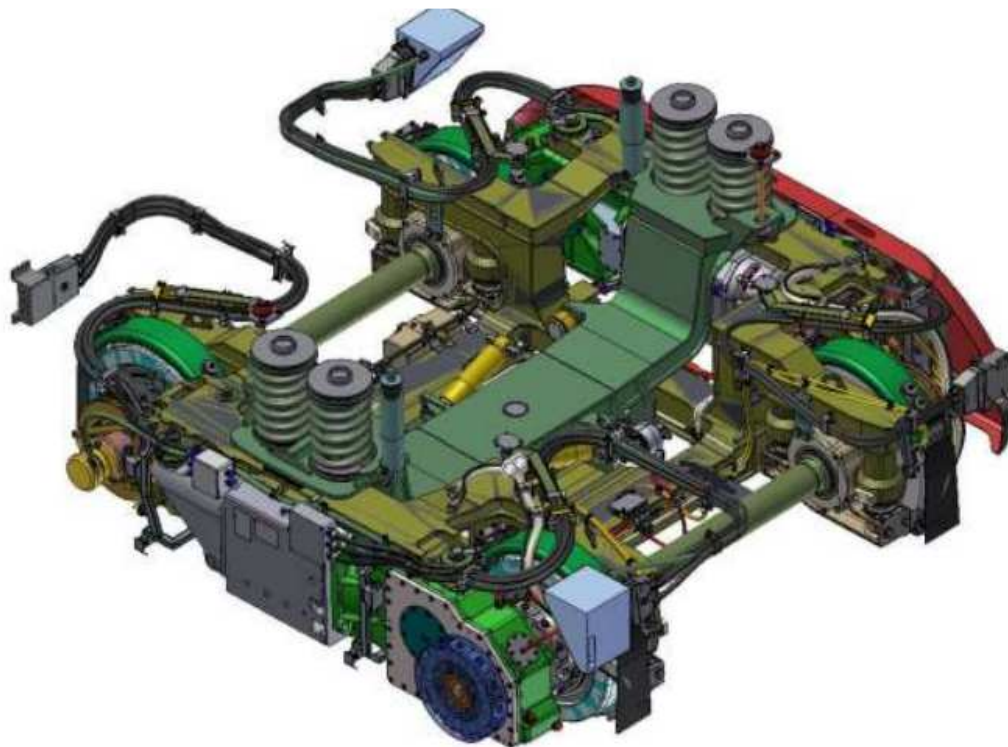


Obrázek 1- Podvozek tramvaje Urbos 3 [1]

Podvozek je sice zástavbou krátký, ale má i krátkou kolejnicovou brzdu. Je vhodný hlavně k městským tramvajím, kde není překročena rychlost 50 km/h. [1]

2.1.2. Podvozek tramvaje Superior (Inekon)

Česká firma Inekon přišla na trh s nízkopodlažní tramvají Superior. Superior je jednosměrné vozidlo o třech článcích s modulární koncepcí. Lze na něj namontovat dva nebo čtyři hnané podvozky.

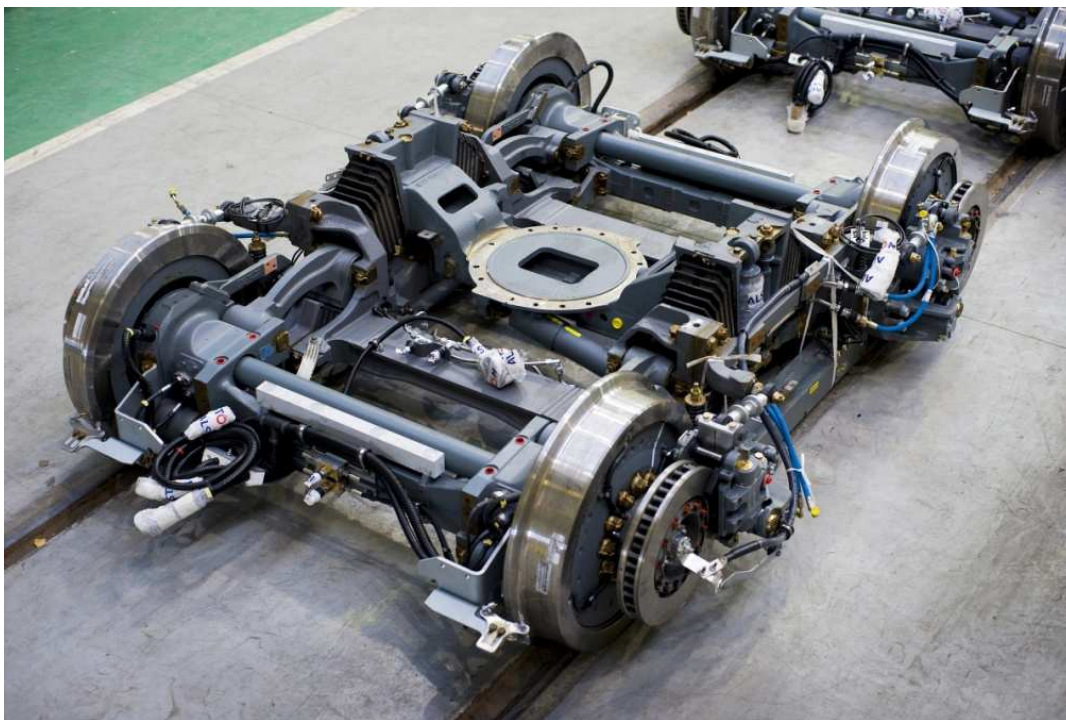


Obrázek 2 - Podvozek tramvaje Superior [2]

Podvozek (viz obrázek 2) má klasické dvojkolí s koly menšího průměru. Na jedné straně je dvojkolí přes spojku spojeno s dutou hřídelí, která je přes druhou spojku napojena na převodovku. Převodovka je spojkou spojena s motorem. Na druhé straně nápravy je kotoučová brzda. Rám se skládá ze dvou podélníků a dvou příčníků. Na kolébce je sekundární vypružení tvořené z vinutých pružin. Spodní částí je pružina upevněna na kolébku a horní na skříň vozu, kolébka je pomocí táhel spojena se skříňí vozu a při průjezdu obloukem se natáčí společně se skříňí vůči rámu. Primární vypružení je tvořeno pryžokovovými silentbloky. Maximální rychlost je 70 km/h, rozvor podvozku je 1800 mm.

2.1.3. Podvozek tramvaje Citadis (Alstom)

Společnost Alstom vyvinula modulární tramvaj Citadis, která má krátké podvozkové články a dlouhé nesené články. Je již vyrobeno více než tisíc kusů a jezdí ve 28 městech. Ve verzi 100% nízké podlahy se vyrábí v tří, pěti, sedmi a v poslední variantě devíti článkovém provedení.



Obrázek 3 - Podvozek iXége [1]

V podvozku iXége (viz obrázek 3) je použito klasické dvojkolí. Kola jsou propojena nápravnicí s integrovanými ložiskovými domky, kterými prochází náprava zajišťující přenos momentu na kola. Na jedné straně nápravy je uložena na kolovém čepu převodovka, jejíž pastorek je přes kloubový hřídel připojen k synchronnímu motoru s permanentními magnety. Na druhé straně nápravy je kotoučová brzda. Primární i sekundární vypružení je tvořeno pryžokovovými pružícími prvky. Použití šikmých pryžokovových bloků v sekundárním vypružení umožnilo použít nízkou kolébkou. Bloky také slouží k přenosu podélných sil. Pro uložení skříně je kolébka vybavena otočnou valivou tornou. Vzájemná vazba kolébky a skříně je řešena pomocí čtyřbodového ložiska. Alstom udává maximální rychlost jednotky až 100 km/h.

V další generaci tramvají Citadis společnost Alstom přišla i s dalším podvozkem.

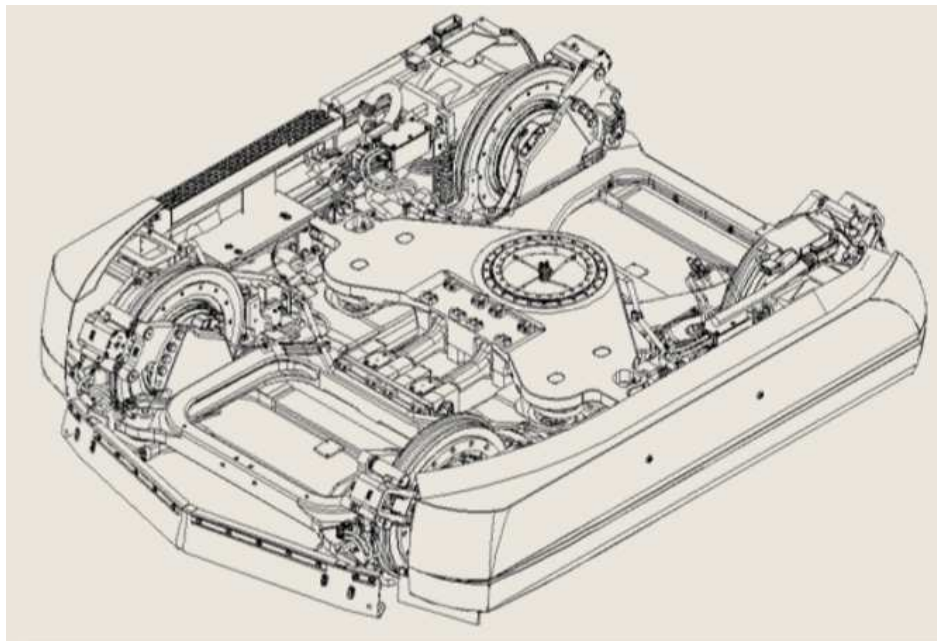


Obrázek 4 - Nový podvozek Citadis [1]

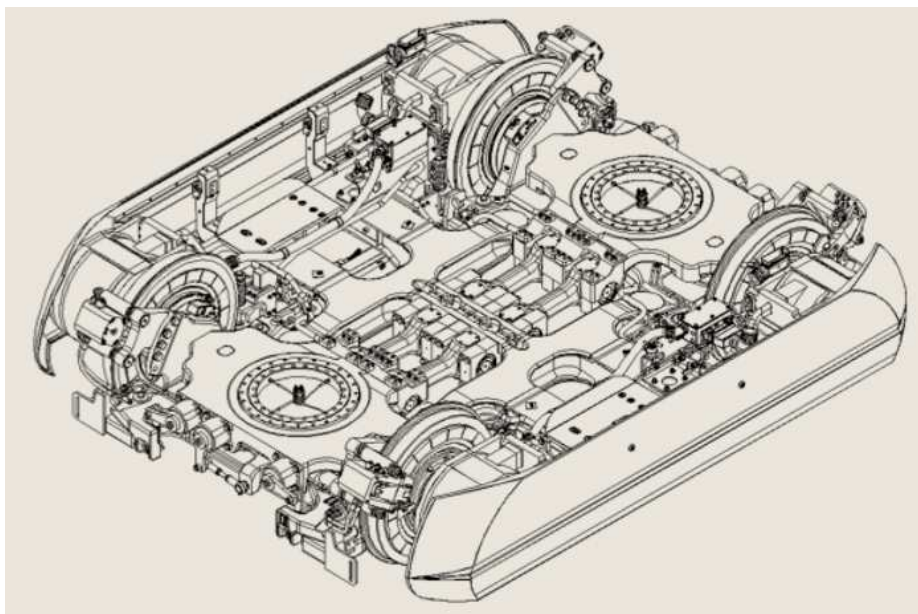
Podvozek (viz obrázek 4) je vybaven klasickým dvojkolím. Aby měl podvozek co nejnižší výšku podlahy, je dvojkolí na rám napojeno dvěma rameny, která jsou na jedné straně připojena k dvojkolí na druhé straně přes primární vypružení k rámu. Tím bylo dosaženo dalšího snížení výšky podlahy. Rám se skládá ze dvou půlrámů, které jsou navzájem spojeny vodorovnými klouby. Půlrám má tvar písmene L a je tvořen podélníkem a příčnickem. Výhodou tohoto řešení rámu je také to, že neomezuje uličku jako klasické H rámy. Na jedné straně nápravy je umístěna kotoučová brzda. Na druhé straně je náprava spojena s převodovkou a ta přes spojku s motorem. Na rámu podvozku jsou vinuté pružiny, ke kterým je připevněna kolébka s ložiskem.

2.1.4. Podvozek tramvaje FORCITY (Škoda Transportation a.s.)

Škoda Transportation a.s. má řadu moderních plně nízkopodlažních tramvají 15T s obchodním názvem FORCITY. Je plánováno, že model FORCITY ALFA PRAHA, bude jezdit v Praze v počtu 250 vozidel.

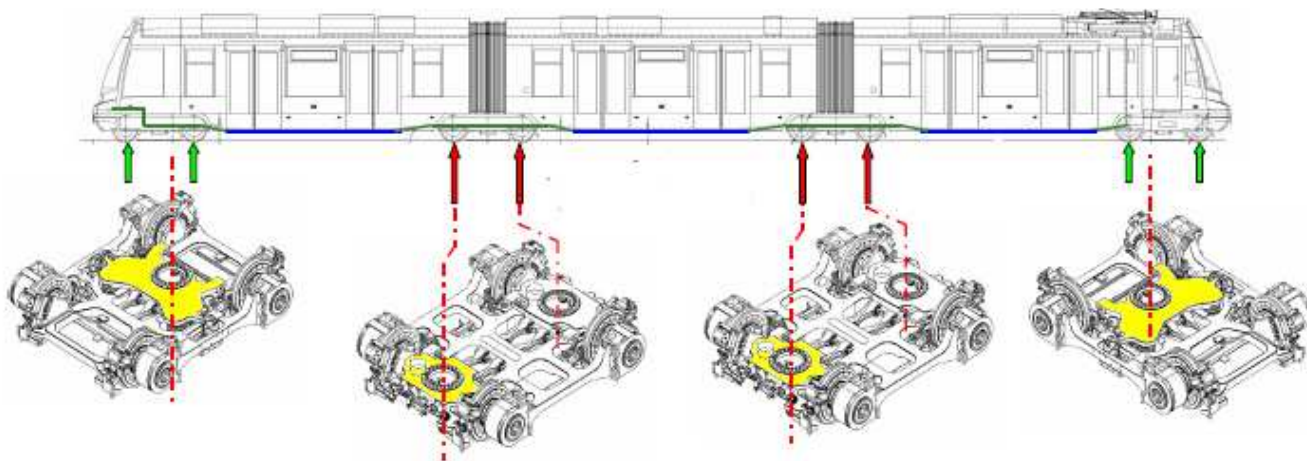


Obrázek 5 - Krajní podvozek tramvaje Škoda 15T [3]



Obrázek 6 - Prostřední podvozek tramvaje Škoda 15T [3]

Krajní podvozky jsou otočné (viz obrázek 5), prostřední podvozky (viz obrázek 6) jsou tzv. nepravé Jacobsovy. Kola jsou volně otočná umístěna na nápravnicích a jsou napojena přímo na motor. Motor je asynchronní, vodou chlazený s permanentními magnety. Tímto řešením byla dosažena úspora místa mezi koly. Na nápravnici je upevněna kotoučová brzda, dále jsou na ní zahlabení pro primární vypružení, které zajišťují pryžokovové silentbloky. Přes silentbloky je nápravnice spojena s rámem. Rám je plochý, v jeho přední a zadní části jsou kolébky s ložisky, která nesou skříň. Kolébky jsou na sekundárním vypružení, které je tvořeno šroubovitými pružinami. Přenos síly mezi rámem podvozku a skříní vozu tvoří dva páry ojnicek, které slouží i jako torzní tlumiče.



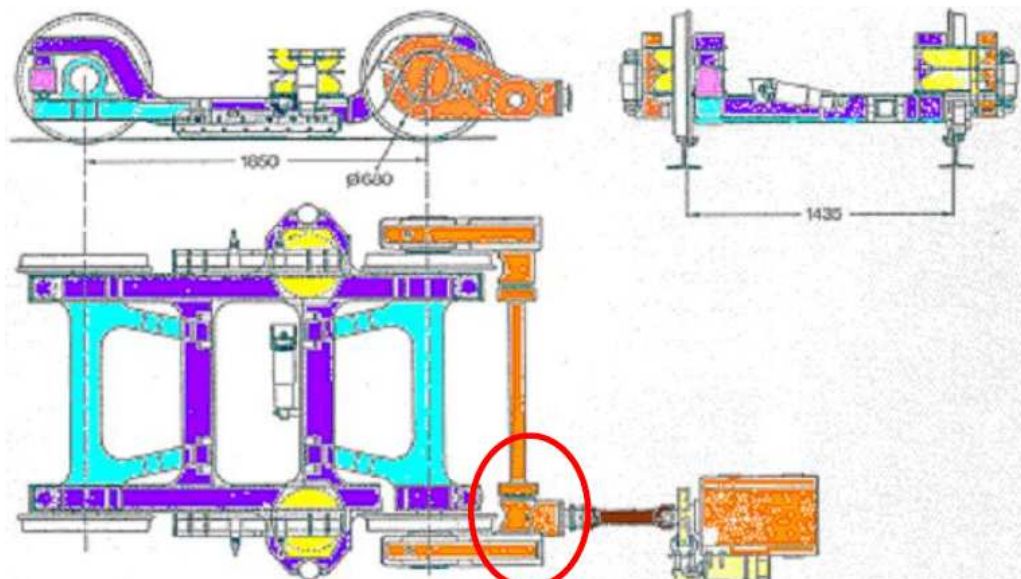
Obrázek 7 - Rozmístění podvozků tramvaje Škoda 15T [1]

2.2. Neotočné podvozky

2.2.1. Podvozek tramvaje GT6N (ADtranz)

Začátkem 90. let byla společností ADtranz představena první 100% nízkopodlažní tramvaj. Tramvaj měla podvozek (viz obrázek 8) s volně otočnými koly. Kola byla poháněna přes čelní převodovky, které byly torzním hřídelem připojeny k rozvodovce. Rozvodovka byla přes kloubový hřídel poháněna elektromotorem, který nebyl na rámu, ale na skříní vozidla. Takto byla v podvozku poháněna vždy jen jedna náprava. Náprava byla vedena

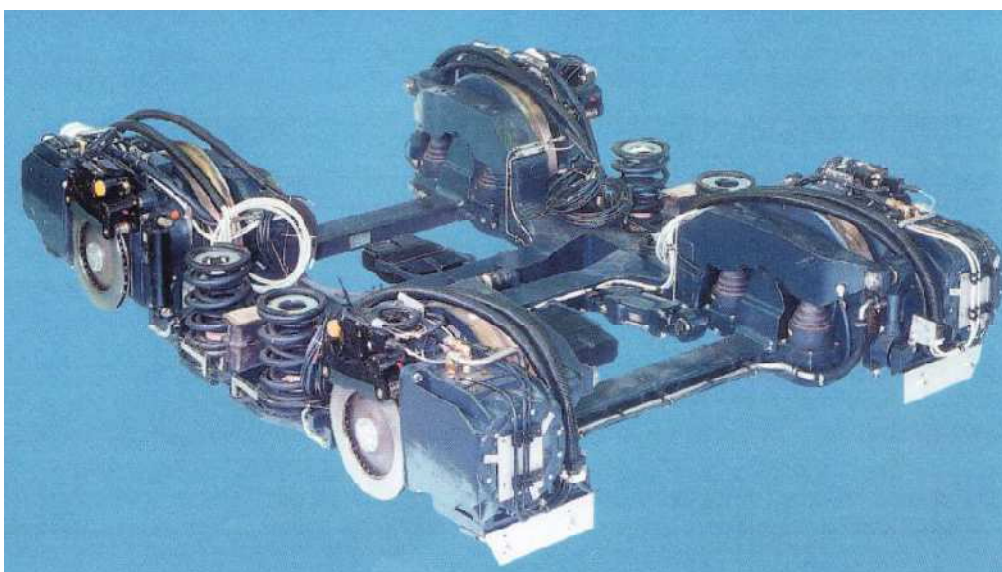
kyvným ramenem. Poháněná náprava byla více zatížená než běžná a dosahovala 60% adhezní tíhy.



Obrázek 8 - Podvozek tramvaje GT6N [1]

2.2.2. Podvozek tramvaje Incentro (Bombardier)

Tramvaj Incentro vyvinula firma ADtrans, kterou následně koupila firma Bombardier. Firma Bombardier vyrobila několik kusů této tramvaje a poté přešla na výrobu tramvaje Flexity, která z koncepce Incentra vychází.

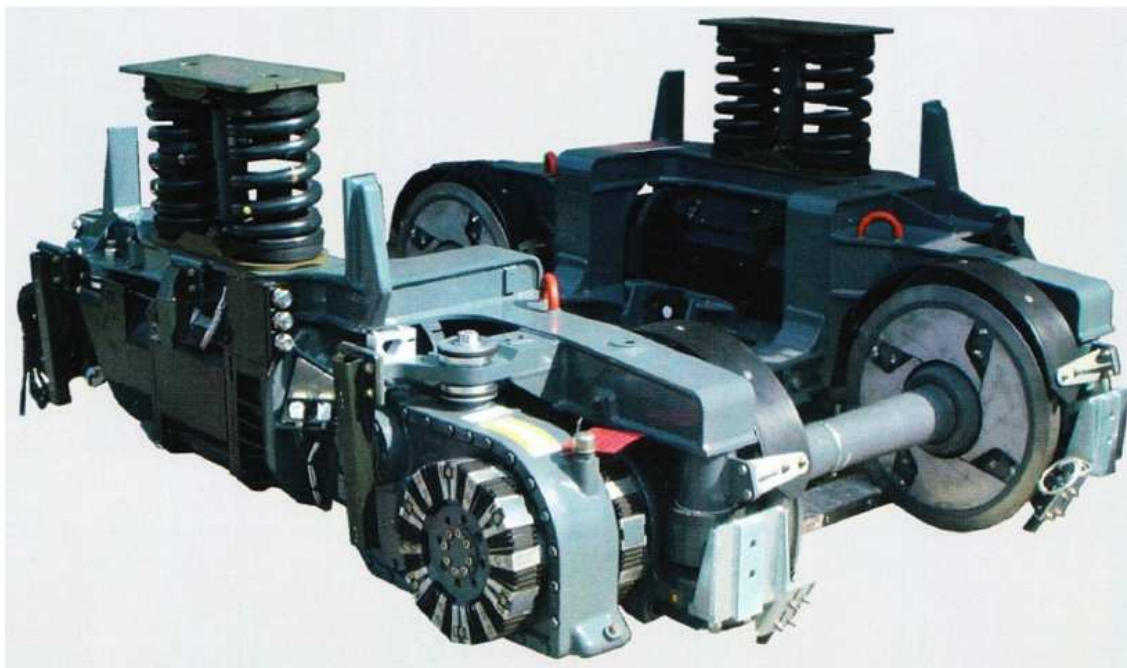


Obrázek 9 - Podvozek tramvaje Incentro [4]

Podvozek Incentro (viz obrázek 9) má volně otočná kola s portálovou nápravou. Každé kolo je poháněno přes hypoidní převodovku vlastním, vodou chlazeným asynchronním motorem o výkonu 45 kW. Primární vypružení je tvořeno osmi pryžokovovými prvky, sekundární vypružení pomocí ocelových šroubových pružin. U sekundárního vypružení je také využito elastomerových bloků k dosažení progresivní charakteristiky. H-rám je tvořen z odlitků. Na příčnicku jsou dvě táhla sloužící k přenosu podélných sil mezi rámem podvozku a skříní vozu. Celková hmotnost je 4,8 tun.

2.2.3. Podvozek tramvaje Flexity (Bombardier)

Podvozek Flexx Urban 1000 (viz obrázek 10) je vybaven klasickým dvojkolím o průměru 570 mm. Na jedné straně nápravy je dvojkolí poháněno přes kuželočelní převodovku motorem o výkonu 100 kW. Na druhé straně je kotoučová brzda. Primární vypružení je tvořeno osmi pryžokovovými prvky, sekundární vypružení dvojicí pružin flexi-coil. Díky dostatečné tuhosti pružin v příčném směru podvozek nemusí být vybaven torzním stabilizátorem. Rám je svařovaný tvaru H. Na rozdíl od ostatních tramvají nebyla sedadla nad podvozkem umístěna symetricky. Na jedné straně byla čtyři sedadla a na druhé osm sedadel. Maximální rychlost podvozku je 70 km/h.



Obrázek 10 - Podvozek tramvaje Flexcity [4]

2.2.4. Podvozek tramvaje Flexity 2 (Bombardier)

Nástupce předchozího podvozku Flexx Urban 1000 je podvozek Flexx Urban 3000 (viz obrázek 11). Klasické dvojkolí je poháněno přes kuželočelní převodovku vodou chlazeným elektromotorem o výkonu 125 kW. Primární i sekundární vypružení tvoří pryžokovové prvky. Podélná síla je přenášena pomocí ojnicěk. Maximální rychlost je 80 km/h. Existují varianty pro rozchod 1 000 mm a 1 435 mm.



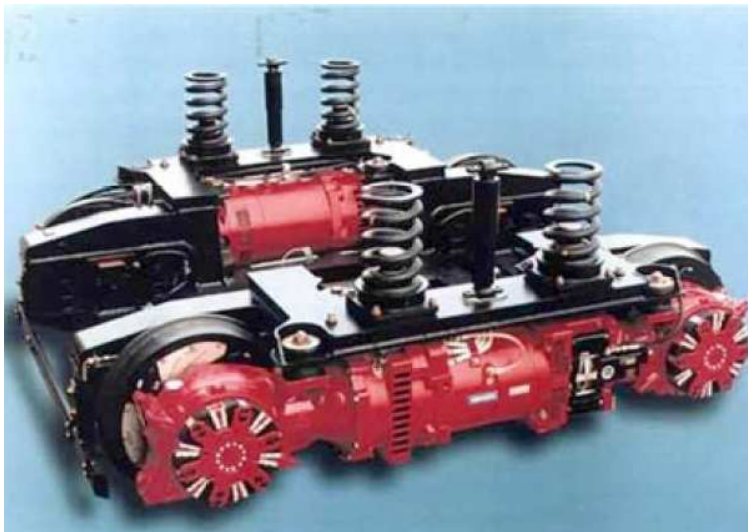
Obrázek 11 - Podvozek tramvaje Flexity 2 [4]

2.2.5. Podvozek tramvaje Combino (Siemens)

Tramvaje Combino měly krajní články podvozkové a prostřední zavěšený. Jsou varianty se 3, 5 a 7 články. Zajímavá byla hrubá stavba, která byla složena z hliníkových profilů. Podvozky trakční i běžné měly stejný rám a lišily se osazením motoru a brzdy.

Podvozek má volně otočná kola na nápravnici (viz obrázek 12). Kola jsou poháněna přes dutou hřídel. Hřídel je spojena s hypoidní převodovkou poháněnou asynchronním motorem. Pohon kol je celoodpružený, vodou chlazený a má výkon 100 kW. Primární vypružení je řešeno osmi pryžokovovými prvky. Sekundární vypružení je tvořeno čtyřmi

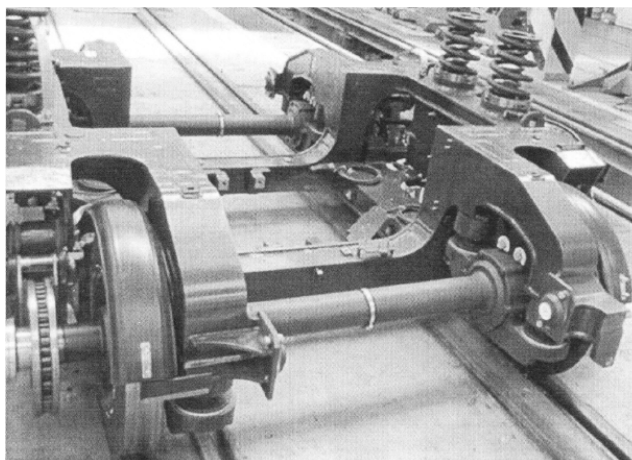
vinutými pružinami, v pozdějších verzích pryžovými prvky. H-rám je svařovaný. Nad podvozkem je umístěno jen 8 sedadel. Maximální rychlost je 70 km/h.



Obrázek 12 - Podvozek tramvaje Combino [5]

2.2.6. Podvozek tramvaje Solaris Tramino S 105p (Solaris)

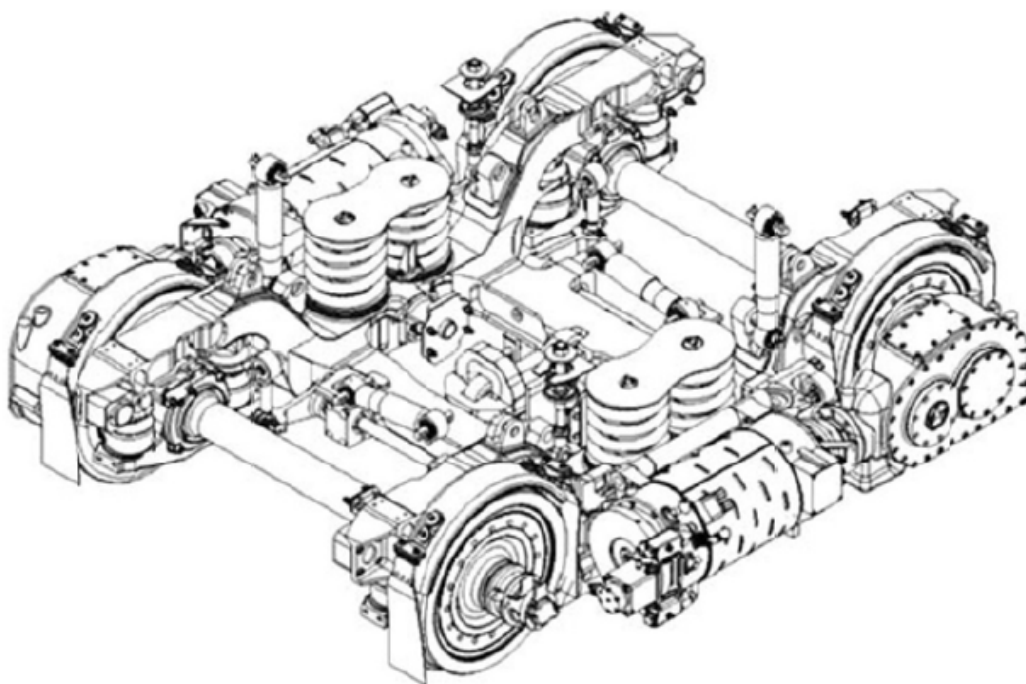
Tramvaj používá stejný typ trakčního a běžného podvozku (viz obrázek 13). Využívá klasické dvojkolí s koly o průměru 620 mm. Dvojkolí je spojeno přes dvoudílnou flexibilní spojku s kuželočelní převodovkou. Převodovka je poháněna asynchronním motorem o výkonu 105 kW. Na druhé straně dvojkolí je kotoučová brzda. Primární vypružení tvoří osm pryžokovových prvků. Sekundární vypružení tvoří čtyři šroubovitě duplexní pružiny. Rám je otevřený, svařovaný do tvaru H. V místech vysokého namáhání má navařené odlitky.



Obrázek 13 - Podvozek tramvaje Solaris Tramino S 105p [12]

2.2.7. Podvozek tramvaje Škoda 26T (Škoda Transportation a.s.)

Škoda Transportation a.s. vyrobila pro maďarské město Miskolc tramvaje 26T (obchodním názvem ForCity Classic). Tato obousměrná tramvaj měla pět článků a tři podvozky, krajní hnané (viz obrázek 14) a prostřední běžný. Kombinací těchto podvozků s otočnými podvozky tramvaje 15T pak vznikla tramvaj 30T.



Obrázek 14 - Podvozek tramvaje 26T [6]

Podvozek má klasické dvojkolí s koly menšího průměru. Dvojkolí je přes kuželočelní převodovku poháněno asynchronním, kapalinou chlazeným motorem. Primární vypružení tvoří pryžokovové prvky, sekundární vypružení ocelové vinuté pružiny. Rám je otevřený tvaru H. Maximální rychlost je 70 km/h.

Vedle seznámení se s konstrukcemi je také důležité dodržovat legislativní požadavky. Proto v následující kapitole uvádím základní legislativní požadavky kladené na nízkopodlažní tramvaj a její podvozek.

3. Legislativa

Legislativu, týkající se tramvajových vozidel, můžeme rozdělit do dvou základních skupin. První skupina je právní, do které zahrnujeme zákony, nařízení a vyhlášky. Druhá pak technická, do které řadíme normy, předpisy a směrnice. Podvozky tramvajových vozidel se skládají z mnoha dílů a zařízení, které upravuje velké množství norem. Pro potřeby diplomové práce byly zpracovány hlavně zákony a normy týkající se technického a bezpečnostního charakteru.

Z první skupiny:

- zákon č. 266/1994 Sb.
- vyhláška Ministerstva dopravy č. 173/1995 Sb.

Z druhé skupiny:

- norma ČSN EN 13749
- norma ČSN 28 1300
- norma ČSN 28 0337

3.1. Zákon č. 266/1994 Sb.

Zákon platí pro dráhy železniční, tramvajové, trolejbusové a lanové. Určuje nám podmínky pro stavbu drah, staveb nacházejících se na drahách, provozování dráhy a drážní dopravu. Část týkající se vozidla a zasahující i do konceptu podvozku je pak část pátá, hlava první.

Vozidlo může být provozováno jen tehdy, pokud konstrukcí a stavem vyhovuje všem bezpečnostním požadavkům. U vozidla je nutno prokázat shodu se schváleným typem (prokazuje výrobce typovým osvědčením). Tramvajová vozidla dále musí splňovat technickou způsobilost ověřenou drážním správním úřadem, který vydá průkaz způsobilosti vozidla. Pokud je na vozidle provedena konstrukční změna, která způsobí úpravu od schváleného typu, je nutné jej nechat znovu schválit drážním úřadem.

3.2. Vyhláška Ministerstva dopravy č. 173/1995 Sb.

Vyhláška je prováděcí předpis k zákonu č. 266/1994 Sb. Část týkající se vozidla zasahující do konceptu podvozku je hlava třetí. Třetí příloha této vyhlášky specifikuje požadavky kladené na drážní vozidlo, příloha čtvrtá technické podmínky pro drážní vozidla a příloha sedmá mezní hodnoty rozměrů dvojkolí drážních vozidel na tramvajové dráze.

Do konstrukce podvozku zde zasahuje několik technických podmínek.

Tažné vozidlo musí být vybaveno minimálně dvěma na sobě nezávislými brzdovými systémy, které působí na kola vozidla a jednou brzdou, která nepůsobí na styku kola s kolejnicí. Vyhláška dále udává také střední hodnoty zpomalení záchranné a provozní brzdy.

Každé hnací vozidlo musí mít sypače písku, který je sypán na obě kolejnice a je umístěn pod přední nápravou ve směru jízdy.

Přímo na podvozcích musí být před oběma předními koly nápravy umístěny chrániče. Prostory určené pro výzbroj vozidla musí být odděleny od prostoru cestujících.

3.3. Norma ČSN EN 13749

Norma stanovuje metodu používanou k vypracování návrhů rámu podvozků. Obsahuje postupy návrhu jak řešit rám a také metody hodnocení a ověřování požadavků.

V normě jsou obecné požadavky kladené na rám podvozku. Obsahuje sedm příloh. V příloze A stanoví souřadnicový systém, síly působící na podvozek a klasifikace podvozků. V příloze B udává druhy zatížení a rozděluje je do dvou základních skupin jmenovitě vnějších a vnitřních. Příloha C se zabývá zatížením vyvolaným jízdou podvozku (nepravidelnosti trati, zrychlení a brzdění, změny v užitečném zatížení, podmínky prostředí, atd.) a udává postupy výpočtu zatížení. Příloha D stanoví zatížení vyvolané prvky uchycenými k rámu podvozku. Zatížení vyvolané viskózními tlumiči, brzděním, motory, systémy na stabilizaci kolébání atd. Příloha E stanoví analytické metody a přejímací kritéria. Příloha F udává programy stacionárních zkoušek a příloha G programy únavových zkoušek.

Konstrukce rámu podvozku podle této normy musí splňovat technické specifikace, poskytnout požadovanou službu bez výskytu závad (únavové trhliny či trvalé deformace) a zabránit nepříznivým účinkům na podsestavy podvozku.

3.4. Norma ČSN 28 1300

Norma stanovuje obecně podmínky pro konstrukci, výrobu a zkoušky drážního vozidla. Udává základní podmínky a požadavky provozu, které musí vozidlo splnit. Norma také udává šířkové omezení vozidla a to 2 650 mm. Tuto šířku však není možné plně využít. U skutečné šířky je nutné počítat s vůlemi (například v koleji či pohybum rámu podvozku vůči skříní).

V požadavcích na podvozek vozidla je zajištění bezpečného a spolehlivého nesení a směrového vedení vozidla. Podvozek musí být schopen přenosu tažných a brzdících sil na skřín vozidla, dále musí zajistit pohodu pro cestující a omezení vibrací. Všechny tyto podmínky musí splnit i při maximálním přípustném opotřeбенí dílů.

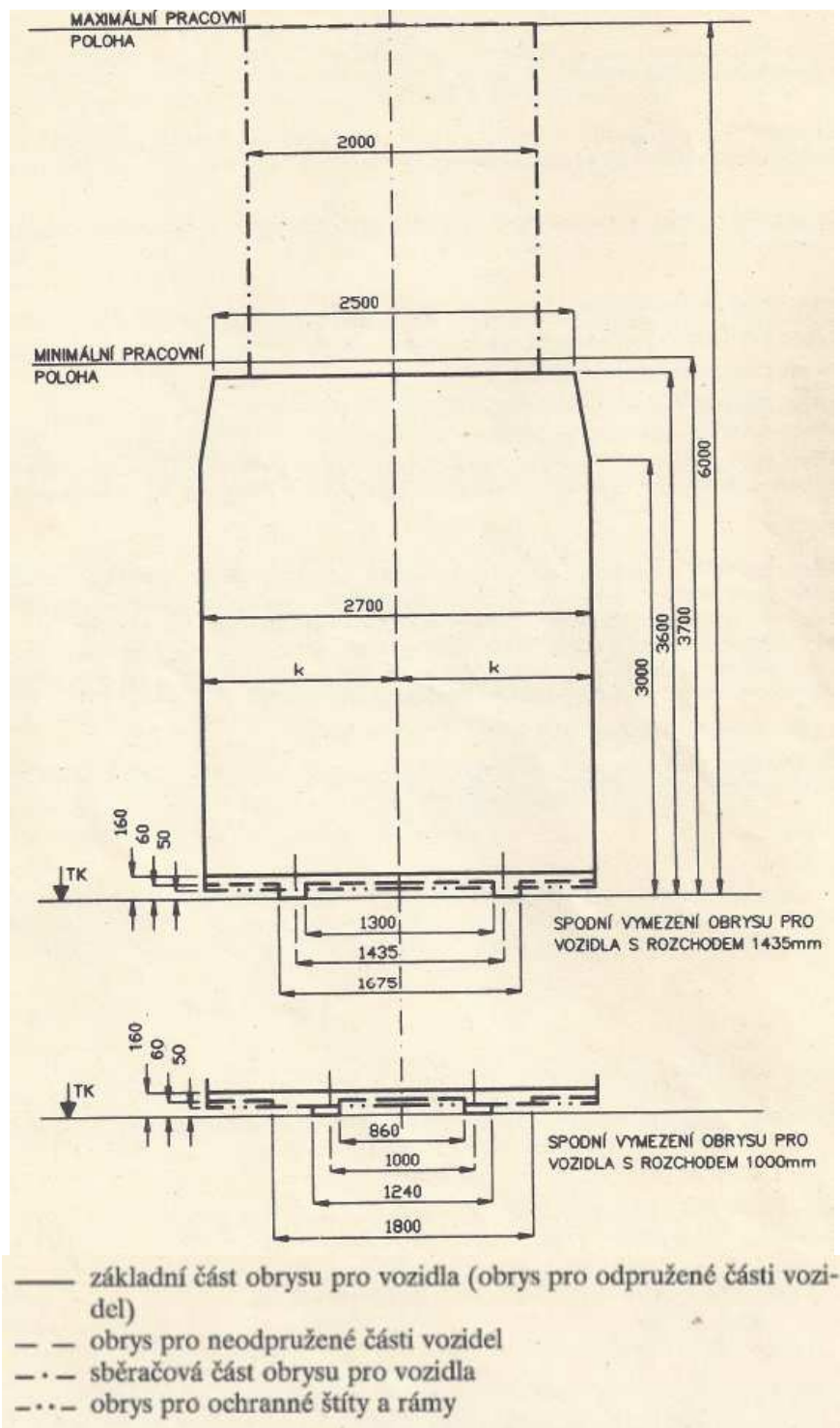
K vypružení norma stanoví, že skřín musí být svisle vypružena a musí být umožněny její příčné pohyby. Bezpečná jízda vozidla musí být zajištěna i při poruše vzduchového vypružení (to se ale používá spíše výjimečně).

Norma odkazuje na požadavky týkající se nápravového sběrače dle ČSN 36 2324 a dále stanoví nároky na dvojkolí. Kola musí mít profil schváleného tvaru a pokud je vozidlo vybaveno systémem pro mazání okolků, musí být řešeno tak, aby nedošlo ke snížení adhezních vlastností mazací látkou. Trakční a pomocné elektrické motory jsou omezeny normou ČSN 36 2205.

Norma také stanoví, že nízkopodlažní vozidlo musí splňovat požadavky pro montáž zařízení pro bezbariérový nástup a nástupní výška při nových kolech nesmí překročit 400 mm u prázdného vozidla. Dále norma uvádí, že vozidlo je podrobena zkoušce typové, kusové, technicko-bezpečnostní a zkušební provozem.

3.5. Norma ČSN 28 0337

Norma stanoví rozměry obrysů pro tramvajová vozidla o rozchodu 1435 mm a 1000 mm. Typy obrysů jsou pro obrys vozidla v přímé koleji, v oblouku koleje a při přechodu z přímé koleje do oblouku tratě. Obrisy vozidla rozchodů 1435 mm a 1000 mm jsou stejné a liší se jen ve spodním vymezení obrysů (viz obrázek 15). Spodní vymezení obrysu se rozděluje na tři části, a to základní část obrysu pro vozidla, obrys pro neodpružené části a obrys pro ochranné lišty a rámy.



Obrázek 15 - Spodní vymezení obrysu v přímé koleji [14]

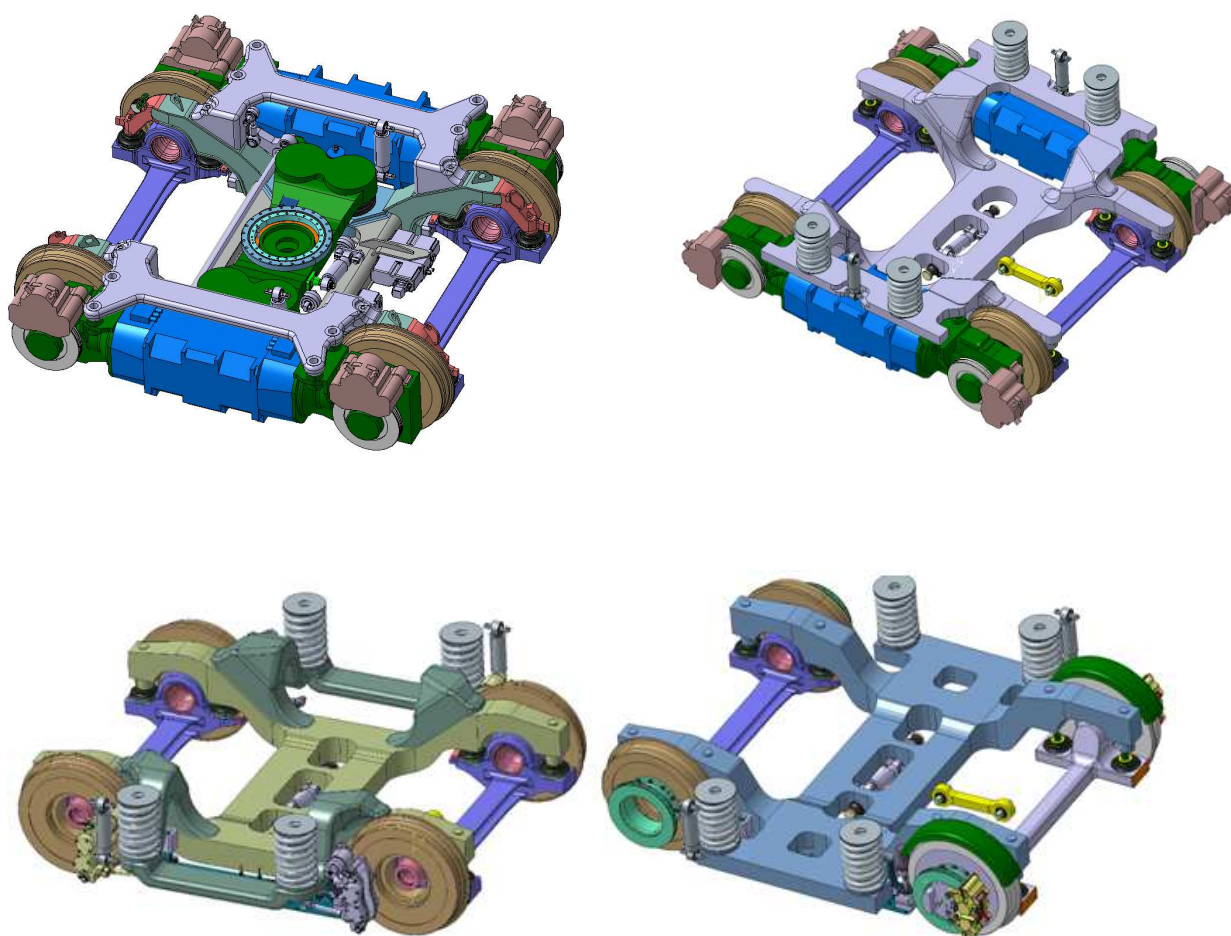
Dále je v normě možné nalézt vzorce pro výpočet obrysu při vybočení vozidla v oblouku a tabulky s dovolenými hodnotami, které musí každé vozidlo splňovat.

4. Popis podvozků řešených ve Škodě Transportation a.s.

Než přistoupím k vlastním úpravám podvozku musel jsem provést rešerši podvozků, které jsem dostal k dispozici od společnosti Škoda Transportation a.s.

Řešené tramvajové podvozky (viz obrázek 16) používají portálové nápravy a jsou řešeny v těchto variantách:

- otočný trakční podvozek
- neotočný trakční podvozek
- běžný podvozek (2 varianty)

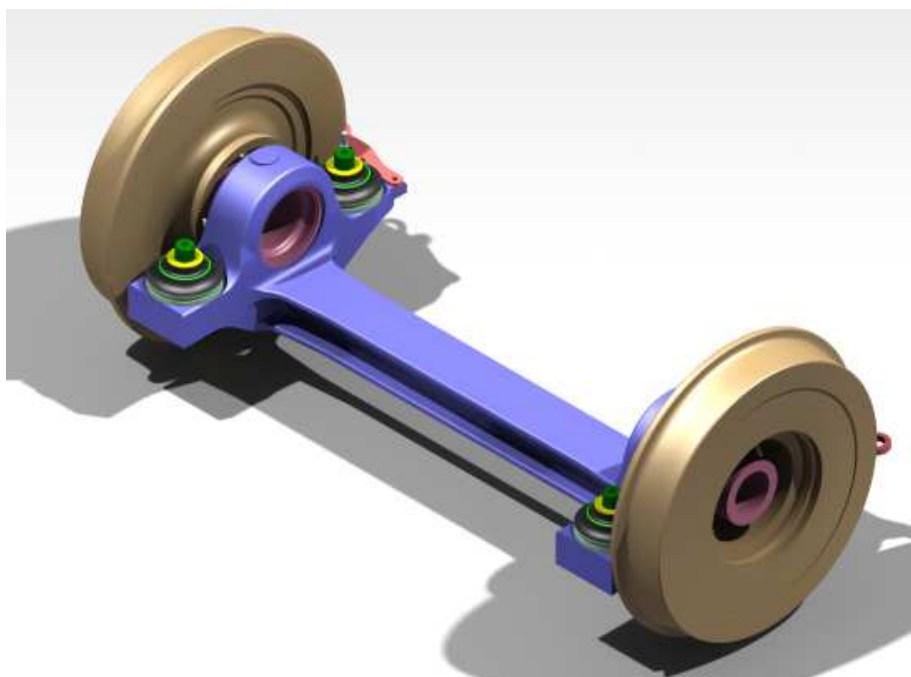


Obrázek 16 - Přehled řešených podvozků [8]

Podvozky jsou navrženy pro rozchod 1 435 mm a mají rozvor 1 800 mm. Podvozky používají stejné komponenty a liší se rámem, polohou sekundárního vypružení a umístěním brzd.

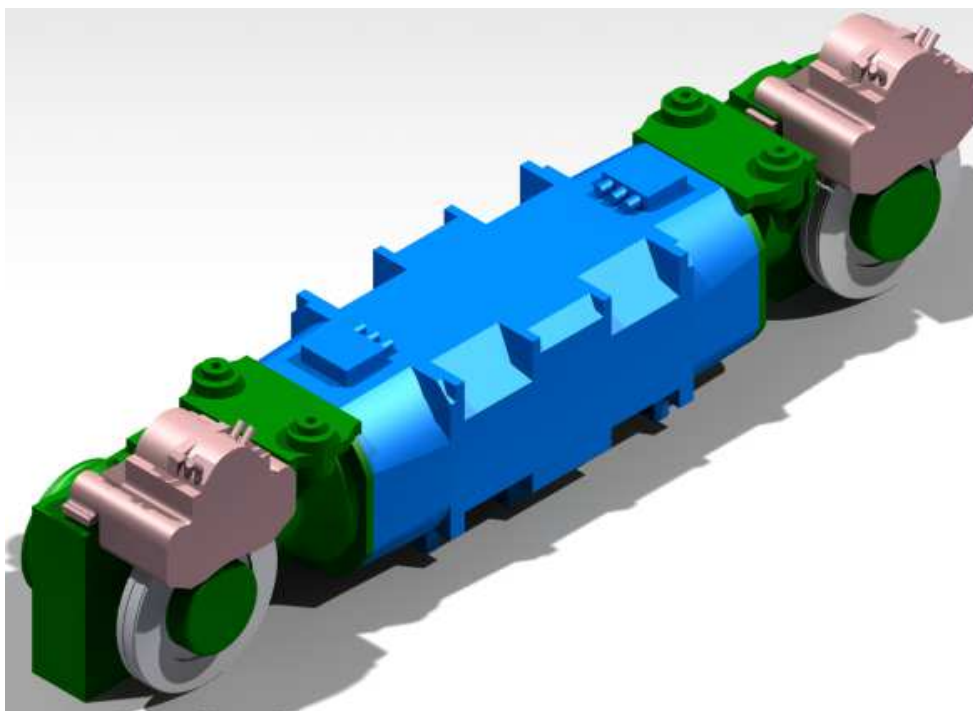
Popíšu zde prvky společné pro všechny podvozky a v následujících podkapitolách dále i odlišnosti mezi nimi.

Na podvozcích je použito odpružených, volně otočných kol o průměru 610/530 mm. Náboj kola s ložiskem je namontován na čepy, které jsou nalisovány v nápravnici. Nápravnice má tvar dvojitého T (viz obrázek 17). Na koncích nápravnice jsou vybrání pro primární vypružení. Na vrchu nápravnice je gumová narážka, která zabraňuje kontaktu kov na kov v případě zničení primárního vypružení.



Obrázek 17 - Nápravnice s koly

Primární vypružení je tvořeno osmi pryžokovovými kónickými pružinami, které vedou dvojkolí a přenášejí tažné i brzdné síly mezi nápravnicí a rámem. Vypružení má i schopnost tlumení, proto není nutné použití dalších tlumičů.

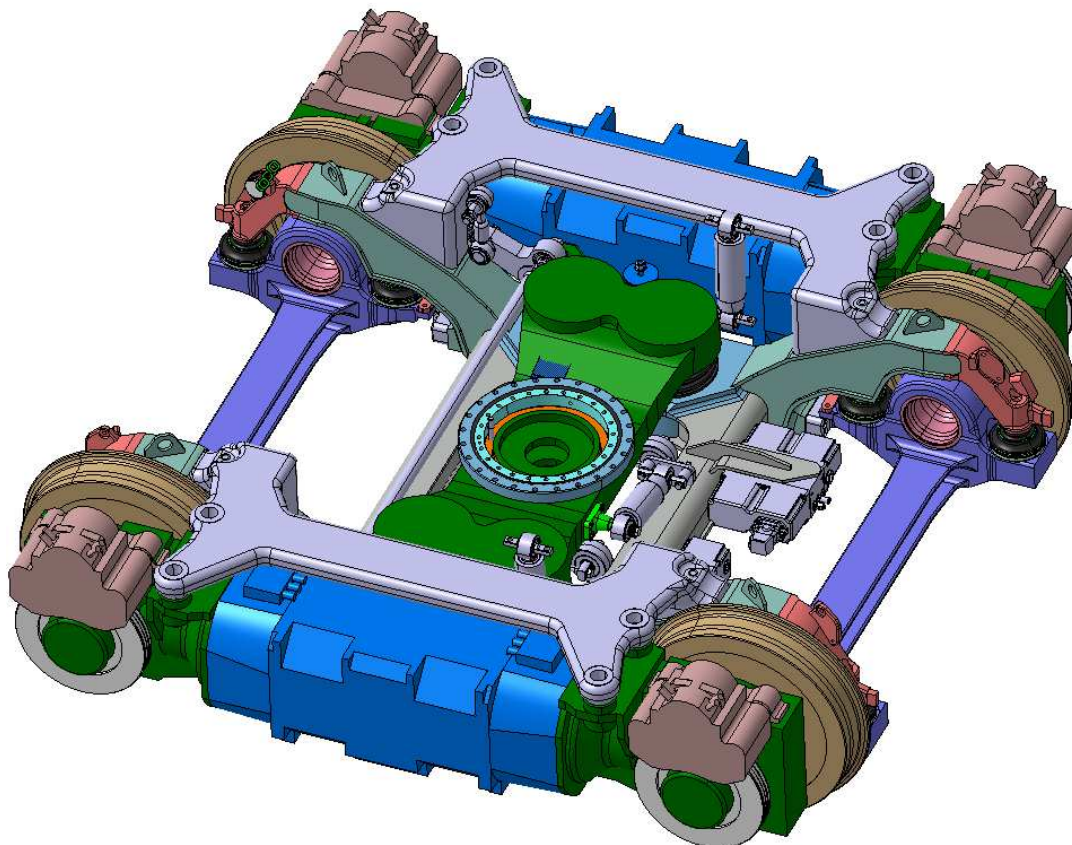


Obrázek 18 - Pohonná jednotka

Trakční podvozky jsou vybaveny dvěma plně odpruženými pohonnými jednotkami (viz obrázek 18). Jedna jednotka se skládá ze dvou asynchronních motorů, orientovaných podélně vně rámu. Každý motor je spojen s příslušnou převodovkou a tvoří tak jednu tuhou jednotku. Ta je zavěšena na čtyřech bodech na konzole. Točivý moment z motoru na převodovku je přenášen pomocí spojky a mezi výstupem z převodovky a kolem je přenášen ozubenou spojkou. Převodovka má i druhý výstup, na kterém je kotoučová brzda. Další součástí brzdového systému jsou dvě elektromagnetické brzdy. Každá elektromagnetická brzda má dvě konzoly, kterými je zavěšena k rámu. Zavěšení je pomocí vinutých pružin s mechanismem pro regulaci vzdálenosti od kolejnice.

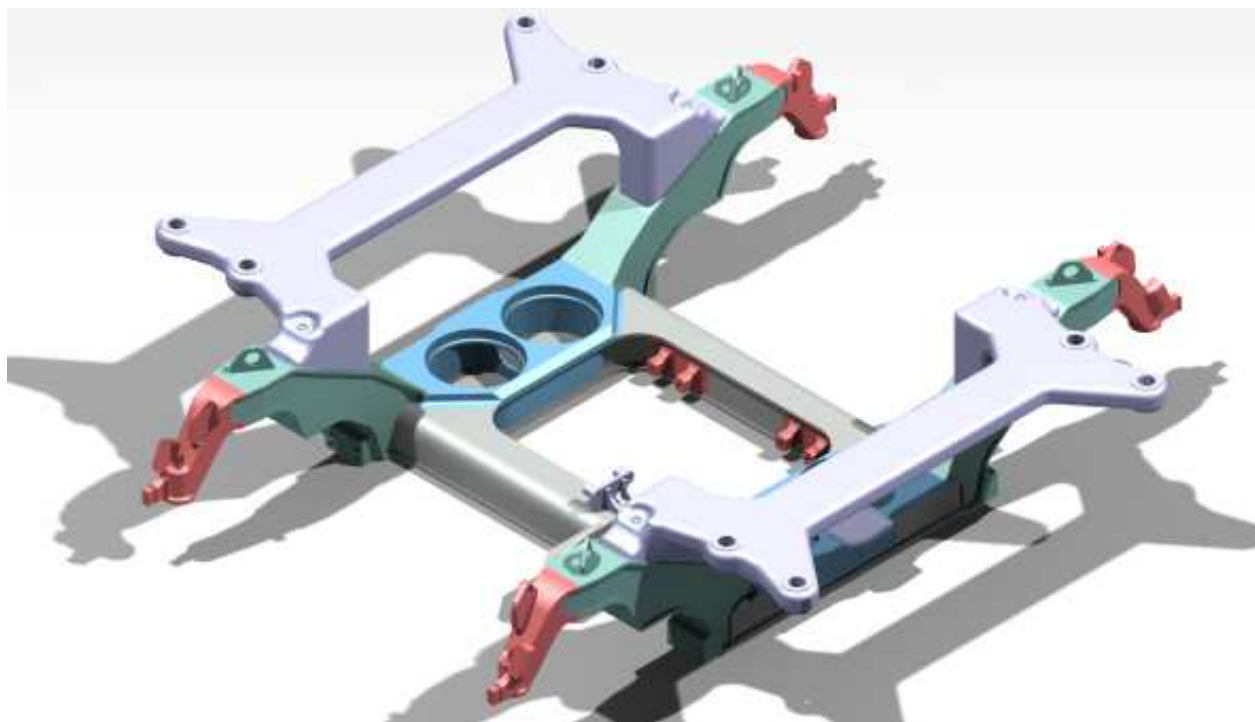
4.1. Popis otočného trakčného podvozku

Otočný trakční podvozek (viz obrázek 19) je nejsložitější varianta z řešených podvozků.



Obrázek 19 - Otočný trakční podvozek [8]

Střed rámu je tvořen dvěma příčnicí skříňového průřezu, které jsou v dolní části na koncích spojeny podélníky deskovitého tvaru. Tuto obdélníkovou základnu dokončuje navařený profil (na obrázku 20 světle modrý) s vybráním pro sekundární vypružení. Na tuto základnu jsou navařeny části podélníků skříňového průřezu, na které je navařena konzola pro pohonnou jednotku. Zakončení podélníků je optimalizováno menším kusem (na obrázku 20 červeně), který pevnostně vyhovuje a zasahuje méně do prostoru uličky než u standardního H rámu.



Obrázek 20 - Rám podvozku

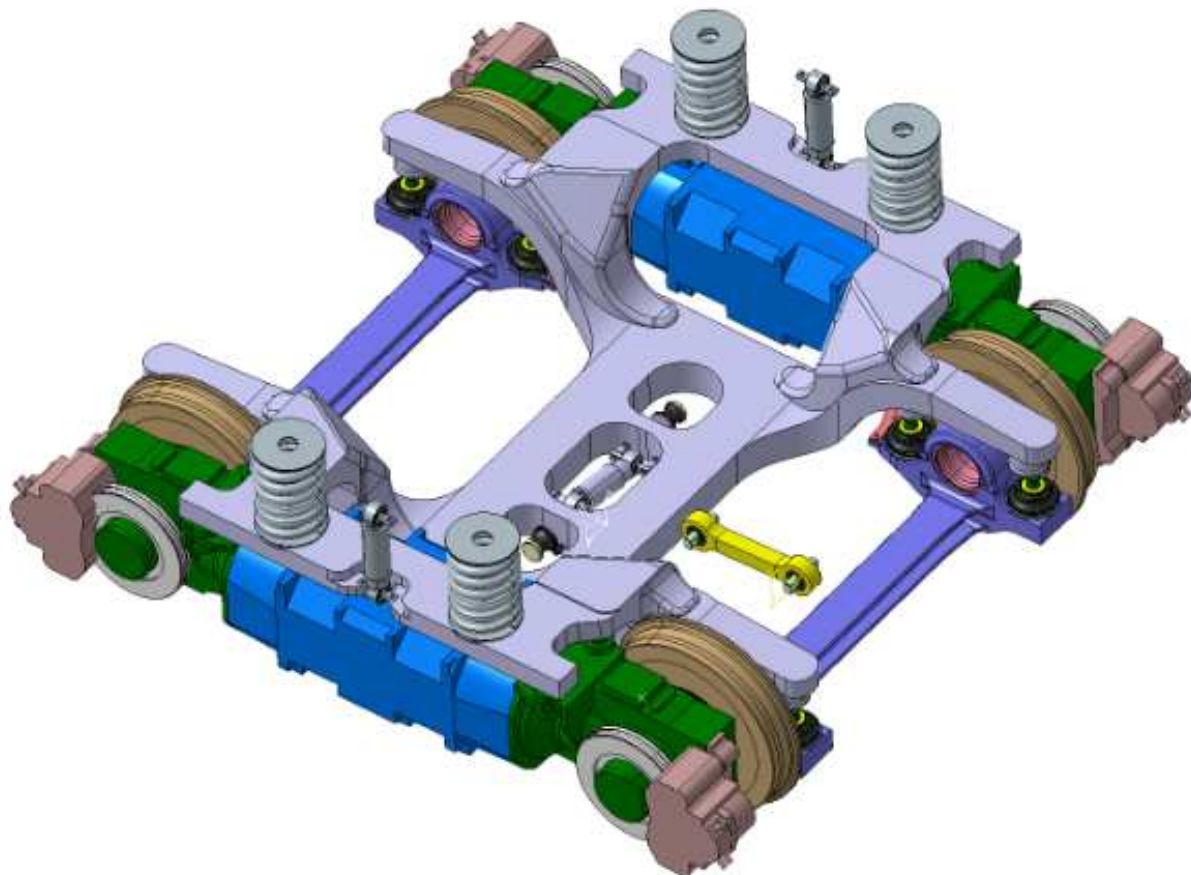
Sekundární vypružení se skládá ze čtyř válcových duplexních pružin, které jsou namontovány mezi rám a kolébku, která zajišťuje otočné spojení mezi podvozkem a skříní. V případě kompenzace opotřebení kol se vypodkládá v otočné vazbě mezi kolébkou a skříní. Hydraulické tlumiče jsou použity dva pro vertikální a jeden pro příčné tlumení. Přenos tažných i brzdných sil zajišťuje dvojice ojníc.

4.2. Popis neotočného trakčního podvozku

Neotočný trakční podvozek (viz obrázek 21) se liší od otočného trakčního podvozku rámem, sekundárním vypružením a polohou třmenu brzdy.

Podvozek má H rám tvořící dva podélníky a dva příčníky skříňového průřezu. Na podélník je navařena odlitá konzola pro pohonnou jednotku a sekundární vypružení. Konzola má tvar optimalizovaný pro lepší rozložení sil, aby bylo zabráněno koncentracím napětí a náhlým změnám průřezu.

Třmen brzdy je vertikálně namontován na skříň převodovky.



Obrázek 21 - Neotočný trakční podvozek [8]

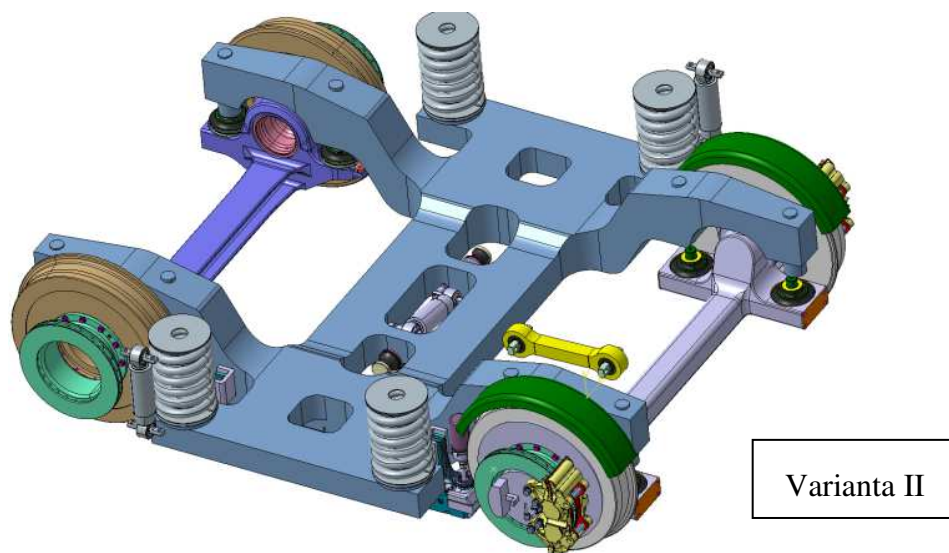
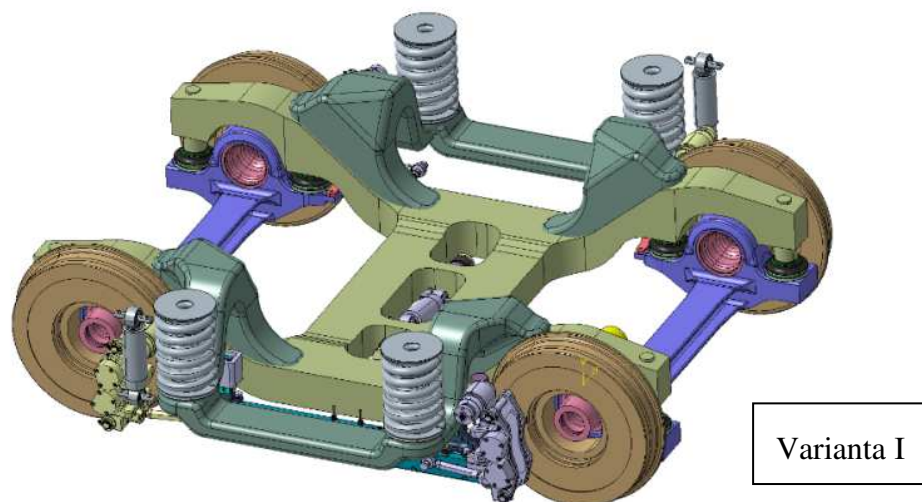
Sekundární vypružení je řešeno čtyřmi duplexními pružinami, které jsou namontovány mezi skříň a konzolu podvozku. V případě kompenzace ojetí kol se provádí vypodložení pružin.

4.3. Popis běžného podvozku

Běžný podvozek je nejjednodušší z řešených variant. Je k dispozici ve dvou typech, které se liší hlavně konzolami pro sekundární vypružení.

Rám se skládá ze základní nosné desky tvořící příčnick, na který jsou na každé straně navařeny dvě konzoly tvořící podélník. První varianta rámu (na obrázku 22 nahoře) má konzolu (na obrázku 22 tmavě zelená) vedenou z podélníků, která vede vně rámu a vytváří

základnu pro sekundární vypružení. Druhá varianta (na obrázku 22 dole) má protažené příčníky vně rámu, kde je vytvořen balkónek pro sekundární vypružení.



Obrázek 22 - Běžné podvozky [8]

Sekundární vypružení je řešeno čtyřmi duplexními pružinami, které jsou namontovány mezi skříň a konzolu podvozku. U první varianty je opět využita konzola, u druhé varianty balkónek. V případě požadavku kompenzace ojetí kol se provádí vypodložení pružin.

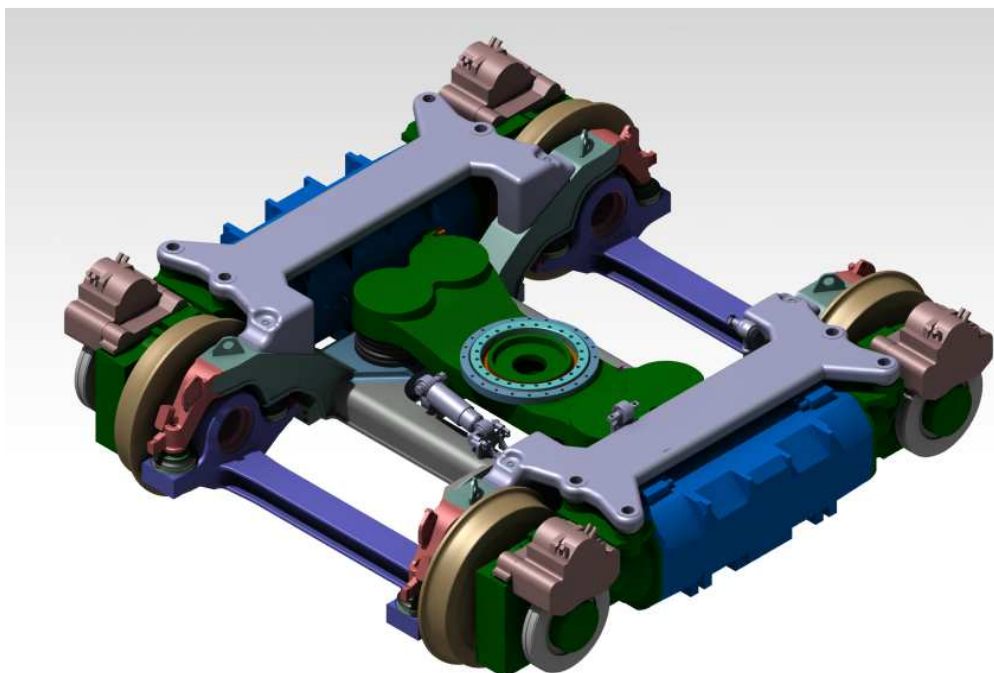
5. Koncepční návrhy podvozků

Cílem diplomové práce bylo nalézt takové řešení, aby bylo shodných co nejvíce komponent. Minimálně musí být shodná nápravnice, kola, kolejnicové brzdy, primární vypružení a pohony trakčních podvozků. Aby bylo možné dodržet tuto podmínku, znamená to, že zásahy při úpravě podvozku se mohou týkat pouze změny polohy sekundárního vypružení a optimalizace tvaru rámu.

Z předchozího přehledu vyplývá, že rámy běžných podvozku nejsou vhodné pro otočnou verzi (pro svou zástavbu, pružiny na tak široké bázi by nesly velkou deformaci atd.), proto vycházím z verze otočného trakčního podvozku. K té mi byl poskytnut step model.

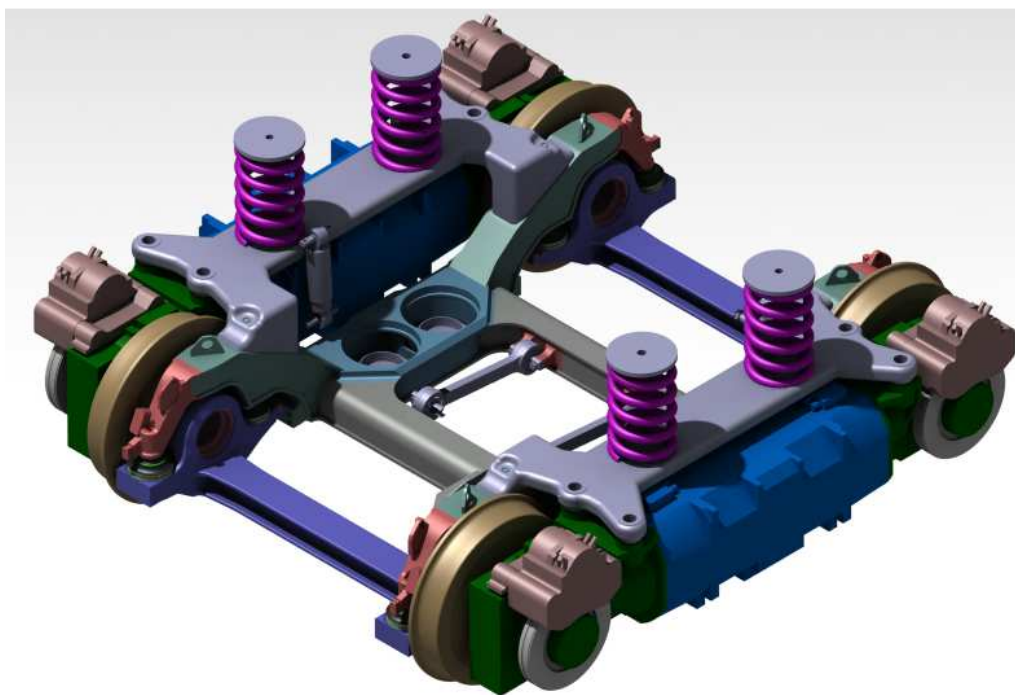
5.1. Koncepční návrh I

První návrh vychází z možnosti přesunutí sekundárního vypružení. Rám podvozku zůstává stejný jako pro otočnou trakční variantu s tím rozdílem, že je nutné rozšířit podélník konzoly pro pohonnou jednotku o 56 mm (v případě zachování shodného sekundárního vypružení).



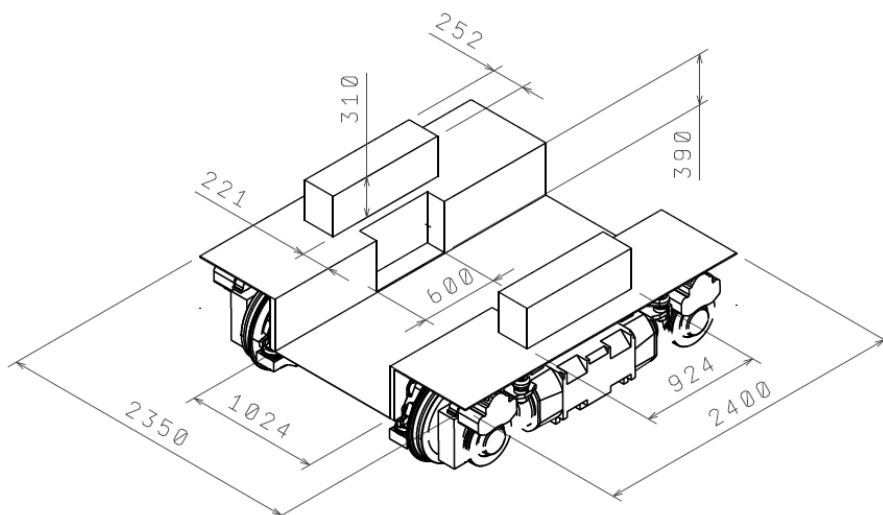
Obrázek 23 - Koncepční návrh I: otočná varianta

Při přechodu z otočné (obrázek 23) na neotočnou variantu (obrázek 24) je pak možné umístit sekundární vypružení na konzole pohonné jednotky. V případně běžné varianty by nebyl podvozek jednotkou osazen. Kotoučová brzda bude uchycena přímo na kole jako v původní variantě (viz obrázek 22).



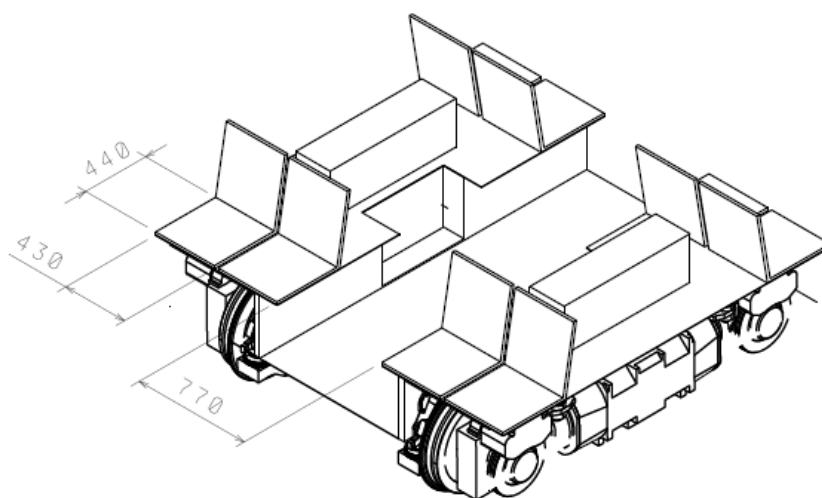
Obrázek 24 - Konceptní návrh I: neotočná varianta

Pro návrh podvozku nízkopodlažní tramvaje jsou také velice důležité zástavbové rozměry. Ty jsou patrné na obrázku 25. Mají velký význam pro provozovatele a cestující, protože mimo jiné určují šířku uličky a rozmístění sedadel.



Obrázek 25 - Zástavbové rozměry koncepčního návrhu I

V případě přemístění sekundárního vypružení na nově rozšířenou konzoly není možné umístit v místě vypružení plnohodnotnou velikost sedaček a při tom zachovat šířku uličky alespoň 750 mm. Místa k sezení jsou pak limitována na 8 míst (viz obrázek 26).

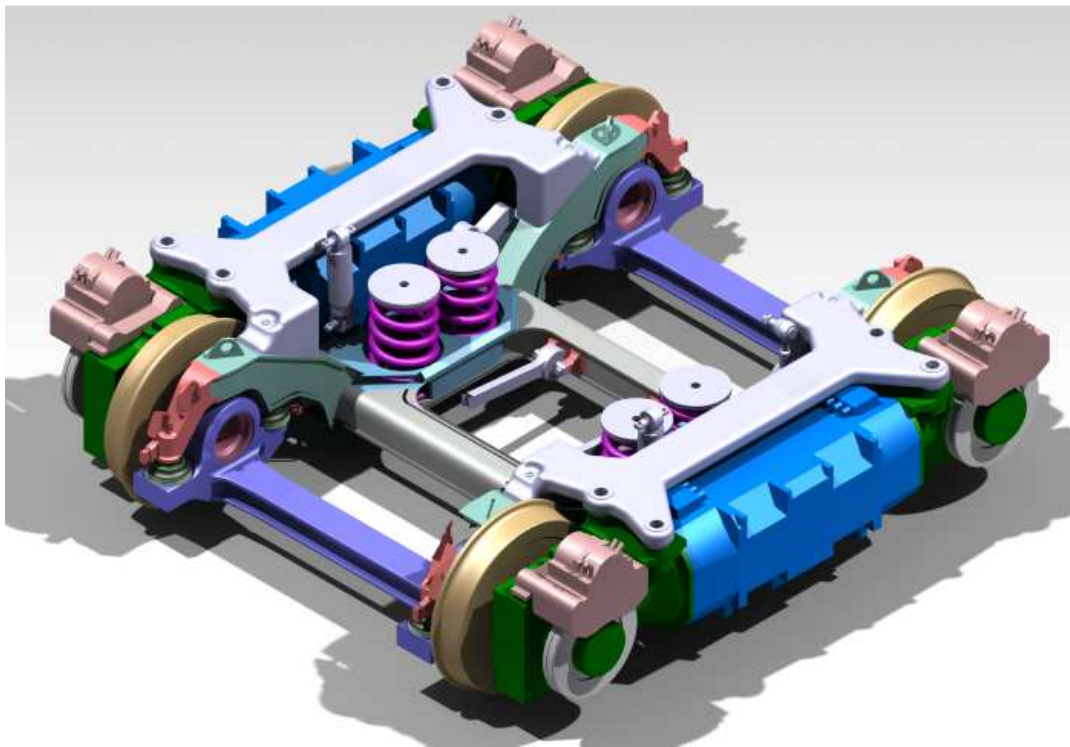


Obrázek 26 - Návrh uspořádání interiéru koncepčního návrhu I

Pro navýšení sedaček je možné posunout vypružení ještě více vně rámu nad motor. Tím vznikne místo pro dalších 6 cestujících. Zároveň také ale naroste ohybový moment v konzole. Bylo by nutné konzolu předimenzovat a narostla by ještě více na hmotnosti. Proto i když je toto řešení možné, budu se dále zabývat i možností snížení hmotnosti podvozku.

5.2. Konceptní návrh II

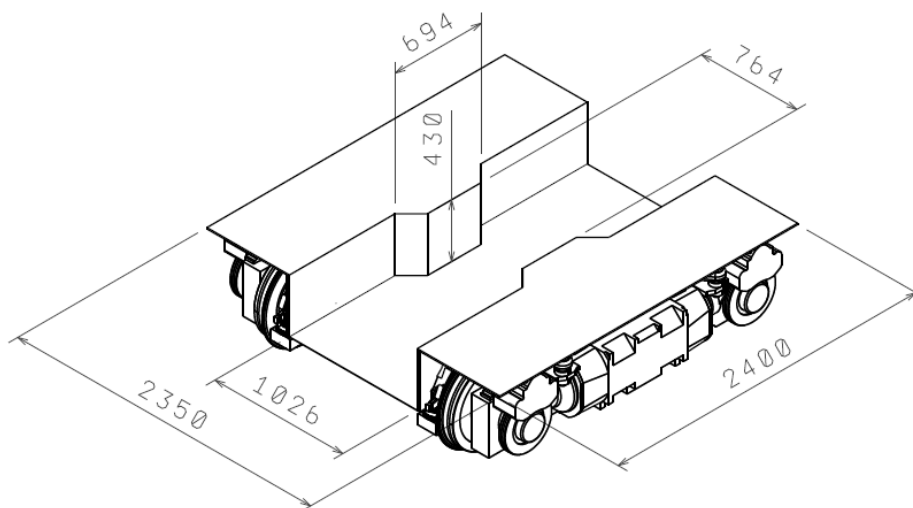
Druhý návrh nevyžaduje zásah do rámu podvozku. Jedná se o ponechání sekundárního vypružení ve středu snížené části podvozku i u neotočné varianty.



Obrázek 27 - Konceptní návrh II

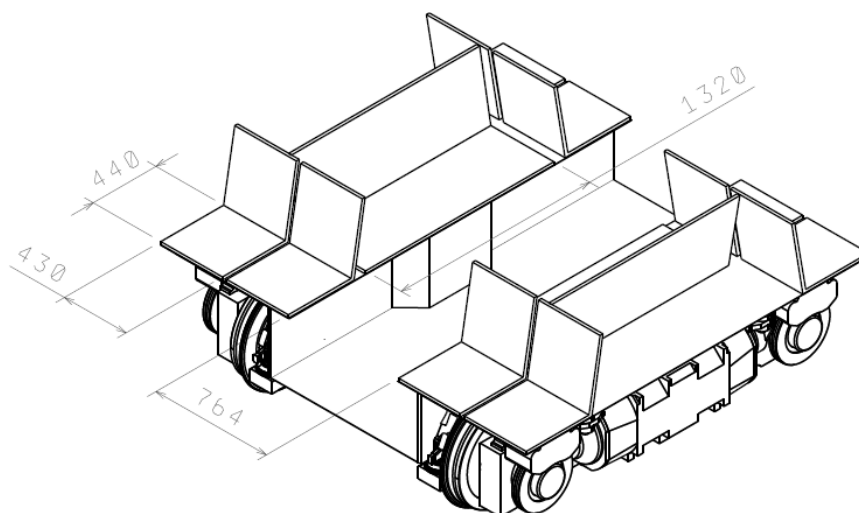
Otočná trakční varianta by zůstala neměnná (viz obrázek 19). Při přechodu na neotočnou trakční variantu zůstane sekundární vypružení na svém místě, ale nebude na něm namontována kolébka. Návrh možného vypružení je v kapitole 7. U běžné varianty pak nebude podvozek osazen pohonnou jednotkou a kotoučová brzda bude řešena stejně jako v původní variantě.

Zástavbové rozměry (viz obrázek 28) vychází lépe než u varianty I. V místě sekundárního vypružení je omezena šířka uličky na 764 mm. Tuto šířku považuji za dostačující.



Obrázek 28 - Zástavbové rozměry koncepčního návrhu II

Při umístění sekundárních pružin z konzol pohonné jednotky na snížený střed rámu je možné vybavit místo nad podvozkem více sedačkami. Návrh rozmístění sedadel je na obrázku 29, kde jsou proti sobě umístěny lavice. Délka lavice je 1320 mm tedy pro 3 cestující. Tím získáme možnost nad podvozkem usadit až 14 cestujících.

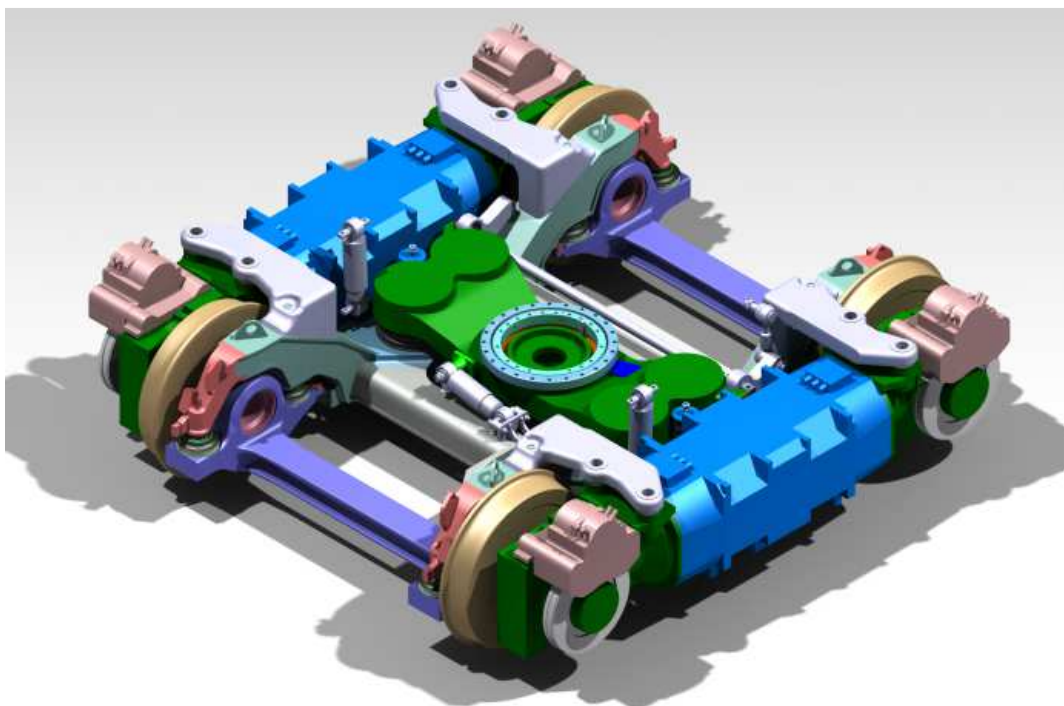


Obrázek 29 - Návrh uspořádání interiéru koncepčního návrhu II

U této varianty není nutné předimenzovat komponenty rámu, pouze je použito jiného vypružení. Hmotnost podvozku však stále zůstává stejná.

5.3. Konceptní návrh III

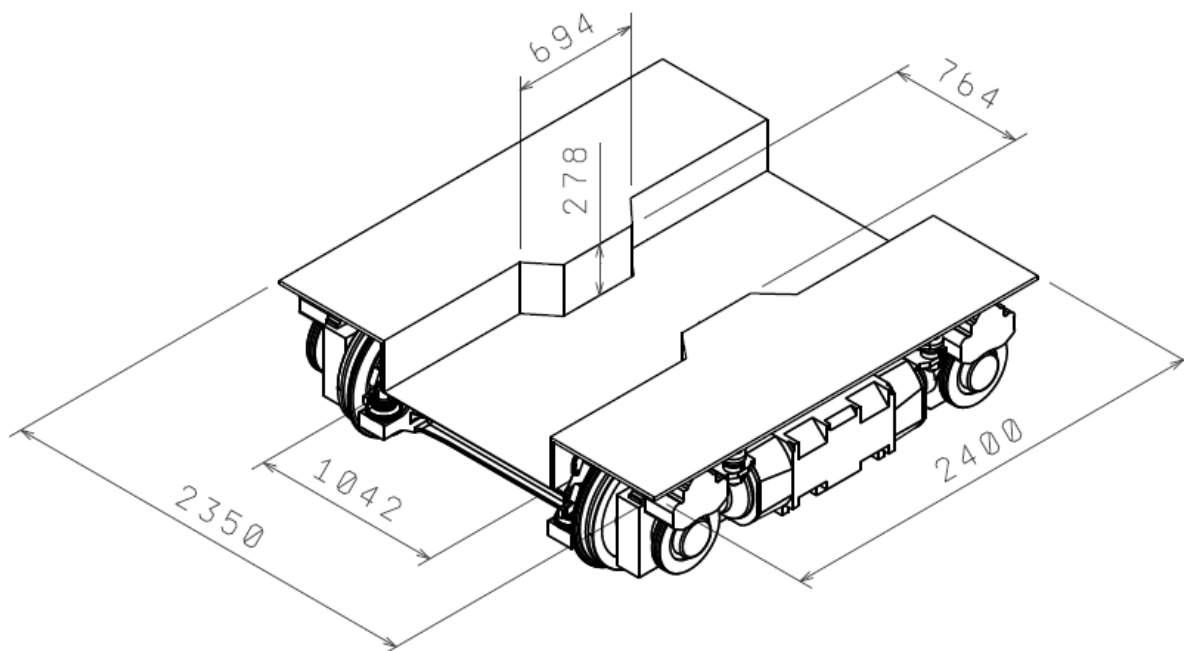
Třetí návrh využívá možnosti ponechat sekundární vypružení ve střední části podvozku stejně jako ve variantě II a rozvíjí úvahu úspory hmotnosti. Té se snažím docílit zredukováním velké konzoly pohonné jednotky pouze na dva menší nosníky (na obrázku 30 šedivé) nezbytné pro uchycení pohonné jednotky v horizontálním směru.



Obrázek 30 - Konceptní návrh III

Umístění a uchycení konzoly zůstává stejné, ale konzola už nebude na straně jako celek, bude rozdělena na dva menší nosníky. Na každém nosníku pak zůstanou dva kotvící body pro pohonnou jednotku stejně jako na původní variantě.

Zástavbové rozměry (viz obrázek 31) jsou podobné variantě II. Zde je podlaha umístěna výše kvůli kolébce.



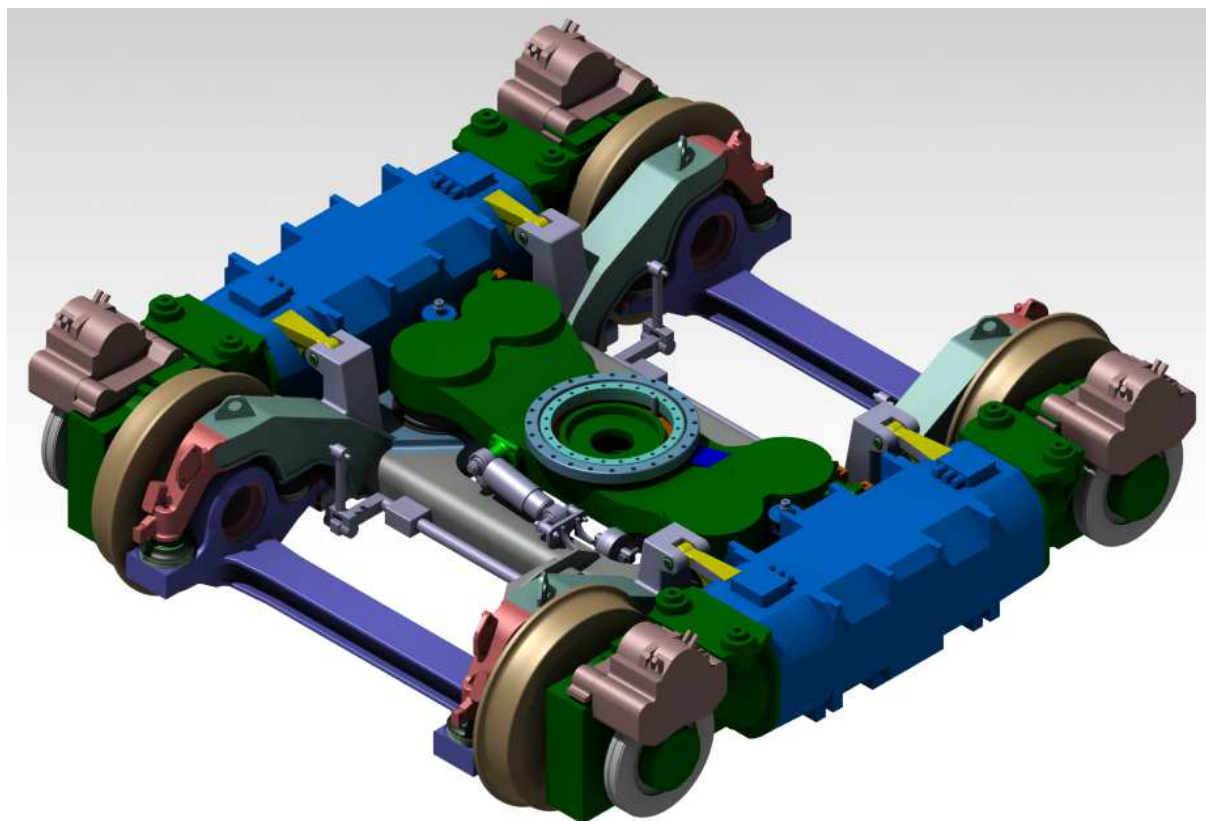
Obrázek 31 - Zástavbové rozměry koncepčního návrhu III

Ve střední části nad kolébkou bude podlaha nejvýše a bude se směrem ke kolům snižovat. Tento přechod bude řešen rampou se sklonem 1:8. Návrh rozmístění sedaček je stejný jako ve variantě II (viz obrázek 29), tedy s 14 místy k sezení.

Tato varianta přináší kromě možnosti ponechání stejného rámu pro otočný, neotočný i běžný podvozek navíc i snížení hmotnosti.

5.4. Koncepční návrh IV

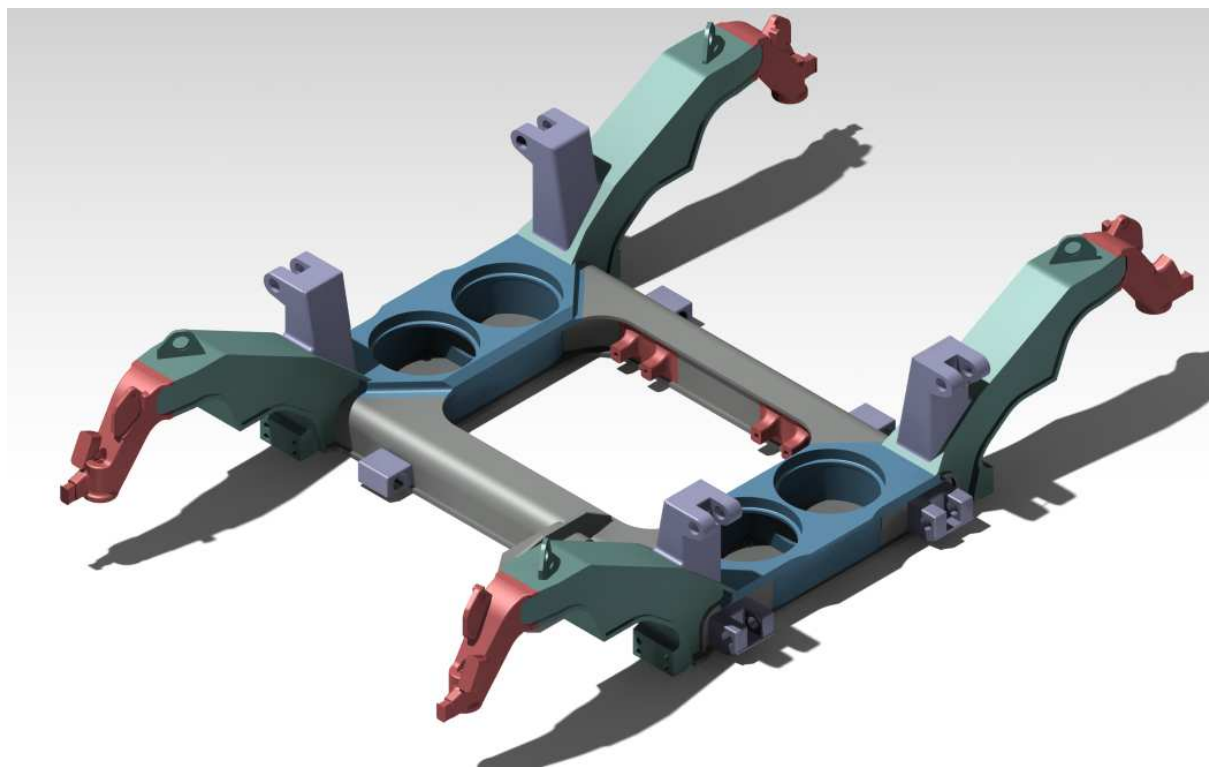
Koncepční návrh IV (viz obrázek 32) vychází z variant II a III s tím, že ponechává sekundární vypružení na stejném místě a zároveň přináší snížení hmotnosti podvozku. K realizaci tohoto záměru musí být upravena kostra motoru, neboť bude změněno uložení pohonné jednotky, která bude umístěna na čtyřech bodech vertikálně. Dále bude změněna poloha uchycení, a to blíže ke středu podvozku. To umožní nahradit velké konzoly pohonných jednotek a tím snížit hmotnost rámu podvozku.



Obrázek 32 - Konceptní návrh IV

Tato koncepce řeší i nedostatek místa k uchycení na převodovce v původní vzdálenosti, kolizi v horní části s kolem a v dolní části se zavěšením kolejnicové brzdy. Nabízela se možnost využít konzoly kolejnicových brzd, ale po konzultaci ve Škodě Transportation a.s. se ukázala tato možnost nevhodná.

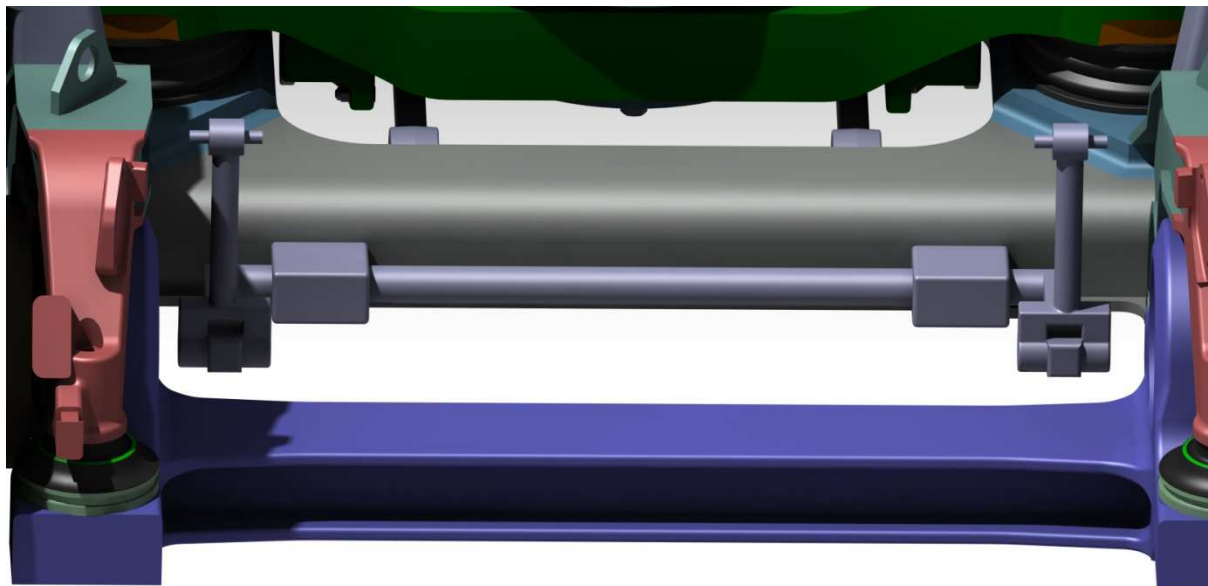
Na statoru motoru jsou čtyři kotvící ramena (na obrázku 32 zvýrazněny žlutě), které jsou vyrobeny přímo jako součást statoru motoru. Konce ramen jsou zakončeny čepy uloženými ve válcových silentblocích na nově navržených konzolách rámu podvozku. Na každé straně rámu jsou čtyři konzoly. Dvě na střední části rámu a dvě tvoří sloupky na podélnících. Upravený rám pro tuto variantu je na obrázku 33.



Obrázek 33 - Rám koncepčního návrhu IV

Nová koncepce předpokládá přesunutí torzního stabilizátoru na příčnick a jeho uchycení na rám pomocí konzol (viz obrázek 34). Je také možnost navrhnout sekundární vypružení o dostatečné příčné tuhosti, takže použití stabilizátoru by pak nebylo nutné. V následujících kapitolách se zabývám návrhem sekundárního vypružení, ale bez použití torzního stabilizátoru bych nemohl docílit nízkých hodnot frekvencí houpání a kývání skříně. Proto předpokládám použití stabilizátoru i u této varianty.

Při přemístění stabilizátoru na příčnick je možné v případě nutnosti vybavit podvozek až dvěma stabilizátory. Jeden z každé strany příčnicku.



Obrázek 34 - Uchycení torzního stabilizátoru na rámu

Varianta IV má malé zástavbové rozměry a tedy i dobré možnosti v uspořádání interiéru nad podvozkem. Zástavbové rozměry vycházejí stejné jako u varianty II (viz obrázek 28). Proto navrhuji i stejné uspořádání nad vozem (viz obrázek 29).

Tato varianta kromě snížení hmotnosti umožňuje návrh příznivých parametrů sekundárního vypružení. U otočné, neotočné i běžné varianty je možné ponechat maximum dílů používaných firmou Škoda Transportation a.s. shodných. Proto tuto variantu považuji za nejvhodnější. V příloze č. 1 je výkres pro otočný trakční podvozek a v příloze č. 2 pro neotočný trakční podvozek této varianty.

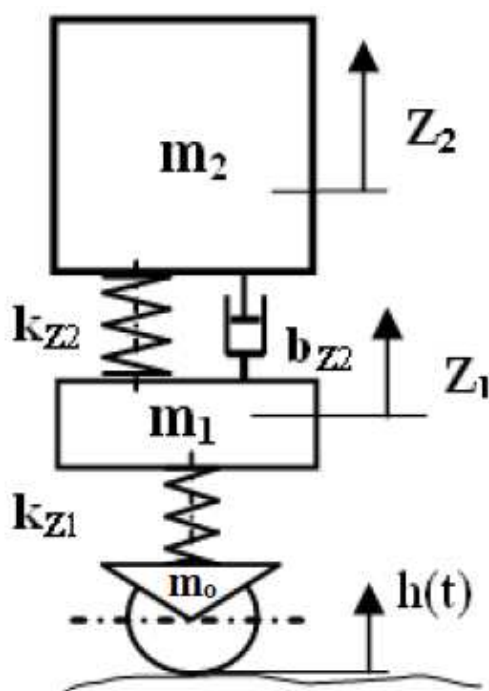
6. Návrh základních parametrů primárního a sekundárního vypružení

Primární vypružení bude realizováno pryžokovovými kónickými pružinami. Sekundární vypružení dimenzuji tak, aby se v rámci optimalizace dalo využít shodné vypružení pro všechny varianty podvozku. Vycházím z hmotností a nápravového zatížení poskytnuté firmou Škoda Transportation a.s.(viz tabulka č.1). Navrhuji čtyři pružiny na podvozek. Vždy po dvou pružinách na každé straně podvozku.

Podvozek:		trakční otočný	trakční neotočný	běžný neotočný	
m_p	Maximální hmotnost podvozku	5 000	4 900	3 200	[Kg]
$A_{0 PV}$	Nápravové zatížení při prázdném voze	6 500	6 950	6 100	[Kg]
$A_{0 stř}$	Nápravové zatížení při středním obsazení	9 250	9 900	9 650	[Kg]
$A_{0 lož}$	Maximální nápravové zatížení	10 600	11 200	11 200	[Kg]

Tabulka č. 1: Hmotnosti a nápravové zatížení

Pro předběžný návrh tuhostí vycházím ze zjednodušeného dvouhmotového modelu soustavy (viz obrázek 35), kde



Obrázek 35 - Dvouhmotová soustava [16]

- m_0 představuje neodpružené hmoty,
- m_1 prvotně odpružené hmoty,
- m_2 druhotně odpružené hmoty,
- k_{z1} tuhost primárního vypružení,
- k_{z2} tuhost sekundárního vypružení,
- b_{z2} tlumení tlumiče sekundárního vypružení,
- $h(t)$ výška kolejnice,
- z_1 stlačení pružin primárního vypružení,
- z_2 stlačení pružin sekundárního vypružení.

6.1. Stanovení tuhostí primárního a sekundárního vypružení

Před návrhem samotných pružin je nutné provést rozbor hmotností a působících sil. Při výpočtu vycházím z tabulky č. 1. Níže uvedený výpočet je proveden pro otočný trakční podvozek. Výpočet ostatních podvozků je proveden stejným způsobem. Na konci kapitoly už jen uvádím jejich výsledné hodnoty.

Druhotně odpružené hmoty prázdného vozu:

$$m_{2\text{ pv}} = 2 \cdot A_{0\text{ pv}} - m_p = 2 \cdot 6\,500 - 5\,000 = 8\,000\text{ Kg}$$

Zatížení podvozku prázdného vozu:

$$G_{\text{pv}} = 2 \cdot A_{0\text{ pv}} \cdot g = 2 \cdot 6\,500 \cdot 9,81 = 127\,530\text{ N}$$

Zatížení podvozku plného vozu

$$G_{\text{lož}} = 2 \cdot A_{0\text{ lož}} \cdot g = 2 \cdot 10\,600 \cdot 9,81 = 207\,972\text{ N}$$

Užitné zatížení:

$$G_{\text{už}} = G_{\text{lož}} - G_{\text{pv}} = 207\,972 - 127\,530 = 80\,442\text{ N}$$

Užitečná hmotnost od cestujících na jeden podvozek:

$$m_{\text{už}} = \frac{G_{\text{už}}}{g} = \frac{80\,442}{9,81} = 8\,200\text{ Kg}$$

Druhotně odpružené hmoty:

$$m_{2\text{ lož}} = \frac{G_{\text{lož}} - m_p \cdot g}{g} = \frac{207\,972 - 5\,000 \cdot 9,81}{9,81} = 16\,200\text{ Kg}$$

Minimální svislá tuhost vypružení:

$$k_{Z \min} = \frac{G_{už}}{z_u} = \frac{80\,442}{70} = 1\,149 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde z_u je užitná deformace vypružení a po konzultaci s vedoucím práce ji uvažuji 70 mm.

Optimální poměr vypružení s tlumičem v sekundárním vypružení:

$$\gamma_{2 \text{ opt.}} = \left(\frac{k_{Z1}}{k_{Z2}} \right)_{\text{opt.}} = 2 + \mu = 2 + \frac{m_1}{m_2} [-]$$

kde k_{Z1} je tuhost primárního vypružení, k_{Z2} je tuhost sekundárního vypružení. Protože hmotnost m_2 se za provozu mění, vypočítám její střední hodnotu dle:

$$m_2 = m_{2 \text{ stř}} = \frac{m_{2 \text{ PV}} + m_{2 \text{ lož}}}{2}$$

Výsledný optimální poměr tuhosti vypružení:

$$\gamma_{2 \text{ opt.}} = 2 + \frac{2 \cdot m_1}{m_{2 \text{ PV}} + m_{2 \text{ Lož}}} = 2 + \frac{2 \cdot 3\,110}{8\,000 + 16\,200} = 2,257 [-]$$

Kde m_1 hmotnost primárně odpružených hmot jsem počítal jako součet hmotností odečtených z modelu, a to rámu (1 100 Kg), pohonných jednotek (1 480 Kg), elektromagnetických a kotoučových brzd (328 Kg), tlumičů (42 Kg) a poloviny vypružení (160 Kg).

Tuhost primárního vypružení:

$$k_{Z1} \geq (1 + \gamma_{2 \text{ opt.}}) \cdot k_{Z \min} = (1 + 2,257) \cdot 1\,149 = 3\,743 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Tuhost sekundárního vypružení:

$$k_{Z2} \geq \frac{k_{Z \min} \cdot (1 + \gamma_{2 \text{ opt.}})}{\gamma_{2 \text{ opt.}}} = \frac{1\,149 \cdot (1 + 2,257)}{2,257} = 1\,658 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Vlastní frekvence souběžných kmitů skříně a podvozku prázdného vozu:

$$\begin{aligned}
 f_{1Z PV} &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1} - \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_{Z1} \cdot k_{Z2}}{m_1 \cdot m_2}}} \\
 &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,658}{2 \cdot 8\,000} + \frac{3\,743 + 1\,658}{2 \cdot 3\,110} - \sqrt{\left(\frac{1\,658}{2 \cdot 8\,000} + \frac{3\,743 + 1\,658}{2 \cdot 3\,110}\right)^2 - \frac{3\,743 \cdot 1\,658}{3\,110 \cdot 8\,000}}} \\
 &= 1,62 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

Vlastní frekvence protiběžných kmitů skříně a podvozku prázdného vozu:

$$\begin{aligned}
 f_{2Z PV} &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1} + \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_{Z1} \cdot k_{Z2}}{m_1 \cdot m_2}}} \\
 &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,658}{2 \cdot 8\,000} + \frac{3\,743 + 1\,658}{2 \cdot 3\,110} + \sqrt{\left(\frac{1\,658}{2 \cdot 8\,000} + \frac{3\,743 + 1\,658}{2 \cdot 3\,110}\right)^2 - \frac{3\,743 \cdot 1\,658}{3\,110 \cdot 8\,000}}} \\
 &= 6,83 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

Vlastní frekvence souběžných kmitů skříně a podvozku plného vozu:

$$\begin{aligned}
 f_{1Z Lož} &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1} - \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_{Z1} \cdot k_{Z2}}{m_1 \cdot m_2}}} \\
 &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,658}{2 \cdot 16\,200} + \frac{3\,743 + 1\,658}{2 \cdot 3\,110} - \sqrt{\left(\frac{1\,658}{2 \cdot 16\,200} + \frac{3\,743 + 1\,658}{2 \cdot 3\,110}\right)^2 - \frac{3\,743 \cdot 1\,658}{3\,110 \cdot 16\,200}}} \\
 &= 1,14 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

Vlastní frekvence protiběžných kmitů skříně a podvozku plného vozu:

$$f_{2Z\ Lož} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1} + \sqrt{\left(\frac{k_{Z2}}{2 \cdot m_2} + \frac{k_{Z1} + k_{Z2}}{2 \cdot m_1}\right)^2 - \frac{k_{Z1} \cdot k_{Z2}}{m_1 \cdot m_2}}}$$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\ 658}{2 \cdot 16\ 200} + \frac{3\ 743 + 1\ 658}{2 \cdot 3\ 110} + \sqrt{\left(\frac{1\ 658}{2 \cdot 16\ 200} + \frac{3\ 743 + 1\ 658}{2 \cdot 3\ 110}\right)^2 - \frac{3\ 743 \cdot 1\ 658}{3\ 110 \cdot 16\ 200}}}$$

$$= 6,73\ Hz$$

Shrnutí vypočtených hodnot pro řešené podvozky je v tabulce č.2.

Označení:	Trakční otočný p.	Trakční neotočný p.	Běžný podvozek	Jednotka
$m_{2\ pv}$	8 000	9 000	9 000	[Kg]
G_{pv}	127 530	136 359	119 682	[N]
$G_{lož}$	207 972	219 744	219 744	[N]
$G_{už}$	80 442	83 385	100 062	[N]
$m_{už}$	8 200	8 500	10 200	[Kg]
$m_{2lož}$	16 200	17 500	19 200	[Kg]
k_{Zmin}	1 149	1 191	1 429	[N · mm ⁻¹]
m_1	3 110	3 110	1630	[Kg]
$\gamma_{2opt.}$	2,257	2,235	2,116	[-]
k_{z1}	3 743	3 853	4 454	[N · mm ⁻¹]
k_{z2}	1 658	1 724	2 105	[N · mm ⁻¹]
$f_{1z\ pv}$	6,83	6,92	10,24	[Hz]
$f_{2z\ pv}$	1,62	1,56	1,72	[Hz]
$f_{1z\ lož}$	6,73	6,83	10,16	[Hz]
$f_{2z\ lož}$	1,14	1,12	1,18	[Hz]

Tabulka č. 2: Základní parametry primárního a sekundárního vypružení

Frekvence souběžných kmitů (houpání) f_{1z} by měla být v případě přepravy osob v intervalu 1-1,3 Hz (při dlouhodobém pobytu ve vozidle). U kratší doby jízdy je pak možné mít frekvence větší (do 1,8). Tento požadavek je splněn.

Frekvence protiběžných kmitů budí ohybové kmity skříně vozidla. Protože nemám k dispozici informace jaké skříně budou na podvozky instalovány a ani je nenavrhuji, neznám kmitavé tvary skříně. Mohu tedy doporučit, aby se nacházely mimo rozsah výše vypočtených hodnot a nebyly tak v rezonanci s I. ohybovými kmity skříně vozidla.

6.2. Stanovení sil působících na vypružení

Výsledná síla působící na pružinu vypružení se počítá jako síla působící od tíhy vozidla F_{stat} a k ní se přičítá síla od dynamických sil F_{dyn} , která je způsobená jízdou vozidla po nerovnostech koleje. Dynamické síly se dají také vyjádřit dynamickou přírážkou k_d , takže výsledný vztah síly působící na pružinu se dá vyjádřit jako:

$$F_{Pc} = F_{stat} + F_{dyn} = F_{stat} \cdot (1 + k_d)$$

Pro výpočet dynamické přírážky je nejdříve nutné spočítat statické sednutí pružin.

Síla působící na primární vypružení prázdného vozu:

$$F_{1PV} = m_1 \cdot g + m_{2PV} \cdot g = 3\,110 \cdot 9,81 + 8\,000 \cdot 9,81 = 108\,989 \text{ N}$$

Síla působící na sekundární vypružení prázdného vozu:

$$F_{2PV} = m_{2PV} \cdot g = 8\,000 \cdot 9,81 = 78\,480 \text{ N}$$

Součet statického sednutí pružin prázdného vozu:

$$\sum z_{stat PV} = \frac{F_{1PV}}{k_1} + \frac{F_{2PV}}{k_2} = \frac{108\,989}{3\,743} + \frac{78\,480}{1\,658} = 76,44 \text{ mm}$$

Síla působící na primární vypružení plného vozu:

$$F_{1 Lož} = m_1 \cdot g + m_{2 PV} \cdot g = 3\,110 \cdot 9,81 + 16\,200 \cdot 9,81 = 189\,431\,N$$

Síla působící na sekundární vypružení plného vozu:

$$F_{2 Lož} = m_{2 PV} \cdot g = 16\,200 \cdot 9,81 = 158\,922\,N$$

Součet statického sednutí pružin plného vozu:

$$\sum z_{stat Lož} = \frac{F_{1 PV}}{k_1} + \frac{F_{2 PV}}{k_2} = \frac{189\,431}{3\,743} + \frac{158\,922}{1\,658} = 146,44\,mm$$

Dynamická přírážka prázdného vozu pro druhotně odpružené hmoty:

$$k_{di PV} = a_2 + b \cdot \frac{0,2 \cdot v_{max} [km \cdot h^{-1}]}{\sum z_{stat} [mm]} = 0,05 + 1 \cdot \frac{0,2 \cdot 70}{76,44} = 0,23$$

kde index $i=2$ označuje druhotně vypružené hmoty, koeficient $a_2 = 0,05$, maximální rychlost uvažují $v_{max} = 70\,km \cdot h^{-1}$, $\sum z_{stat}$ je součet statického sednutí pružin a $b = 1$ je konstanta respektující počet náprav.

Dynamická přírážka plného vozu pro druhotně odpružené hmoty:

$$k_{d2 Lož} = a_2 + b \cdot \frac{0,2 \cdot v_{max} [km \cdot h^{-1}]}{\sum z_{stat} [mm]} = 0,05 + 1 \cdot \frac{0,2 \cdot 70}{146,44} = 0,15$$

Minimální síla působící na sekundární vypružení:

$$F_{2 min} = m_{2 PV} \cdot g \cdot (1 - k_{d2 PV}) = 8\,000 \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,23) = 60\,183\,N$$

Maximální síla působící na sekundární vypružení:

$$F_{2\ max} = m_{2\ Lož} \cdot g \cdot (1 - k_{d2\ Lož}) = 16\ 200 \cdot 9,81 \cdot (1 + 0,15) = 182\ 061\ N$$

Sekundární vypružení je tvořeno čtyřmi pružinami na jednom podvozku. Osová síla působící na jednu pružinu při prázdném voze:

$$F_1 = F_{PV} = \frac{F_{2\ PV}}{n_p} = \frac{78\ 480}{4} = 19\ 620\ N$$

kde n_p je počet pružin.

Osová síla na jednu pružinu při plně obsazeném voze:

$$F_{Lož} = \frac{F_{2\ Lož}}{n_p} = \frac{158\ 922}{4} = 39\ 731\ N$$

Osová síla na jednu pružinu při plně obsazeném voze s připočtením dynamické přírážky:

$$F_2 = F_{max} = \frac{F_{2\ max}}{n_p} = \frac{182\ 061}{4} = 45\ 515\ N$$

Sílu na narážce budu počítat o něco vyšší: $F_N = 46\ 000$.

Při jízdě obloukem působí na vozidlo odstředivé síly. Ty zatěžují vypružení vzniklou příčnou silou. Ta může být ještě zvýšena o vliv větru.

Zrychlení:

$$a_y = a_{ostř.} + a_{vitr} = 0,85 + 0,25 = 1,1\ m \cdot s^{-2}$$

Příčná síla působící na sekundární vypružení:

$$F_{Q\ celk} = m_{2\ Lož} \cdot a_y = 16\ 200 \cdot 1,1 = 17\ 820\ N$$

Příčná síla působící na jednu pružinu:

$$F_{Qp} = \frac{F_q}{n_p} = \frac{17\,820}{4} = 4\,455\text{ N}$$

Shrnutí vypočtených hodnot pro řešené podvozky je v tabulce č.3.

Označení:	Trakční otočný p.	Trakční neotočný p.	Běžný podvozek	Jednotka
F_{1PV}	108 989	118 799	104 280	[N]
F_{2PV}	78 480	88 290	88 290	[N]
$z_{stat PV}$	76,44	82,04	65,36	[mm]
$F_{1Lož}$	189 431	202 184	204 342	[N]
$F_{2Lož}$	158 922	171 675	188 352	[N]
$z_{stat Lož}$	146,44	152,04	135,36	[mm]
$k_{d2 PV}$	0,23	0,22	0,26	[-]
$k_{d2 Lož}$	0,15	0,14	0,15	[-]
F_{2min}	60 183	68 808	64 963	[N]
F_{2max}	182 061	196 067	217 251	[N]
F_1	19 620	22 073	22 073	[N]
$F_{Lož}$	39 731	42 919	47 088	[N]
$F_2 = F_{max}$	45 515	49 017	54 313	[N]
F_N	46 000	50 000	55 000	[N]
a_y	1,1	1,1	1,1	$[m \cdot s^{-2}]$
$F_{Q celk}$	17 820	19 250	21 120	[N]
F_{Qp}	4 455	4 813	5 280	[N]

Tabulka č. 3: Síly působící ve vypružení

7. Návrh sekundárního vypružení

Aby bylo možné použít jednotné sekundární vypružení pro všechny podvozky je nutné navrhnout vypružení tak, aby rozměrově vyhovovalo požadavkům nejmenší zástavby. Ta je u řešených podvozků u trakčního otočného podvozku. Zejména maximální průměr prostoru pro sekundární vypružení u tohoto podvozku je 236 mm. Současně s tím musí vypružení být nadimenzováno i na největší působící síly, které vycházející u neotočného běžného podvozku (viz tabulka č. 4).

	Otočný trakční podvozek	Neotočný běžný podvozek	Jednotka
F_1	19 620	22 073	[N]
F_2	45 515	54 313	[N]
F_n	46 000	55 000	[N]
$F_{lož}$	39 731	47 088	[N]

Tabulka č. 4: Síly působící na sekundární vypružení otočného trakčního a neotočného běžného podvozku

Při snaze řešit sekundární vypružení pryžokovovými prvky jsem prohlédl sortiment výrobců (např.: Contitech, Freudenberg Schwab, GMT, Trelleborg, atd.), který byl volně dostupný. Nepodařilo se mi nalézt takový element, který by splňoval všechna kritéria. Většina elementů, které vyhověly silovému zatížení, měly větší zástavbové rozměry než je možné umístit do otočné verze podvozku. V případě, že element splňoval parametry silové i rozměrové, tak nevyhovoval svojí tuhostí. Jako příklad uvádím prvek z katalogu firmy Trelleborg (viz obrázek 36). Element splňuje podmínky zatížení i rozměrové, ale tuhost 6,3 kN/mm je příliš vysoká. Jízda by se pak stala pro cestující nepříjemná.

Product Data									
DRAWING No.	DIMENSIONS (mm)			MAX LOAD Pz* (kN)	VERTICAL STIFFNESS (kN/mm)	VERTICAL DEFLECTION dz (mm)	HORIZONTAL DEFLECTION dx (mm)	Pz - dx	WEIGHT (kg)
	X	Y	Z						
17-1526	190	190	180	100	6.3	14	71	2700	13.5

Obrázek 36 - Příklad pryžokovového prvku z katalogu Trelleborg [7]

V rámci časového omezení se mi nepodařilo získat u výrobců více informací. Nevylučuji, že některý z výrobců takový prvek vyrábí. Sekundární vypružení budu řešit sadou duplexních pružin.

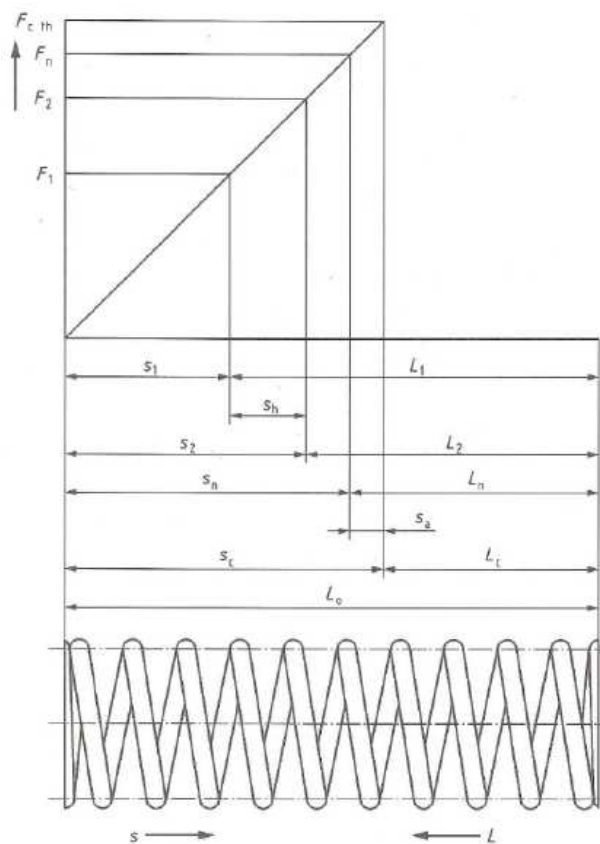
7.1. Návrh pružin dle ČSN EN 13906-1

Výpočet provádím dle vztahů z normy ČSN EN 13906-1, které jsou uvedeny níže. Číselné dosazení jako příklad výpočtu je stále pro otočný trakční podvozek. K závěru výpočtu jsou ukázány i výsledné diagramy pro největší zatížení.

Chtěl bych zmínit, že norma se nezabývá minimální vzdáleností mezi vnější a vnitřní pružinou (případně vnější pružinou a rámem). Tato minimální vzdálenost po konzultaci s vedoucím práce je stanovena na 9 mm. Vnější průměr vnější pružiny tedy může být maximálně 218 mm. Největší možný průměr vnitřní pružiny pak musí být minimálně o 18 mm menší, než vnitřní průměr vnější pružiny.

Materiál volím pružinovou ocel 14 260.8 dle ČSN EN 13 906.1 s modulem pružnosti v tahu $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a modulem pružnosti ve smyku $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Na obrázku 37 je teoretický diagram tlačné pružiny, který zobrazuje síly F působící na pružinu, změny její délky L a stlačení s . Sílu F_n uvažuji jako sílu na narážce.



- F1 – síla pružiny pod prázdným vozem
- F2 – síla pružiny pod plně obsazeným vozem
- Fn – síla pružiny při minimální přípustné délce
- Fc th – teoretická síla pružiny při pevné délce Lc pružiny Ln
- L0 – jmenovitá volná délka pružiny
- L1 – délka pružiny pod prázdným vozem
- L2 – délka pružiny pod plně obsazeným vozem
- Ln – minimální přípustná délka pružiny
- Lc – pevná délka pružiny
- s1 – stlačení pružiny pod prázdným vozem
- s2 – stlačení pružiny pod plně obsazeným vozem
- sn – stlačení pružiny, pro sílu pružiny Fn
- sc – stlačení pružiny, pro pevnou délku Lc
- sh – stlačení pružiny (zdvih) mezi dvěma polohami

Obrázek 37 - Teoretický diagram tlačné pružiny [11]

Dále je nutné rozdělit síly působící na jednu duplexní pružinu mezi vnější a vnitřní pružinu. To provedu pomocí programu excel tak, aby jejich postupné stlačení mezi jednotlivými stavy bylo stejné, výsledné rozdělení viz tabulka č. 5. Ve výpočtu budu hodnoty pro vnější pružinu označovat indexem ext a hodnoty pro vnitřní pružinu indexem int.

	Síla na dup. pružinu	Vnitřní pružina	Vnější pružina	Jednotka
F_1	19 620	6 270	13 350	[N]
F_2	45 528	14 549	30 979	[N]
F_n	46 000	14 699	31 301	[N]
$F_{lož}$	39 731	12 696	27 035	[N]

Tabulka č. 5: Rozdělení sil mezi vnější a vnitřní pružinu

7.1.1. Návrh vnější pružiny

Celkový počet závitů pružiny:

$$n_{t\ ext} = n_{ext} + 1,5 = 4,5 + 1,5 = 6 \text{ [-]}$$

kde n_{ext} je počet činných závitů pružiny.

Osová tuhost pružiny:

$$k_{o\ ext} = \frac{G \cdot d_{ext}^4}{8 \cdot D_{ext}^3 \cdot n_{ext}} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 38^4}{8 \cdot 180^3 \cdot 4,5} = 779,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde G [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je modul tuhosti, d_{ext} [mm] je průměr drátu, D_{ext} [mm] je střední průměr pružiny a n_{ext} [-] je počet činných závitů pružiny.

Minimální přípustná výška (délka) pružiny:

$$\begin{aligned} L_{n\ ext} &= L_{C\ ext} + s_{a\ ext} = (n_{t\ ext} - 0,3) \cdot d_{ext} + 0,04 \cdot n_{ext} \cdot (D_{ext} + d_{ext}) \\ &= (6 - 0,3) \cdot 38 + 0,04 \cdot 4,5 \cdot (180 + 38) = 255,84 \text{ mm} \end{aligned}$$

Výška (délka) pružiny pod prázdným vozem:

$$L_{1\ ext} = L_{n\ ext} + |s_{\max\ ext}| = L_{n\ ext} + \left| \frac{F_{1\ ext} - F_{n\ ext}}{k_{o\ ext}} \right| = 255,84 + \left| \frac{13\ 350 - 31\ 301}{779,6} \right|$$

$$= 278,86\ mm$$

Hodnota s_{\max} je v absolutní hodnotě, protože stlačení s a délka pružiny L mají jinou orientaci kladného směru (viz obrázek 37).

Volná výška (délka) pružiny:

$$L_{o\ ext} = \frac{F_{1\ ext}}{k_{o\ ext}} + L_{1\ ext} = \frac{13\ 350}{779,6} + 278,86 = 295,99\ mm$$

Výška (délka) pružiny pod plně obsazeným vozem (při statickém zatížení od plně obsazeného vozu):

$$L_{Lož\ ext} = L_{o\ ext} - \frac{F_{Lož\ ext}}{k_{o\ ext}} = 295,99 - \frac{27\ 035}{779,6} = 261,31\ mm$$

Výška (délka) pružiny pod maximálně zatíženým vozem:

$$L_{2\ ext} = L_{o\ ext} - \frac{F_{2\ ext}}{k_{o\ ext}} = 295,99 - \frac{30\ 979}{779,6} = 256,25\ mm$$

Na obrázku 38 uvádím část z výpočtového programu excel pro vnější pružinu. Mimo výše již ukázané hodnoty jsou zde i další vypočtené hodnoty, jako například tečné napětí, stlačení, atd.

Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1			
Střední průměr pružiny	D =	180	mm
Průměr drátu	d	38	mm
Počet činných závitů	n	4,5	
Celkový počet závitů		6	
Modul pružnosti ve smyku	G	7,85E+04	N/mm ²
Modul pružnosti v tahu	E	2,06E+05	N/mm ²
Délka (výška) pružiny pod F _{pv}	L ₁	278,86	mm
Maxim. příčná výchylka	y _{max}	20	mm
Dynamická přírážka	k _{dyn}	0,23	
Síla na pružinu pod F _{pv}	F1	13 350	N
Síla na pružinu ložený	Flož =	27 035	N
Síla na pružinu pod F _{max}	F2 =	30 979	N
Síla na pružinu na narážce	Fn =	31 301	N
Maxim. stlačení pružiny s _{max} = L ₁ -L		23,02	mm
Volná délka pružiny	L ₀	295,99	mm
Délka (výška) pružiny pod F _{pv}	L ₁	278,864295	
Délka (výška) pružiny pod F _{lož}		261,31	mm
Délka (výška) pružiny pod F _{max}		256,25	mm
Délka (výška) pružiny na narážce		255,84	mm
Skutečný součet minim. mezer s _w		39,24	mm
Pevná délka (výška) pružiny L _c		216,6	mm
Korekční součinitel	k =	1,3135	
Osová tuhost pružiny	k ₀ =	779,62	N/mm
Štíhlostní poměr	λ =	1,644	
Poissonova konstanta	μ =	0,381	
Koeficient ulož. pružiny	v =	0,70	
Limitní hodnoty - vnější průměr D_w = 235 mm			
Skutečný vnější průměr	D _w =	218	mm
Skutečný vnitřní průměr	D _i =	142	mm
Mezní vzpěrné stlačení	S _w =	222	mm
Navržená pružina			
	F _{max}	v ² Lo/D=	1,151 1,151
	F _{pv}	s/Lo=	0,136 0,058
Požadované délkové (výškové) rozměry šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:			
	L ₀ =	295,99	mm
	L ₁ =	278,86	mm
	L _{lož} =	261,31	mm
	L ₂ =	256,25	mm
	L _n =	255,84	mm
	S _w =	39,24	mm
	L _c =	216,60	mm

Výpočet sil a napětí dle ČSN EN 13 906-1				Korigované tečné napětí - pouze od Fz				Korigované tečné napětí - Fz + Fy					
	příčná tuhost	Max. příčná síla	Maximální svislá síla	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	celkové stlačení	stlačení
	N/mm	N	F _{ko} [N]	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _m N/mm ²	τ _a N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _{ko} N/mm ²	τ _m N/mm ²	τ _a N/mm ²	s [mm]	su [mm]
Prázdný vůz - F _{pv}	671,6	13 432	16 421	180,2	112,8	146,5	33,7	442,8	277,2	360,0	82,8	17,12	0,00
Plně ložený F _{lož}	681,9	13 639	33 253	364,9	228,4	296,6	68,2	633,8	396,8	515,3	118,5	34,68	17,55
Maximální síla F _{max}	685,3	13 707	30 979	339,9				560,0				39,74	22,61
Na pevné narážce	685,6	13 712	31 301	343,4				563,7				40,15	23,02

Obrázek 38 - Výpis z výpočtu vnější pružiny

7.1.2. Návrh vnitřní pružiny

Celkový počet závitů pružiny:

$$n_{t \text{ int}} = n_{int} + 1,5 = 7,5 + 1,5 = 9 [-]$$

kde n_{int} je počet činných závitů pružiny.

Osová tuhost pružiny:

$$k_{o\ int} = \frac{G \cdot d_{int}^4}{8 \cdot D_{int}^3 \cdot n_{int}} = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 23^4}{8 \cdot 100^3 \cdot 7,5} = 366,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde G [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je modul tuhosti, d_{int} [mm] je průměr drátu, D_{int} [mm] je střední průměr pružiny a n_{int} [-] je počet činných závitů pružiny.

Minimální přípustná výška (délka) pružiny:

$$\begin{aligned} L_{n\ int} &= L_{C\ int} + s_{a\ int} = (n_{t\ int} - 0,3) \cdot d_{int} + 0,04 \cdot n_{int} \cdot (D_{int} + d_{int}) \\ &= (9 - 0,3) \cdot 23 + 0,04 \cdot 4,5 \cdot (100 + 23) = 237 \text{ mm} \end{aligned}$$

Výška (délka) pružiny pod prázdným vozem:

$$\begin{aligned} L_{1\ int} &= L_{n\ int} + |s_{\max\ int}| = L_{n\ int} + \left| \frac{F_{1\ int} - F_{n\ int}}{k_{o\ int}} \right| = 237 + \left| \frac{6\ 270 - 14\ 699}{366,1} \right| \\ &= 260,02 \text{ mm} \end{aligned}$$

Volná výška (délka) pružiny:

$$L_{o\ int} = \frac{F_{1\ int}}{k_{o\ int}} + L_{1\ int} = \frac{6\ 270}{366,1} + 260,02 = 277,15 \text{ mm}$$

Výška pružiny pod plně obsazeným vozem (při statickém zatížení od plně obsazeného vozu):

$$L_{Lož\ int} = L_{o\ int} - \frac{F_{Lož\ int}}{k_{o\ int}} = 277,15 - \frac{12\ 696}{366,1} = 242,47 \text{ mm}$$

Výška (délka) pružiny pod maximálně zatíženým vozem:

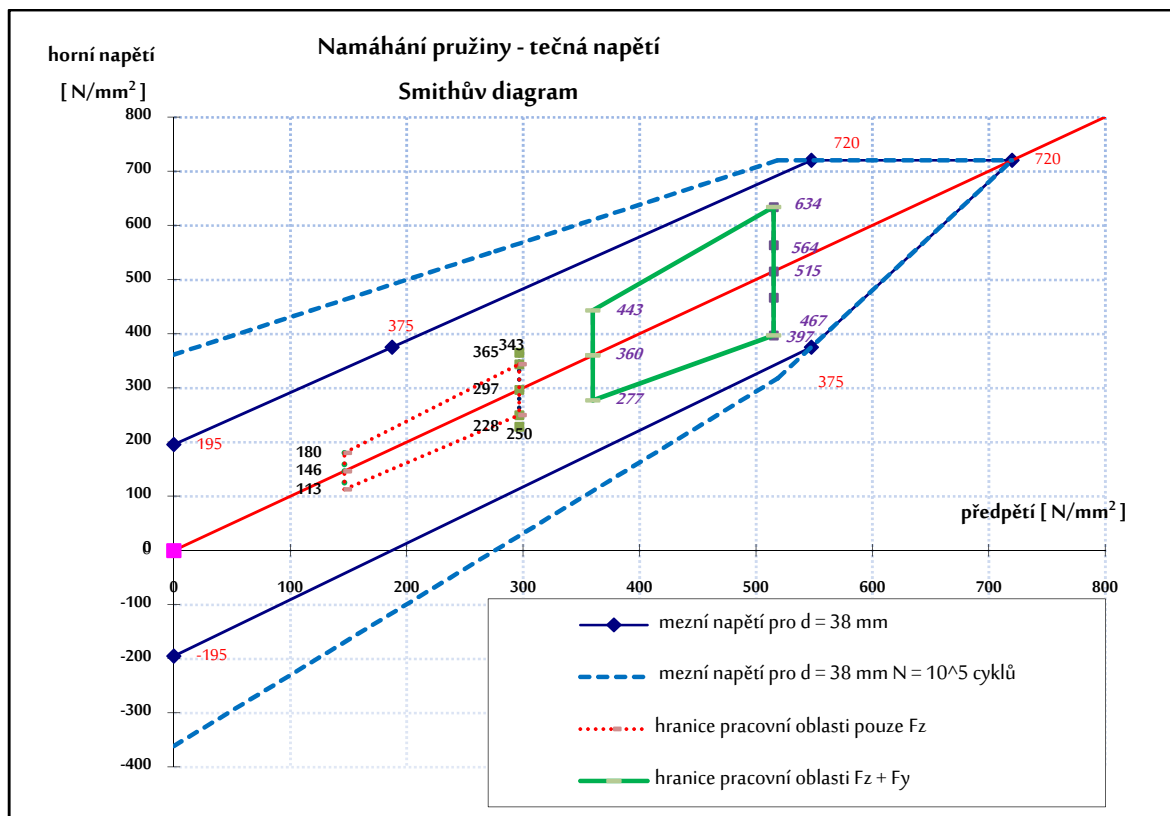
$$L_{2\ int} = L_{o\ int} - \frac{F_{2\ int}}{k_{o\ int}} = 277,15 - \frac{14\ 549}{366,1} = 237,41 \text{ mm}$$

Na obrázku 39 uvádím část z výpočtového programu excel pro vnitřní pružinu. Mimo výše již ukázané hodnoty jsou zde i další vypočtené hodnoty, jako například tečné napětí, stlačení, atd.

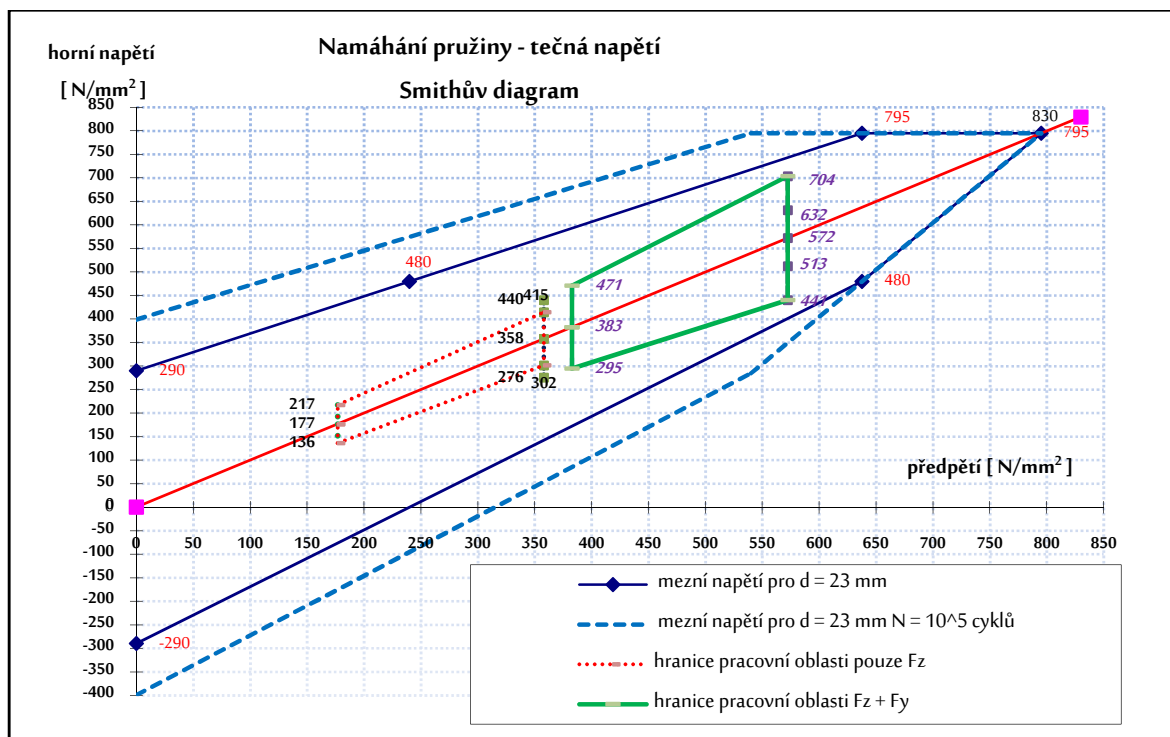
Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1													
Střední průměr pružiny	D	100	mm	Korekční součinitel	k	1,3474							
Průměr drátu	d	23	mm	Osová tuhost pružiny	k_0	366,1	N/mm						
Počet činných závitů	n	7,5		Štíhlostní poměr	λ	2,771							
Celkový počet závitů		9		Poissonova konstanta	μ	0,381							
Modul pružnosti ve smyku	G	7,85E+04	N/mm ²	Koeficient uloř. pružiny	ν	0,70							
Modul pružnosti v tahu	E	2,06E+05	N/mm ²	Limitní hodnoty - vnější průměr $D_{a2} = 124$ mm									
Délka (výška) pružiny pod F_{PV}	L_1	260,02	mm	Skutečný vnější průměr	D_e	123	mm						
Maxim. příčná výchylka	Y_{max}	20	mm	Skutečný vnitřní průměr	D_i	77	mm						
Dynamická přirážka	k_{dyn}	0,23		Mezní vzpěrné stlačení	S_k	208	mm						
Síla na pružinu pod F_{PV}	F_1	6 270	N	Navržená pružina									
Síla na pružinu ložený	$F_{lož}$	12 696	N	F_{max}	$\nu \cdot L_0 / D =$	1,940	1,940						
Síla na pružinu pod F_{max}	F_2	14 549	N	F_{PV}	$s / L_0 =$	0,145	0,062						
Síla na pružinu na narážce	F_n	14 699	N	Požadované délkové (výškové) rozměry									
Maxim. stlačení pružiny $s_{max} = L_1 - L$		23,02	mm	šroubovitě válcové pružiny podle ČSN EN 13906-1:									
Volná délka pružiny	L_0	277,15	mm	L_0	277,15	mm							
Délka (výška) pružiny pod F_{PV}	L_1	260,024236		L_1	260,02	mm							
Délka (výška) pružiny pod $F_{lož}$		242,47	mm	$L_{lož}$	242,47	mm							
Délka (výška) pružiny pod F_{max}		237,41	mm	L_2	237,41	mm							
Délka (výška) pružiny na narážce		237,00	mm	L_n	237,00	mm							
Skutečný součet minim. mezer s_w		36,90	mm	S_w	36,90	mm							
Pevná délka (výška) pružiny L_2		200,1	mm	L_c	200,10	mm							
Výpočet sil a napětí dle ČSN EN 13 906-1				Korigované tečné napětí - pouze od Fz				Korigované tečné napětí - Fz + Fy					
	příčná tuhost	Max. příčná síla	Maximální svislá síla	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	celkové stlačení	stlačení
	N/mm	N	F_{K0} [N]	τ_{K0} N/mm ²	τ_{K1} N/mm ²	τ_{K2} N/mm ²	τ_a N/mm ²	τ_{K0} N/mm ²	τ_{K1} N/mm ²	τ_{K2} N/mm ²	τ_a N/mm ²	s [mm]	su [mm]
Prázdný vůz - F_{PV}	127,6	2 553	7 712	217,5	136,1	176,8	40,7	470,8	294,8	382,8	88,0	17,12	0,00
Plně ložený $F_{lož}$	115,2	2 304	15 616	440,4	275,7	358,0	82,3	703,8	440,6	572,2	131,6	34,88	17,55
Maximální síla F_{max}	111,4	2 228	14 549	410,3				627,1				39,74	22,61
Na pevné narážce	111,1	2 222	14 699	414,5				631,5				40,15	23,02

Obrázek 39 - Výpis z výpočtu vnitřní pružiny

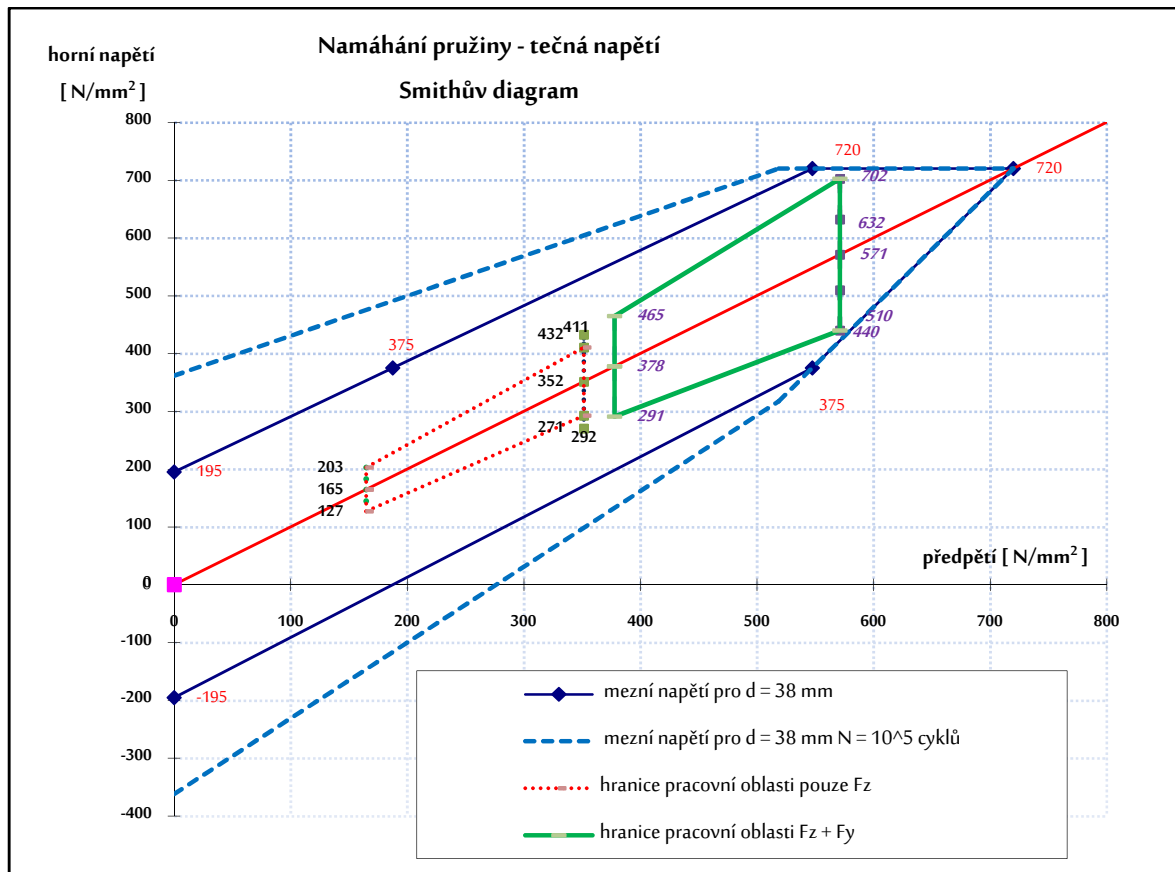
S výše vypočtenými hodnotami již mohu vynést parametry pružin do grafů hodnotících cyklické namáhání. Ve výpočtním programu jsou vyneseny do Goodmanova a Smithova diagramu. Zde uvedu Smithův diagram pro vnější a vnitřní pružinu trakčního otočného podvozku i pro běžný podvozek, kde působí největší síly. V normě jsou udány hodnoty pro $2 \cdot 10^6$ cyklů pro průměry 10, 15, 25, 35 a 50 mm. Lineární interpolací jsem dopočetl linie pro navrhované průměry.



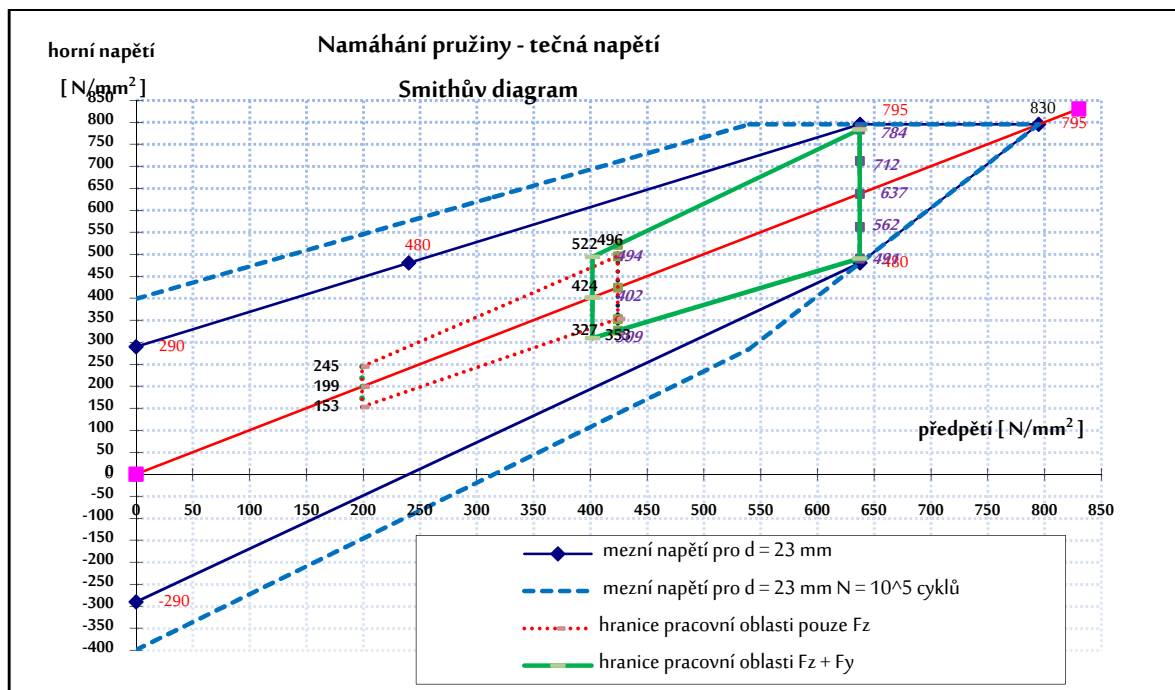
Obrázek 40 - Smithův diagram pro vnější pružinu trakčního otočného podvozku



Obrázek 41 - Smithův diagram pro vnitřní pružinu trakčního otočného podvozku



Obrázek 42 - Smithův diagram pro vnější pružinu běžného podvozku



Obrázek 43 - Smithův diagram pro vnitřní pružinu běžného podvozku

Horizontální ohraničení představuje statické omezení, zatímco skloněné ohraničení je dynamické omezení. To lze překročit, ale v tom případně bude zkrácena životnost pružiny. Červená tečkovaná oblast představuje jízdu tramvaje po přímé části tratě, kdy na tramvaj nepůsobí příčná síla, ale pouze svislé zatížení. Zelená oblast představuje jízdu tramvaje v oblouku, kdy na tramvaj působí svislé i příčné zatížení.

Obě pružiny vyhovují i největšímu zatížení. U běžného podvozku (největší zatížení) jsem se snažil co nejvíce přiblížit statickému omezení ze dvou důvodů. Výpočet počítá s pružinou vetknutou na obou koncích, tedy výsledná rezerva od statické linie je u navržených pružin ve skutečnosti o něco vyšší než je uvedeno. Dále jsem se snažil navrhnout pružiny tak, aby byl materiál pružin pokud možno maximálně využit. Jejich základní parametry jsou shrnuty v tabulce č. 6.

Výsledky výpočtu duplexních šroubovitých pružin dle ČSN EN 13 906-1			
Veličina		vnější pružina	vnitřní pružina
Střední průměr pružiny	D =	180 mm	100 mm
Průměr drátu	d =	38 mm	23 mm
Vnější průměr pružiny	D _a =	218 mm	123 mm
Vnitřní průměr pružiny	D _i =	142 mm	77 mm
Počet činných závitů	n =	4,50	7,5
Celkový počet závitů	n _c =	6,00	9
Modul pružnosti ve smyku	G =	78 500 N/mm ²	78 500 N/mm ²
Modul pružnosti v tahu	E =	206 000 N/mm ²	206 000 N/mm ²
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ =	279 mm	260,0242 mm
Maximální příčná výchylka	y _{max} =	20 mm	20 mm
Osová tuhost pružin	k ₀ =	779,6 N/mm	366,1 N/mm
Síla na pružinu pod F _{PV}	F1 =	13 350 N	6 270 N
Síla na pružinu ložený	F _{lož} =	27 035 N	12 696 N
Síla na pružinu pod F _{max}	F2 =	30 979 N	14 549 N
Síla na pružinu na narážce	F _n =	31 301 N	14 699 N
Maxim. stlačení pružiny	s _{max} = L ₁ -L _n	23,0 mm	23,0 mm
Volná délka pružiny	L ₀ =	296,0 mm	277,1 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{PV}	L ₁ =	278,9 mm	260,0 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{lož}	L _{lož} =	261,3 mm	242,5 mm
Délka (výška) pružiny pod F _{max}	L ₂ =	256,3 mm	237,4 mm
Délka (výška) pružiny na narážce	L _n =	255,8 mm	237,0 mm
Skutečný součet minim. mezer	s _a =	39,2 mm	36,9 mm
Pevná délka (výška) pružiny	L _c =	216,6 mm	200,1 mm

Tabulka č. 6: Výsledky výpočtu duplexní pružiny

7.2. Kontrola pružin

Kontrolní výpočty budou prováděny na torzní namáhání, překlopení a vzpěrnou stabilitu pružiny.

7.2.1. Kontrola vnější pružiny

Maximální nekorigované torzní namáhání:

$$\begin{aligned}\tau_{\max ext} &= \frac{8 \cdot (1 + k_{d2 Lož ext})}{\pi \cdot d_{ext}^3} \cdot [F_{Lož ext} \cdot (D_{ext} + s_Q) + F_{Q ext} \cdot (L_{Lož ext} - d_{ext})] \\ &= \frac{8 \cdot (1 + 0,15)}{\pi \cdot 38^3} \cdot [27\,035 \cdot (180 + 20) + 13\,639 \cdot (261,31 - 38)] \\ &= 449,39 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}\end{aligned}$$

kde $k_{d2 Lož}$ je dynamická přírážka plně obsazeného vozu, d_{ext} [mm] je průměr drátu, $L_{Lož ext}$ [N] je síla na pružinu pod plně obsazeným vozem, D_{ext} [mm] je střední průměr pružiny, s_Q [mm] je maximální obecná příčná výchylka, $F_{Q ext}$ [N] je příčná síla působící na pružinu a $L_{Lož}$ [mm] je výška (délka) pružiny pod plně obsazeným vozem.

Korigované torzní namáhání:

$$\tau_{k ext} = k \cdot \tau_{\max ext} = 1,2 \cdot 449,39 = 539,26 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

kde k [-] je součinitel koncentrace napětí

Kontrola na překlopení:

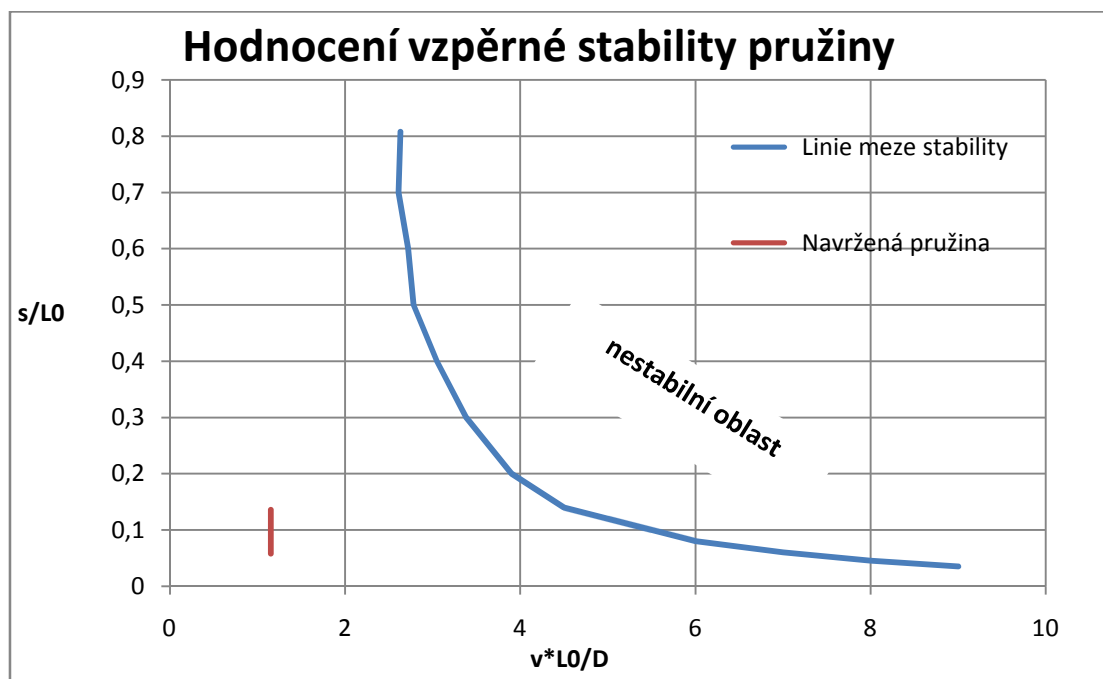
$$F_{Q ext} \cdot \frac{L_{1 ext}}{2} \leq F_{n ext} \cdot \frac{D_{ext} - s_Q}{2}$$

$$13\,639 \cdot \frac{278,87}{2} \leq 31\,301 \cdot \frac{180 - 20}{2}$$

$$1\,901\,721 \leq 2\,504\,080$$

$F_{Q\ ext}[N]$ je příčná síla působící na pružinu $L_{1\ ext}$ [mm] je výška (délka) pružiny pod prázdným vozem, $F_{n\ ext}$ [N] je síla na narážce, D_{ext} [mm] je střední průměr pružiny a s_Q [mm] je maximální příčná obecná výchylka

Vzpěrná stabilita vnější pružiny:



Obrázek 44 - Vzpěrná stabilita vnější pružiny

7.2.2. Kontrola vnitřní pružiny

Maximální nekorigované torzní namáhání:

$$\begin{aligned} \tau_{\max\ int} &= \frac{8 \cdot (1 + k_{d2\ Lož\ int})}{\pi \cdot d_{int}^3} \cdot [F_{Lož\ int} \cdot (D_{int} + s_Q) + F_{Q\ int} \cdot (L_{Lož\ int} - d_{int})] \\ &= \frac{8 \cdot (1 + 0,14)}{\pi \cdot 23^3} \cdot [12\ 696 \cdot (100 + 20) + 2\ 304 \cdot (242,47 - 23)] = 485,04 \end{aligned}$$

kde $k_{d2\ Lož\ int}$ je dynamická přírážka plně obsazeného vozu, d_{int} [mm] je průměr drátu, $L_{Lož\ int}$ [N] je síla na pružinu pod plně obsazeným, D_{int} [mm] je střední průměr pružiny, s_Q [mm] je maximální obecná příčná výchylka, $F_{Q\ int}$ [N] je příčná síla působící na pružinu a $L_{Lož\ int}$ [mm] je výška (délka) pružiny pod plně obsazeným vozem.

Korigované torzní namáhání:

$$\tau_{k\ int} = k \cdot \tau_{\max\ int} = 1,2 \cdot 485,04 = 582,04\ N \cdot mm^{-2}$$

kde k [-] je součinitel koncentrace napětí.

Kontrola na překlopení:

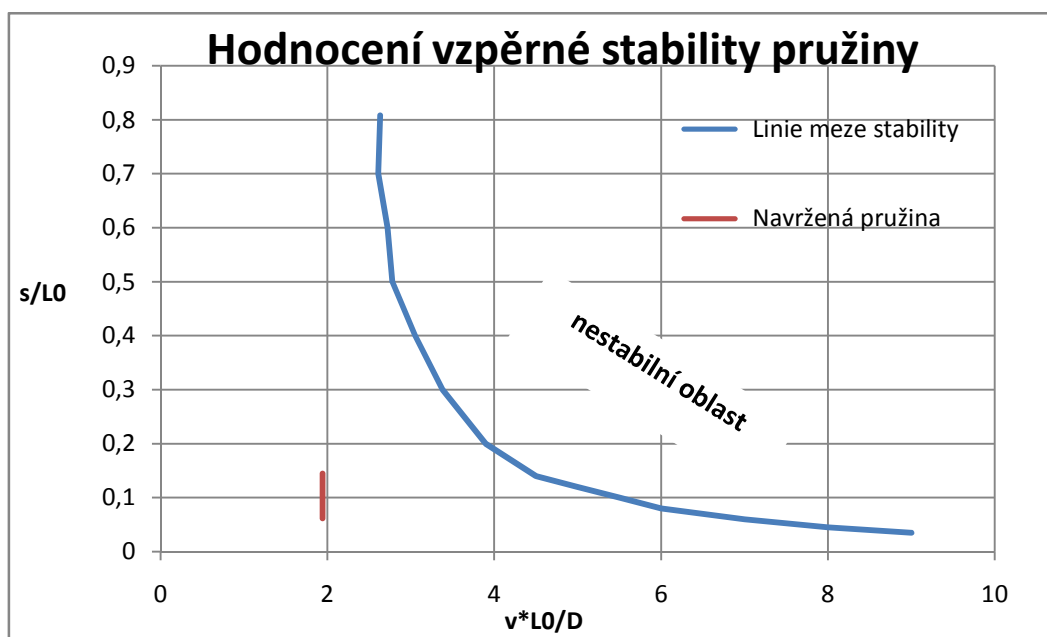
$$F_{Q\ int} \cdot \frac{L_{1\ int}}{2} \leq F_{n\ int} \cdot \frac{D_{int} - s_Q}{2}$$

$$2\ 304 \cdot \frac{260}{2} \leq 14\ 699 \cdot \frac{100 - 20}{2}$$

$$299\ 545 \leq 587\ 960$$

$F_{Q\ int}$ [N] je příčná síla působící na pružinu $L_{1\ int}$ [mm] je výška (délka) pružiny pod prázdným vozem, $F_{n\ int}$ [N] je síla na narážce, D_{int} [mm] je střední průměr pružiny a s_Q [mm] je maximální příčná obecná výchylka.

Vzpěrná stabilita vnitřní pružiny:



Obrázek 45 - Vzpěrná stabilita vnitřní pružiny

Vypočet kontrolního trnu a kontrolního pouzdra vnější a vnitřní pružiny:

Vnější pružina:

Průměr kontrolního trnu vnější pružiny:

$$D_{KT\ ext} = 0,99 \cdot D_{i\ min\ ext} = 0,99 \cdot 141,5 = 140,09\ mm$$

$$\text{kde } D_{i\ min\ ext} = D_{e\ ext} - 2 \cdot d_{ext} - 0,5 = 218 - 2 \cdot 38 - 0,5 = 141,5\ mm$$

Průměr kontrolního pouzdra vnější pružiny:

$$D_{KP\ ext} = 1,02 \cdot D_{e\ max\ ext} = 1,02 \cdot 218 = 222,87\ mm$$

$$D_{e\ max\ ext} = D_{e\ ext} + 0,5 = 218 + 0,5 = 218,5\ mm$$

Vnitřní pružina:

Průměr kontrolního trnu vnitřní pružiny:

$$D_{KT\ int} = 0,99 \cdot D_{i\ min\ int} = 0,99 \cdot 76,5 = 75,74\ mm$$

$$\text{kde } D_{i\ min\ int} = D_{e\ int} - 2 \cdot d_{int} - 0,5 = 123 - 2 \cdot 23 - 0,5 = 76,5\ mm$$

Průměr kontrolního pouzdra vnitřní pružiny:

$$D_{KP\ int} = 1,02 \cdot D_{e\ max\ int} = 1,02 \cdot 123,5 = 125,97\ mm$$

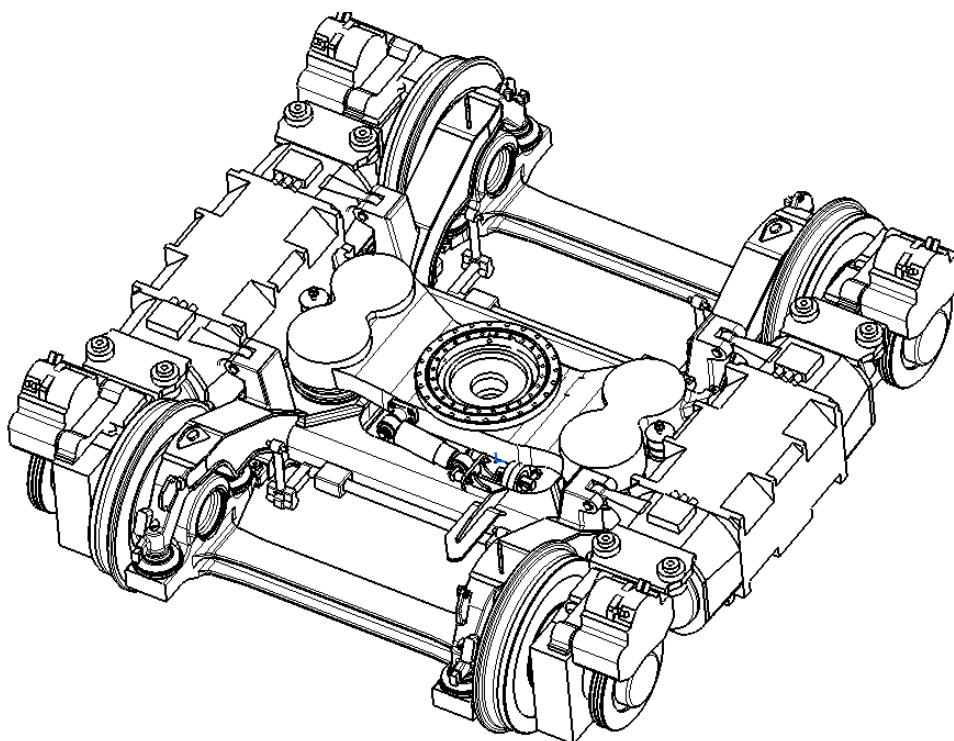
$$\text{kde } D_{e\ max\ int} = D_{e\ int} + 0,5 = 123 + 0,5 = 123,5\ mm$$

Navrhnuté duplexní pružiny vykazují příznivé frekvence houpání. Pevnostně splňují všechny kontrolní výpočty a rozměrově splňují zástavbové nároky. Výkres sekundárního vypružení je součástí práce jako příloha č. 3.

8. Závěr

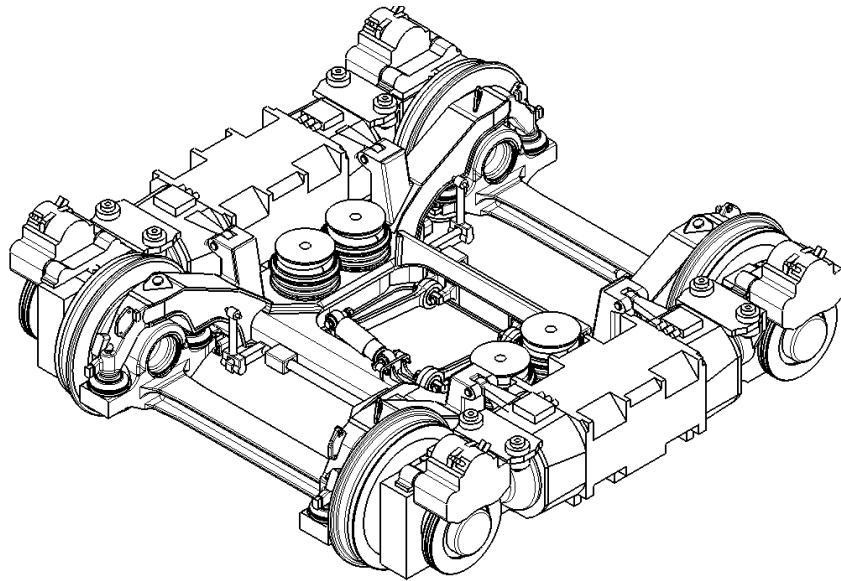
Cílem práce bylo provést projektovou studii podvozků pro nízkopodlažní tramvaje od společnosti Škoda Transportation a.s. a zároveň analyzovat možná koncepční řešení, aby bylo možné na stejné platformě vytvořit trakční otočnou, neotočnou i běžnou variantu podvozku.

V diplomové práci jsou uvedena čtyři koncepční řešení vycházející z úpravy rámu. Jsou ponechány dílčí konstrukční skupiny podvozku dle zadání. Nejlepší optimalizace jsem dosáhl v koncepčním návrhu IV. Návrh přináší úsporu hmotnosti, malé zástavbové rozměry a tím dobré možnosti v uspořádání interiéru nad podvozkem a také návrh příznivých vlastností sekundárního vypružení. Podvozek je možné vybavit až dvěma torzními stabilizátory.

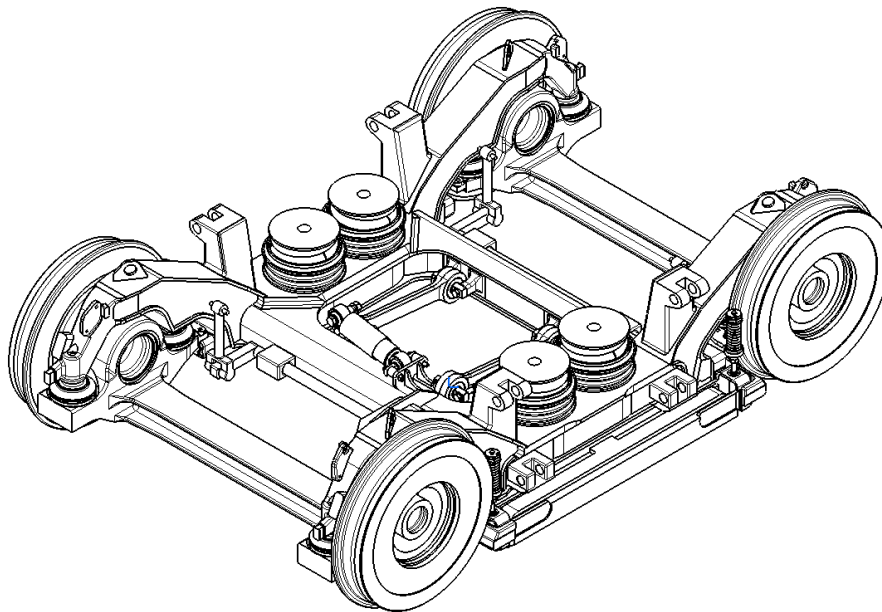


Obrázek 46 - Konečná varianta otočného trakčního podvozku

Výsledný návrh podvozku v otočné trakční variantě je na obrázku 46 a v neotočné trakční variantě na obrázku 47. Ty jsou zdokumentovány ve výkresech (příloha I a příloha II). Na obrázku 48 je pak znázorněna běžná varianta podvozku (na obrázku bez modelu kotoučové brzdy).



Obrázek 47 - Konečná varianta neotočného trakčního podvozku



Obrázek 48 - Konečná varianta běžného podvozku

Domnívám se, že zadání diplomové práce, to je ponechání stávajících komponent, omezuje možnost výrazně zvýšit optimalizaci. Pokud by nebyla stanovena podmínka zachování určitých komponent, viděl bych možnost budoucí optimalizace například ve vedení dvojkolí kyvnými rameny. Dále v užití jednoho synchronního motoru s permanentními magnety místo spojení dvou asynchronních motorů.

Provedl jsem návrh základních parametrů primárního a sekundárního vypružení. Přestože všechny podvozky jsou rozdílně zatížené, navrhl jsem sekundární vypružení tak, aby ho bylo možné použít pro všechny varianty. Základním prvkem sekundárního vypružení je duplexní pružina. Optimalizací parametrů vypružení jsem dosáhl nízkých hodnot frekvencí houpání skříně, které mají příznivý vliv na pohodlí cestujících během jízdy.

Úpravy provedené na rámu jsem řešil jako koncepční možnosti a není provedena pevnostní analýza. Tím se do budoucna nabízí možnost provést pevnostní analýzu například metodou konečných prvků.

9. Použitá literatura

- [1] Kolář J., Přednášky Pohony kolejových vozidel ČVUT 2011. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211073-Pohony_kolejovych_vozidel/
- [2] Produktový leták Inekon
- [3] Sdružení dopravních podniků ČR [online]. [cit. 10-12-2017].Dostupné z: http://www.sdp-cr.cz/WD_FileDownload.ashx?wd_systemtypeid=34&wd_pk=WzcyNyxbMzB dXQ%3D%3D
- [4] Produktový leták Bombardier
- [5] Produktový leták Siemens
- [6] Produktový leták Škoda Transportation a.s.
- [7] Produktový leták Trelleborg
- [8] Podklady od Škoda Transportation a.s.
- [9] Zákon č. 266/1994 Sb., o dráhách. Sbírka zákonů. 2014.
- [10] Vyhláška MD č. 173/1995 Sb., kterou se vydává dopravní řád drah. Sbírka zákonů. 2015
- [11] ČSN EN 13906-1 – Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu – Výpočet a konstrukce – Část 1: Tlačné pružiny.
- [12] ČSN EN 13749 Železniční aplikace: dvojkolí a podvozky. Metody specifikování požadavků na rámy podvozků
- [13] ČSN 28 1300 Tramvajové vozy

- [14] ČSN 28 0337 Obrys pro tramvajová vozidla
- [15] KOLÁŘ, Josef. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5
- [16] Kolář J., Přednášky Teorie vozidel ČVUT 2015. Dostupné z:
https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211054-Teorie_vozidel/
- [17] DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7

10. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Podvozek tramvaje Urbos 3 [1].....	10
Obrázek 2 - Podvozek tramvaje Superior [2].....	11
Obrázek 3 - Podvozek iXége [1]	12
Obrázek 4 - Nový podvozek Citadis [1].....	13
Obrázek 5 - Krajní podvozek tramvaje Škoda 15T [3]	14
Obrázek 6 - Prostřední podvozek tramvaje Škoda 15T [3].....	14
Obrázek 7 - Rozmístění podvozků tramvaje Škoda 15T [1].....	15
Obrázek 8 - Podvozek tramvaje GT6N [1]	16
Obrázek 9 - Podvozek tramvaje Incentro [4]	16
Obrázek 10 - Podvozek tramvaje Flexcity [4].....	17
Obrázek 11 - Podvozek tramvaje Flexity 2 [4]	18
Obrázek 12 - Podvozek tramvaje Combino [5].....	19
Obrázek 13 - Podvozek tramvaje Solaris Tramino S 105p [12].....	19
Obrázek 14 - Podvozek tramvaje 26T [6]	20
Obrázek 15 - Spodní vymezení obrysu v přímé koleji [14]	24
Obrázek 16 - Přehled řešených podvozků [8]	25
Obrázek 17 - Nápravnice s koly	26
Obrázek 18 - Pohonná jednotka	27
Obrázek 19 - Otočný trakční podvozek [8].....	28
Obrázek 20 - Rám podvozku.....	29
Obrázek 21 - Neotočný trakční podvozek [8]	30
Obrázek 22 - Běžné podvozky [8].....	31
Obrázek 23 - Koncepční návrh I: otočná varianta.....	32
Obrázek 24 - Koncepční návrh I: neotočná varianta.....	33
Obrázek 25 - Zástavbové rozměry koncepčního návrhu I	34

Obrázek 26 - Návrh uspořádání interiéru koncepčního návrhu I.....	34
Obrázek 27 - Koncepční návrh II.....	35
Obrázek 28 - Zástavbové rozměry koncepčního návrhu II.....	36
Obrázek 29 - Návrh uspořádání interiéru koncepčního návrhu II.....	36
Obrázek 30 - Koncepční návrh III.....	37
Obrázek 31 - Zástavbové rozměry koncepčního návrhu III.....	38
Obrázek 32 - Koncepční návrh IV	39
Obrázek 33 - Rám koncepčního návrhu IV	40
Obrázek 34 - Uchycení torzního stabilizátoru na rámu.....	41
Obrázek 35 - Dvouhmotová soustava [16].....	42
Obrázek 36 - Příklad pryžokovového prvku z katalogu Trelleborg [7]	51
Obrázek 37 - Teoretický diagram tlačné pružiny [11]	52
Obrázek 38 - Výpis z výpočtu vnější pružiny	55
Obrázek 39 - Výpis z výpočtu vnitřní pružiny	57
Obrázek 40 - Smithův diagram pro vnější pružinu trakčního otočného podvozku.....	58
Obrázek 41 - Smithův diagram pro vnitřní pružinu trakčního otočného podvozku.....	58
Obrázek 42 - Smithův diagram pro vnější pružinu běžného podvozku	59
Obrázek 43 - Smithův diagram pro vnitřní pružinu běžného podvozku	59
Obrázek 44 - Vzpěrná stabilita vnější pružiny	62
Obrázek 45 - Vzpěrná stabilita vnitřní pružiny	63
Obrázek 46 - Konečná varianta otočného trakčního podvozku	65
Obrázek 47 - Konečná varianta neotočného trakčního podvozku.....	66
Obrázek 48 - Konečná varianta běžného podvozku.....	66

11. Seznam tabulek

Tabulka č. 1: Hmotnosti a nápravové zatížení

Tabulka č. 2: Základní parametry primárního a sekundárního vypružení

Tabulka č. 3: Síly působící ve vypružení

Tabulka č. 4: Síly působící na sekundární vypružení otočného trakčního a neotočného běžného podvozku

Tabulka č. 5: Rozdělení sil mezi vnější a vnitřní pružinu

Tabulka č. 6: Výsledky výpočtu duplexní pružiny

12. Přehled použitých zkratk a symbolů

Zkratka / symbol	Význam	Jednotka
ČSN	Česká technická norma	[-]
EN	Evropská norma	[-]
m_p	Maximální hmotnost podvozku	[Kg]
$A_{0\text{ PV}}$	Nápravové zatížení při prázdném voze	[Kg]
$A_{0\text{ stř}}$	Nápravové zatížení při středním obsazení	[Kg]
$A_{0\text{ lož}}$	Maximální nápravové zatížení	[Kg]
$m_{2\text{ pv}}$	Druhotně odpružené hmoty prázdného vozu	[Kg]
G_{PV}	Zatížení podvozku prázdného vozu	[N]
$G_{\text{lož}}$	Zatížení podvozku plného vozu	[N]
$G_{\text{už}}$	Užitné zatížení	[N]
$m_{\text{už}}$	Užitečná hmotnost od cestujících na jeden podvozek	[Kg]
$m_{2\text{ lož}}$	Druhotně odpružené hmoty	[Kg]
$k_{Z\text{min}}$	Minimální svislá tuhost vypružení	[N · mm ⁻¹]
m_1	Hmotnost primárně odpružených hmot	[Kg]
$\gamma_{2\text{opt.}}$	Optimální poměr tuhosti vypružení	[-]
k_{z1}	Tuhost primárního vypružení	[N · mm ⁻¹]
k_{z2}	Tuhost sekundárního vypružení	[N · mm ⁻¹]
$f_{1z\text{ pv}}$	Vlastní frekvence souběžných kmitů prázdného vozu	[Hz]
$f_{2z\text{ pv}}$	Vlastní frekvence protiběžných kmitů prázdného vozu	[Hz]
$f_{1z\text{ lož}}$	Vlastní frekvence souběžných kmitů plného vozu	[Hz]
$f_{2z\text{ lož}}$	Vlastní frekvence protiběžných kmitů plného vozu	[Hz]
$F_{1\text{ PV}}$	Síla působící na primární vypružení prázdného vozu	[N]
$F_{2\text{ PV}}$	Síla působící na sekundární vypružení prázdného vozu	[N]
$Z_{\text{stat PV}}$	Součet statického sednutí pružin prázdného vozu	[mm]

$F_{1 Lož}$	Síla působící na primární vypružení plného vozu	[N]
$F_{2 Lož}$	Síla působící na sekundární vypružení plného vozu	[N]
$z_{stat Lož}$	Součet statického sednutí pružin plného vozu	[mm]
$k_{d2 PV}$	Dynamická přírážka prázdného vozu pro druhotně odpružené hmoty	[-]
$k_{d2 Lož}$	Dynamická přírážka plného vozu pro druhotně odpružené hmoty	[-]
$F_{2 min}$	Minimální síla působící na sekundární vypružení	[N]
$F_{2 max}$	Maximální síla působící na sekundární vypružení	[N]
F_1	Osová síla působící na jednu pružinu	[N]
$F_{Lož}$	Osová síla na jednu pružinu při plně obsazeném voze	[N]
$F_2 = F_{max}$	Osová síla na jednu pružinu při plně obsazeném voze s připočtením dynamické přírážky	[N]
F_N	Sílu na narážce	[N]
a_y	Zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$F_Q celk$	Příčná síla působící na sekundární vypružení	[N]
$F_Q p$	Příčná síla působící na jednu pružinu	[N]
E	Modul pružnosti v tahu	$[N \cdot mm^{-2}]$
G	Modul pružnosti ve smyku	$[N \cdot mm^{-2}]$
n_p	Počet pružin	[-]
ext	Vnější pružina	[-]
int	Vnitřní pružina	[-]
n_t	Celkový počet závitů vnější pružiny	[-]
n	Počet činných závitů pružiny	[-]
k_o	Osová tuhost pružiny	$[N \cdot mm^{-1}]$
d	Průměr drátu pružiny	[mm]
D	Střední průměr pružiny	[mm]
L_n	Minimální přípustná výška (délka) pružiny	[mm]

L_1	Výška (délka) pružiny pod prázdným vozem	[mm]
s_{max}	Stlačení pružiny	[mm]
L_o	Volná výška (délka) pružiny	[mm]
$L_{Lož}$	Výška (délka) pružiny pod plně obsazeným vozem (při statickém zatížení od plně obsazeného vozu)	[mm]
L_2	Výška (délka) pružiny pod maximálně zatíženým vozem	[mm]
τ_{max}	Maximální nekorigované torzní namáhání	[N · mm ⁻²]
τ_k	Korigované torzní namáhání	[N · mm ⁻²]
k	Součinitel koncentrace napětí	[-]
s_Q	Maximální příčná obecná výchylka	[mm]
D_{KT}	Průměr kontrolního trnu vnější pružiny	[mm]
$D_{i min}$	Vnější průměr pružiny	[mm]
D_{KP}	Průměr kontrolního pouzdra vnitřní pružiny	[mm]
D_e	Vnitřní průměr pružiny	[mm]

13. Seznam příloh

Příloha č.1: Výkres otočného trakčního podvozku

Příloha č.2: Výkres neotočného trakčního podvozku

Příloha č.3: Výkres sekundárního vypružení