

Bakalářská práce



Návrh hrubé stavby skříně kolejového elektrobuse

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zubr** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **476050**
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:

Návrh hrubé stavby skříně kolejového elektrobusu

Název bakalářské práce anglicky:

Design of the basic body construction of the electric railbus

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Konstrukce kolejových autobusů.
2. Typový výkres kolejového elektrobusu a kontrolu obrysu vozidla.
3. 3D - model a MKP hrubé stavby skříně kolejového elektrobusu.
4. Základní pevnostní výpočet skříně vozu od podélných sil působících na nárazecí ústrojí.
5. Průvodní technickou zprávu dokumentující postup řešení úkolů bakalářské práce.

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) bakalářské práce:

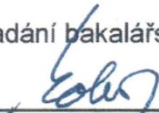
doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

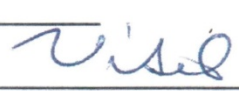
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **28.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:


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


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


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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.

30.04.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Jiří Zubr
Název práce:	Návrh hrubé stavby skříně kolejového elektrobusu
Anglický název:	Design of the basic body construction of the electric railbus
Rozsah práce:	51 stran 48 obrázků 16 tabulek 1 příloha
Akademický rok:	2019/2020
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Klíčová slova:	kolejové vozidlo, elektrobus, hrubá stavba skříně, MKP výpočet
Key words:	rolling stock, electric railbus, rough construction of the train case, FEM calculation



Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem hrubé stavby skříně lehkého kolejového vozidla - elektrobuse. Vozidlo je řešeno jako obousměrné, částečně nízkopodlažní s jednokřídlými dveřmi v bočnici skříně. Po základním návrhu je provedena kontrola obrysu pro konstrukci dle vyhlášky UIC 505 a následně je provedena simulace rozložení napětí v hrubé stavbě skříně od podélné síly. Výpočet napjatosti je proveden pomocí MKP výpočtu. Práce se pokouší zjistit, zdali působením podélné síly lze dvounápravové vozidlo zařadit do kategorie P-II dle stávajících mezinárodních norem.

Abstract

This thesis deals with the design of a railway vehicle rough body structure - electric railbus. The vehicle is designed as bidirectional, partly low-floor with a single door. After the basis of the design, the kinematic envelope is checked according to UIC 505 and then the simulation distribution of stress from the longitudinal force is performed using FEM calculation. The work seeks to determine whether the action of longitudinal force can classify a two-axle vehicle into the category P-II according to existing international standards.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “ Návrh hrubé stavby skříňě kolejového elektrobusu ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 10. 07. 2020

Jiří Zubr



Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení práce a trpělivost při řešení dané problematiky. Dále bych rád poděkoval Ing. Viktoru Kulíškovi za cenné rady při zadávání a vyhodnocování simulace v programu ANSYS. Nakonec bych rád poděkoval rodině a přátelům za plnou podporu při studiu.



Obsah

1	Legislativní požadavky na skříně kolejových vozidel.....	7
1.1	Konstrukční požadavky na skříně kolejových vozidel.....	7
1.1.1	Podélné statické síly	8
1.1.2	Svislé statické síly	9
1.1.3	Kombinované statické síly	10
1.1.4	Statické zatížení pro upevňovací prvky na skříní vozidla	10
1.1.5	Dynamické zatížení pro upevňovací prvky na skříní vozidla	11
1.2	Požadavky na odolnost skříní proti nárazu	12
1.3	Pasivní bezpečnost konstrukce	13
1.3.1	Opatření proti šplhání vozidel.....	13
1.3.2	Prostor pro přežití strojvedoucího	13
2	Rešerše lehkých kolejových vozidel provozovaných v ČR a Evropě	15
2.1	Vozidla provozovaná v České republice	15
2.1.1	Jednotka Regionova	16
2.1.2	Jednotka Regio-Shuttle	17
2.2	Vozidla provozovaná v Evropě	19
2.2.1	Jednotka DB – 670.....	19
2.2.2	Jednotka Deutsche Bahn DWA LVT/S.....	19
2.2.3	Jednotka ZNTK Regio Tramp	20
2.2.4	Jednotky British Railways 140, 141, 142, 143, 144 – Pacer.....	21
3	Studie lehkých nízkopodlažních kolejových vozidel.....	22
3.1	Lehké kolejové autobusy a elektrobusy	22
3.1.1	Elektrobus FS ČVUT	22
3.1.2	Bus VLR UK	23
3.1.3	Aachener Rail Shuttle (ARS)	24
3.2	System Tram-train.....	25
4	Studie koncept hrubé stavby elektrobusu - 3D model.....	27
4.1	Kontrola konstrukčního obrysu navrženého vozidla	29
4.1.1	Kontrola příčného průřezu ve středové rovině vozidla.....	33
4.1.2	Kontrola konstrukčního obrysu na představku vozidla	34
5	MKP simulace od podélných sil	41
6	Závěr.....	45



1 Legislativní požadavky na skříně kolejových vozidel

1.1 Konstrukční požadavky na skříně kolejových vozidel

Skříně kolejových vozidel jsou navrhovány tak, aby po celou dobu životnosti vozidla odolávaly maximálnímu zatížení. Odolnost vůči trvalému zatížení bez poruchy nebo trvalé deformaci musí být prokázána výpočtem nebo zkouškami. Při návrhu se musí brát v potaz také fakt, jaký následek by mohla možná porucha mít, nebo za jak dlouho lze na případnou poruchu v rámci servisních intervalů přijít. Podle statických a dynamických pevnostních požadavků se vozidla rozdělují do kategorií, kterým jsou následně přiřazeny jednotlivé dovolené hodnoty veličin.

Kategorie kolejových vozidel: [1]

- Kategorie L - Lokomotivy a hnací jednotky
- Kategorie P-I - Osobní vozy
- Kategorie P-II - Ucelené vlakové jednotky a osobní vozy
- Kategorie P-III - Vozidla metra, rychlodrážní a lehké konstrukce
- Kategorie P-IV - Lehká vozidla metra a vozidla tramvajové rychlodráhy
- Kategorie P-V - Tramvajová vozidla
- Kategorie F-I - Nákladní vozy bez omezení při posunu
- Kategorie F-II - Nákladní vozy se zákazem posunu odrazem a jízdy přes svážný pahrbek

Při volbě materiálu se musí zhodnotit, nejsou-li vlastnosti materiálu ničím zhoršeny (například korozí, stárnutím) a v jakých klimatických podmínkách bude vozidlo provozováno. V každém případě lze použít výhradně minimální hodnoty, které jsou garantované výrobcem. Pokud má být ověření statické pevnosti vůči mezi kluzu pouze výpočtem, musí se při výpočtu použít ještě bezpečnostní součinitel $S_1 = 1,15$ pro každé jednotlivé zatížení. Pokud je kontrola ověřena zkouškou, a nebo je prokázána shoda mezi zkouškou a výpočtem, tak je možno použít koeficient $S_1 = 1,00$. [1]

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_1}{R} \leq 1$$

Kde: U... Využití materiálu [-]

S_1 ... Bezpečnostní součinitel pro mez pružnosti nebo mez kluzu [-]

R ... Mez pružnosti nebo 0,2% smluvní mez kluzu [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]

σ_c ... Vypočítané napětí [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]



Pro zajištění bezpečnosti při výjimečném zatížení tak, aby nedošlo k porušení konstrukce, se používá bezpečnostní koeficient S_2 , který má obvykle hodnotu 1,5, ale v případě, že se konstrukce ověří zkouškou, se připouští snížení až na 1,3. [1]

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_2}{R_m} \leq 1$$

Kde: U... Využití materiálu [-]

S_2 ... Bezpečnostní součinitel pro mezní poruchu [-]

R_m ... Mezní zatížení materiálu [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]

σ_c ... Vypočítané napětí při výjimečném zatížení [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]

Toto kritérium neplatí pro ty části skříně vozidla, které jsou úmyslně navrženy tak, aby jejich deformace byla provedena řízeným způsobem, tj. aby byly při crash zkoušce zničeny řízeným způsobem.

Na skříň kolejového vozidla působí při provozu dynamická zatížení s různou velikostí. Nejvíce namáhaná místa v konstrukci jsou: oblast působitě zatížení, spoje konstrukčních prvků nebo tvarové přechody vyvolávající zvýšené koncentrace napětí. Únavová pevnost materiálu se používá pro 10^7 cyklů. Konstrukce odpovídá kontrole na únavu, pokud napětí vyvolaná všemi kombinacemi zatížení nepřekročí mezní hodnotu pevnosti. [1]

V následujících tabulkách jsou uvedeny dovolené hodnoty, kterým musí konstrukce hrubé stavby skříně kolejového vozidla odolat. Všechny síly jsou uvedené v kN.

1.1.1 Podélné statické síly

Tab. 1 - Tlaková síla v místě uchycení nárazníku/spřáhel [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
2000	2000	1500	800	400	200

Tab. 2 - Tahová síla na uchycení spřáhla [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
1000	1000	1000	600	300	150



Tab. 3 - Tlaková síla v oblasti čelníku 150 mm nad úrovní podlahy [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
400	400	400	-----	-----	-----

U kategorie L platí pouze pro čelní kabiny

Tab. 4 - Tlaková síla ve výšce dolního okraje okna [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
300	300	300	300	-----	-----

U kategorie L platí pouze pro čelní kabiny. U kabiny strojvedoucího musí být zatížení zachyceno spodním rámem čelního okna.

Tab. 5 - Tlaková síla v úrovni vaznice [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
-----	300	300	300	-----	-----

1.1.2 Svislé statické síly

Svislé statické síly jsou závislé na hmotnosti jednotlivých částí konstrukce vozidla. Na základě systému vypružení vozidla (jedno nebo dvoustupňové svislé vypružení) je nutné definovat konstrukční hmotnosti vozidla:

m_1 konstrukční hmotnost skříně vozidla v provozním stavu bez hmotnosti podvozků

m_2 konstrukční hmotnost jednoho podvozku nebo pojezdu

m_4 hmotnost výjimečného užitečného zatížení podle EN 12 663

m_5 hmotnost normálního konstrukčního užitečného zatížení mínus hmotnost cestujících

Tab. 6 - Maximální provozní zatížení (odpovídá výjimečnému zatížení) [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$1,3 \cdot x \cdot g \cdot m_1$	$1,3 \cdot g \cdot (m_1+m_4)$				

Tab. 7 - Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci vozidla [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$1,1 \cdot g \cdot (m_1+m_2)$					

U vozidel osobní dopravy se zavazadlovým oddílem se musí připočíst hmotnost užitečného zatížení bez cestujících a personálu tj. $1,1 \cdot g \cdot (m_1+m_2+m_5)$



Tab. 8 - Zdvihání a zvedání celého vozidla ve stanovených místech [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$1,1 \cdot g \cdot (m_1+2 \cdot m_2)$					

1.1.3 Kombinované statické síly

Pro zjištění dostatečné pevnosti je nutno brát v úvahu i kombinaci statických zatížení. Celá konstrukce musí bezpečně splňovat kritéria pro pevnost uvedená výše a to i pro nejnepříznivější možný stav. [1]

Tab. 9 - Kombinované statické zatížení [1]

Kombinace	Kolejová vozidla osobní dopravy
Tlaková síla a svislé zatížení	Tabulka č. 1 + $g \cdot (m_1+m_4)$
Tahová síla a svislé zatížení	Tabulka č. 2 + $g \cdot (m_1+m_4)$

1.1.4 Statické zatížení pro upevňovací prvky na skříni vozidla

Pro výpočet mezních sil působících na úchyty vybavení vozidla se musí hmotnosti prvků násobit dovolenými zrychleními v následujících tabulkách. Souřadnicový systém kolejového vozidla má následující orientaci:

- Osa x je totožná se směrem jízdy
- Osa y odpovídá příčné ose vozidla
- Osa z míří vzhůru

Tab. 10 - Zrychlení ve směru osy x [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$\pm 3 g$	$\pm 5 g$	$\pm 3 g$	$\pm 3 g$	$\pm 2 g$	$\pm 2 g$

Tab. 11 - Zrychlení ve směru osy y [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$\pm 1 g$					

Tab. 12 - Zrychlení ve směru osy z [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$(1 \pm c) \times g$					
$c = 2$ na konci vozidla a lineárně klesá ke středu na 0,5					



1.1.5 Dynamické zatížení pro upevňovací prvky na skříni vozidla

Pro výpočet cyklických zatížení se musí zvážit zdroje vyvolávající únavové poškození po dobu 10^7 cyklů. [1]

Tab. 13 - Zrychlení ve směru osy y pro únavové výpočty [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$\pm 0,2$ g	$\pm 0,15$ g				

Tab. 14 - Zrychlení ve směru osy z pro únavové výpočty [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$(1 \pm 0,25) \times g$	$(1 \pm 0,15) \times g$			$(1 \pm 0,15) \times g$ $*(1 \pm 0,18) \times g$	

*platí pro provoz na žlábkových kolejnicích

Při působení tažné síly nebo brzdění lze použít nižší počet cyklů, pokud jsou tato data k dispozici.

Tab. 15 - Zrychlení ve směru osy x pro únavové výpočty [1]

Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V
$\pm 0,15$ g	$\pm 0,15$ g			$\pm 0,15$ g $*\pm 0,2$ g	$\pm 0,2$ g

*platí, pokud vozidla přechází do pouličního provozu

Během statické zkoušky nesmí naměřené zbytkové deformace překročit následující kritérium:

$$\varepsilon_{res} \leq 0,05 \cdot \frac{R}{E}$$

Kde: ε ... Zbytková deformace [$N \cdot mm^{-2}$]

R ... Mez pružnosti materiálu (R_{eH}) nebo 0,2% smluvní mez kluzu (R_{p02}) [$N \cdot mm^{-2}$]

E ... Modul pružnosti v tahu [$N \cdot mm^{-2}$]



1.2 Požadavky na odolnost skříní proti nárazu

Kolejová vozidla se při zjišťování odolnosti proti nárazu řadí do 4 kategorií podle typu provozu vozidel.

Kategorie kolejových vozidel:

- Kategorie C-I - Lokomotivy, osobní vozy a pevné vlakové jednotky
- Kategorie C-II - Vozidla metra
- Kategorie C-III - Tramvajové soupravy, předměstská tramvaj
- Kategorie C-IV - Tramvajová vozidla

Při návrhu se vychází z faktu, že není možné zajistit absolutní maximální ochranu cestujících při všech možných typech nehod. Proto se uvažují pouze nejtypičtější kolize, při kterých dochází k největšímu počtu zranění případně úmrtí.

Uvažované případy, konstrukční scénáře srážky, viz Tab. 16, jsou podle ČSN EN 15 227 následující:

- Čelní srážka dvou totožných vlakových jednotek
- Čelní srážka s odlišným typem železničního vozidla
- Náraz čela vlakové jednotky do velkého silničního vozidla na úrovňovém přejezdu
- Náraz vlakové jednotky do nízké překážky (auto na úrovňovém přejezdu, zvíře)

Tab. 16 - Charakteristiky crash testů [2]

Konstrukční scénář srážky	Překážka působící srážku	Charakteristika provozu, na který se požadavek vztahuje	Rychlost nárazu – km/h				Narážející vozidlo a podmínky
			C-I	C-II	C-III	C-IV	
1	totožná vlaková jednotka	všechny systémy	36	25	25	15	totožná vlaková jednotka
2	nákladní vůz 80 t	smíšená doprava s vozidly vybavenými bočními nárazníky	36	není k dispozici	25	není k dispozici	ohledně specifikace nákladního vozu viz C.1
	regionální vlak 129 t	smíšená doprava s vozidly se středním spřáhlem	není k dispozici	není k dispozici	10	není k dispozici	ohledně zobrazení regionálního vlaku viz C.2
3	deformovatelná překážka 15 t	transevropská síť a podobný provoz s úrovňovými přejezdy	$V_{lc} - 50$ ≤ 110	není k dispozici	25	není k dispozici	ohledně zobrazení velké překážky viz C.3
	pevná překážka 3 t	městská trať neoddělená od silniční dopravy	není k dispozici	není k dispozici	není k dispozici	25	ohledně zobrazení překážky viz C.4
4	malá, nízká překážka	předepsané požadavky na smetadlo překážek	Viz tabulku 3	není k dispozici	Viz tabulku 3	není k dispozici	viz též 6.5

- Vlakové jednotky a překážky stojí při nárazu odbrzděné na rovné přímé trati
- Při různých vozidlech na začátku a konci jednotky je nutno uvažovat náraz z obou konců
- Těžkotonážní lokomotivy určené pouze pro nákladní přepravu nemusí odpovídat bodu 1 a 2

1.3 Pasivní bezpečnost konstrukce

V zájmu ochrany cestujících musí být přijata opatření pro:

- Snížení nebezpečí šplhání
- Pohlčení kolizní energie kontrolovaným způsobem
- Zachování prostoru pro přežití a konstrukční celistvost obsazených prostorů
- Snížení zpomalení
- Snížení nebezpečí vykolejení a omezení následků srážky s překážkou na trati

1.3.1 Opatření proti šplhání vozidel

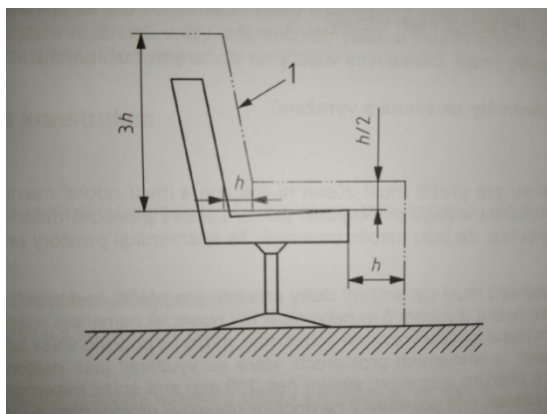
Zábrana proti šplhání musí při srážce odolat síle, která by mohla vychýlit vlakové jednotky ze svislé polohy. Tato podmínka je splněna, pokud pro počáteční svislé vychýlení 40 mm jsou splněna kritéria týkající se zpomalení a prostoru pro přežití. Mimo to musí alespoň jedno dvojkolí z každého podvozku udržet účinný kontakt s tratí po celou dobu nárazu, kromě situace, kdy je nadzvednutí kola maximálně 100 mm a pokud zařízení proti šplhání zůstanou správně v činnosti po celou dobu srážky. [2]

Šplhání lze omezit:

- instalací zařízení proti šplhání (s tím spojené zařízení pro havarijní režim spřáhla)
- tyčovými spřáhly omezující pohyb mezi vozidly
- sestavením vlakové jednotky (např. článkovými vozidly na vložených rozhraních)

1.3.2 Prostor pro přežití strojvedoucího

V případě dostatečné energie způsobující zničení deformačních prvků pohlcujících energii musí být stále dostatečný prostor pro přežití. Lokální deformace nebo vyboulení jsou částečně přípustné, pokud uvedené prostory nezmenšují o více než 50 mm v každém úseku 5 metrů dlouhém, případně musí být plastické namáhání maximálně 10 %. V případě, že se délka měří od čela konstrukce, je povolené zmenšení délky až o 100 mm. Další výjimku tvoří prostory obsazované pouze dočasně (nástupní prostory), v tomto případě je povolené zkrácení až o 30 % délky v oblasti s příčným rozměrem větším než 250 mm. Prostor pro přežití strojvedoucího a dalších osob v kabině je definován dle přiloženého obrázku 1, pro $h=300$ mm. V odůvodněných případech může být místo toho v blízkosti kolem hlavní sedací polohy prostor 0,75 m délky a šířky a 80 % původní výšky. [2]



Obrázek 1 - Prostor pro přežití [2]



Okno řidiče musí být uchyceno překrytím přes konstrukci kabiny, aby byl minimalizován průnik střepein dovnitř. Z každého prostoru pro přežití musí být definována alespoň 1 úniková cesta, která nesmí být narušena deformací konstrukce. Průměrné podélné zpomalení v prostorech určených pro přežití je omezeno na 5g pro scénáře 1 a 2 a 7,5g pro scénář 3. Průměrné zpomalení se počítá od počátku okamžiku působení kontaktní síly až do okamžiku zániku této síly. Maximální dovolená pevnost úchytek musí odpovídat nejvyšší hodnotě zpomalení určené při uvedených scénářích srážky. [2]

2 Rešerše lehkých kolejových vozidel provozovaných v ČR a Evropě

2.1 Vozidla provozovaná v České republice

Na tratích regionálního charakteru dnes České dráhy disponují jednotkami Regionova, a to 226 kusy dvouvozových – motorový vůz 814 + nízkopodlažní řídicí vůz 914 a 26 kusy třívozových – motorový vůz 814.2 + nízkopodlažní vložený vůz 014 + motorový vůz 814.2, které byly vyrobeny rekonstrukcí dříve používaných vozů 810 a 010 firmou Pars Nova Šumperk. Postupnou dodávkou modernizovaných Regionov od roku 2005 byly z tratí vytlačeny původní jednotky 810 a 010. Dále dráhy provozují 37 jednotek 840 a 841 Regio-Shuttle RS1 (RegioSpider) z nichž 4 mají pronajaté od německé společnosti Vogtlandbahn a zbylé vlastní. [3]



Obrázek 2 - Jednotka 810 [4]



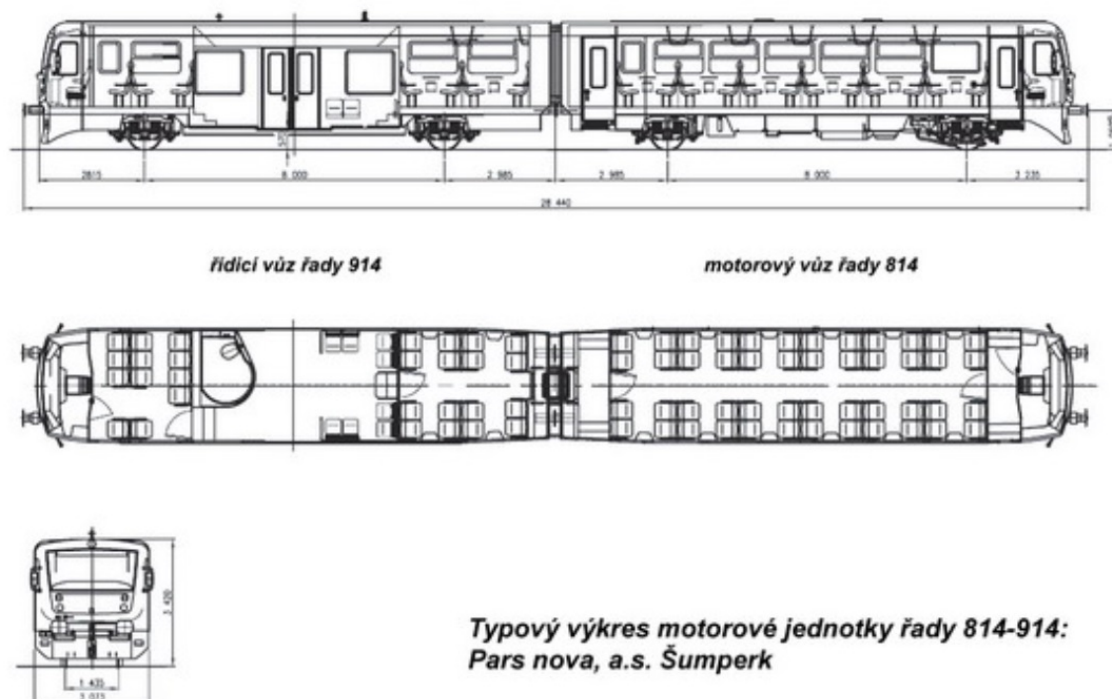
Obrázek 3 - Jednotka 814 + 014 Regionova (dvouvozová) [5]



Obrázek 4 - Jednotka 814.2 + 014 + 814.2 - Regionova (třívozová) [6]

2.1.1 Jednotka Regionova

Oproti původním jednotkám 810 + případným 010 umožňuje jednotka Regionova cestujícím a personálu přecházet i za jízdy mezi jednotlivými vozy. Tím odpadá nutnost použití dvou sanitárních buněk, a proto může být v motorovém voze více míst k sezení. Celkově se v dvouvozové variantě nachází 84 míst k sezení a 105 ke stání. Další výhodou je také možnost provozu vpřed i vzad bez nutnosti záměny motorové a přípojné jednotky. Došlo také na změnu dispozice z 2+3 prostřednictvím lavic na 2+2 zastoupené jednotlivými sedadly. Každý fiktivní oddíl dvojic sedaček umístěných proti sobě dostal více prostoru, takže rozmístění sedadel neodpovídá umístění oken. Jednosklá okna otevíraná klapkou v horní části byla nahrazena polospuštěcími dvojsklými okny. V přední části je ke kabině připevněna ocelová konstrukce uzavřená laminátovou skořepinou. Řídicí systém INTELO umožňuje spojení až 3 jednotek a jejich ovládání z jednoho stanoviště. Maximální rychlost dosahuje 80 km/h, a je stejná jako u jednotek 810, což znemožňuje jakékoli použití na rychlejších tratích. Každý hnací vůz je poháněn motorem TEDOM M 1.2C ML 640 SE o výkonu 242 kW, resp. TD 242 RH TA25, čtyřstupňovou hydromechanickou převodovkou Voith DIWA 864.3E a upravenou nápravovou převodovkou NKR 16. Životnost modernizace je plánována na 15-20 let. Tyto jednotky byly modernizovány i na základě nízkého měrného výkonu a špatně zvolené koncepce pohonu pouze 1 nápravy, v případě dvouvozových jednotek. Tato skutečnost zvyšuje jízdní dobu zejména za špatných adhezních podmínek, případně na sklonově náročných tratích. Cena jedné jednotky se vyšplhala na 20 - 25 milionů korun, což je zhruba polovina v porovnání např. s jednotkou Regio-Shuttle, která má sice méně míst k sezení, ale která má více než dvojnásobnou životnost. [7] [8]



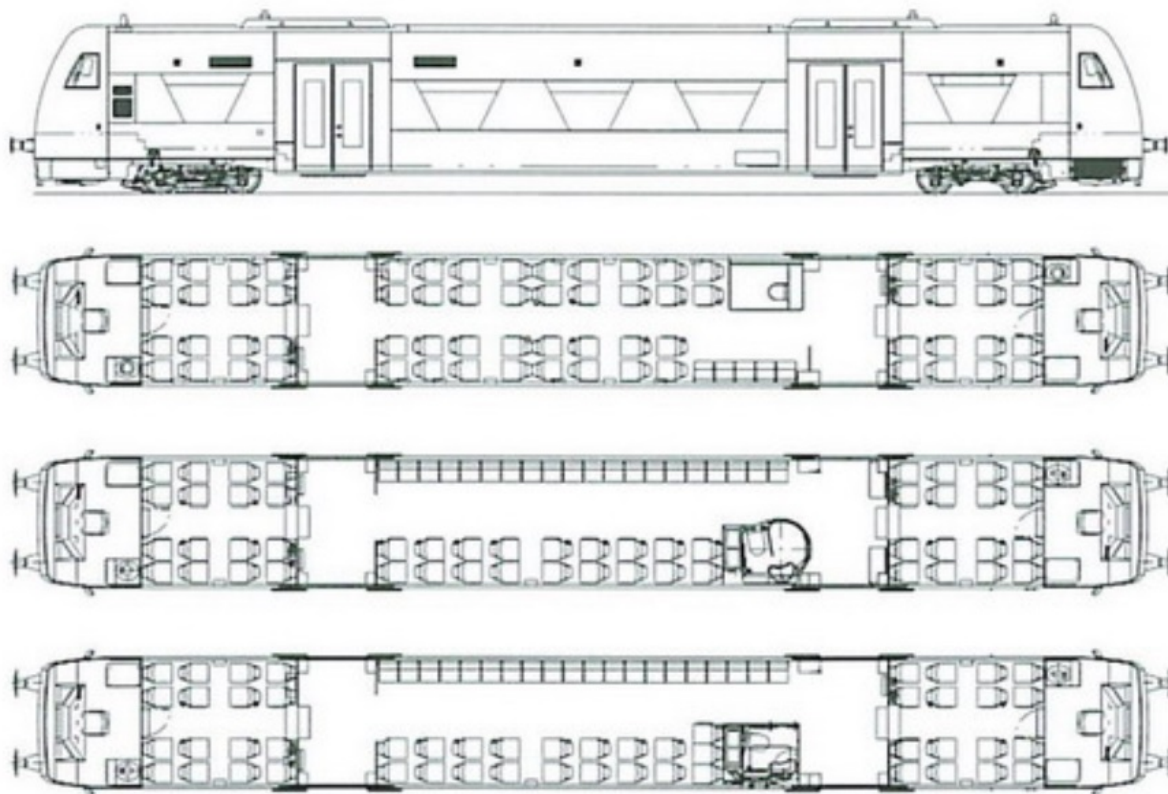
Obrázek 5 - Typový výkres jednotky 814 + 914 (Regionova) [9]

Pro porovnání uvádím příklad regionálního čtyřnápravového vozidla.

2.1.2 Jednotka Regio-Shuttle

Od roku 1996 vyrábí v německém Pankowě firma StadlerRail AG (dříve ADtranz) jednotky Regio-Shuttle. Oproti jednotkám Regionova nabízí vyšší komfort cestování pro cestující, kupříkladu klimatizaci, zásuvky 230V, nebo vyšší podíl nízkopodlažní části (65%). Konstrukce bočních sloupků tvoří příhradovou konstrukci, čímž významně přispívá ke zvýšení tuhosti a pevnosti celé skříně. Na skříň jsou přímo přilepeny bočnice v podobě sendvičových desek o tloušťce 20 mm. Jednotka je nesena dvěma dvounápravovými podvozky a díky pohonu všech náprav jsou zajištěny dobré adhezí podmínky i za nepříznivého stavu počasí. Dále je vybavena dvěma motory IVECO o celkovém výkonu 530 kW, z nich každý lze použít samostatně pro pohon vozidla. Maximální rychlost dosahuje 120 km/h (u vybraných řad 100 km/h). Převážná kapacita je dána 71 místy k sezení a 97 místy ke stání. Řídicí systém umožňuje spojení až 4 jednotek a jejich ovládní z 1 stanoviště strojvedoucího, což zajišťuje dobrou flexibilitu v případě proměnné poptávky na různých tratích. [10] [11]

**Nákres motorového vozu Regio-Shuttle RS1 s variantami půdorysného uspořádání:
Stadler Pankow GmbH**



Obrázek 6 - Typový výkres Regioshuttle RS-1 [12]



Obrázek 7 - Jednotka 840 [13]

2.2 Vozidla provozovaná v Evropě

2.2.1 Jednotka DB – 670

Společnost Deutsche Waggonbau AG v roce 1996 vyrobila celkem 7 kusů dvoupatrových jednotek nápadně se podobajících běžným autobusům. Vůz je oboustranný a má uprostřed na obou stranách dvoukřídlé dveře. Motor má výkon 250 kW a lze s ním dosáhnout rychlosti 100 km/h. Vnější povrch tvoří lepené, pozinkované plechy. Vozy nelze spřahovat do souprav, díky čemuž je omezená přepravní kapacita na 78 míst k sezení. Kvůli úspoře prostoru je nutno pro usazení do 2. patra použít nepraktické úzké spirálovité schodiště. Jako hlavní nedostatky se ukázaly absence toalety, přehřívající se motor a neúčinná klimatizace. Legislativní požadavky také na začátku vývoje umožňovaly pouze provoz na zcela oddělených tratích od běžné železniční sítě. Kvůli vysoké poruchovosti se vůz nedočkal velkých prodejů a žádného dalšího vývoje. [14] [15]



Obrázek 8 - Jednotka Deutsche Bahn 670 [16]

2.2.2 Jednotka Deutsche Bahn DWA LVT/S

Jako alternativu k jednotce 670 byla vyvíjena jednotka DWA LVT/S vyráběná v letech 1996-1999 v počtu 24 kusů. Stejně jako jednotka 670 má uprostřed jedny dvoukřídlé dveře. Vozidlo však bylo od začátku navrženo pro vyšší flexibilitu, takže řídicí systém umožňuje spřahovat až 4 jednotky. Jednotka disponuje 56 místy k sezení, což ji řadí mezi nejmenší vozidla. Motor značky VOLVO dává maximální výkon 256 kW a maximální rychlost dosahuje 100 km/h. Spolu s jednotkou 670 jsou dodnes provozovány na německých kolejích. [15] [17]



Obrázek 9 - Jednotka Deutsche Bahn DWA LVT/S [18]

2.2.3 Jednotka ZNTK Regio Tramp

Společnost ZNTK vyrobila v polské Poznani v letech 2002-2007 celkem 17 kusů jednotek Regio Tramp. Vozidla jsou vybavena dvěma páry dveří, mají dle specifikace 35-44 míst k sezení (v případě dvouvozové jednotky 80-110 míst) a zhruba stejný počet míst ke stání. Dále jsou vybavena motorem MAN o výkonu 257 kW a dosahují rychlosti 100 km/h. V plánu byla také třívozová varianta, ovšem žádný provozovatel si ji neobjednal, a tak zůstala pouze na papíře. Všechna vyrobená vozidla provozují výhradně polští dopravci. [19]



Obrázek 10 - Jednotka Regio Tramp [19]



2.2.4 Jednotky British Railways 140, 141, 142, 143, 144 – Pacer

V 80. letech byl v Británii nedostatek kolejových vozidel, a tak bylo rozhodnuto postavit lehká kolejová vozidla s použitím komponent z autobusů. Jako výhodné se ukázalo použít upravenou odlehčenou karoserii z autobusu, u které stačilo zesílit přední část pro splnění příslušných norem. Toto opatření velmi snížilo konstrukční a provozní náklady. Přestože se původně počítalo s maximální životností kolem 20 let, některá vozidla jezdí dodnes. Byly vyrobeny dvouvozové jednotky o celkovém výkonu 310 – 340 kW a třívozové jednotky o výkonu 510 kW. Celková kapacita se pohybuje od 106-195 míst k sezení na jednotku. [20] [21]



Obrázek 11 - Jednotka British Railways 141 [22]



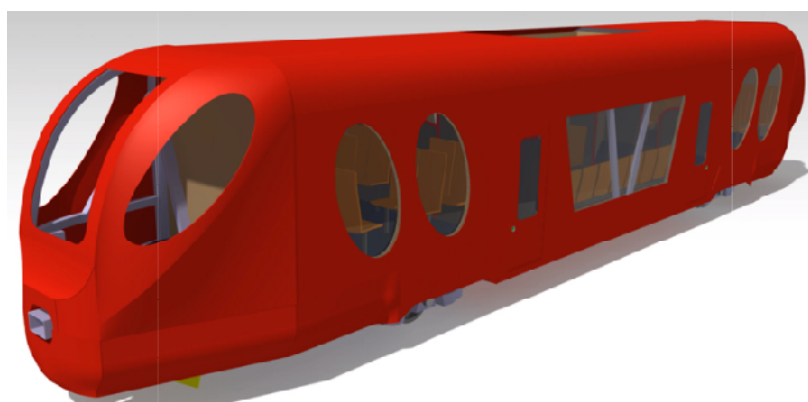
Obrázek 12 - Jednotka British Railways 143 [23]

3 Studie lehkých nízkopodlažních kolejových vozidel

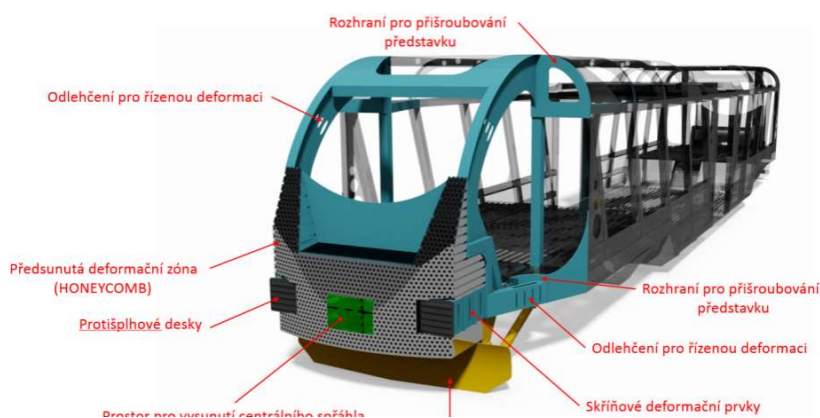
3.1 Lehké kolejové autobusy a elektrobusy

3.1.1 Elektrobus FS ČVUT

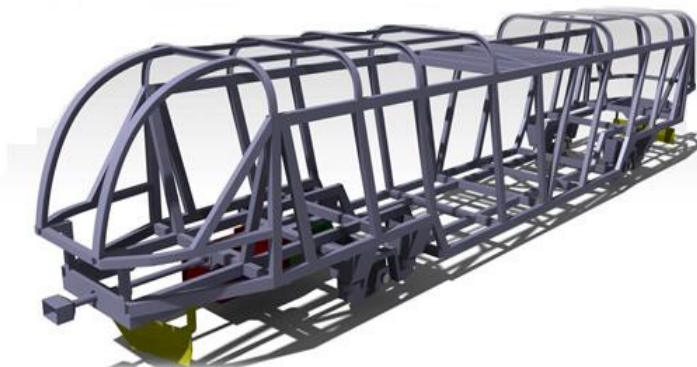
Na strojní fakultě ČVUT v Praze se již pár studentů zabývalo problematikou vývoje lehkého kolejového elektrobusu. Skříň vozidla je navržena jako diferenciální konstrukce s dvoukřídlými dveřmi uprostřed, případně se dvěma jednokřídlými dveřmi na každé straně. Vozidlo aktuálně vyhovuje výpočtům definovaných v normě pro kategorii P-III. Jako další cíl se uvažuje zvýšit tuhost konstrukce tak, aby vozidlo vyhovovalo i pro kategorii P-II. V této bakalářské práci vycházím z některých poznatků z již vytvořených prací a vytvářím si základ, na který bych rád v budoucnu navázal. Hlubší analýzou a případnými zlepšeními, které jsou nutné pro splnění požadavků do kategorie P-II, bych se chtěl zabývat ve své budoucí diplomové práci.



Obrázek 13 - Koncept lehkého kolejového elektrobusu [24]



Obrázek 14 - Koncept lehkého kolejového elektrobusu [24]



Obrázek 15 - Koncept lehkého kolejového elektrobuse - hrubá stavba [24]

3.1.2 Bus VLR UK

Od roku 2014 je v Británii financován projekt lehké železnice s hmotností maximálně 1 tona na 1 metr délky. Projekt je zamýšlen pro použití buď na odbočkách od hlavních tratí, nebo jako příměstská železnice. Kromě nižší ceny má mít nižší provozní náklady a způsobovat nižší opotřebení tratě, ve srovnání s běžnou železnicí. Kvůli hmotnosti vozidlo nespĺňuje požadavky na odolnost proti nárazu a smíšený provoz s běžnou železnicí by byl podmíněn zvýšenými nároky na zabezpečovací systémy. Vozidlo je zamýšleno jako 18 metrů dlouhé, pro 56 sedících a 60 stojících cestujících. Provoz vozidla je vyvíjen jako diesel-elektrický s tím, že elektrickou energii je možné brát z troleje i z baterií. [25]

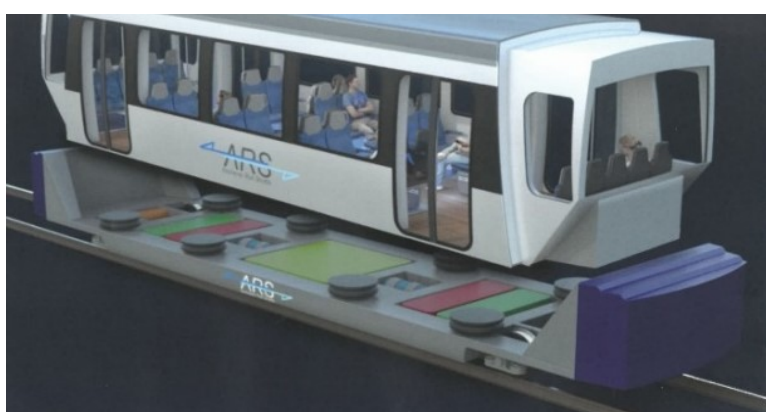


Obrázek 16 - Bus VLR UK [25]

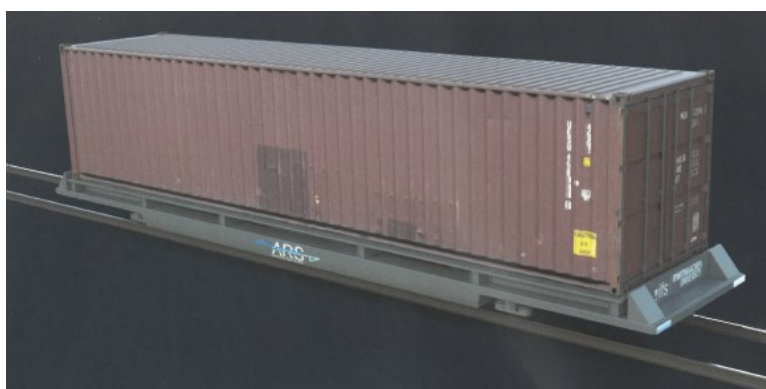
3.1.3 Aachener Rail Shuttle (ARS)



Obrázek 17 - Aachener Rail Shuttle - osobní [26]



Obrázek 18 - Aachener Rail Shuttle - osobní [26]



Obrázek 19 - Aachener Rail Shuttle - nákladní [26]

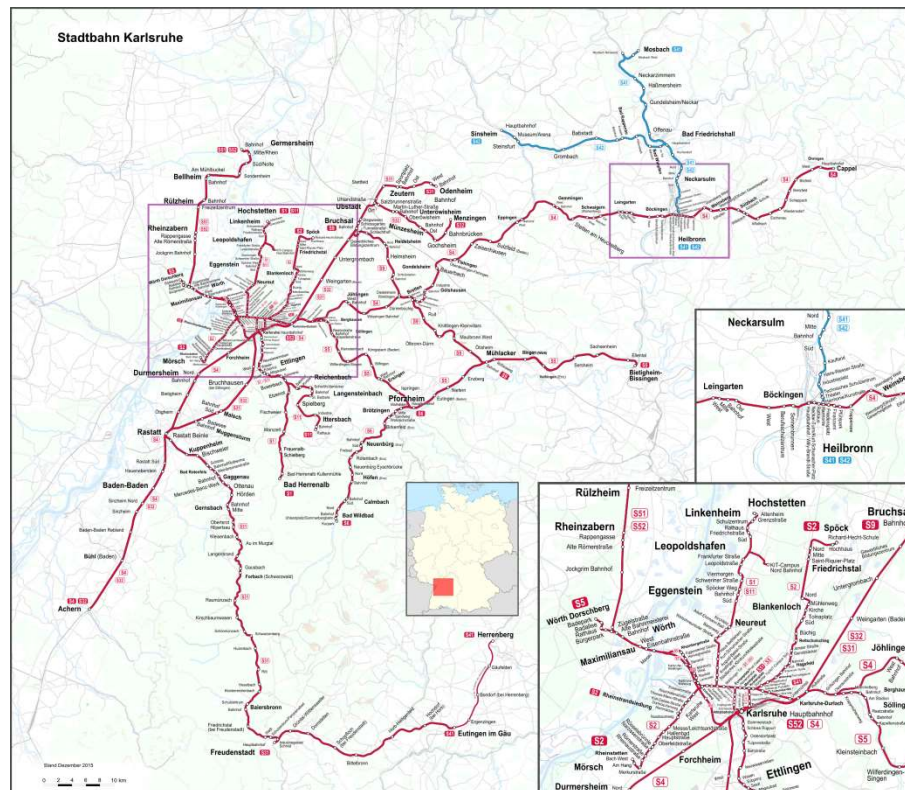
Na univerzitě v německém Aachenu vznikla studie lehkého dvounápravového modulárního kolejového vozidla, jehož pojezdová část je stejná pro použití jak v osobní, tak i nákladní dopravě viz obrázky 18 a 19. Systém je koncipován jako plně autonomní pro maximální rychlost do 100 km/h. Pro zamezení kolize jsou použity brzdové systémy z tramvajového provozu a díky tomu, by vozidlo mělo dosahovat maximálního zpomalení až 3 m/s^2 . Maximální obsaditelnost osobní kabiny je 42 sedících a 48 stojících, tj. celkem 90 cestujících. Celková maximální hmotnost obsazeného vozidla činí 25 tun, z čehož plyne velmi nízké zatížení na 1 nápravu a to pouhých 12,5 tuny. [26]



3.2 Systém Tram-train

Mezi regionální lehká kolejová vozidla s jednonápravovými podvozky lze zařadit také vlakotramvaje. Ty spojují provoz na běžných regionálních tratích a městský provoz s častými zastávkami. Tento systém umožňuje cestujícím bez přestupu nebo s omezeným množstvím přestupů dostat se do částí města, kam míří. Z toho plyne časová úspora a vyšší komfort při cestování. Bohužel provoz vlaků a tramvají se značně liší, a tak nelze systém nasadit bez větších úprav. Mezi nejzásadnější rozdíly patří výška troleje, různá napájecí soustava, výška nástupní hrany nástupiště, celková šířka vozidla, rozdílná geometrie kol - zejména šířka okolků. V městské zástavbě jsou také nutné nižší poloměry zatáček a prudší stoupání. Dále by vozidla musela být vybavena zabezpečovacím zařízením pro oba provoz. Tyto problémy téměř znemožňují masové rozšíření ve většině měst. Stavba nových tratí odpovídajících stejnému standardu by byla drahá a nerentabilní.

Nejstarší rozvinutý systém spojení regionální dráhy a tramvají se nachází v německém Karlsruhe, proto jsou někdy systémy vlakotramvaj nazývány jako Karlsruhe model. V centru města jsou zastávky vlakotramvaje vzdálenostně na úrovni městské hromadné dopravy a v mnoha místech umožňují případný přestup na městské tramvaje. Síť je budovaná od roku 1992 a v současnosti má přes 300 zastávek a více než 600 km. Některé linky jsou napájeny soustavou 750 V stejnosměrného napětí jinak typického pouze pro tramvaje, některé linky však užívají kombinaci 750 V stejnosměrného a 15 kV střídavého napětí o frekvenci 16,7 Hz, které se běžně užívá na německé železnici. Z přiložené mapy je patrný rozsah sítě, která sahá až do okolních měst např. Heilbronn nebo Pforzheim. [27]



Obrázek 20 - Mapa sítě tram-train s centrem v Karlsruhe v roce 2015 [28]



Obrázek 21 - Vlako-tramvaj v Karlsruhe [29]

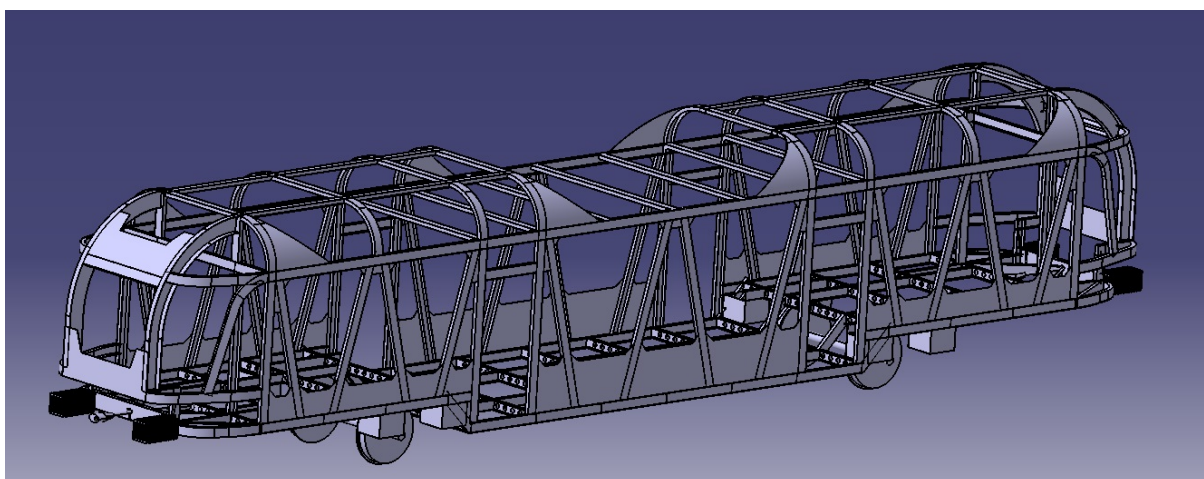
4 Studie koncept hrubé stavby elektrobuse - 3D model

Při návrhu jsem vycházel z poznatků, které byly vytvořeny v diplomových pracích řešených v minulých letech Tomášem Hromádkou, Janem Mojžíšem a Milanem Šípem. Dle doporučení vedoucího jsem ale změnil uspořádání dveří a navrhl dvoje jednokřídlé dveře na okrajích nízkopodlažní části namísto pouze jedné dvoukřídlých dveří uprostřed viz obrázek 22. Konceptem pouze jedné dvoukřídlých dveří uprostřed se dříve zabývali výše zmínění studenti v diplomových pracích, ovšem z pevnostního hlediska se dostali pouze na kategorii P-III.



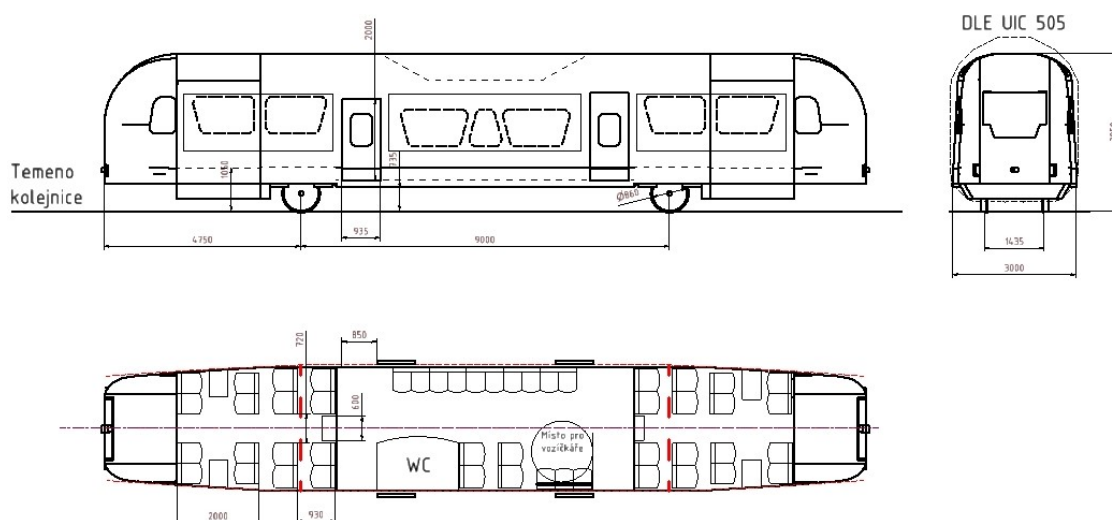
Obrázek 22 - Koncept elektrobuse s dveřmi uprostřed [24]

Při tvorbě prvního návrhu jsem měl k dispozici pouze zlomek informací, které bych rád dodržel. Celý návrh byl vymodelován pouze s ohledem na celkovou délku 18500 mm, rozvor 9000 mm, šířku 3000 mm a odhadnutou výšku plynoucí z rešerše v 1. části. Napříč na podlahu jsem použil I-profilů dle DIN1025-1. Všechny zbylé nosníky byly uzavřené tenkostěnné profily rozměru 120x100 nebo 100x100 dle EN10219 tloušťky 6-8 mm.

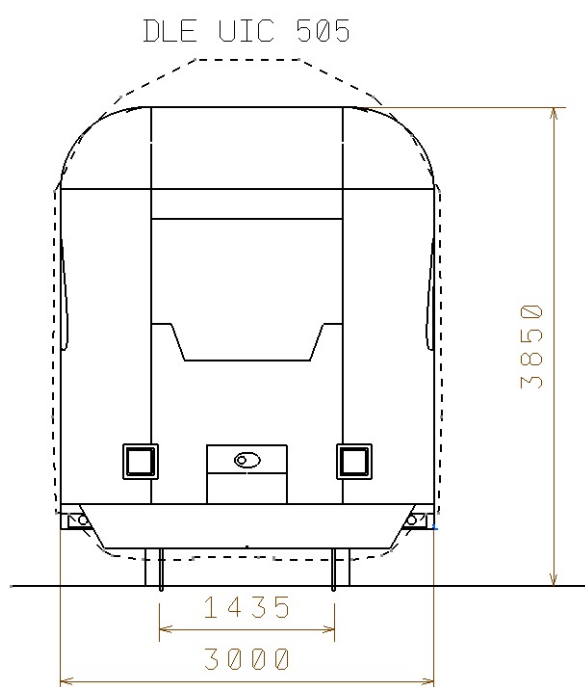


Obrázek 23 - 1. 3D model

Protože nedostatků a nepřesností ve výchozím modelu bylo velmi mnoho, začal jsem tvořit druhý návrh, kde jsem se snažil zohlednit veškeré připomínky a rady od vedoucího práce. Při kontrole druhého návrhu jsem zjistil, že předběžné výpočty mají moc malé vzorkování a navržený profil neodpovídá maximálnímu průjezdnímu profilu dle UIC 505, viz obrázek 25. Nesoulad v oblasti střechy by zřejmě šel vyřešit změnou její geometrie, bohužel v oblasti spodního nosného rámu by si úprava vyžádala značné konstrukční nedostatky, a tak jsem zkusil vytvořit nový model, ve kterém jsem se mohl zaměřit na problémová místa, kde navržená konstrukce přesahovala linii kinematického obrysu pro konstrukci skříně.



Obrázek 24 - Typový výkres vozidla

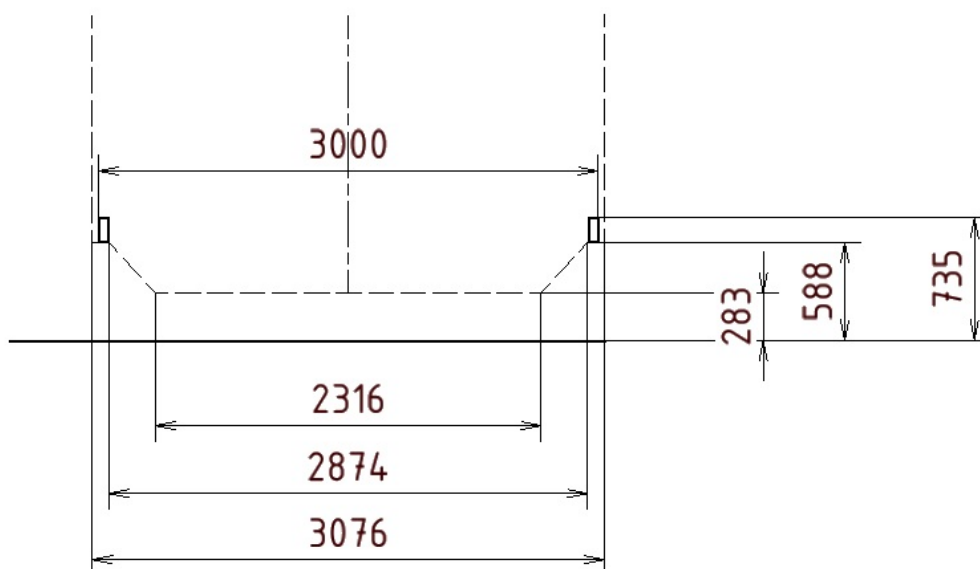


Obrázek 25 - Kontrola maximálního průřezu

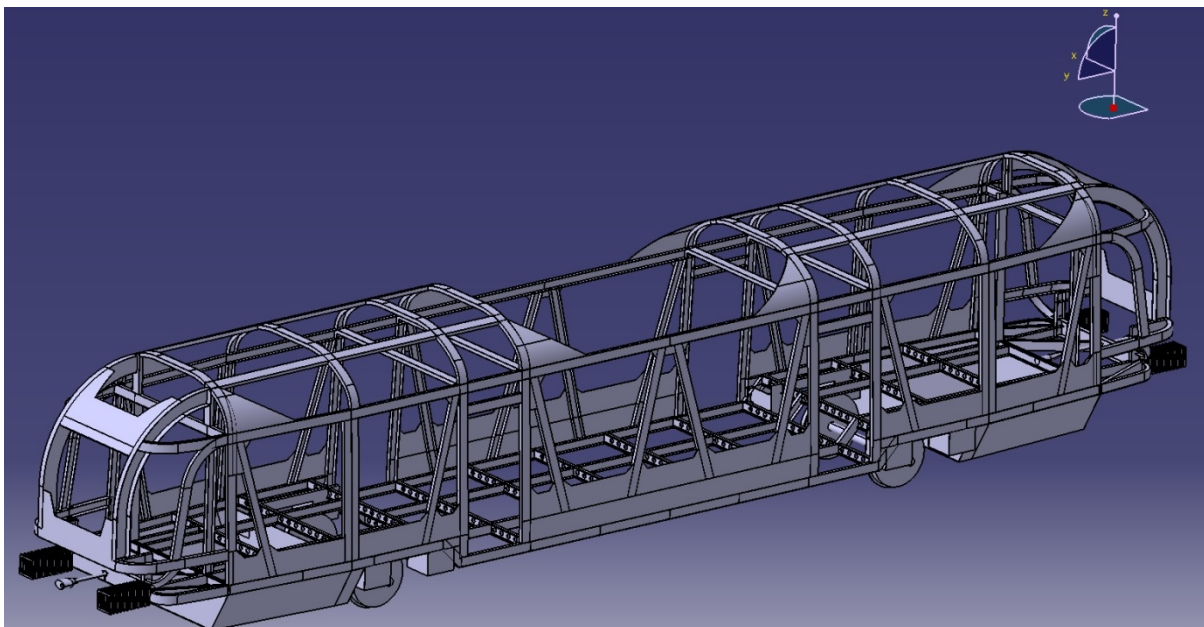
4.1 Kontrola konstrukčního obrysu navrženého vozidla

Jako základní stavební prvek jsem napříč na podlahu použil 15 kusů I-profilů výšky 140 mm dle DIN1025-1 odlehčených vyvrtanými otvory o průměru 80 mm, které byly podélně doplněny čtyřmi U-profilů 140x60x5 dle DIN1026-1, dvěma umístěnými na kraji a dvěma s roztečí 1260 mm. Použití U-profilů místo uzavřených profilů je výhodnější z důvodu jednoduchého využití místa uvnitř profilu pro pomocné systémy např. vedení elektrických kabelů. Výšku podlahy nad temenem kolejnice ve středu vozidla 735 mm jsem určil výpočty při dodržení maximálního průjezdního profilu, viz obrázek 26, na okrajích jsem zvolil 1050 mm. Tato hodnota je zvolena jako kompromis, který zahrnoval průjezdní profil, výšku kol, celkovou výšku vozidla a počet schodů uvnitř vozidla. Čárkovaná čára na obrázku značí maximální obrys vozidla, dva plnou čarou definované obdélníky symbolizují krajní nosné U-profilů.

STŘED VOZIDLA nejmenší varianta



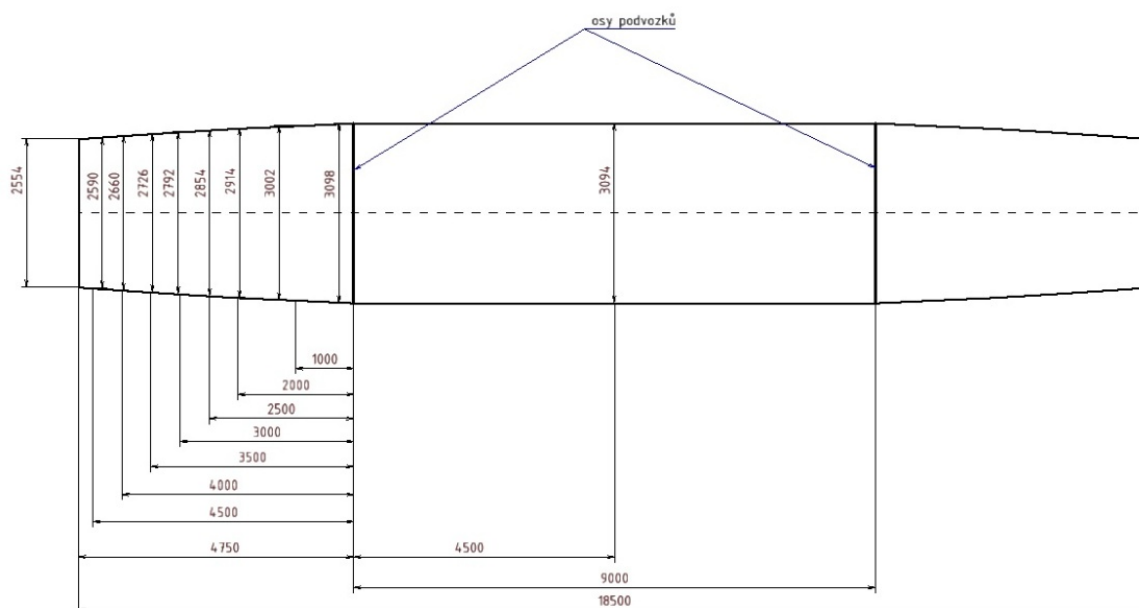
Obrázek 26 - Kontrola maximálního průřezu - detail v nízkopodlažní části



Obrázek 27 - 3D model odpovídající maximálním rozměrům

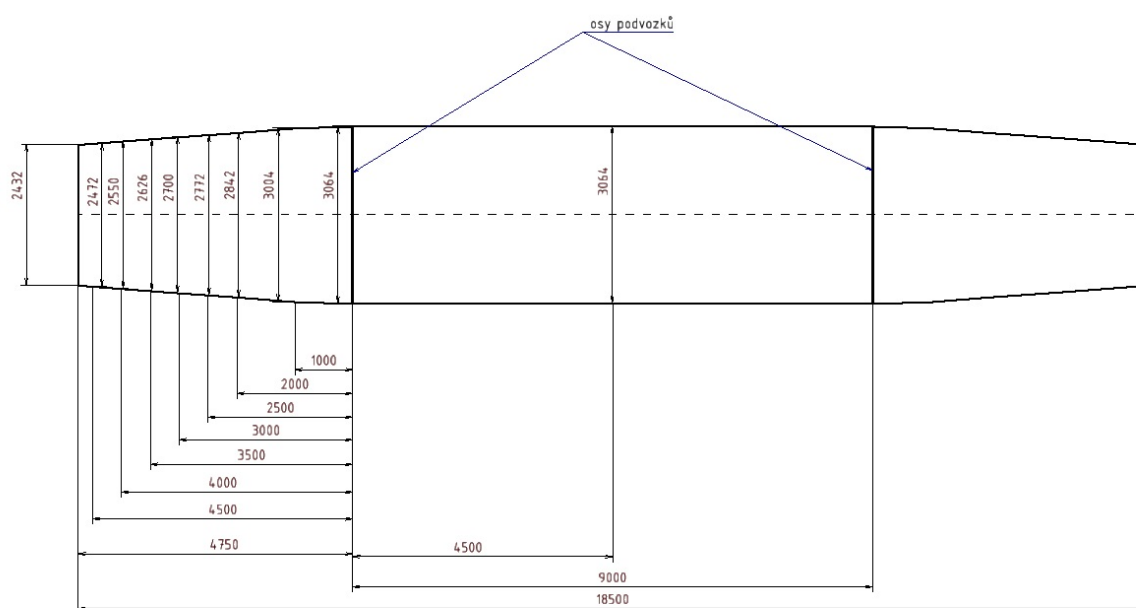
Pro návrh šířky vozidla v různých místech jsem zjistil mezní body průřezního profilu. Výpočet jsem provedl za pomoci programu, který mi poskytl vedoucí práce. Dále jsem interpolací spočítal maximální rozměry ve 3 výhodně zvolených půdorysných řezech ve výškách 900 mm, 3200 mm a 3500 mm nad temenem kolejnice.

Maximální obrys vozidla ve výšce 900 mm

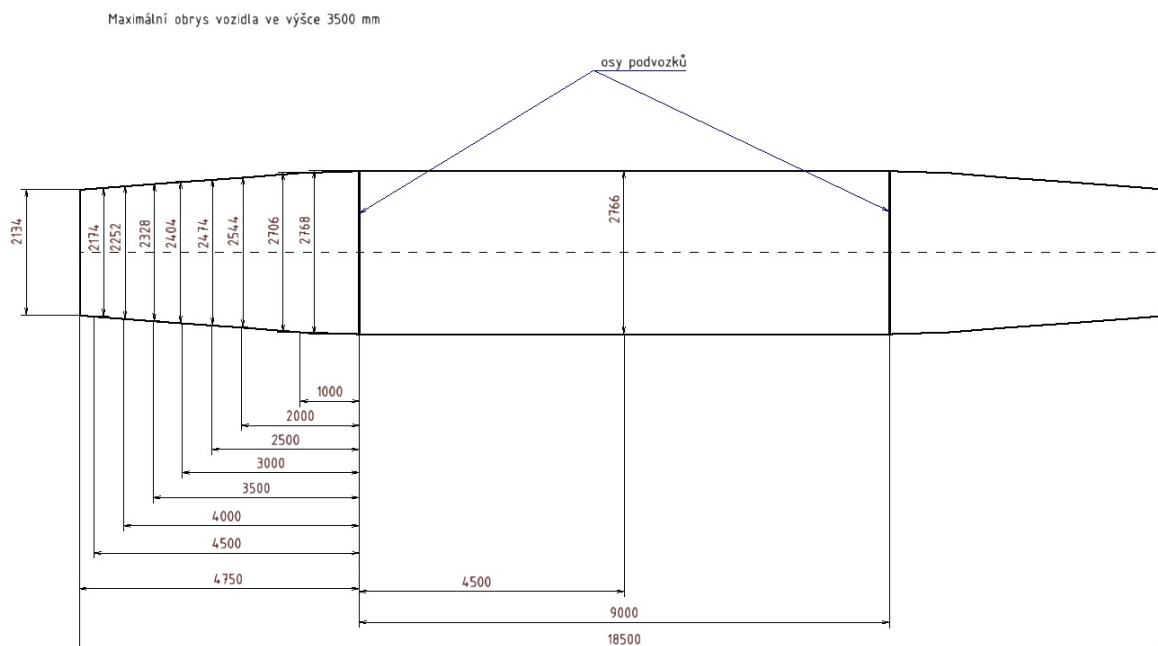


Obrázek 29 - Kontrola maximálního obrysu

Maximální obrys vozidla ve výšce 3200 mm



Obrázek 28 - Kontrola maximálního obrysu



Obrázek 30 - Kontrola maximálního obrysu

Teoretická symetrie vzdáleností jednotlivých U-profilů na podlaze je narušena ze dvou důvodů. Při započtení povoleného úhlu natočení dvojkolí vychází pro běžný rozchod maximální rozteč 1300 mm. Zároveň jsem se v rámci rozložení podélných sil působících od poměrně široké kabiny snažil o co nejvyšší hodnotu. Nabízela se také možnost umístit U-profilu až za dvojkolí při pohledu od osy, případně použít kola o menším průměru a vysokou hodnotu světlé výšky v místě podvozku. Po hmotnostním a technologickém rozboru jsem obě tyto možnosti zavrhnul. Problematické místo, jemuž je nutné věnovat pozornost, je partie přechodu mezi vysokopodlažní a nízkopodlažní částí spodku skříň vozidla, kde se při přenášení podélné síly tvoří velký ohybový moment. Volil jsem přechod pod úhlem 45°. Další kritické místo je bezesporu prostor dveří, který nemůže být v celé výšce nijak napříč vyztužen a veškerá podélná síla musí působit nad nebo pode dveřmi. Na kontrolu, případně vyztužení těchto míst se v budoucnu zaměřím při vyhodnocování MKP simulace zatížení, čímž bych se případně chtěl zabývat v projektech navazujícího magisterského studia.

Snažil jsem se ve výšce podlahy co nejvíce využít možnou šířku vozidla, a tak jsem v maximální možné délce tj. 5500 mm od středu vozidla zvolil šířku na 3000 mm, která splňuje podmínky obrysu, viz obrázek typový výkres, dále směrem ke kabině se šířka rovnoměrně snižuje s vrcholovým úhlem 7,33°, aby odpovídala maximálnímu obrysu.

Z důvodů estetických, ale i rozměrových je skříň na výšku navržena jako postupně se zužující s úhlem 3°, čímž se částečně vykompenzuje nižší šířka v horní části vozidla.

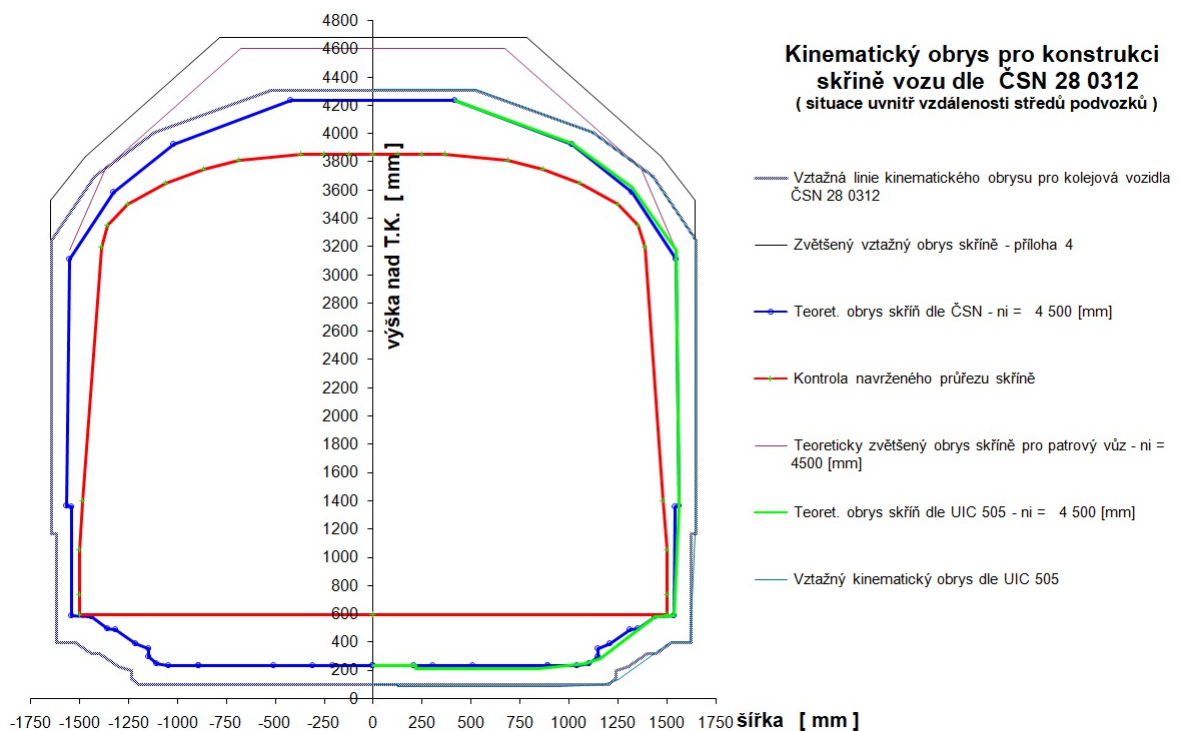
Po navržení modelu hrubé stavby jsem přešel ke kontrole průřezu skříň vozidla dle příslušných norem, abych se ujistil, že předběžný návrh rozměrů skříň byl správný a vozidlo se skutečně ve všech řezech vejde do vypočteného kinematického obrysu pro konstrukci. Ke kontrole jsem využil již dříve zmíněný program poskytnutý vedoucím práce.

Na následujících obrázcích nastíním zadání nezbytných veličin do programu a obrázek výsledného obrysu v kontrolovaných místech vozidla.

4.1.1 Kontrola příčného průřezu ve středové rovině vozidla

Výpočet kinematického obrysu osobního vozu dle ČSN 28 0312			
Vypĺňuji se pouze buňky s červeně označenými hodnotami			
Vstupní data výpočtu		Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s = 18,500$ [m]	výška nad T.K.	šířka skříně
Vzdálenost otočných čepů	$a = 9,000$ [m]	h [mm]	$2.b_{sk}$ [mm]
Rozvor podvozku	$p = 0,000$ [m]	595	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} = 1,465$ [m]	595	3000
Rozchod dvojkolí $e_{Dv. max. opof.} = 1,41$ m	$e_{Dv. opof.} = 1,410$ [m]	735	3000
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q = 0,005$ [m]	1050	3000
Příčná vůle podvozek - skříní	$w_p = 0,058$ [m]	1400	2963
Vnější příčná vůle podvozek - skříní v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} = 0,0485$ [m]	3197	2775
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříní v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} = 0,023$ [m]	3347	2706
Vnější příčná vůle podvozek - skříní v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} = 0,0320$ [m]	3497	2502
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříní v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} = 0,027$ [m]	3650	2114
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c = 0,600$ [m]	3746	1734
Součinitel náklonu vozové skříně	$s = 0,250$ [-]	3811	1376
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta = 1,000$ [°]	3850	735
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a = 1,000$ [m]	3850	735
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i = 4,500$ [m]	3850	735
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 = 2,000$ [m]	3850	735
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{z(-)} = 0,058$ [m]	3850	735
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{z(-)} = 0,050$ [m]	3850	735
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{z(+)} = 0,040$ [m]	3850	500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{z(+)} = 0,039$ [m]	3850	250
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{fk} = 0,015$ [m]	3850	0
Opatřebení kola dvojkolí (vztažené na poloměr kola)	$\Delta r_k = 0,015$ [m]	Autor programu	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} = 500$ [m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} = 500$ [m]	C 2005	
Podvozek - odpružené části			
Vzdálenost čela podvozku od osy dvojkolí	$n_{sp} = 0,500$ [m]		
Vzdálenost vnitřního průřezu podvozku od osy dvojkolí	$n_{ip} = 1,250$ [m]		
Poloměr směrového oblouku pro kontrolu obrysu podvozku	$R_{op} = 120$ [m]		
Možný relativní příčný pohyb posuzované části (např. kabelu) vůči rámu podvozku	$\Delta w_p = 0,000$ [m]		

Obrázek 31 - Zadání střed vozidla



Obrázek 32 - Výsledný obrys ve středu vozidla

Na obrázku je vidět, že mnou navržený průřez vyznačený červenou barvou je ve středu vozidla ve všech místech vyhovující. Pro jistotu jsem ještě v dolních rozích a v místě střechy zkontroloval konkrétní body, kde by z obrázku mohly vzniknout pochybnosti, ale vždy mi vyšla mezera alespoň 10mm.

Směrem k okraji vozidla se nejprve k ose podvozku obrys teoreticky rozšiřuje, proto pro kontrolu tohoto prostoru plně postačuje kontrola ve středu vozidla.

4.1.2 Kontrola konstrukčního obrysu na představku vozidla

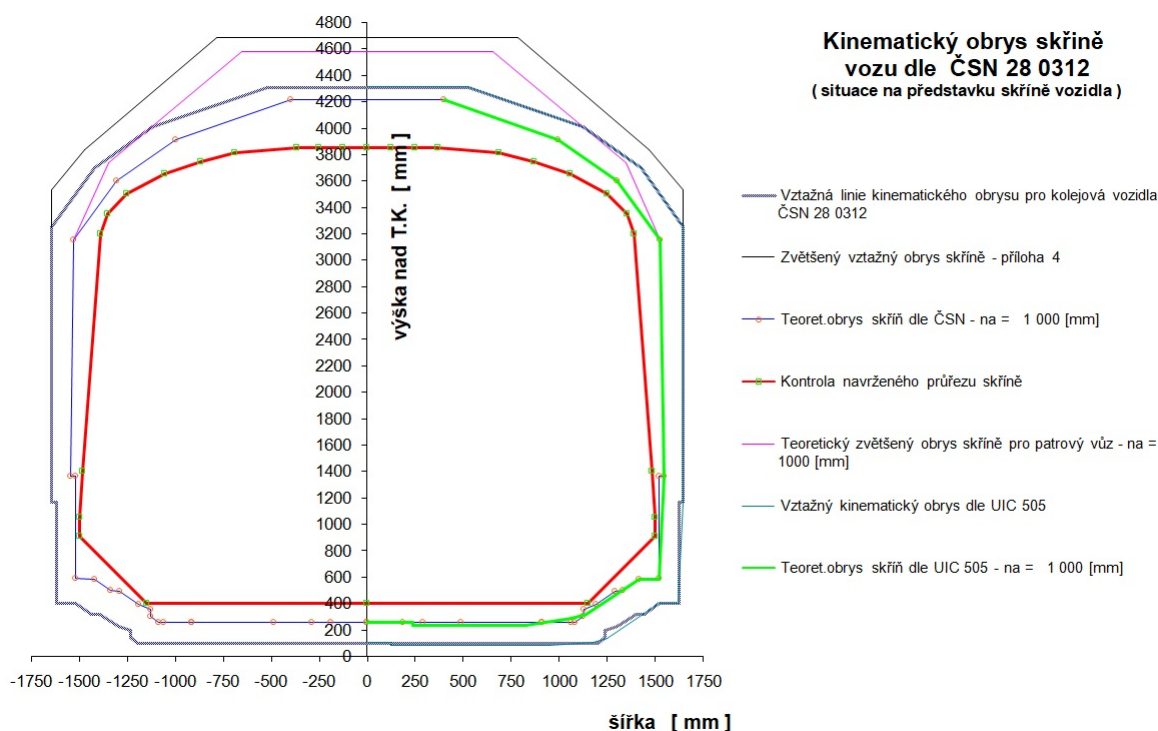
Představek navrženého vozidla jsem si rozdělil na pět řezů a v nich jsem následně provedl kontrolu navrženého průřezu skříně vozidla.

4.1.2.1 Kontrola konstrukčního obrysu na představku v odlehlosti $n_a = 1m$

Jako další místo ke kontrole jsem zvolil až rovinu řezu ve vzdálenosti 1m od osy podvozku směrem ke kabině, to jest na představku, protože v tomto místě se v mém návrhu mění geometrie z prizmatického průřezu na geometrii s postupně se zužující šířkou skříně vozidla. Kontrolou v tomto místě zaručím, že bude vyhovovat celá oblast skříně vozidla od osy podvozku až k tomuto místu. Vstupní data pro výpočet jsou uvedena na obrázku číslo 33.

Výpočet kinematického obrysu osobního vozu dle ČSN 28 0312			
Výplňují se pouze buňky s červeně označenými hodnotami			
Vstupní data výpočtu		Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s = 18,500$ [m]	výška nad TK	šířka skříně
Vzdálenost otočných čepů	$a = 9,000$ [m]	h [mm]	$z_{b.sk}$ [mm]
Rozvor podvozku	$p = 0,000$ [m]	400	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} = 1,465$ [m]	400	2296
Rozchod dvojkolí $e_{Dv.max.opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv.opotř.} = 1,410$ [m]	910	3000
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q = 0,005$ [m]	1050	3000
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p = 0,058$ [m]	1400	2963
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_0 = 250$ m	$w_{250} = 0,0485$ [m]	3197	2775
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_0 = 250$ m	$w_{250} = 0,023$ [m]	3347	2706
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_0 = 150$ m	$w_{150} = 0,0320$ [m]	3497	2502
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_0 = 150$ m	$w_{150} = 0,027$ [m]	3650	2114
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c = 0,600$ [m]	3746	1734
Součinitel náklonu vozové skříně	$s = 0,250$ [-]	3811	1376
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta = 1,000$ [°]	3850	735
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a = 1,000$ [m]	3850	735
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i = 4,500$ [m]	3850	735
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 = 2,000$ [m]	3850	735
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{Z(-)} = 0,058$ [m]	3850	735
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{Z(+)} = 0,050$ [m]	3850	735
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{Z(+)} = 0,040$ [m]	3850	500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{Z(+)} = 0,039$ [m]	3850	250
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{TK} = 0,015$ [m]	3850	0
Opotřebení kola dvojkolí (vztažené na poloměr kola)	$\Delta r_K = 0,015$ [m]	Autor programu: Ing. Josef KOLÁŘ, CSc. © 2005	
Minimální poloměr vydutého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} = 500$ [m]		
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} = 500$ [m]		
Podvozek - odpružené části			
Vzdálenost čela podvozku od osy dvojkolí	$n_{pP} = 0,500$ [m]		
Vzdálenost vnitřního průřezu podvozku od osy dvojkolí	$n_{IP} = 1,250$ [m]		
Poloměr směřového oblouku pro kontrolu obrysu podvozku	$R_{Op} = 120$ [m]		
Možný relativní příčný pohyb posuzované části (např. kabelu) vůči rámu podvozku	$\Delta w_P = 0,000$ [m]		

Obrázek 33 - Zadání na představku na = 1m



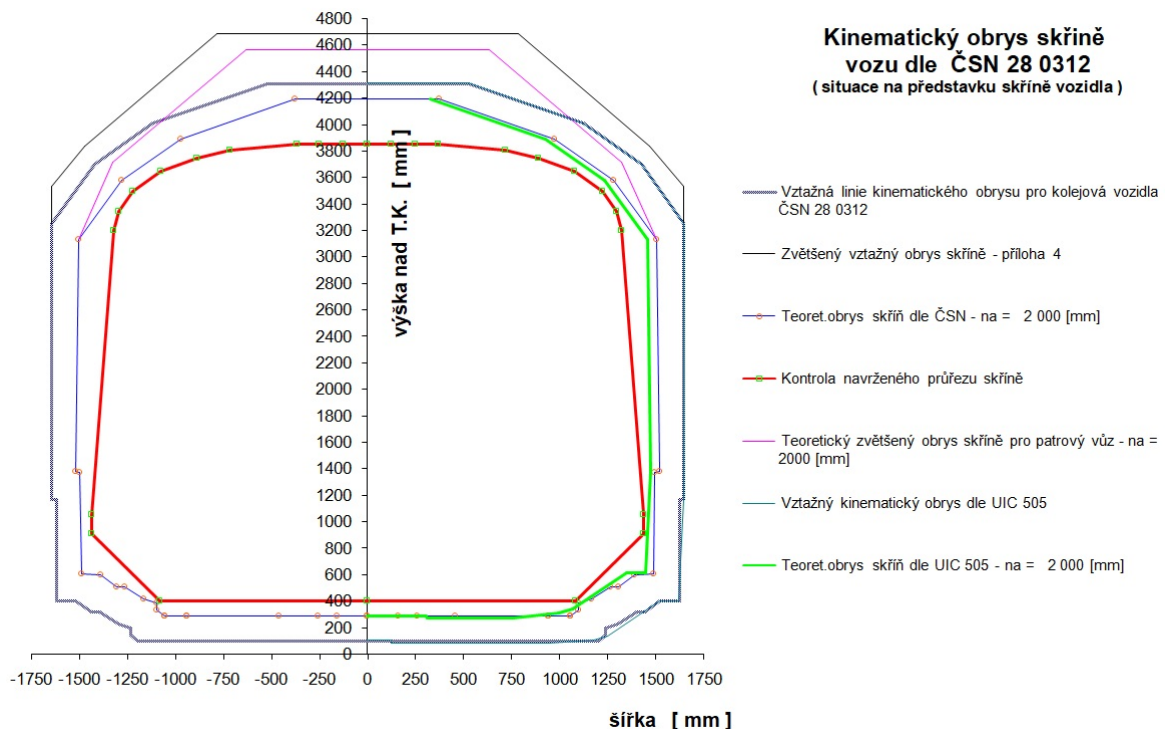
Obrázek 34 - Výsledný obrys na představku $n_a = 1m$

V tomto řezu je vidět i kontrola místa od 400 mm nad temenem kolejnice pro zamýšlené battery-packy. Ve výšce 400 mm vzniklo nové kritické místo a při přesnější kontrole zde vychází prostor pouhé 3 mm, nicméně stále to odpovídá dovolenému průřezu. Od roviny tohoto řezu se celá skříň začíná zužovat. Zvolil jsem úhel, který mi vyšel jako nejvyšší pro maximální obrys a z toho plyne, že by v žádném dalším řezu neměl nastat problém až na řez poslední, kde se již uplatní jiná geometrie plynoucí z konstrukce kabiny. Z tohoto důvodu budu dále provádět kontrolu v myšlených řezech s krokem 1m a následně ještě na čele vozidla.

4.1.2.2 Kontrola konstrukčního obrysu na představku v odlehlosti $n_a = 2m$

Výpočet kinematického obrysu osobního vozu dle ČSN 28 0312			
Vypĺňuji se pouze buňky s červeně označenými hodnotami			
Vstupní data výpočtu		Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s = 18,500$ [m]	výška nad T.K.	šířka skříně
Vzdálenost otočných čepů	$a = 9,000$ [m]	h [mm]	$2.b_{sk}$ [mm]
Rozvor podvozku	$p = 0,000$ [m]		
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} = 1,465$ [m]	400	0
Rozchod dvojkolí $e_{Dv max. opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv opotř.} = 1,410$ [m]	400	2167
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q = 0,005$ [m]	910	2872
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p = 0,058$ [m]	1050	2875
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} = 0,0485$ [m]	3193	2647
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} = 0,023$ [m]	3343	2592
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} = 0,0320$ [m]	3493	2445
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} = 0,027$ [m]	3643	2150
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c = 0,600$ [m]	3743	1776
Součinitel náklonu vozové skříně	$s = 0,250$ [-]	3803	1430
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta = 1,000$ [°]	3850	735
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a = 2,000$ [m]	3850	735
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i = 4,500$ [m]	3850	735
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 = 2,000$ [m]	3850	735
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{z(-)} = 0,058$ [m]	3850	735
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{z(-)} = 0,050$ [m]	3850	735
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{z(+)} = 0,040$ [m]	3850	500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{z(+)} = 0,039$ [m]	3850	250
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{rk} = 0,015$ [m]	3850	0
Opotřebení kola dvojkolí (vztahžené na poloměr kola)	$\Delta r_k = 0,015$ [m]	Autor programu :	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} = 500$ [m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} = 500$ [m]	C 2005	
Podvozek - odpružené části			
Vzdálenost čela podvozku od osy dvojkolí	$n_{ap} = 0,500$ [m]		
Vzdálenost vnitřního průřezu podvozku od osy dvojkolí	$n_{ip} = 1,250$ [m]		
Poloměr směřového oblouku pro kontrolu obrysu podvozku	$R_{op} = 120$ [m]		
Možný relativní příčný pohyb posuzované části (např. kabelu) vůči rámu podvozku	$\Delta w_p = 0,000$ [m]		

Obrázek 35 - Zadání na představku $n_a = 2m$



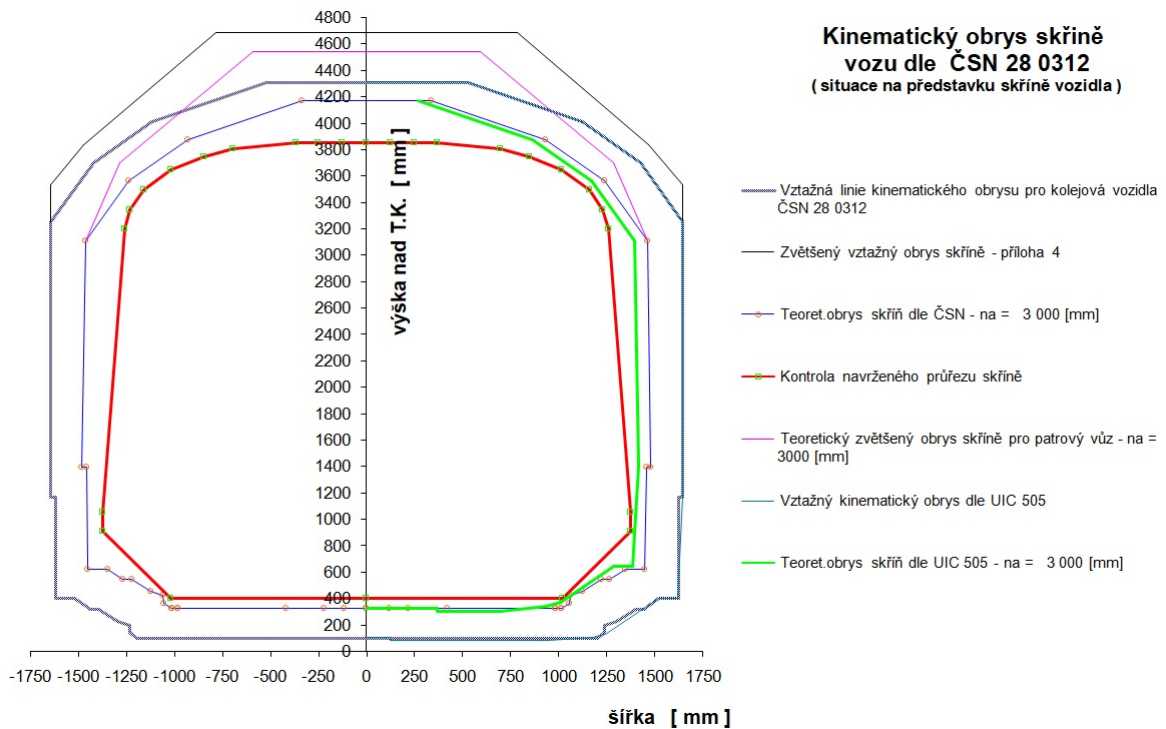
Obrázek 36 - Výsledný obrys na představku $n_a = 2m$

Přestože se vozidlo rovnoměrně zužuje stejně jako obrys pro konstrukci skříně, geometrie střechy se mění, ale celková výška zůstává. Na toto je vhodné se zaměřit, protože celková výška obrysu pro konstrukci skříně klesá. Na obrázcích je vidět, jak se mnou navržená červená linie přibližuje zelenému obrysu dle UIC 505. Při návrhu střechy v prizmatické části byla zvolena dostatečná rezerva, a tak i tento řez ve všech místech vyhovuje vypočtenému maximálnímu obrysu.

4.1.2.3 Kontrola konstrukčního obrysu na představku v odlehlosti $n_a = 3m$

Výpočet kinematického obrysu osobního vozu dle ČSN 28 0312			
Výplňují se pouze buňky s červeně označenými hodnotami			
Vstupní data výpočtu		Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s = 18,500$ [m]	výška nad TK	šířka skříně
Vzdálenost otočných čepů	$a = 9,000$ [m]	h [mm]	$2.b_{sk}$ [mm]
Rozvor podvozek	$p = 0,000$ [m]	400	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} = 1,465$ [m]	400	2035
Rozchod dvojkolí $e_{Dv max. opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv opotř.} = 1,410$ [m]	910	2744
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q = 0,005$ [m]	1050	2744
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p = 0,058$ [m]	3193	2515
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} = 0,0485$ [m]	3343	2461
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} = 0,023$ [m]	3493	2318
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} = 0,0320$ [m]	3643	2033
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} = 0,027$ [m]	3743	1698
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c = 0,600$ [m]	3803	1393
Součinitel náklonu vozové skříně	$s = 0,250$ [-]	3850	735
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta = 1,000$ [°]	3850	735
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a = 3,000$ [m]	3850	735
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i = 4,500$ [m]	3850	735
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 = 2,000$ [m]	3850	735
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{z(-)} = 0,058$ [m]	3850	735
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{z(-)} = 0,050$ [m]	3850	735
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{z(+)} = 0,040$ [m]	3850	500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{z(+)} = 0,039$ [m]	3850	250
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{rk} = 0,015$ [m]	3850	0
Opotřebení kola dvojkolí (vztážené na poloměr kola)	$\Delta r_k = 0,015$ [m]	Autor programu :	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} = 500$ [m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} = 500$ [m]	C 2005	
Podvozek - odpružené části			
Vzdálenost čela podvozku od osy dvojkolí	$n_{ap} = 0,500$ [m]		
Vzdálenost vnitřního průřezu podvozku od osy dvojkolí	$n_{ip} = 1,250$ [m]		
Poloměr směřového oblouku pro kontrolu obrysu podvozku	$R_{op} = 120$ [m]		
Možný relativní příčný pohyb posuzované části (např. kabelu) vůči rámu podvozku	$\Delta w_p = 0,000$ [m]		

Obrázek 37 - Zadání na představku $n_a = 3m$



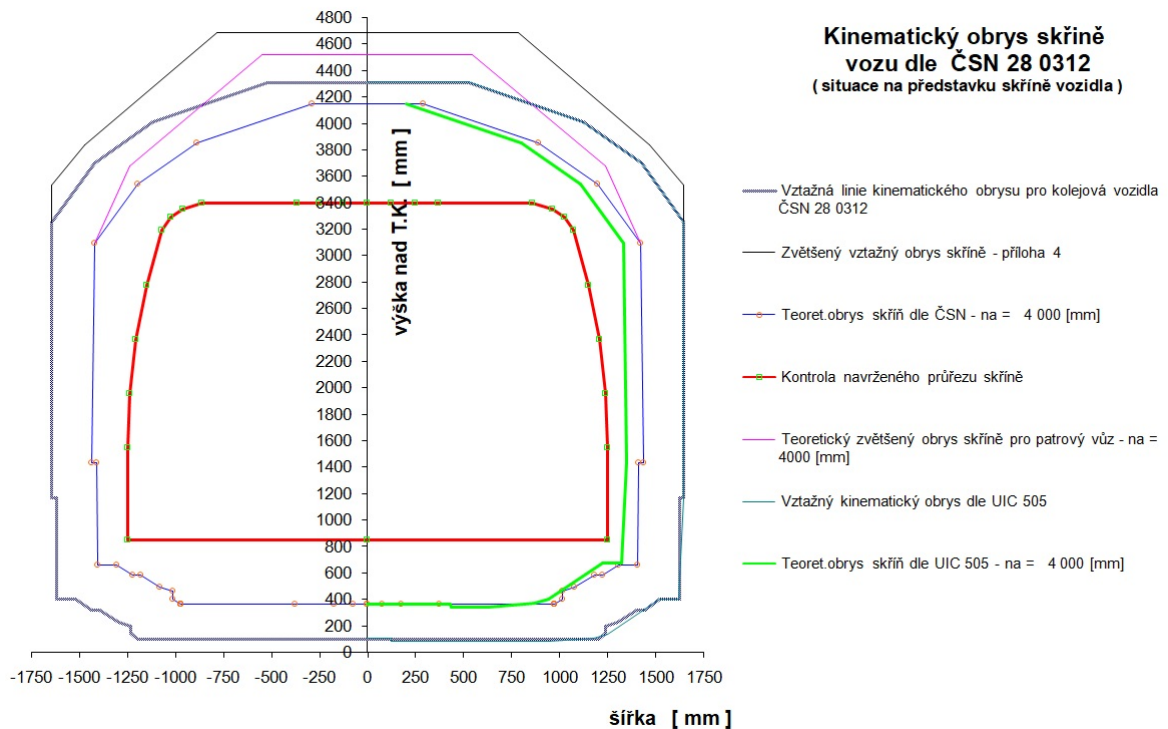
Obrázek 38 - Výsledný obrys na představku $n_a = 3m$

Tímto řezem končí rovnoměrné zužování hrubé stavby. Červená linie zobrazující moje vozidlo stále odpovídá teoretickému obrysu pro skříň dle UIC 505, což značí, že návrhové výpočty pro tuto část již byly správné a s dostatečným vzorkovacím krokem.

4.1.2.4 Kontrola konstrukčního obrysu na představku v odlehlosti $n_a = 4m$

Výpočet kinematického obrysu osobního vozu dle ČSN 28 0312			
Vstupní data výpočtu			
Délka vozové skříně	$L_s = 18,500$ [m]	Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Vzdálenost otočných čepů	$a = 9,000$ [m]	výška nad TK	šířka skříně
Rozvor podvozku	$p = 0,000$ [m]	h [mm]	$z.b_{sk}$ [mm]
		845	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} = 1,465$ [m]	845	2500
Rozchod dvojkolí $e_{Dv max. opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv opotř.} = 1,410$ [m]	1545	2500
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q = 0,005$ [m]	1955	2477
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p = 0,058$ [m]	2365	2411
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 250$ m	$w_{a250} = 0,0485$ [m]	2775	2300
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 250$ m	$w_{i250} = 0,023$ [m]	3190	2140
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 150$ m	$w_{a150} = 0,0320$ [m]	3290	2048
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 150$ m	$w_{i150} = 0,027$ [m]	3350	1920
Výška pólu náklonu vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c = 0,600$ [m]	3390	1720
Součinitel náklonu vozové skříně	$s = 0,250$ [-]	3390	735
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta = 1,000$ [°]	3390	735
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a = 4,000$ [m]	3390	735
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i = 4,500$ [m]	3390	735
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 = 2,000$ [m]	3390	735
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{z(-)} = 0,058$ [m]	3390	735
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{z(-)} = 0,050$ [m]	3390	735
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{z(+)} = 0,040$ [m]	3390	500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{z(+)} = 0,039$ [m]	3390	250
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{rk} = 0,015$ [m]	3390	0
Opotřebení kola dvojkolí (vztážené na poloměr kola)	$\Delta r_k = 0,015$ [m]	Autor programu:	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} = 500$ [m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} = 500$ [m]	© 2005	
Podvozek - odpružené části			
Vzdálenost čela podvozku od osy dvojkolí	$n_{ap} = 0,500$ [m]		
Vzdálenost vnitřního průřezu podvozku od osy dvojkolí	$n_{ip} = 1,250$ [m]		
Poloměr směřového oblouku pro kontrolu obrysu podvozku	$R_{op} = 120$ [m]		
Možný relativní příčný pohyb posuzované části (např. kabelu) vůči rámu podvozku	$\Delta w_p = 0,000$ [m]		

Obrázek 39 - Zadání na představku $n_a = 4m$



Obrázek 40 - Výsledný obrys na představku $n_a = 4m$

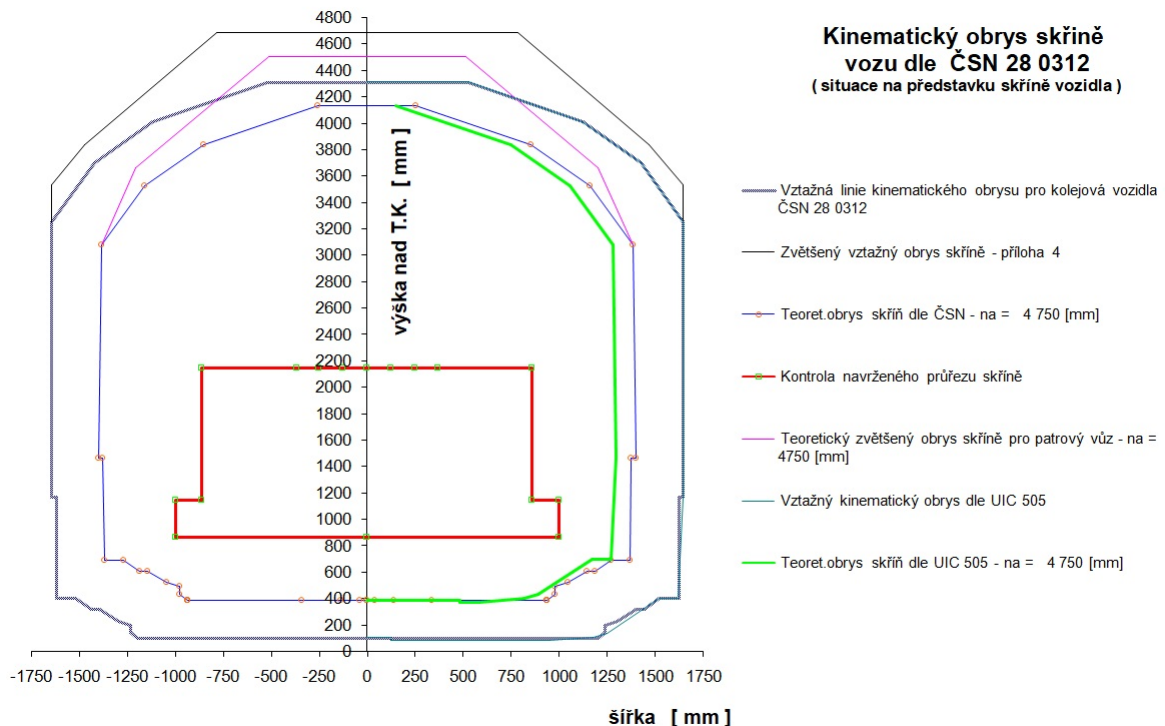
Na obrázku 40 je již ukázán řez kabinou, a jelikož v této části se vozidlo rychleji zužuje a v dolní části se nenachází žádné pomocné prostory zahrnující podvozek nebo battery-packy, tak červená linie s přehledem vyhovuje. V tomto prostoru bude nutné navrhnout ukotvení pluhu vozidla, ale to není tématem této bakalářské práce.

Na tento příčný průřez je vhodné se zaměřit při potažení celého vozidla plechem, do kterého budou následně vlepena okna. Minimální výška mnou navrženého potažení, zobrazeného na typovém výkrese viz příloha, vychází z výpočtu na čele vozidla. Celý profil včetně potažení v tomto řezu vyhovuje.

4.1.2.5 Kontrola konstrukčního obrysu na představku v odlehlosti $n_a = 4,75\text{m}$

Výpočet kinematického obrysu osobního vozu dle ČSN 28 0312			
Výplňují se pouze buňky s červeně označenými hodnotami			
Vstupní data výpočtu		Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s = 18,500$ [m]	výška nad T.K.	šířka skříně
Vzdálenost otočných čepů	$a = 9,000$ [m]	h [mm]	$2.b_{sk}$ [mm]
Rozvor podvozku	$p = 0,000$ [m]	860	0
Rozchod koleje $e_{Kolmax} = 1,465$ m	$e_{Kolmax} = 1,465$ [m]	860	2000
Rozchod dvojkolí $e_{Dv. max. opotř.} = 1,41$ m	$e_{Dv. opotř.} = 1,410$ [m]	1140	2000
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q = 0,005$ [m]	1140	1720
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p = 0,058$ [m]	2140	1720
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 250$ m	$w_{a250} = 0,0485$ [m]	2140	1720
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 250$ m	$w_{i250} = 0,023$ [m]	2140	1720
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 150$ m	$w_{a150} = 0,0320$ [m]	2140	1720
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_c = 150$ m	$w_{i150} = 0,027$ [m]	2140	1720
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c = 0,600$ [m]	2140	1720
Součinitel náklonu vozové skříně	$s = 0,250$ [-]	2140	735
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta = 1,000$ [°]	2140	735
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a = 4,750$ [m]	2140	735
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i = 4,500$ [m]	2140	735
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 = 2,000$ [m]	2140	735
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{z(-)} = 0,058$ [m]	2140	735
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{z(-)} = 0,050$ [m]	2140	735
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{z(+)} = 0,040$ [m]	2140	500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{z(+)} = 0,039$ [m]	2140	250
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta h_{rk} = 0,015$ [m]	2140	0
Opotřebení kola dvojkolí (vztahžené na poloměr kola)	$\Delta r_k = 0,015$ [m]	Autor programu :	
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} = 500$ [m]	Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} = 500$ [m]	C 2005	
Podvozek - odpružené části			
Vzdálenost čela podvozku od osy dvojkolí	$n_{ap} = 0,500$ [m]		
Vzdálenost vnitřního průřezu podvozku od osy dvojkolí	$n_{ip} = 1,250$ [m]		
Poloměr směřového oblouku pro kontrolu obrysu podvozku	$R_{op} = 120$ [m]		
Možný relativní příčný pohyb posuzované části (např. kabelu) vůči rámu podvozku	$\Delta w_p = 0,000$ [m]		

Obrázek 41 - Zadání na představku $n_a = 4,75\text{m}$



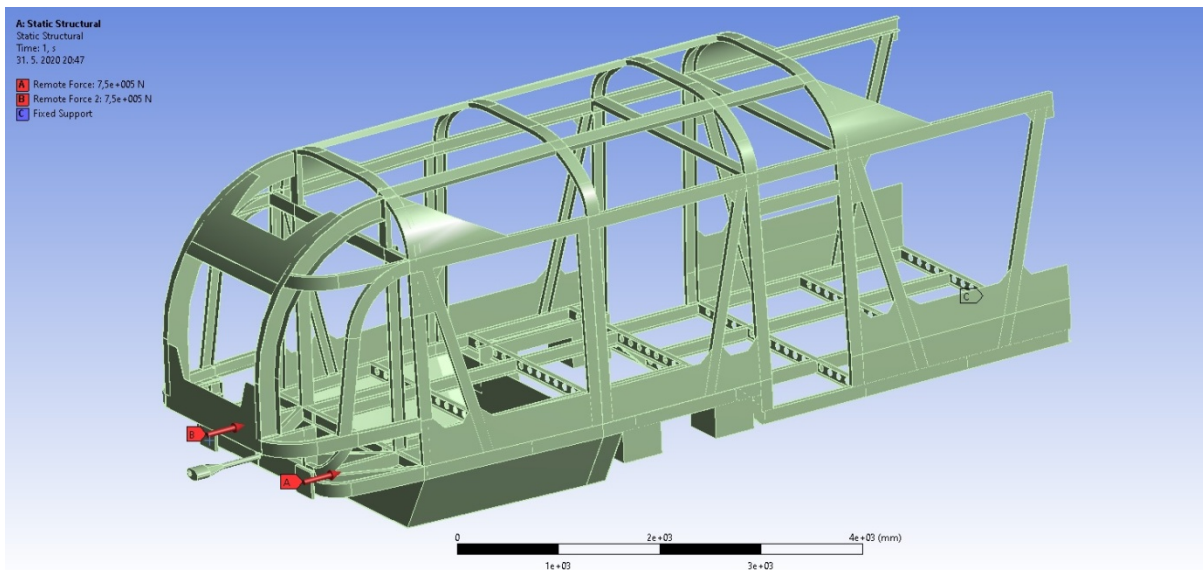
Obrázek 42 - Výsledný obrys na představku $n_a = 4,75\text{m}$

Pro úplnost i v tomto řezu na čele vozidla mnou navržená geometrie reprezentována červenou čarou plně vyhovuje.

5 MKP simulace od podélných sil

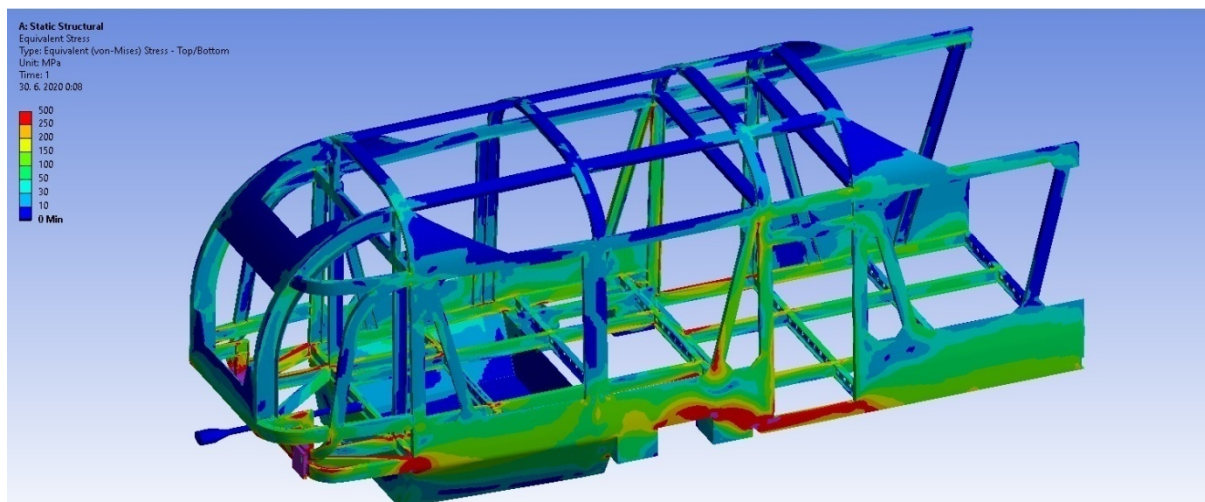
Jedním z bodů této bakalářské práce je provést simulaci zatížení od podélných tlakových sil působících na narážecí ústrojí podle normy ČSN EN 12 663. A to pro kategorii P-II tj. 1500 kN. V tomto případě to znamená, že na každé místo uchycení protišplhového ústrojí je vyvozována síla 750 kN. Pro zjednodušení simulace a lepší interpretaci výsledků jsem z modelu vozidla odstranil dvojkolí a síly jsem zavedl na opěrnou desku pod protišplhové ústrojí. Z důvodu absolutní symetrie stačilo ve všech simulacích počítat pouze jednu polovinu celé skříně. Skříň jsem napříč rozpůlil a do místa středové roviny hrubé stavby skříně vozidla jsem umístil pevnou vazbu.

Pro výpočet jsem použil simulační software ANSYS. Velký problém nastal při převodu modelu ať už v jakémkoliv formátu do prostředí ANSYSu. Při pokusu o rozšířování mnou vytvořeného modelu jako solid vykazoval program velké množství chyb vyžadujících kontrolu nebo korekci. Proto jsem se rozhodl převést model do soustavy ploch, kterým teprve po zavazbení přiřadím tloušťku, a u kterých vychází mnohem nižší množství problémových vazeb. Přes kontrolu výpočtu vlastních tvarů mohu profily po jednom přidávat a při hledání chyby iterativně zjistit problémovou vazbu. V případě, že ve svých budoucích projektech budu provádět další MKP simulace, tak vytvořím celý model pouze z ploch již v CATII, která je mnohem uživatelsky přívětivější.



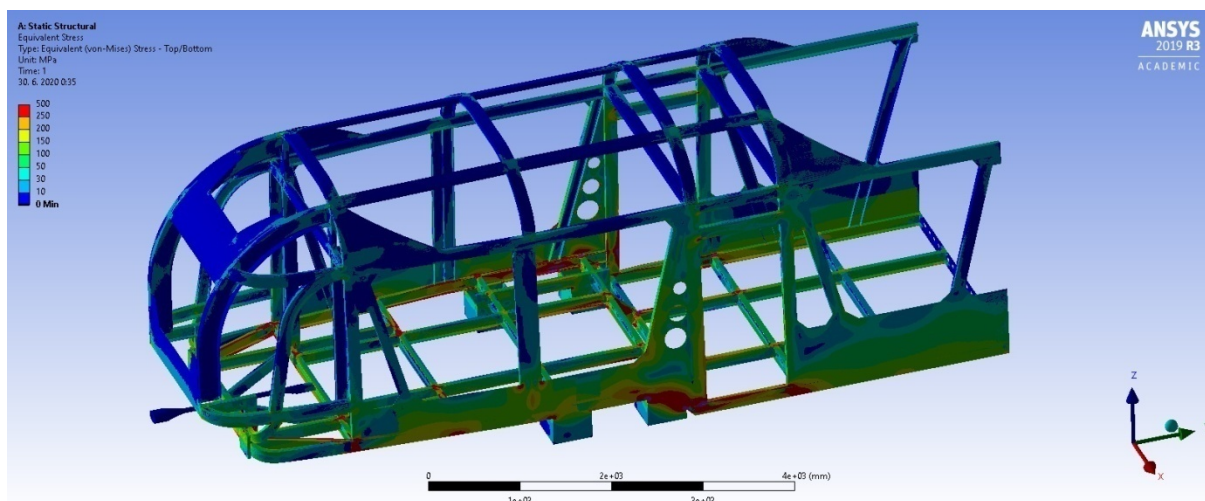
Obrázek 43 - Schematické zavedení sil

Na obrázku 43 je znázorněno umístění 2 sil o velikosti 750 kN. Pro rovnoměrnější rozložení jsou obě síly počítány jako spojitě zatížení na obě vyznačené plochy.



Obrázek 44 - Rozložení napětí dle teorie MMH - 1. simulace

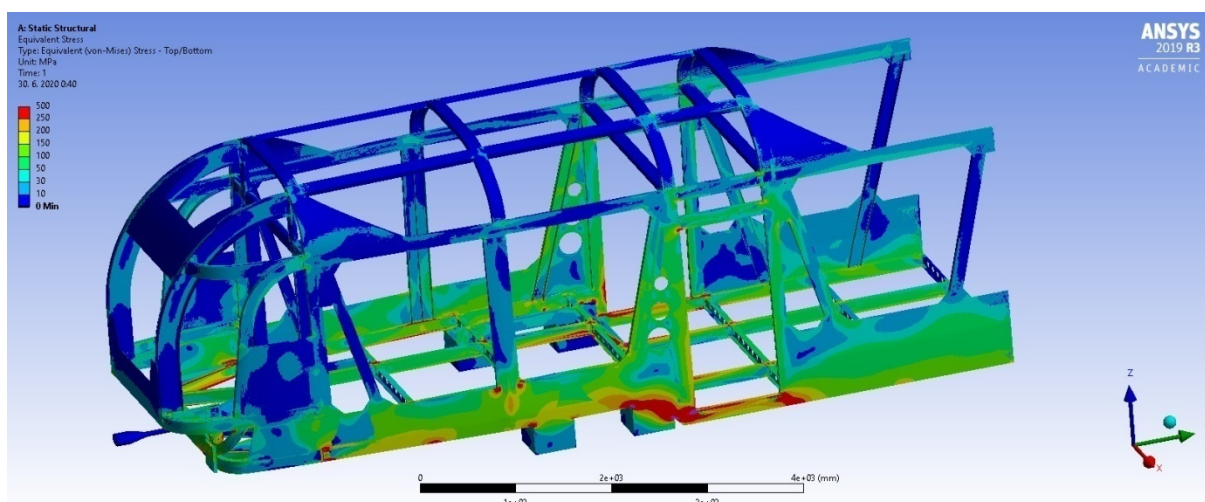
Po konzultaci s vedoucím práce jsem se rozhodl model částečně upravit a provést ještě jednu simulaci. Odstranil jsem celý box na Battery-packy, protože je zamýšlen jako šroubovaný a na zvýšení tuhosti se bude podílet jen zanedbatelně. Pro vyztužení kritického místa v oblasti kolem dveří jsem na svislé sloupky použil uzavřené profily a oblast směrem ke kabině vyplnil silným plechem. Od těchto úprav jsem očekával lepší roznesení síly do podélného profilu v oblasti střechy a omezení nejkritičtějšího koncentrátoru napětí, kterým je levý dolní roh dveří. V tomto místě dosahovala hodnota napětí až k $900 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, ale jelikož jde pouze o malou skupinu buněk, tak půjde konstrukce vhodně upravit pro rovnoměrnější rozložení sil.



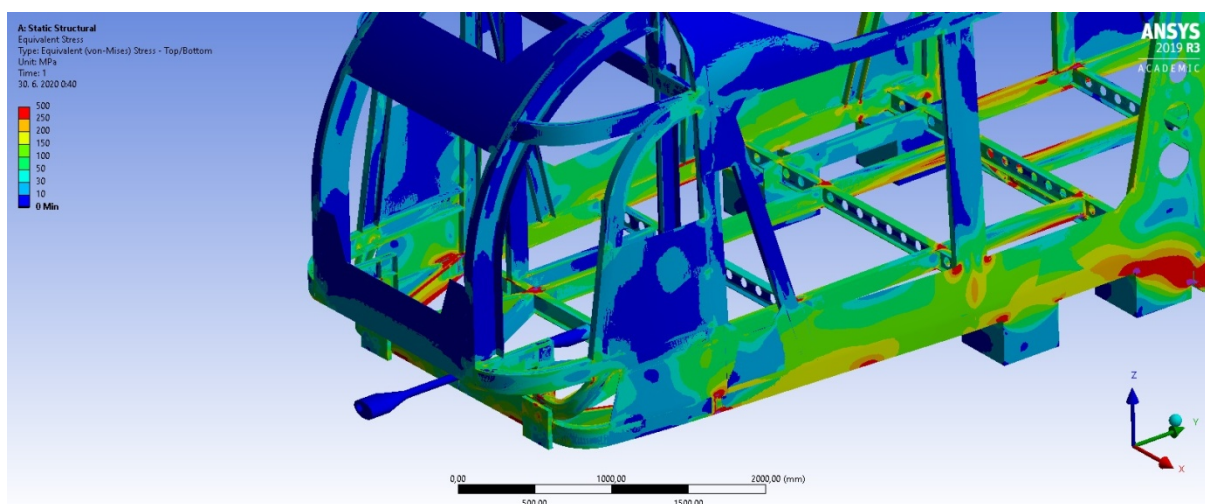
Obrázek 45 - Rozložení napětí dle teorie MMH - 2. Simulace

Z obrázku 45 můžeme vidět, že ve většině míst dosahuje napětí maximálně $200 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, to je pro běžnou konstrukční ocel přijatelná hodnota a v případě použití svařitelné konstrukční oceli ČSN 11 373 vychází bezpečnost vůči mezi kluzu 1,25 oproti základnímu materiálu. Vzhledem k tomu, že jde o svařovanou konstrukci diferenciální stavby, jsem se po dohodě s vedoucím práce ještě pokusil o 3 konstrukční úpravy hrubé stavby a následné provedení výpočetních simulací.

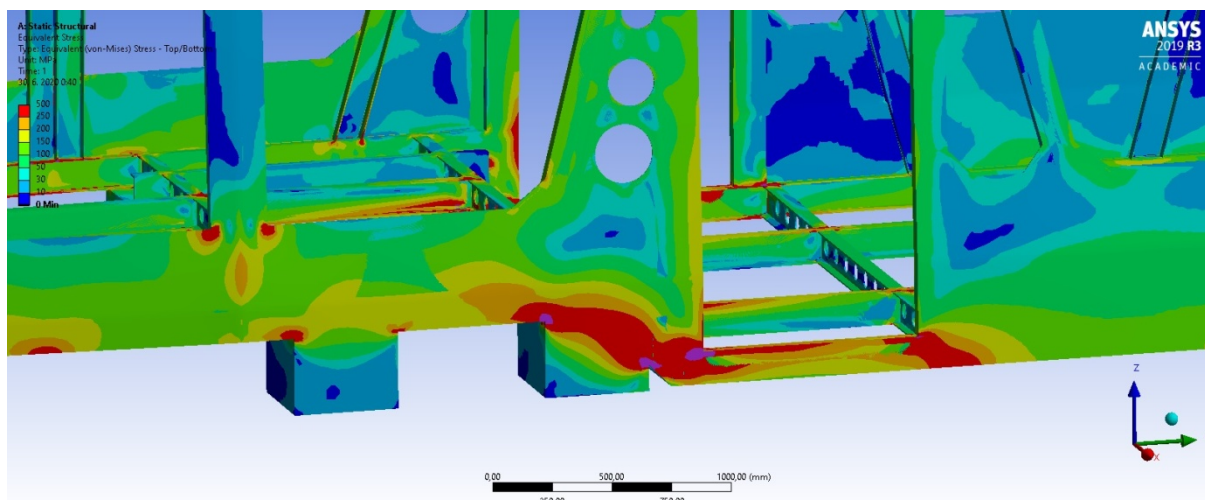
První úprava spočívá ve vyztužení silnými plechy v oblasti kabiny za účelem lepšího roznesení síly do střechy, která pro tento případ silového působení přenáší pouze $10 - 30 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Jako druhou úpravu uvažuji vnitřní profily tvořící podlahu v kabině postupně zešíkmit směrem k podélné ose vozidla, čímž bych chtěl docílit rovnoměrnějšího zatížení všech čtyř podélných profilů v oblasti podlahy. Třetí úprava zahrnuje použití vnějších uzavřených profilů v místě nad zamýšlenými podvozků, protože hodnota napětí na vnitřní straně U-profilu je příliš vysoká.



Obrázek 46 - Rozložení napětí dle teorie HMM - 3. simulace



Obrázek 47 - Rozložení napětí dle teorie HMM - 3. simulace - detail kabina



Obrázek 48 - Rozložení napětí dle teorie HMM - 3. Simulace - detail dolní část dveří

Z obrázku 46 je patrné, že plech v dolní části kabiny pomohl rovnoměrněji roznést napětí, avšak plech v horní části téměř žádné napětí nevede. Napětí v podélných profilech v oblasti střechy stouplu o zhruba $3-5 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, což sice není velká hodnota, ale zároveň se snížila hodnota maximálního napětí v místě pod dveřmi o $30 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. To považuji za dobrý výsledek, nicméně plech bych ještě odlehčil kruhovými otvory. Kritická místa v oblasti kabiny by zřejmě šla omezit použitím uzavřených profilů, případně změnou jejich rozměrů nebo tloušťky. Další úpravy na konstrukci hrubé stavby spatřuji v použití rohovníků v napojení jednotlivých profilů.

Z omezených časových důvodů jsem těmto úpravám již nemohl věnovat pozornost. Hlubší analýze bych se chtěl věnovat v projektech navazujícího magisterského studia.



6 Závěr

V úvodní kapitole 1 jsem vytvořil rešerši stávajících legislativních požadavků na pevnost a konstrukci skříní osobních kolejových vozidel dle norem ČSN EN 12 663 a ČSN EN 15 227. Jeden z cílů mé práce spočíval v provedení výpočetní studie, která hodnotí možnost zařazení lehkého dvounápravového vozidla (kolejového elektrobusu) do kategorie P-II. Z normy ČSN EN 12 663 pro tuto kategorii plyne zatížení podélnými silami v součtu 1500 kN na nárazecí ústrojí, tj. v mém případě 750 kN na každý zamýšlený protišplhový prvek. Simulaci působení této podélné síly na nárazecí řeším v poslední kapitole.

Dále jsem se zabýval rešerší základních technických informací o současně provozovaných lehkých kolejových vozidlech v České republice a v Evropě. Na to jsem navázal přehledem projektů a studií, jak by lehká kolejová vozidla v budoucnu mohla vypadat, případně na jakých projektech se pracuje v zahraničí.

Na základě poznatků z dříve řešených diplomových prací jsem po konzultaci s vedoucím práce vytvořil pomocí CATIA V5 3D model, tvořený jako svařenec U-profilů a I-profilů, který odpovídá mnou zamýšlené konstrukci. U tohoto modelu jsem s pomocí kontrolního programu zkontroloval celkový konstrukční obrys vozidla, aby odpovídal kinematickému profilu dle UIC 505.

Nakonec jsem provedl pomocí MKP simulaci od podélné síly v programu ANSYS. Provedl jsem několik dílčích simulací a postupných úprav modelu hrubé stavby skříně vedoucí k lepším výsledkům z hlediska rozložení napětí od působení výše uvedených podélných sil. Tyto kroky směřují k nadějným výsledkům. Pro konečné rozhodnutí, zda bude možné vozidlo zařadit do kategorie P-II, bude nutné věnovat pozornost ještě simulaci zatížení od svislých sil, případně od kombinace podélných a svislých sil. Tyto simulace však již překračují rozsah zadání bakalářské práce.

Této problematice bych se chtěl věnovat v projektech navazujícího magisterského studia, potažmo ve své diplomové práci. Myslím, že všechny dílčí body zadání bakalářské práce jsem splnil v dostatečném rozsahu.



Použité zdroje

- [1] Norma. ČSN EN 12663 „Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukci skříňů kolejových vozidel“
- [2] Norma. ČSN EN 15227 „Železniční aplikace - Požadavky na odolnost skříňů železničních vozidel proti nárazu“
- [3] Regio-Shuttle RS1 – Wikipedie. [online]. © 2020 [cit. 1. 6. 2020]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Regio-Shuttle_RS1
- [4] ř.810 ORCHESTRION - Dopravní prostředky hlavně mhd a vlaky.Všechny fotky jsem fotil já!!- M.Šťovíček. české dráhy + čd cargo - Dopravní prostředky hlavně mhd a vlaky. M.Šťovíček [online]. Dostupné z: <https://dopravniprostredky.wgz.cz/rubriky/encyklopedie-vlak/motorove-vozy/r-810-orchestriion>
- [5] Motorová jednotka řady 814 “RegioNova” (814 067-5 + 914 06...) | Flickr. *Find your inspiration.* | Flickr [online]. © 2020 [cit. 1. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.flickr.com/photos/rostislav_s/35586404275
- [6] Regionova 2 – Aktuálně.cz Zprávy - Aktuálně.cz [online]. Dostupné z: <https://zpravy.aktualne.cz/regionova-2/r~i:photo:205194/>
- [7] Prototyp regionální jednotky ČD- Regionova – Ekolist. [online]. © 2005 [cit. 1. 6. 2020]. Dostupné z: <http://www.ekolist.cz/cz/zpravodajstvi/zpravy/prototyp-regionalni-jednotky-cd-regionova-vyrobeny-spolecnosti-pars-nova-ziskal-zlatou-medaili-na-mezinarodnim>
- [8] Motorová jednotka řady 814 ČD “Regionova” | Atlas Lokomotiv. *Atlas Lokomotiv | Lokomotivy, jednotky, motorové vozy* [online]. ©Pars [cit. 1. 6. 2020]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-814.html>
- [9] Vlaky – Stránky pro muže. *Koníčky - Stránky pro muže* [online]. © Phdr. Zbyněk Zlinský Dostupné z: <https://strankypromuze.7x.cz/rubriky/konicky/vlaky>
- [10] Stadler Regio-Shuttle RS1. *Vlaky.net* [online]. Trnava: Vlaky.net, ©1996 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.vlaky.net/upload/images/reports/004224/Stadler.pdf>
- [11] *VLAKY.NET - Magazín o vlacích a železnicích* [online]. © [cit. 4. 6. 2020] Dostupné z: <https://www.vlaky.net/upload/images/reports/004224/Stadler.pdf>
- [12] RegioShuttle RS1 – Informace z radnice – 18. Listopadu [online]. Dostupné z: www.novinyvm.cz/2937-informace-z-radnice-18listopadu.html



- [13] Regio-Shuttle RS1 – Wikipedia. [online]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Regio-Shuttle_RS1
- [14] DB-Baureihe_670 *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. © 2001 [cit. 4. 6. 2020]. Dostupné z: https://de.wikipedia.org/wiki/DB-Baureihe_670
- [15] Hzníkovi vláčky, Blog Archive, Historie kolejové dopravy v Německu (XV. díl), aneb Motorové vozy a jednotky DB. *Honzíkovy vláčky* [online]. © 2007 [cit. 4. 6. 2020]. Dostupné z: <http://www.honzikovyvlacky.cz/2016/03/14/historie-kolejove-dopravy-v-nemecku-xv-dil-aneb-motorove-vozy-a-jednotky-db/>
- [16] Baureihe - 670. In: *Eisenbahnarchiv* [online]. Dostupné z: <https://www.eisenbahnarchiv.de/bibliothek/deutschland/lokomotiven-locomotives/diesel-triebwagen-ab-1994/baureihe-670/>
- [17] Baureihe 672.9 – LVT/S – www.bahn-galerie.de. *Eisenbahnbilder von Triebfahrzeugen und Lokomotiven in Deutschland - Bahn-Galerie.de* [online]. Dostupné z: http://bahn-galerie.de/Diesel_TW/672-9/Baureihe-672-9.htm
- [18] Baureihe DWA LVT/S FOTOS – Bahnsichtungen.net. *Bahnsichtungen - Bahnsichtungen.net* [online]. Dostupné z: <https://www.bahnsichtungen.net/name/galerie/kategorie/80-deutschland~dieseltriebzeuge~dwa-lvts.html>
- [19] ZNTK Poznań Regio Tramp – Wikipeda, wolna encyklopedia. [online]. Dostupné z: https://pl.wikipedia.org/wiki/ZNTK_Pozna%C5%84_Regio_Tramp
- [20] Railways Act učinil před čtvrtstoletím z britských železnic to, čím jsou dnes. Ať už to je cokoli – ČT24 – Česká televize. *ČT24 — Nejdůvěryhodnější zpravodajský web v ČR — Česká televize* [online]. © [cit. 9. 6. 2020] Dostupné z: <https://ct24.ceskatelevize.cz/svet/2605979-railways-act-ucinil-pred-ctvrtstoletim-z-britskych-zeleznic-cim-jsou-dnes-uz-ie-cokoli>
- [21] The hated British train that just won't die | CNN Travel. *CNN International - Breaking News, US News, World News and Video* [online]. © [cit. 9. 6. 2020] Dostupné z: <https://edition.cnn.com/travel/article/pacer-trains-uk/index.html>
- [22] YouTube. *YouTube* [online]. Google LLC. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=h-WfYeZ2U_c
- [23] DAWLISH, DEVON, UK - 26OCT2018: GWR Class 143 Pacer trainset 143619 travelling north after leaving Dawlish Station Stock Photo - Alamy. Alamy – Stock Photos, Stock Images & Vectors [online]. Dostupné z: <https://www.alamy.com/dawlish-devon-uk-26oct2018-gwr-class-143-pacer-trainset-143619-travelling-north-after-leaving-dawlish-station-image223864030.html>



- [24] KOLÁŘ, J. Konstrukční studie částečně nízkopodlažního kolejového elektrobusu (prezentace z ProRail). 2019
- [25] Railway Gazette International, February 2020
- [26] ZEVrail, September 2019
- [27] Stadtbahn Karlsruhe – Wikipedia. [online]. Dostupné z:
https://de.wikipedia.org/wiki/Stadtbahn_Karlsruhe
- [28] Datei:Karte Stadtbahn Karlsruhe.png – Wikipedia. [online]. Dostupné z:
https://de.m.wikipedia.org/wiki/Datei:Karte_Stadtbahn_Karlsruhe.png
- [29] AVG 858 [Karlsruhe tram-train], Rastatt | 02/06/11. Rastatt ... | Flickr. Find your inspiration. | Flickr [online]. Dostupné z:
<https://www.flickr.com/photos/hhhumber/5805395525>



Seznam použitých veličin a jednotek

Označení [Jednotka]	Název veličiny
E [N·mm ⁻²]	Modul pružnosti v tahu
F [kN]	Síla
g [m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
l [m]	Délka
m₁ [kg]	Konstrukční hmotnost skříně vozidla v provozním stavu bez hmotnosti podvozků
m₂ [kg]	Konstrukční hmotnost jednoho podvozku nebo pojezdu
m₄ [kg]	Hmotnost výjimečného užitečného zatížení podle EN 12 663
m₅ [kg]	Hmotnost normálního konstrukčního užitečného zatížení bez hmotnosti cestujících
P [kW]	Výkon
R [N·mm ⁻²]	Mez pružnosti nebo 0,2% smluvní mez kluzu materiálu
R_m [N·mm ⁻²]	Mezní zatížení materiálu
S₁ [-]	Bezpečnostní součinitel pro mez pružnosti nebo mez kluzu
S₂ [-]	Bezpečnostní součinitel pro mezní poruchu
U [-]	Míra využití materiálu
ε [-]	Zbytková deformace
σ_c [N·mm ⁻²]	Vypočítané napětí



Seznam obrázků

Obrázek 1 - Prostor pro přežití [2]	13
Obrázek 2 - Jednotka 810 [4]	15
Obrázek 3 - Jednotka 814 + 014 Regionova (dvouvozová) [5]	15
Obrázek 4 - Jednotka 814.2 + 014 + 814.2 – Regionova (třívozová) [6]	16
Obrázek 5 - Typový výkres jednotky 814 + 914 (Regionova) [9]	17
Obrázek 6 - Typový výkres Regioshuttle RS-1 [12]	18
Obrázek 7 - Jednotka 840 [13]	18
Obrázek 8 - Jednotka Deutsche Bahn 670 [16]	19
Obrázek 9 - Jednotka Deutsche Bahn DWA LVT/S [18]	20
Obrázek 10 - Jednotka Regio Tramp [19]	20
Obrázek 11 - Jednotka British Railways 141 [22]	21
Obrázek 12 - Jednotka British Railways 143 [23]	21
Obrázek 13 - Koncept lehkého kolejového elektrobusu [24]	22
Obrázek 14 - Koncept lehkého kolejového elektrobusu [24]	22
Obrázek 15 - Koncept lehkého kolejového elektrobusu - hrubá stavba [24]	23
Obrázek 16 - Bus VLR UK [25].....	23
Obrázek 17 - Aachener Rail Shuttle - osobní [26].....	24
Obrázek 18 - Aachener Rail Shuttle - osobní [26].....	24
Obrázek 19 - Aachener Rail Shuttle - nákladní [26].....	24
Obrázek 20 - Mapa sítě tram-train s centrem v Karlsruhe v roce 2015 [28]	26
Obrázek 21 - Vlako-tramvaj v Karlsruhe [29]	26
Obrázek 22 - Koncept elektrobusu s dvěma uprostřed	27
Obrázek 23 - 1. 3D model.....	27
Obrázek 24 - Typový výkres vozidla	28
Obrázek 25 - Kontrola maximálního průřezu	28
Obrázek 26 - Kontrola maximálního průřezu - detail v nízkopodlažní části	29
Obrázek 27 - 3D model odpovídající maximálním rozměrům	30
Obrázek 28 - Kontrola maximálního obrysu.....	31
Obrázek 29 - Kontrola maximálního obrysu.....	31
Obrázek 30 - Kontrola maximálního obrysu.....	32
Obrázek 31 - Zadání střed vozidla	33
Obrázek 32 - Výsledný obrys ve středu vozidla	33
Obrázek 33 - Zadání na představku na = 1m	34
Obrázek 34 - Výsledný obrys na představku $n_a = 1m$	35
Obrázek 35 - Zadání na představku $n_a = 2m$	36
Obrázek 36 - Výsledný obrys na představku $n_a = 2m$	36
Obrázek 37 - Zadání na představku $n_a = 3m$	37
Obrázek 38 - Výsledný obrys na představku $n_a = 3m$	38
Obrázek 39 - Zadání na představku $n_a = 4m$	38
Obrázek 40 - Výsledný obrys na představku $n_a = 4m$	39
Obrázek 41 - Zadání na představku $n_a = 4,75m$	40
Obrázek 42 - Výsledný obrys na představku na = 4,75m.....	40
Obrázek 43 - Schematické zavedení sil	41
Obrázek 44 - Rozložení napětí dle teorie HMH - 1. simulace	42
Obrázek 45 - Rozložení napětí dle teorie HMH - 2. Simulace.....	42
Obrázek 46 - Rozložení napětí dle teorie HMH - 3. simulace	43
Obrázek 47 - Rozložení napětí dle teorie HMH - 3. Simulace - detail kabina	43
Obrázek 48 - Rozložení napětí dle teorie HMH - 3. Simulace - detail dolní část dveří.....	44



Seznam tabulek

Tabulka 1 - Tlaková síla v místě uchycení nárazníku/spřáhel	8
Tabulka 2 - Tahová síla na uchycení spřáhla	8
Tabulka 3 - Tlaková síla v oblasti čelníku 150 mm nad úrovní podlahy	9
Tabulka 4 - Tlaková síla ve výšce dolního okraje okna	9
Tabulka 5 - Tlaková síla v úrovni vaznice	9
Tabulka 6 - Maximální provozní zatížení (odpovídá výjimečnému zatížení)	9
Tabulka 7 - Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci vozidla	9
Tabulka 8 - Zdvihání a zvedání celého vozidla ve stanovených místech	10
Tabulka 9 - Kombinované statické zatížení	10
Tabulka 10 - Zrychlení ve směru osy x	10
Tabulka 11 - Zrychlení ve směru osy y	10
Tabulka 12 - Zrychlení ve směru osy z	10
Tabulka 13 - Zrychlení ve směru osy y pro únavové výpočty	11
Tabulka 14 - Zrychlení ve směru osy z pro únavové výpočty	11
Tabulka 15 - Zrychlení ve směru osy x pro únavové výpočty	11
Tabulka 16 - Charakteristiky crash testů	12

Seznam příloh

Příloha 1 - Typový výkres vozidla