

České vysoké učení technické  
v Praze  
Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových  
vozidel



Diplomová práce

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hryz** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **408651**  
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:

**Čtyřnápravový elektrický trakční vůz pro regionální dopravu**

Název diplomové práce anglicky:

**Four-axle electric traction railway vehicle for regional transport**

Pokyny pro vypracování:

1. Specifikujte legislativní, technické a provozní požadavky na vozidla pro regionální osobní dopravu na hlavních a vedlejších tratích, proveďte rešerši stávajících vozidel.
2. Posuďte vliv požadavků interoperability na konstrukci kolejových vozidel pro regionální dopravu. Zhodnoťte legislativní možnosti provozu neinteroperabilních vozidel na regionálních tratích.
3. Proveďte rozbor možných technických řešení čtyřnápravového vozu pro regionální osobní dopravu. Proveďte porovnání a technické zhodnocení jednotlivých variant.
4. Vypracujte návrh čtyřnápravového elektrického vozu, odvozeného od platformy elektrických jednotek, stanovte základní parametry takového vozidla, proveďte výpočty trakčních charakteristik a návrh a kontrolu vypružení vozidla.
5. Vypracujte typový výkres navrhovaného vozidla.

Seznam doporučené literatury:

Směrnice TSI, vyhlášky UIC, normy ČSN / EN.  
Skripta ČVUT:  
Kolář, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel  
Švejnoch a kol.: Teorie vozidel

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


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

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

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_



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



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



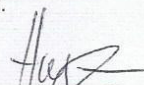
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

24 . 4

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího Ing. Jana Kalivody Ph.D.

Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

.....

podpis

## **Poděkování**

Touto cestou děkuji vedoucímu práce Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování diplomové práce a za čas a mnoho nápadů, které mi věnoval při konzultacích.

# Čtyřnápravový elektrický trakční vůz pro regionální dopravu

Four-axle electric traction railway vehicle for regional transport

## **Anotace**

Diplomová práce se zabývá legislativními možnostmi provozování neinteroperabilních železničních vozidel v českém železničním systému. Porovnává jednotlivé kategorie drah a vyhodnocuje jejich vliv na konstrukci vozidla pro regionální tratě. Dále se zabývá návrhem základních parametrů čtyřnápravového elektrického trakčního vozu, návrhem jeho interiéru a vypružení. Navržené parametry vypružení jsou dále vyhodnoceny z pohledu bezpečnosti proti vykolejení a to jak analyticky, tak za pomoci simulačního programu Simpack.

## **Klíčová slova**

čtyřnápravový elektrický trakční vůz, regionální železniční doprava, interoperabilní železniční vozidlo, neinteroperabilní železniční vozidlo, návrh interiéru kolejového vozidla, návrh vypružení kolejového vozidla, simulace jízdy kolejového vozidla v Simpack

## **Abstract**

This diploma thesis deals with the legislative possibility of operating non-interoperable railway vehicles in the Czech railway system. A comparison of the single railway categories and evaluation of their influence on the construction requirements for regional railway vehicles has been performed. Furthermore, it deals with the design of basic technical parameters of a four-axle electric traction vehicle, interior design and suspension design. The suspension parameters have been evaluated in terms of safety against derailment analytically as well as by simulation in software Simpack.

## **Keywords**

Four-axle electric traction vehicle, regional railway transport, interoperable railway vehicle, non-interoperable railway vehicle, interior design of railway vehicle, suspension design of railway vehicle, simulation of running behaviour of railway vehicle in Simpack

# 1. Obsah

Poděkování.....	4
Anotace .....	1
Klíčová slova .....	1
Abstract .....	1
Keywords.....	1
1. Regionální železniční doprava.....	4
1.1. Úvod .....	4
1.2. Stávající vozidla .....	5
1.3. Legislativní požadavky.....	8
2. Vozidla pro neinteroperabilní železniční systém .....	12
2.1. Dráha speciální.....	14
2.2. Dráha tramvajová.....	20
2.3. Dráha místní.....	27
2.4. Posouzení vlivu interoperability na konstrukci vozidla.....	30
3. Požadavky na interoperabilní vozidlo .....	37
3.1. Zastávkový provoz na hlavních a regionálních tratích ČR.....	37
3.2. Sólo vozidlo .....	37
3.3. TSI.....	37
4. Možné varianty vozu.....	39
4.1. Vozidlo motorové trakce.....	39
4.2. Vozidlo elektrické trakce na baterie .....	41
4.3. Vozidlo závislé elektrické trakce .....	41
4.4. Výběr vhodné varianty.....	41
5. Základní parametry vozidla.....	43
5.1. Obrys pro konstrukci vozidla.....	43
5.2. Analýza rizik .....	47
5.3. Uspořádání interiéru.....	49
6. Hmotnostní bilance.....	63
7. Trakční výpočty .....	66
8. Pojezd vozidla.....	70
9. Návrh vypružení vozidla .....	71
9.1. Návrh pružícího prvku.....	75
9.2. Definice sil působících na pružinu .....	76

9.3.	Kontrolní výpočty pružiny na pevnost .....	78
9.4.	Výpočty délek pružiny .....	84
9.5.	Návrh pružin sekundárního stupně vypružení .....	87
10.	Kontrola bezpečnosti proti vykolejení .....	89
10.1.	Stanovení minimální kolové síly .....	89
10.2.	Výpočet vodící síly podle Heumanna .....	91
10.3.	Bezpečnost proti vykolejení na nouzovém vypružení .....	93
11.	Simulační model .....	95
11.1.	Ověření simulačního modelu .....	96
11.2.	Bezpečnost proti vykolejení .....	98
13.3.	Simulace jízdy vozidla v přímé trati .....	104
13.4.	Simulace jízdy obloukem .....	105
12.	Závěr .....	108
	Použité zdroje .....	109
	Seznam obrázků .....	111
	Seznam tabulek .....	112
	Seznam grafů .....	113
	Seznam použitých symbolů .....	113
	Seznam příloh .....	116
	Seznam přiložených výpočetních programů .....	116
	Příloha 1 - Vstup pro výpočetní program obrysu .....	117
	Příloha 2 - Skript pro návrh vypružení v Matlabu .....	118
	Příloha 3 - Relevantní části vyhlášek a norem .....	119



# 1. Regionální železniční doprava

---

## 1.1. Úvod

Potřeba cestování a převozu zboží provází lidstvo od nepaměti. Od přesouvání kamenných obelisků pro stavbu pyramid až po vyhlídkové lety do vesmíru lidé stále řeší problém, jak s co nejnížší spotřebou energie přesunout co možná největší množství nákladu. Za účelem co nejvyšších přepravních výkonů lidé vynaložili značné úsilí ve vymýšlení stále důmyslnějších dopravních systémů, které by maximalizovaly přepravní výkon. Ve druhé polovině 20. století se dopravní systémy zformovaly přibližně do dnešní podoby. Lidé využívají pro svojí přepravu především letecké, železniční a automobilové dopravy. Každý ze jmenovaných přepravních systémů má své klady a zápory. Železniční doprava se hojně využívá pro přepravu pasažérů jak mezi velkými městy, tak pro regionální dopravu. Železnice těží zejména z nízkých jízdních odporů, ať už je to odpor vzduchu nebo odpor valení, vysoké systémové bezpečnosti nebo malé plochy zabrané dopravní cestou. Jednou dnes z nejaktuálnějších předností kolejové dopravy je vysoká míra využití elektrických pohonů vozidel spojená s nulovými emisemi škodlivých exhalací v centrech měst a možností rekuperace energie. Oproti tomu mezi nevýhody železnice patří pomalá obměna vozového parku a sní spojená prodleva aplikace nejnovějších trendů v komfortu cestování a oproti konkurenčním dopravním systémům stále zaostávající mezinárodní propojení jednotlivých státních železničních systémů.

Se stále se zvyšujícím počtem obyvatel žijících v městských aglomeracích a jejich okolí a se stoupající přetížeností silniční dopravy lze očekávat nárůst poptávky po moderních kolejových vozidlech pro regionální dopravu, která budou cestovními časy konkurovat silničním vozidlům. Aby se však řidiči rozhodli změnit své cestovní návyky a zvolit pro cestu do města vlak, je zapotřebí nabídnout odpovídající cestovní komfort a navazující dopravní infrastrukturu v okolí nádraží. Nezbytností je stavba záchytných parkovišť pro automobily a realizace navazujících služeb v podobě moderní městské hromadné dopravy nebo půjčovny jízdních kol v okolí nádraží.

Elektrický čtyřnápravový trakční vůz je jednou z možností, jak z pohledu dopravce zefektivnit přepravu cestujících mimo dopravní špičku v rámci příměstské a meziměstské dopravy na elektrifikovaných tratích, kde v současné době plní traťovou službu koncepčně obdobné motorové čtyřnápravové trakční vozy.

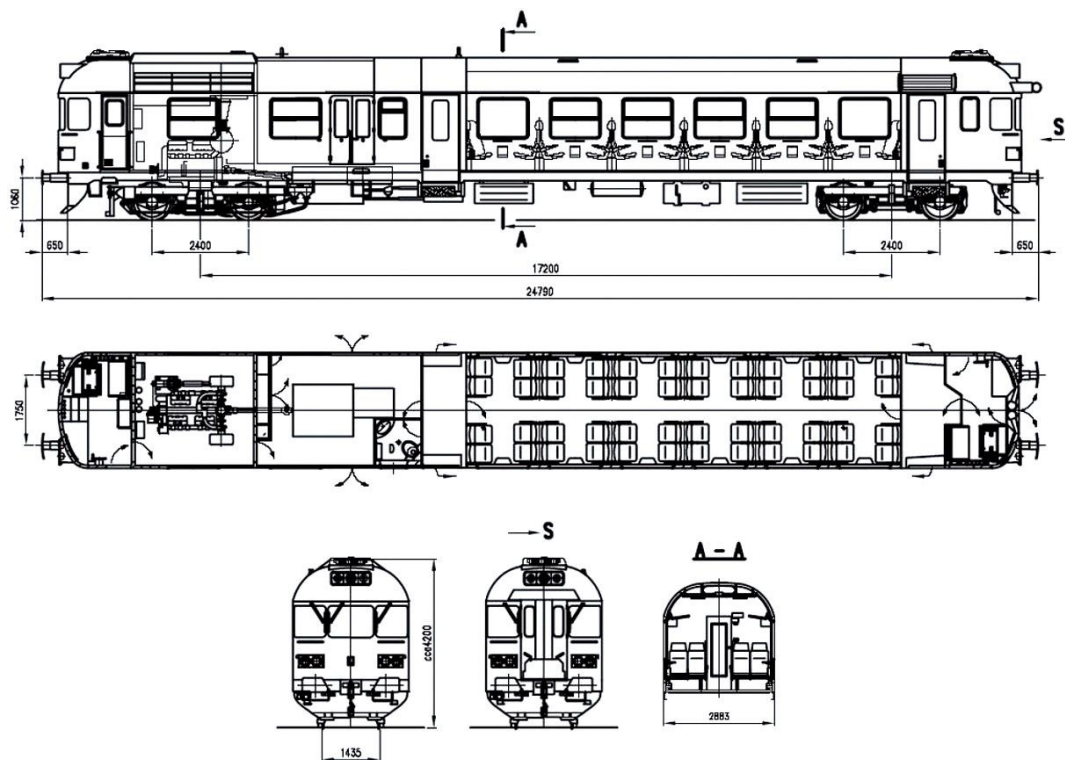
## 1.2. Stávající vozidla

Prvním na českém území provozovaným čtyřnápravovým elektrickým trakčním vozem byly dva vozy s označením M400(Obr. 1), které jezdily na trati z Bechyně do Tábora. Jednalo se o první trať, která byla projektována pro elektrickou trakci na našem území. Vozy byly vyrobeny v roce 1903 a v provozu byly až do roku 1973. Elektrickou výzbroj do vozů dodala firma František Křížík a vozy vyrobila společnost Ringhoffer. Vozy byly napájeny stejnosměrným napětím o 1500 V a byly poháněny čtyřmi trakčními elektromotory o výkonu 26kW.



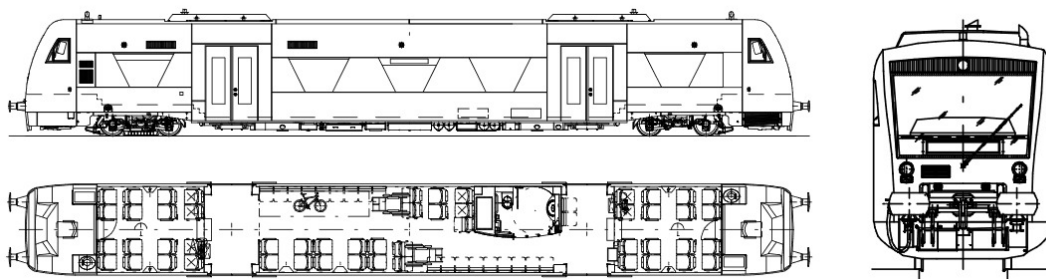
Obr. 1: Vůz M400 společnosti Ringhoffer (1)

V současné době je na Evropském i našem železničním systému k vidění celá řada vozidel sloužících pro regionální přepravu cestujících. Typickými zástupci čtyřnápravových trakčních vozů u nás jsou motorové vozy řad 842, 843 a 854(Obr. 2). Tyto vozy jsou poháněny dieselvými motory a přenos výkonu je realizován jako hydrodynamický. Motor je uložen uvnitř skříně vozidla ve zvláště vyčleněném oddílu. Toto koncepční uspořádání je velmi výhodné z pohledu nízkých vibrací a hluku ve vozidle a umožňuje snadnou údržbu agregátu. Hlavní nevýhodou tohoto řešení je, že hnací ústrojí zabírá prostor pro cestující a výrazným způsobem omezuje kapacitu vozu. Vozy nejsou v souladu s technickými směrnicemi pro interoperabilitu. Celková kapacita činí 98 míst - 48 míst k sezení a 50 k stání. Výkon vozidla je 588kW a hmotnost plně obsazeného vozu činí 56.5t. Vozy jsou plně vysoko-podlažní. Tato vozidla nekorrespondují s trendy moderní a komfortní regionální dopravy a jsou postupně nahrazována moderními vozidly. V současné době je možné vidět v čele rychlíků, spěšných i osobních vlaků. Spoje realizované vozy 854 jsou například trasy Praha – Mladá Boleslav, Kolín – Rumburk nebo Brno – Uherské hradiště.



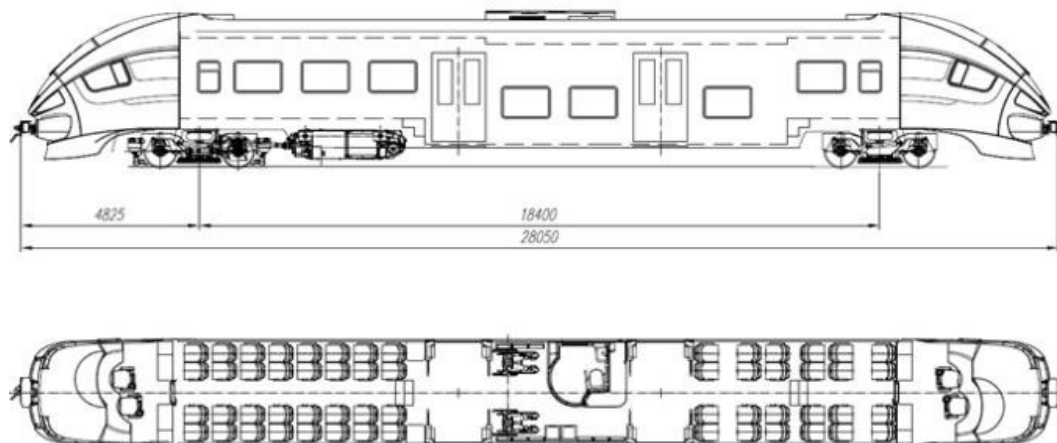
Obr. 2: Typový výkres motorového vozu řady 854 (2)

Dalším na Českých drahách provozovaným motorovým čtyřnápravovým trakčním vozem je vůz Stadler Regio-Shuttle RS1 provozovaný pod označením 841 a 840 (Obr. 3) a marketingovým označením RegioSpider. Oba výše zmíněné vozy disponují maximální rychlostí 120 km/h a využívají hydromechanického přenosu výkonu. Kapacita obou vozů je 51 klasických míst k sezení, 20 míst k sezení na sklopných sedadlech a 97 míst určených ke stání. Vůz disponuje dvěma motory Iveco Cursor 8 každý o výkonu 265 kW spojených s hydromechanickou převodovkou. Nízkopodlažní část tvoří 65% délky vozu a nachází se ve výšce 600 mm nad temenem kolejnice. Vůz je vybaven dvěma hnanými podvozků v podobě otevřeného H rámu, kde jsou hnána obě dvojkolí. Oba dieselové motory jsou umístěny pod stanoviště strojvedoucího a jsou s nápravou spojeny pomocí tří-rychlostní hydromechanické převodovky DIWA rail. Vozy řady 840 jsou určeny pro Liberecký kraj a oproti vozům řady 841 jsou více uzpůsobeny pro provoz na kopcovitých tratích například výkonnějším hydrodynamickým retardérem. Vozy 841 jsou určeny pro kraj Vysočina a vykonávají traťovou službu na tratích v okolí Havlíčkova brodu a Jihlavy. Tyto vozy byly vyráběny v 90. letech 20. století. V této době nebyla vyžadována odolnost skříně proti nárazu, a proto bylo možné umístit motory pod stanoviště strojvedoucího, takže i vozidlo motorové trakce bylo v tomto uspořádání schopno dosáhnout relativně velkého procenta plochy podlahy v úrovni 600 mm nad temenem kolejnice.



Obr. 3: Zobrazení motorového vozu 840 resp. 841 (3)

Mezi aktuálně vyráběné čtyřnápravové trakční vozy můžeme zařadit například polský vůz Pesa Link. Pro Českou republiku bylo zatím dodáno 31 těchto jednotek, které drážní úřad schválil pod označením 844 (Obr. 4) a České dráhy ho provozují pod obchodním názvem RegionShark. Tyto vozy jsou plně kompatibilní s TSI. Na Českých drahách jsou provozovány jako dvou-vozová varianta a jsou provozovány v Plzeňském, Karlovarském, Zlínském a Ústeckém kraji. K vidění jsou při plnění traťové služby například na trati 180 v úseku z Plzně do Domažlic. Jednovozové varianty byly dodány pro Německé dráhy. Výkon sólo vozu činí 565 kW a vozidlo disponuje hydromechanickým přenosem výkonu. Vozidla jsou vybavena podle nejmodernějších trendů regionální dopravy, můžeme v nich najít například držáky na bicykly nebo wifi připojení. Vozy jsou částečně nízkopodlažní a vybavené klimatizací pro dosažení co možná největšího jízdního komfortu vozidla. Maximální dovolené nápravové zatížení vozu je 18t. Kapacita vozu je až 150 pasažérů a rozjezdové zrychlení vozu činí 0,74 m/s<sup>2</sup> do rychlosti 30km/h. Vůz musí splňovat TSI a skříň vozidla tedy musí odpovídat požadavkům na „crashovou odolnost“. To zapříčinilo, že hnací agregát musí být umístěn v prostoru mezi otočnými čepy vozidla a tím došlo k výraznému snížení nízkopodlažnosti vozidla.




Obr. 4: Typový výkres vozidla Pesa Link I (4)

Na Německých drahách je k vidění další podoba lehkého motorového vozu. Jde o vůz řady 640 s firemním označením Alstom Coradia Lint 27 (Obr. 5). Tento motorový vůz má jeden hnaný podvozek a druhý běžný podvozek je vybaven kolejnicovou brzdou. Vlastní pohon obstarává diesellový motor MTU o výkonu 315 kW, spojený s hydrodynamickou převodovkou Voith. Pohonný agregát je umístěn pod podlahou u hnacího podvozku a je s ním spojen pomocí kardanové hřídele. Vozová skříň, vyrobená ze svařovaných nerezových profilů, je uložena pomocí vzduchového vypružení na dvou otevřených H-rámech. Tažné a

brzdné síly jsou přenášeny pomocí středního otočného čepu. Primární vypružení je realizováno pomocí čtyř pryžo-kovových kónických pružin. Na vozidle je použita pneumatická kotoučová brzda a hydrodynamický retardér. Vůz má 60 míst k sezení z toho 8 v první třídě. Ve střední nízkopodlažní části v úrovni 598 mm nad temenem kolejnice je 13 sklopných sedadel. Maximální rychlost vozidla je 120 km/h.



Obr. 5: Vozidlo Alstom Coradia Lint 27 (5)

				
Název	Alstom Coradia Lint 27	Stadler Regio-Shuttle RS1	Motorový vůz 854	Pesa Link
Výkon [kW]	315	2 × 265	588	565
Uspořádání pojezdu	B' 2'	B' B'	B' 2'	B' 2'
Kapacita [osob]	67 (sezení)	168	108	150
Hmotnost [t]	41	45	51,5	
Hmotnost na metr [t/m]	1,5	1,76	2,07	
Nápravové zatížení [t]			17,3	18
Max. rychlost [km/h]	120	120	120	140
Max. zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]	0,5	1,2		0,74

Tab. 1: Porovnání technických parametrů vozidel

V současné době se v českém a evropském železničním systému provozují v uspořádání čtyřnápravových trakčních vozů pouze vozidla motorové trakce. Tato vozidla disponují výkonem do 600 kW a jsou vybavena jedním hnaným podvozkem (Tab. 1). Výjimku tvoří vozidlo Stadler Regio-Shuttle, které je vybaveno dvojicí hnaných podvozků a je proto vhodné pro tratě s vyššími adhezními nároky na vozidlo. S vozidlem v uspořádání čtyřnápravový elektrický trakční vůz se v současné době v evropském železničním systému nelze setkat.

### 1.3. Legislativní požadavky

#### TSI

Stejně jako se neustále vyvíjí a zdokonaluje konstrukční řešení kolejových vozidel, vyvíjí se i legislativní požadavky na kolejová vozidla, které vyžadují stále vyšší míru systémové integrace a bezpečnosti vozidel. Z elementárních požadavků na konstrukci vozidel a

infrastrukturu potřebnou k jejich provozování postupem času vnikl soubor norem, které byly nejdříve spravovány na úrovni jednotlivých států, později na úrovni celé Evropské unie. Na počátku 21. století se silniční dopravní systém potýká se značným přetížením, oproti tomu jsou železnice relativně nevytíženy. Nízká vytiženost železniční dopravy pramení z teritoriálně omezeného a unikátního pojetí železnice, které je zapříčiněné rozvojem státních železnic v různých obdobích technického pokroku společnosti, nebo záměrnou modifikací některých klíčových parametrů železničního systému za účelem nekompatibility se systémem jiných státních útvarů v době válečných konfliktů a rozdílných politických systémů.

Cílem Evropské unie je dosáhnout mezinárodní železniční sítě, která bude plně konkurenceschopná silniční, letecké a vodní dopravě. Některé rozdílnosti mezi železničními systémy jako příklad rozchod kolejí nebudou v dohledné době sjednoceny, prostor pro mezinárodní spolupráci se otevírá zejména ve sjednocení evropských vlakových zabezpečovačů a normativních požadavků na kolejová vozidla a infrastrukturu.

První mezinárodní organizací, která definovala a standardizovala podobu některých uzlů konstrukce kolejových vozidel, byla Mezinárodní železniční unie (dále jen UIC). Vyhlášky UIC se týkají jak technických parametrů kolejových vozidel, tak parametrů týkajících se cestovního pohodlí. Další mezinárodní organizací vydávající normativní pokyny pro výrobce kolejových vozidel je Evropská unie. Česká republika nahradila většinu národních norem ČSN českým vydáním evropských norem pod označením ČSN EN. Dodržování mezinárodních norem je založeno na dobrovolnosti výrobců vozidel. Stejně jako například používání normalizovaných rozměrů šroubů s šestihrannou hlavou je i konstrukce kolejových vozidel v souladu s mezinárodním normativním standardem pro výrobce vozidel velkým přínosem, a to jak z pohledu „know-how“ v normách obsaženým, tak z pohledu následné kompatibility vozidel s různými železničními subsystémy, potažmo samotnými subsystémy v konstrukci vozidla.

Dalším krokem Evropské unie k dosažení mezinárodního železničního systému bylo zavedení „Technických specifikací pro interoperabilitu“ (dále jen TSI). Na rozdíl od směrnic UIC a norem ČSN EN je dodržování TSI vyžadováno směrnicí evropského parlamentu a je povinností každého z evropských států tyto specifikace dodržovat. Technické specifikace interoperability byly do právního řádu České republiky implementovány formou dodatků a pozdějších znění Zákona o drahách č.266/1994Sb. TSI jako takové neřeší přímo komfort cestujících, ale zaměřují se například na ekologičnost, akustické emise a bezbariérovost železničních vozidel a železniční infrastruktury. Dle Zákona o drahách členíme kategorie drah na:

- Dráhy tramvajové
- Dráhy trolejbusové
- Dráhy lanové
- Dráhy železniční

Dále pak Zákon o drahách č.266/1994Sb. dělí dráhy železniční na:

- Dráhy celostátní
- Dráhy regionální
- Dráha místní
- Vlečky
- Dráhy zkušební
- Dráhy speciální

## Dráha celostátní

Je železniční dráha vybavená pro rychlosti drážních vozidel do 200 km/h určená pro osobní nebo nákladní dopravu a kombinovanou dopravu. Na území České republiky se jedná o všechny koridory a trati zařazené do evropského železničního systému. Celostátní železnice je nejvytíženějším železničním subsystémem a je na něm provozována široká škála kolejových vozidel počínaje ucelenými elektrickými jednotkami (Obr. 6) a konče nákladními vlaky s vagony různého typu.



Obr. 6: Typické vozidlo dráhy celostátní (6)

## Regionální železnice

Regionální železnice je dopravní železniční systém ústící do celostátního železničního systému. Účelem regionální železnice není propojovat velkoměsta nebo státy, ale zajistit každodenní spojení mezi významově menšími městy a velkoměsty nebo dvěma městy regionálního charakteru. Regionální tratě nebývají projektovány na vysoké rychlosti ani vysoká nápravová zatížení. Typickou vlastností regionální dopravy je vyšší četnost spojení za den na úkor přepravní kapacity jednotlivých železničních vozů. Dá se do budoucna očekávat, že objemy pasažérů přepravovaných po regionálních tratích v okolí větších měst budou nadále stoupat a regionální železniční doprava bude nabývat na významnosti v porovnání s dopravou silniční a to zejména kvůli přetížení silničních komunikací v době dopravních špiček ve velkých městech nebo úplnému zákazu vjezdu některých typů motorových vozidel do center měst.



Obr. 7: Typické vozidlo regionální železnice (7)

Cílem regionální železniční dopravy je přesvědčit řidiče, aby zanechali svůj automobil na parkovišti u nádraží nejbližšího místa svého bydliště a do centra města dorazili vlakem. Toho lze dosáhnout kvalitními a komfortními vozidly a obdobnou dobou cestování jako za použití automobilu.

Ve znění Zákona o drahách č. 266/1994 Sb. je uvedeno, že TSI se vztahují pouze na dráhy celostátní. Pro konstrukci kolejových vozidel provozovaných na celostátních drahách musí být dodrženy Technické specifikace pro interoperabilitu. V roce 2020 vstoupí v platnost 4. Železniční balíček EU, z kterého jasně vyplývá povinnost implementovat TSI i na tratích regionálních. Protože evropská unie podmiňuje čerpání ze svých fondů interoperabilitou, dalo Ministerstvo dopravy České republiky, již v předstihu před výše uvedenou legislativní změnou, pokyn Správě železniční dopravní cesty, aby byly i při investicích do infrastruktury na regionálních tratích dodržovány Technické specifikace pro interoperabilitu.

Technické specifikace interoperability kladou specifické požadavky na většinu konstrukčních uzlů kolejového vozidla. Jejich dodržení a posléze jejich kontrola a schválení vyžadují značné úsilí z pohledu výrobce vozidla. Jednou z možností, jak zmenšit toto úsilí je provozovat vozidlo na neinteroperabilní segregované železniční síti, kde TSI nejsou vyžadována. Jaké přínosy by tento koncept železniční dopravy přinesl, bude diskutováno v následující kapitole.



## 2. Vozidla pro neinteroperabilní železniční systém

---

Pokud má být na území České republiky provozováno drážní vozidlo, musí dopravce splnit všechny náležitosti, které uvádí ve svém znění Zákon o drahách č.266/1994Sb. a vyhlášky ministerstva dopravy jako například Vyhláška č.173/1995Sb., kterou se vydává dopravní řád drah. Tyto právní předpisy jsou relevantní pro všechna drážní vozidla v Zákoně o drahách zmíněná a jejich dodržení je klíčové, pro schválení vozidla k provozu na drahách. Zákon o drahách dělí dráhy na:

- Dráhy trolejbusové
- Dráhy lanové
- Dráhy železniční
- Dráhy tramvajové

Dále zákon o drahách zavádí kategorie železničních drah (Obr. 8):

### ČÁST DRUHÁ

#### DRÁHY

##### § 3

#### Kategorie železničních drah

(1) Železniční dráhy se z hlediska významu, účelu a technických podmínek, stanovených prováděcím předpisem, člení do jednotlivých kategorií. Kategoriemi železničních drah jsou:

- a) dráha celostátní, jíž je dráha, která slouží mezinárodní a celostátní veřejné železniční dopravě a je jako taková označena,
- b) dráha regionální, jíž je dráha regionálního nebo místního významu, která slouží veřejné železniční dopravě a je zaústěná do celostátní nebo jiné regionální dráhy,
- c) dráha místní, jíž je dráha místního významu oddělená od celostátní nebo regionální dráhy; dráha je oddělená, umožňuje-li přesun drážního vozidla na jinou dráhu jen s použitím zvláštního technického zařízení nebo slouží-li výhradně provozování neveřejné osobní drážní dopravy, osobní drážní dopravy pro potřeby cestovního ruchu nebo provozované historickými vlaky,
- d) vlečka, jíž je dráha, která slouží vlastní potřebě provozovatele nebo jiného podnikatele a je zaústěná do celostátní nebo regionální dráhy, nebo jiné vlečky,
- e) zkušební dráha, jíž je dráha, která slouží zejména k provádění zkušebního provozu drážních vozidel nebo zkoušek pro schválení typu nebo změny typu drážních vozidel a drážní infrastruktury,
- f) speciální dráha, která slouží zejména k zabezpečení dopravní obslužnosti obce.

(2) O zařazení železniční dráhy do příslušné kategorie dráhy a o změnách tohoto zařazení rozhoduje drážní správní úřad.

**Obr. 8: Výňatek ze Zákona č.266/1994Sb. (8)**

Dále je v zákoně uvedeno (Obr. 9):

##### § 3a

(1) Dráha celostátní je součástí evropského železničního systému. Prvky evropského železničního systému stanoví prováděcí právní předpis.

**Obr. 9: Výňatek ze Zákona č.266/1994Sb. (8)**

Z výroku §3a vyplývá, že technické specifikace pro interoperabilitu jsou vyžadovány na celostátních drahách. Od roku 2020 ale budou TSI vyžadována i na regionálních tratích dráhy železniční. Aby bylo možné na železnici provozovat kolejová vozidla, která nejsou v souladu s TSI, musí být určena pro jinou kategorii železničních drah, než jsou celostátní a regionální železniční dráhy. Jednou z možností jak provozovat neinteroperabilní vozidla je definovat vlastní kategorii železničních drah, definovat požadavky na provozovaná vozidla a infrastrukturu a vytvořit právně další subsystém železniční dopravy a implementovat ho do Zákona o drahách. Požadavky na subsystém by opět musely být prodiskutovány a schváleny drážním úřadem a nová podoba zákona by musela projít úřady zákonodárné moci České republiky. Takovýto přístup by nabízel širokou variabilitu při navrhování technických podmínek na subsystém, ale byl by z legislativního pohledu velmi zdlouhavý a komplikovaný.

Další možností, jak provozovat neinteroperabilní vozidlo, je schválit ho pod již existujícím subsystémem železniční dopravy, kde TSI nejsou vyžadována. Již existující subsystém má jasně definované technické požadavky, které by celý proces schvalování vozidla výrazně urychlily. V úvahu připadají tři železniční subsystémy a to:

- Dráha speciální
- Dráha tramvajová
- Dráha místní<sup>1</sup>

Každá z výše uvedených kategorií železničních subsystémů má své základní technické požadavky, které bude muset navrhované vozidlo splňovat a jejichž dopady na výslednou konstrukci a smysluplnost takového vozidla pro využití v regionální dopravě budou dále diskutovány.

Základním požadavkem, který definuje Zákon o drahách a který platí pro všechny drážní subsystémy je zanesen v §43 (Obr. 10) a říká:

#### § 43

(1) Na drahách lze provozovat drážní vozidlo, které svojí konstrukcí a technickým stavem odpovídá požadavkům bezpečnosti drážní dopravy, obsluhujících osob, přepravovaných osob a věcí a jehož technická způsobilost byla prokázána shodou se schváleným typem. Drážní vozidla hnací, drážní vozidla tažená s rychlostí nad 160 km/h na drahách železničních, drážní vozidla na dráze tramvajové, trolejbusové a lanové musí mít technickou způsobilost kromě prokázané shody se schváleným typem ještě ověřenou drážním správním úřadem. Na základě tohoto ověření vydá drážní správní úřad průkaz způsobilosti vozidla, to neplatí u vozidel uvedených v § 43b odst. 1. Způsob a podmínky schvalování technické způsobilosti stanoví prováděcí předpis.

(2) Shodu se schváleným typem prokazuje výrobce typovým osvědčením pro každé vozidlo.

#### Obr. 10: Výňatek ze Zákona č.266/1994Sb. (8)

Z toho bodu vyplývá, že vozidlo musí splňovat „požadavky bezpečnosti drážní dopravy“, ale už není definováno, jakým způsobem má být bezpečnosti dosaženo. Jednou z možností prokázání bezpečnosti vozidla je shodnost konstrukce vozidla s národními normami, které se obecně považují za pravidla techniky. Dodržování norem je však až na výjimky

<sup>1</sup> V současné podobě zákona č.266/1994Sb. dle §3. viz (obr. 8) dráha místní nesmí sloužit k veřejné osobní drážní dopravě. Výhledově se však uvažuje o povolení veřejné dopravy i na dráze místní.

dobrovolné a lze tedy vozidlo zkonstruovat i bez přihlídnutí k normativním požadavkům na vozidla a prokázat bezpečnost vozidla přímo drážnímu správním úřadu jiným způsobem.

Dalším prvkem, který zásadně ovlivní podobu vozidla, je trať, na které bude vozidlo provozováno. Zde přicházejí v úvahu tyto varianty:

- Využití stávající infrastruktury regionálních tratí a její modifikace
- Navázání na již stávající infrastrukturu tramvajové nebo speciální dráhy
- Vybudování infrastruktury nové

Proveditelnost jednotlivých přístupů bude komentována dále v rozboru jednotlivých subsystémů.

## 2.1. Dráha speciální

Dráha speciální je kategorie drah v zásadě vytvořená pro legislativní zařazení pražského metra do právního řádu České republiky. V rámci České republiky je metro provozováno čistě jako podzemní dráha, která ústí na povrch pouze v několika málo případech. Obecně ale může být dráha speciální vedena jak pod zemí, tak po povrchu, tak jako dráha nadzemní. Konstruktivně vozům metra podobná vozidla se podílejí na přepravě cestujících v rámci příměstské dopravy zejména v Německé spolkové republice na takzvaných S-Bahn tratích (Obr. 11). S-Bahn je samostatný železniční subsystém, který navazuje na celostátní železniční síť, nebo je provozován na uzavřených železničních systémech a je obdobně jako pražské metro provozován v krátkém dopravním taktu.



Obr. 11: Vozidlo S-Bahn dráhy napájené spodní přírodní kolejí (9)

Zatím co v Německé spolkové republice jsou v rámci S-Bahn vozy nadzemního metra běžně provozovány, u nás se zatím s podobnou aplikací setkat nelze.

### Zákonné požadavky na subsystém

Jedním ze zásadních požadavků, které přímo ovlivňují použitelnost dráhy speciální jako kategorii drah pro alternativní možnost realizace regionální povrchové dopravy, je uveden ve **Vyhláše Ministerstva dopravy č.177/1995Sb.**(10)

### § 29 Uspořádání tratě

*„(2) Křížení tratí navzájem, jakož i křížení s ostatními dráhami a pozemními komunikacemi musí být mimoúrovňové.“*

Z toho výroku vyplývá, že na dráze speciální nemohou být instalovány úrovňové přejezdy ani jiná křížení.

Na subsystém dráhy speciální nejsou kladeny přesné požadavky na maximální dovolenou rychlost vozidla. Dle vyhlášky **č.173/1995 Sb.** (11)

#### **§ 43 Rychlost jízdy vlaku**

*„(1) Rychlost jízdy vlaku musí být stanovena tak, aby bylo zajištěno bezpečné a plynulé zastavení nebo zpomalení jízdy vlaku ve stanici nebo v místě, kde je to z provozních důvodů nutné.“*

*(2) Pro stanovení rychlosti a způsobu jízdy vlaku v jednotlivých traťových úsecích při různých režimech jízdy platí jednotné technologické postupy dopravce.“*

Maximální rychlost vozidla tedy ve vyhlášce není jasně definována. Je pouze řečeno, že maximální rychlost vozidla je definována dopravcem.

#### **Rozbor subsystému z pohledu infrastruktury**

Diskutovány budou v předchozí kapitole definované přístupy k využívané infrastruktuře.

#### **Využití stávající infrastruktury regionálních tratí**

Podmínkou pro využití stávající infrastruktury pro provozování vozidel dráhy tramvajové nebo speciální je její oddělení od hlavních tratí. Z důvodu nemožnosti úrovňového křížení na tratích dráhy speciální se jeví využití stávajících regionálních železničních tratí v podobě drah speciálních jako nevhodné řešení. Podoba regionálních tratí se utvářela na počátku minulého století a dodatečně vybudovat mimoúrovňová křížení by v mnoha případech bylo nemožné.

#### **Navázání na stávající infrastrukturu**

Navázání na stávající infrastrukturu v rámci dráhy speciální se v České republice nabízí pouze v okolí Prahy, kde se nachází její jediná aplikace. Zde se nachází značný potenciál v uplatnění dráhy speciální jakožto systému pro příměstskou drážní dopravu. Navázání na již existující infrastrukturu by značně zjednodušilo definování technických požadavků na vozidla a infrastrukturu, které by musely být převzaty z již provozovaného systému. Nevýhodou tohoto řešení je fakt, že vozidla pražského metra jsou napájena ze spodní přírodní koleje, což by vedlo k nutnosti oplocení celého nadzemního traťového úseku z důvodu prevence proti zasažení osob elektrickým napětím. Další nevýhodou je, že pražské metro je provozováno v rychlém dopravním taktu pětivozovými soupravami, které nabízejí vysokou přepravní kapacitu, ale nejsou uzpůsobeny pro regionální dopravu. Vozy metra nejsou vybaveny například topením a klimatizací, nemají toalety a nedisponují pískováním kol. Dále by bylo vysoce neefektivní vysílat každé dvě minuty pětivozovou soupravu metra o kapacitě 700 cestujících do obcí v okolí Prahy. Řešením by mohlo být nastavení dopravního systému tak, že by se poslední stanice, u které by ještě mělo význam ji obsluhovat plnou přepravní kapacitou systému, stanovila pro většinu vlaků jako konečná a dále by pokračovaly jenom vybrané jednotky dle přibližného jízdního řádu. Pokud bychom tedy část vozidel v dopravním systému provozovali vhodně vystrojenou pro regionální provoz, mohly by teoreticky plnit jak službu v rámci subsystému metra, tak v rámci

regionální dopravy. Je však jasné, že vozidlo, které by bylo navrženo tak, aby bylo komfortní při přepravě v příměstském provozu, by bylo méně vhodné pro provoz v režimu metra a naopak. Velkou výhodou takového uspořádání dopravního systému by byla možnost jeho expanze společně se zvětšující se aglomerací města. Vždy by pouze stačilo posunout stanici, v které se většina vozidel otáčí a tím navyšovat přepravní výkon v dříve nevytížených stanicích. I v tomto případě platí, že na nově vybudované trati by se nesměla nacházet úroňová křižení.

## Vybudování infrastruktury nové

Pokud se dopravce rozhodne pro vybudování zcela nové dopravní infrastruktury, lze kategorii dráhy speciální výhodně využít. Vozidla na takovéto dráze musí splňovat pouze podmínky uvedené v Zákoně o drahách, tedy musí odpovídat požadavkům bezpečnosti drážní dopravy. O tom, zda je vozidlo způsobilé k provozu na dráze, rozhodne Drážní správní úřad. Pokud bychom opět uvažovali využití dráhy speciální jakožto prostředku příměstské dopravy v okolí Prahy, je možné uvažovat oddělení stávající infrastruktury metra od nově budované trati v podobě přestupu obdobně, jako je to mezi jednotlivými linkami Pražského metra. Takovýto přístup by umožnil značnou variabilitu v návrhu jak vozidel, tak infrastruktury. Navrhovaný dopravní systém by bylo možné optimalizovat pro dané přepravní výkony a bylo by jej možné napájet vrchním trakčním vedením.

## Doporučené normativní požadavky

Již na začátku kapitoly o neinteroperabilních vozidlech bylo uvedeno, že dodržování norem je založeno na dobrovolnosti. Některé normy jsou však velmi užitečným zdrojem informací a návrh vozidla s jejich použitím je pro výrobce výhodné. Mezi takovéto normy můžeme zařadit normy ČSN EN 15 227 a ČSN EN 12 663, které se zabývají kolizními scénáři a pevností skříní kolejových vozidel. Protože chceme provozovat bezpečná vozidla a to z pohledu výrobce vozidel, měly by pro nás být tyto normy závazné.

### ČSN EN 15 227

Z pohledu ČSN EN 15 227 je vozidlo metra jasně zařaditelné do konstrukční kategorie C-II (Tab. 3). U vozidel kategorie C-II je nemožné, aby se vozidlo střetlo s jiným vozidlem, než s totožným vozidlem a to z důvodu izolovanosti subsystému dráhy speciální od celostátních a regionálních tratí. Z požadavků na tratě pro vozidla dráhy speciální vyplývá, že se na trati nemohou vyskytovat jiná než mimoúroňová křižení s jinými tratěmi nebo silničními komunikacemi. Tudíž z možných kolizních scénářů vypadá i možnost kolize s velkým vozidlem na úroňovém přejezdu nebo kolize s malou, nízkou překážkou (Tab. 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 úroňovými přejezdy	$V_c - 50$ $\leq 110$	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

Tab. 2: Přehled kolizních scénářů dle ČSN EN 15 227 (12)

Kategorie	Definice	Příklady typů vozidel
C-I	vozidla určená k provozu na tratích transevropské sítě, mezinárodních, národních a regionálních tratích (s úrovniovými přejezdy)	lokomotivy, osobní vozy a pevné vlakové jednotky
C-II	městská vozidla určená k provozu pouze na vyhrazené železniční infrastruktuře bez vazby na silniční dopravu	vozidla metra
C-III	lehká železniční vozidla určená k provozu v městské, popř. regionální síti, v provozu sdílených tratí a s vazbou na silniční dopravu	tramvajové soupravy, předměstská tramvaj
C-IV	lehká železniční vozidla určená k provozu ve vyhrazených městských sítích s vazbou na silniční dopravu	tramvajová vozidla

**Tab. 3: Pevnostní kategorie vozidel dle ČSN EN 15 227 (12)**

### ČSN EN 12 663

Aby bylo zajištěno, že k deformaci vozidla dojde opravdu v místě deformačních prvků na čele vozidla a nedojde k trvalému poškození skříně vozidla, odkazuje ČSN EN 15 227 na normu ČSN EN 12 663, která se zabývá pevnostními parametry skříně a definuje, jakou sílu v jakém místě musí kolejové vozidlo vydržet, aniž by se trvale poškodilo.

I zde jsou vozidla rozřazena do několika kategorií (Obr. 12) které definují, jakým silám má být vozidlo schopné odolat a to v závislosti na předpokládané robustnosti vozidla. Norma dělí vozidla na:

### 5.2.2 Lokomotivy

Do této skupiny patří všechny typy lokomotiv a hnacích jednotek, jejichž hlavním účelem je vyvíjet tažnou sílu a nejsou určeny pro přepravu cestujících.

- Kategorie L např. lokomotivy a hnací jednotky.

### 5.2.3 Vozidla osobní dopravy

Do této skupiny patří všechny typy kolejových vozidel určených pro přepravu cestujících, v rozsahu od vozidel celostátních drah, přes kolejová vozidla příměstské a městské dopravy až po tramvaje.

Vozidla osobní dopravy jsou z hlediska pevnosti rozčleněna do pěti konstrukčních kategorií, do kterých lze zařadit všechna vozidla. Všechny pět kategorií je uvedeno níže, včetně jejich základního označení druhu vozidla:

- Kategorie P-I např. osobní vozy;
- Kategorie P-II např. ucelené vlakové jednotky a osobní vozy;
- Kategorie P-III např. vozidla metra, rychlodrážní a lehké konstrukce;
- Kategorie P-IV např. lehká vozidla metra a vozidla tramvajové rychlodráhy;
- Kategorie P-V např. tramvajová vozidla.

### 5.2.4 Nákladní vozy

Všechny nákladní vozy této skupiny se používají pro přepravu zboží. Jsou definovány dvě kategorie:

- Kategorie F-I např. vozidla bez omezení při posunu;
- Kategorie F-II např. vozidla se zákazem posunu odrazem a jízdou přes svážný pahrbek.

### 5.2.5 Další typy vozidel

Některá kolejová vozidla nemusí odpovídat popisu některé z výše uvedených kategorií (např. standardní nekrytý podvozkový vůz pro přepravu motorových vozidel může být považován za vozidlo P-I). Příslušná kategorie podle konstrukčních požadavků na taková kolejová vozidla se má uvést ve specifikaci.

#### Obr. 12: Výňatek z normy ČSN 12 663 (13)

Z výše uvedeného seznamu kategorií kolejových vozidel se pro dráhu metra vedenou nad povrchem jeví jako neoptimálnější kategorie P-III tedy kategorie pro vozidla metra nebo vozy rychlodrážní a lehké konstrukce.

### Nezávazné normativní požadavky

Pokud bychom se rozhodli pro nejjednodušší prokázání bezpečnosti vozidla provozovaného na speciální dráze, nebo bychom se rozhodli pro přímé napojení nově budovaného dopravního systému na pražské metro, museli bychom vyhovět národním normativním požadavkům na vozidla metra. Konstrukčními požadavky na vozy metra se zabývá norma **ČSN 28 1310**. Ta definuje jednak bezpečnostní a protipožární opatření, tak nepřímo ovlivňuje maximální kapacitu vozu s ohledem na obrys pro konstrukci vozidla. Obrysem se detailně zabývá norma **ČSN 28 0338**, na kterou **ČSN 28 1310** přímo odkazuje (Obr. 13). Dále je v normě uvedeno:

## 4.7 Vnější a vnitřní rozměry

### 4.7.1 Obrys pro vůz

4.7.1.1 Obrys pro vůz musí odpovídat stanovenému průjezdnému průřezu tunelů a tratí metra. Pokud se předpokládá přeprava vozů metra po tratích železnic v ČR nebo Evropě, musí obrys pro vůz splňovat ČSN 28 0312.

4.7.1.2 Při stání vozu ve stanici nesmí být ve vodorovném směru mezera mezi hranou nástupiště a prahem otevřených dveří větší než 115 mm.

4.7.1.3 Otevírající se dveřní křídla mohou přesáhnout obrys vozu maximálně o 80 mm.

4.7.1.4 Obrys vozu smějí přesahovat sklopné části zpětných zrcátek v pracovní poloze.

### 4.7.2 Výška podlahy vozové skříně nad temenem kolejnice

Vozy musí být vybaveny automatickou regulací výšky podlahy vůči nástupišti. Při stání vozu ve stanici bez ohledu na zatížení musí být rozdíl mezi stanovenou úrovní nástupiště a podlahou vozu v rozmezí  $\pm 20$  mm. Při poruše automatické regulace pneumatického vypružení nebo při defektu pružného prvku podvozku (na pevném dorazu) nesmí být podlaha více než 150 mm pod úrovní nástupiště (při maximálně opotřebovaných kolech, přičemž se neuvažuje současný defekt primárního a sekundárního vypružení).

Obr. 13: Výňatek z normy ČSN 28 1310 (14)

Z výňatku je patrné, že jsou na vozidla metra kladeny vysoké požadavky na vzájemnou polohu vozidla a nástupiště ve stanici. Pro provozování metra na stávajících regionálních tratích by bylo zapotřebí uzpůsobit výšku nástupišť tak, aby vyhovovala výše uvedeným požadavkům, což by znamenalo velkou investici do infrastruktury tratě. Tato investice by ovšem přinesla značné zjednodušení konstrukce vozidla, které by mohlo mít výzbroj uloženou pod podlahou. Z dlouhodobého hlediska je investice do bezbariérovosti nástupišť výrazně lepší, než vývoj bezbariérových vozidel, která obměňujeme řádově častěji, než infrastrukturu. Pro vybudování bezbariérového přístupu máme navíc v okolí nádraží mnohem více místa, než uvnitř vozidla.

Podoba skříně vozidla je dále ovlivněna v **ČSN 28 1310** (Obr. 14) definovaným počtem dveří na délku vozidla:

### 5.2.3 Dveře v prostoru pro cestující

5.2.3.1 Vozy musí být vybaveny dostatečným počtem dveří pro snadný, bezpečný a plynulý výstup a nástup cestujících. Počet těchto dveří v bočnici vozové skříně je dán její délkou (čelo skříně - čelo skříně):

- |                                  |                            |
|----------------------------------|----------------------------|
| a) délka skříně do 18,0 m včetně | – troje dvoukřídlé dveře;  |
| b) délka skříně nad 18,0 m       | – čtvery dvoukřídlé dveře. |

5.2.3.2 Světla šířka dveřního otvoru plně otevřených dveří musí být minimálně 1300 mm.

Obr. 14: Výňatek z normy ČSN 28 1310 (14)

Budeme-li se zabývat pouze přepravní kapacitou vozidla a celkovou koncepcí uspořádání interiéru, je dodržení normy **ČSN 28 1310** pro nadzemní regionální a příměstskou dopravu velmi nepříznivé. Norma vychází z požadavků na pražské metro, takže klade zvýšený důraz na požární bezpečnost a rychlost výměny cestujících ve voze. Vozidlo zkonstruované podle této normy by bylo obtížně provozovatelné na stávající infrastrukturu segregovaných regionálních tratích z důvodu vysokých požadavků na vzájemnou polohu nástupní hrany vozidla a nástupiště a disponovalo by pouze malým počtem míst k sezení s ohledem na požadavek na minimálně čtvery dvoukřídlé dveře na bočnici. Oproti tomu by se jednalo o vozidlo velice lehké a jednoduché. Norma by tedy našla uplatnění zejména při navázání na pražské metro nebo při budování nové infrastruktury sloužící k příměstskému provozu



s vysokým přepravním výkonem obdobnému výkonu pražského metra. Znovu je však nutné připomenout, že dodržení ČSN 28 1310 je podobně jako dodržení ostatních ČSN a EN norem dobrovolné, pokud se k němu výrobce smluvně nezaváže.

Nemožnost výskytu křížení na dráze speciální je velkou komplikací při projektování trati nebo přebudování trati stávající, ale oproti tomu nám dovolí konstruovat lehká a jednoduchá vozidla. Největší výhodou tohoto uspořádání dopravního systému je do budoucna možná plná automatizace řízení takového systému. Při použití ATP vlakového zabezpečovače by navíc byl vyloučen i náraz vozidel mezi sebou, což by vedlo k dalšímu odlehčení konstrukce, která by nemusela být vůbec projektována na „crashovou“ odolnost. Při navržení optimální výšky nástupiště a umístění příslušenství vozidla pod podlahu je dráha speciální jednou z možností jak za cenu vyšší investice do infrastruktury provozovat konstrukčně velmi jednoduchá, rychlá a lehká vozidla.

## 2.2. Dráha tramvajová

Provozování dráhy tramvajové jako prostředku pro přepravu cestujících na regionální úrovni se můžeme setkat na několika místech České republiky. Mezi tramvajové rychlodráhy sloužící pro přepravu cestujících na regionální úrovni můžeme řadit trať z Mostu do Litvínova (Obr. 15),



Obr. 15: Vůz na tramvajové rychlodráze na trati Most-Litvínov (15)

nebo tramvajovou rychlodráhu z Liberce do Jablonce (Obr. 16). Tato trať je vybudována s rozchodem 1000 mm a má délku 13 km.



Obr. 16: Vůz projíždějící nechráněný přejezd na tramvajové trati z Liberce do Jablonce (16)

Obě dvě tratě jsou částečně vedeny městskou aglomerací a vozidla na nich provozovaná se účastní provozu na pozemních komunikacích a částečně jsou vedena po tramvajové rychlodráze.

### Zákonné požadavky na subsystém

Obdobně jako tomu bylo u dráhy speciální, i pro dráhu tramvajovou jsou relevantní zejména požadavky Zákona o drahách a vyhlášky **č.173/1995Sb.** Nicméně na rozdíl od dráhy speciální, kde je křížení trati s jinými drahami zákonem zakázáno, v případě dráhy tramvajové tomu tak není. Z toho vyplývá, že subsystém tramvajové dráhy je ovlivňován i zákony upravujícími poměry na silničních komunikacích tedy **Zákonem č.13/1997Sb. Zákon o pozemních komunikacích** a v některých případech je subsystém ovlivněn i **Zákonem č.361/2000Sb. Zákon o provozu na pozemních komunikacích** a vyhláškou **č.341/2014Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.**

Jak už bylo dříve naznačeno, v **Zákoně č.13/1997Sb. Zákon o pozemních komunikacích**(17) je uvedeno:

#### „§ 37

##### Styk s dráhami

*(1) Křížení pozemní komunikace s dráhou se zřizuje mimo úroveň kolejí nebo v úrovni kolejí. Úrovňové křížení (dále jen „přejezd“) je možné zřídit na*

*a) tramvajové a trolejbusové dráze a vlečce, nebo*

*b) jiné dráze na základě povolení příslušného silničního správního úřadu.“*

*(2) Povolení podle odstavce 1 písm. b) lze vydat pouze,*

*a) pokud je zajištěna bezpečnost provozu na dráze a bezpečnost a plynulost provozu na pozemní komunikaci, a*

*b) jde-li o dráhu, která umožňuje provozování drážních vozidel rychlostí nejvýše 160 km.h<sup>-1</sup>.“*

Je z pohledu Zákona o pozemních komunikacích možné na tramvajové rychlodráze vybudovat úrovnňové křížení s pozemní komunikací a to až do rychlosti drážního vozidla 160km/h. Při provozování drážního vozidla rychlostí vyšší než 160km/h musí být křížení vždy mimoúrovňové. V jiných zákonech a vyhláškách týkajících se tramvajových vozidel nebyly nalezeny žádné předpisy upravující požadavky na zřizování přejezdů na tramvajových drahách. Z toho lze usoudit, že zřizování přejezdů na tramvajových tratích je dobrovolné a není přímo vyžadováno zákonem. Toto tvrzení potvrzuje fakt, že na (Obr. 16) můžeme vidět tramvajové vozidlo projíždějící označeným křížením s pozemní komunikací, ale na většině křížení tramvajové dráhy s pozemní komunikací v městské aglomeraci přejezdy značené nejsou. V zákoně je dále uvedeno:

*„(3) O vydání povolení rozhoduje na žádost vlastníka dráhy nebo pozemní komunikace příslušný silniční správní úřad, který si pro vydání povolení podle odstavce 1 písm.*

*b) opatří závazné stanovisko drážního správního úřadu k zajištění bezpečnosti provozu na dráze v případě zřízení přejezdu a závazné stanovisko Policie České republiky k zajištění bezpečnosti a plynulosti provozu na pozemní komunikaci.“ (17)*

Tedy drážní správní úřad má v kompetenci vyhodnocení vlivu přejezdu na bezpečnost drážní dopravy s ohledem na Zákon o drahách č.266/1994Sb. § 43.

O způsobu označení přejezdu dále rozhodne dle **§ 77 zákona č. 361/2000 Sb. Zákon o provozu na pozemních komunikacích**(18):

*„(1) Místní a přechodnou úpravu provozu na pozemních komunikacích a užití zařízení pro provozní informace stanoví*

*a) na dálnici ministerstvo,*

*b) na silnici I. třídy krajský úřad,*

*c) na silnici II. a III. třídy, místní komunikaci a na veřejně přístupné účelové komunikaci obecní úřad obce s rozšířenou působností,*

*d) drážní správní úřad, jde-li o užití dopravní značky „Výstražný kříž pro železniční přejezd jednokolejný“ a „Výstražný kříž pro železniční přejezd vícekolejný“, světelný signál „Signál pro zabezpečení železničního přejezdu“ a signálů pro tramvaje na pozemních komunikacích s výjimkou účelových komunikací, které nejsou veřejně přístupné.*

*(2) Dotčenými orgány při stanovení místní a přechodné úpravy provozu na pozemních komunikacích a užití zařízení pro provozní informace jsou*

*a) Ministerstvo vnitra, jde-li o dálnice,*

*b) policie, jde-li o silnice, místní komunikace a veřejně přístupné účelové komunikace,*

*c) drážní správní úřad, jde-li o užití dopravní značky „Stůj, dej přednost v jízdě!“ před železničním přejezdem a dopravní značky „Železniční přejezd se závorami“, „Železniční přejezd bez závor“, „Návěstní deska“, „Tramvaj“ a „Dej přednost v jízdě tramvaji!“,*

*d) krajský úřad, jde-li o stanovení podle odstavce 1 písm. d) na silnici I. třídy, a*

*e) obecní úřad obce s rozšířenou působností, jde-li o stanovení podle odstavce 1 písm. d) na silnici II. a III. třídy, místní komunikaci a veřejně přístupné účelové komunikaci.“*

Shrneme-li výše uvedené poznatky, zřízením železničního přejezdu se zabývají jak správní orgány silničních komunikací, tak železniční správní úřad, které vyhodnocují bezpečnostní rizika vzniklá křížením tratí. O umístění značení pak rozhodne na silnici I. třídy krajský úřad, na silnici II. a III. třídy, místní komunikaci a na veřejně přístupné účelové komunikaci obecní úřad obce s rozšířenou působností. Pokud se rozhodne o užití značek označujících křížení s dráhou, rozhodne o umístění drážní správní úřad.

Dalšími požadavky, které by tramvajová vozidla provozovaná na regionální úrovni musela splňovat, definuje vyhláška **č.173/1995Sb.** Ta mimo například světlosti dveří tramvajového vozidla upravuje minimální požadavky na brzdná zpomalení tramvajových vozidel.

#### **„Část IV**

##### **Drážní vozidla dráhy tramvajové**

*7. Provozní brzda musí umožnit zastavení drážního vozidla zatíženého zátěží nejvíce 0,5 t se středním zpožděním nejméně 1,12 m.s-2.*

*10. Nouzová brzda musí umožnit zastavení drážního vozidla zatíženého nejvíce 0,5 t se středním zpožděním nejméně 2,3 m.s-2. Nouzová brzda musí být uváděna do činnosti stejným ovládacím prvkem řidiče jako provozní brzda.*

*39. Provozní brzda musí zastavit drážní vozidlo zatížené nejvíce 0,5 t na přímé vodorovné trati z rychlosti 25 km/h na vzdálenost nejdále 26 m.“(11)*

Vyhláška definuje na poměry regionální dopravy relativně přísné požadavky na zábrzdná zpomalení vozidla. Dále se ve vyhlášce **č.173/1995Sb.** píše:

##### **„§ 47 Rychlost jízdy drážního vozidla**

*(1) Pro každou tramvajovou a trolejbusovou trať musí být stanovena nejvyšší dovolená rychlost jízdy drážního vozidla.“(11)*

Z tohoto výroku je patrné, že maximální rychlost vozidel provozovaných na tramvajové trati není jasně definována a maximální rychlost vozidla na segregované tramvajové dráze je dána projekční rychlostí dráhy, na které budou vozidla provozována.

##### **Rozbor subsystému z pohledu infrastruktury**

Stejně jako v případě dráhy speciální i zde připadají v úvahu 3 možnosti provozování vozidla.

##### **Využití stávající infrastruktury regionálních tratí**

Pro využití stávající infrastruktury se jeví subsystém dráhy tramvajové jako vhodné řešení. Zákonné požadavky nekladou na subsystém žádná zásadní systémová omezení, jako to mu bylo v případě dráhy speciální. Na dráze se mohou vyskytovat křížení s pozemními komunikacemi a nejsou zde ani přísné požadavky na vzájemnou polohu mezi vozidlem a nástupištěm. Maximální rychlost vozidla je omezena projekční rychlostí tratě. Uzpůsobení stávajících regionálních tratí pro legislativní transformaci na trať tramvajovou by mělo být snadno proveditelné.

## Navázání na stávající infrastrukturu

Navázání na stávající infrastrukturu by s sebou přineslo všechny požadavky, které vycházejí ze skutečnosti, že ve městě je tramvaj účastníkem provozu na pozemních komunikacích. Tímto způsobem jsou provozovány obě výše zmíněné tramvajové tratě Most-Litvínov a Liberec-Jablonec. Jak můžeme vidět na (Obr. 16), vozidla jsou vybavena dle **Vyhlášky č. 341/2014 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích**(19). Ta jasně definuje požadavky na vozidlo, jako jsou například blinkry nebo dodržení maximální šířky vozidla 2,65m a maximální délky sólo vozidla 18m. Pokud bychom tedy chtěli, aby vozidla regionální dráhy měla možnost zajet i do center měst po stávající infrastruktuře tramvajových tratí, musela by projít kontrolou jak u Drážního správního úřadu, tak technickou kontrolou udělovanou pro vozidla provozovaná na pozemních komunikacích. Provozovaná vozidla by pak byla silně ovlivněna parametry tratí uvnitř měst, jako jsou minimální průjezdné oblouky, maximální povolená stoupání a maximální dovolené nápravové zatížení. U tramvajových tratí jsou tyto parametry z pohledu regionálních tratí velmi extrémní a pro například maximální rychlost vozidel velmi omezující. Dále platí, že pokud se tramvajové vozidlo pohybuje po trati vedené po pozemní komunikaci, vztahuje se na něj dle Zákona o drahách také **Zákon č.361/2000Sb. Zákon o provozu na pozemních komunikacích**(18). Platí pro něj tedy pravidla provozu na pozemních komunikacích. Obdobná vozidla jsou k vidění například v Německém městě Chemnitz. Konstruktivně jsou to vozidla kategorie Tram-train, která při plnění své traťové služby zajišťují z centra města (Obr. 17) až do dalších měst regionálního charakteru s využitím infrastruktury původních konvenčních tratí (Obr. 17)(20).



Obr. 17, Obr. 18: Vozidla systému tram-train provozovaná v okolí německého města Chemnitz. (21)

## Vybudování infrastruktury nové

Obdobně, jak tomu bylo i v případě dráhy speciální, vybudování nové infrastruktury dovolí maximální variabilitu při navrhování dopravního systému. Nutností je dodržení zákonných požadavků, ale nijak jinak není systém legislativně svázán. Tramvajová dráha umožňuje budování úrovnových přejezdů a její realizace tím bude výrazně levnější, než u dráhy speciální.

## Doporučené normativní požadavky

### ČSN EN 15 227

Analýza možných rizik pro tramvajovou rychlodráhu je obdobná jako u vozidla pro dráhu speciální uvedenou v kapitole 2.1. I když na segregované trati teoreticky nemůže dojít ke střetu vozidla s vozidlem jiného typu, může se vozidlo oproti dráze speciální na úrovnovém přejezdu střetnout s nákladním vozem nebo s malou, nízkou překážkou

v podobě odpadlého materiálu nebo stromu. Z tohoto důvodu je nutné vozidlo zařadit do kategorie C-III, tedy do kategorie pro předměstskou tramvaj nebo tramvajové soupravy.

### ČSN EN 12 663

Z pohledu ČSN 12 663 by vozidlo mohlo být kategorizováno jako skupina P-IV. Tato kategorie je přímo v normě definována jako kategorie pro tramvajovou rychlodráhu.

### Nezávazné normativní požadavky

S konstrukcí tramvajových vozidel je u nás spojena norma **ČSN 28 1300**. Jako v případě metra je její dodržení dobrovolné a bezpečnost provozu vozidla lze dokázat Správnímu drážnímu úřadu i jinou cestou. Zásadní parametry vozidla ovlivněné normou jsou (Obr. 19):

#### 4.1.2 Vnější a vnitřní rozměry

**4.1.2.1** Největší šířka vozidla smí být 2,65 m, největší výška (včetně sběračů v nejnižší pracovní poloze) 3,70 m, největší délka včetně spřáhel 18,00 m, největší délka u spřažené soupravy a u kloubového vozidla včetně spřáhel 40,00 m.

**4.1.2.2** Vozidlo musí svojí konstrukcí a vnějšími rozměry vyhovovat ČSN 28 0337.

**4.1.2.3** Největší šířku vozidla smějí přesahovat sklopné části vnějších zpětných zrcátek a směrová světla.

**4.1.2.4** Při provozování tramvajové dopravy na samostatném zemním tělese, popř. i na sdruženém zemním tělese, mohou být rozměry vozidla odlišné, včetně délky, a musí odpovídat parametrům a konstrukci tramvajové trati.

#### Obr. 19: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22)

Norma udává maximální rozměry tramvajového vozidla, ale zároveň říká, že pokud budeme tramvajové vozidlo provozovat na samostatném tramvajovém tělese, pak mohou být rozměry rozdílné.

**Norma ČSN 28 1300** dále stanovuje, že vozidlo musí být vybaveno osvětlením obdobně jako motorová vozidla (Obr. 20).

**4.3.4.4** Vozidlo musí být vybaveno následujícími prvky vnějšího osvětlení:

- a) světlomety;
- b) obrysovými a parkovacími světly kromě předních a zadních doplnkových obrysových světel;
- c) brzdovými světly;
- d) směrovými světly;
- e) odrazkami;
- f) světlomety a svítilny do mlhy a zpětnými světly;
- g) světelným výstražným zařízením.

Požadavky na provedení uvedených prvků vnějšího osvětlení stanoví právní předpis<sup>2)</sup>.

**4.3.4.5** Směrová světla, obrysová světla a světlomety musí být umístěny co nejbližší k rovině vymezující největší šířku vozidla.

#### Obr. 20: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22)

K tomuto bodu nejsou uvedeny žádné dodatečné podmínky, které by umožňovaly jeho modifikaci nebo výjimku a je tedy nutné, aby bylo tramvajové vozidlo přepravující osoby na regionální úrovni vybaveno všemi výše uvedenými vnějšími světly. Dále je také **ČSN 28 1300** uvedeno, že vozidlo musí disponovat sklopnými zpětnými zrcátky a nárazníky (Obr. 21).

**4.2.7.3** Vozidlo musí být opatřeno předním a zadním nárazníkem, pokud skříň vozidla není provedena tak, že přejímá funkci nárazníků.

**4.2.12.6** Vozidlo musí být vybaveno schválenými zpětnými zrcátky nebo jiným zařízením pro sledování nástupu a výstupu cestujících, pro sledování prostoru podél vozidla a prostoru uvnitř vozidla.

**Obr. 21: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22)**

Dalším pro konstrukci vozidla důležitým parametrem je maximální velikost nápravového zatížení vozidla. V **ČSN 28 1300** je uvedeno následující (Obr. 22):

## **4 Technické požadavky**

### **4.1 Základní požadavky na vozidlo**

Základní požadavky na vozidlo a jeho zařízení (výzbroj) stanoví právní předpisy<sup>1),2)</sup>.

#### **4.1.1 Konstrukce a provedení**

Konstrukce a provedení vozidla musí umožňovat provoz v následujících podmínkách:

- g) statická síla mezi dvojkolím nebo dvojicí protilehlých volných kol a kolejnicí ve svislém směru nejvýše 110 kN;
- h) trolejové vedení podle ČSN 33 3516;
- i) dovolené úchytky napětí v trakčním vedení podle ČSN 34 1500;
- j) vyváženost jednotlivých technických uzlů v kontextu kilometrických proběhů, přičemž proběhy jsou garantovány výrobcem v úrovni současné techniky.

Technické požadavky lze dohodnout mezi dodavatelem a odběratelem odchýlně od tohoto ustanovení pouze v případě, že nebude ohrožena bezpečnost osob a spolehlivost vozidla.

**Obr. 22: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22)**

Zde je důležitý dodatek, že uváděných 110 kN na nápravu nebo dvojici nezávislých otočných kol nemusí být dodrženo, a to na základě dohody mezi dodavatelem a odběratelem. Z toho lze usoudit, že je teoreticky možné jako tramvajové vozidlo provozovat i vůz s vyšším nápravovým zatížením, jehož limitem bude únosnost trati, na které bude vozidlo provozováno. Dále je uvedeno (Obr. 23):

**ČSN 28 1300 Tramvajová vozidla – Technické požadavky a zkoušky z června 1998 se mění takto:**

*Kapitola 2 se za ČSN 28 0318 doplňuje:*

**ČSN EN 12663 Železniční aplikace – Konstrukční požadavky na skříňové kolejových vozidel (28 0320)**

*Text článků 4.2.7.2, 5.2.4, 5.2.5 se nahrazuje zněním:*

**4.2.7.2** Pevnostní požadavky na skříň vozidla stanovuje ČSN EN 12663.

**5.2.4** Statické pevnostní zkoušky skříňové vozidla stanovuje 6.2 ČSN EN 12663.

**5.2.5** Únavové pevnostní zkoušky skříňové vozidla stanovuje 6.3 ČSN EN 12663.

**Obr. 23: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22)**

Z výše uvedených výňatků z ČSN 28 1310, je patrné, že dodržení normy by s sebou nepřineslo mnoho konstrukčních obtíží, až na nutnost aplikace některých, pro železniční vozidla nestandardních, světelných prvků a zpětných zrcátek. Její aplikace je tedy jednou z možností prokázání bezpečnosti navrženého vozidla pro získání ověření o technické způsobilosti vozidla.

## 2.3. Dráha místní

Jak bylo řečeno v úvodu kapitoly 2., uvažuje se o umožnění veřejné drážní dopravy i na dnes pouze pro neveřejné účely sloužící dráze místní. Dráha místní by v budoucnu mohla sloužit k legislativnímu pokrytí drah jako je například trať z Čerčan do Světlé nad Sázavou. Jedná se o velmi obloukovitou regionální trať s velkým množstvím nechráněných přejezdů, jejíž kolejový svršek je nízké kvality.

### Technické parametry dráhy místní

Maximální rychlost vozidla pohybujícího se na takovéto trati je při uvažování maximálního nedostatku převýšení  $p_{ch} = 100 \text{ mm}$ , skutečného stavebního převýšení v oblouku  $p_{st} = 150 \text{ mm}$  a minimálního oblouku o poloměru  $R_{min} = 200 \text{ m}$  dána vztahem:

$$v_{\max\_teor} = \sqrt{\frac{gR_{min}(p_{ch} + p_{st})}{2s}} \quad (1)$$

Kde  $2s = 1,5 \text{ m}$  je vzdálenost styčných kružnic vozidla. Po dosazení dostaneme:

$$v_{\max\_teor} = \sqrt{\frac{9,81 * 200(0,10 + 0,15)}{1,5}} = 18,1 \text{ m/s} \quad (2)$$

To odpovídá rychlosti  $v_{\max} = 65 \text{ km/h}$ . Tato hodnota je nejvyšší přijatelná rychlost pro průjezd vozidla obloukem při velikosti příčného zrychlení  $a_{y\_max} = 0,65 \text{ m/s}^2$ .

Dalším faktorem ovlivňujícím maximální rychlost vozidla jsou zejména nechráněné železniční přejezdy, které se na trati běžně vyskytují a nízká kvalita železničního svršku trati. S přihlédnutím k dalším dynamickým dějům vznikajícím při průjezdu vozidla obloukem vyvolaným nekvalitní tratí bude maximální rychlost pro dráhu místní stanovena na  $v_{\max} = 60 \text{ km/h}$ .

### Analýza rizik

V případě, že by došlo k umožnění veřejné dopravy v rámci místní dráhy, opět by muselo dojít k separování takového železničního systému od tratí, kde jsou vyžadována TSI. Z tohoto důvodu je tedy nemožné, aby se vozidlo střetlo s jiným železničním vozidlem, než s totožným vozem. Dále se na trati mohou vyskytovat úroňová křížení se silničními komunikacemi, tedy vozidlo se může střetnout s nákladním automobilem tedy dle ČSN EN 15 227 s těžkou deformovatelnou překážkou. Z pohledu normy ČSN EN 12 663 je vozidlo pevnostně zařaditelné do kategorie C-III, tedy kategorie pro lehké železniční vozy jako jsou příměstská tramvaj, které mají vazbu na silniční dopravu. Z pohledu ČSN EN 15 227 je pak vozidlo teoreticky zařaditelné do kategorie P-IV spolu s vozidly tramvajové rychlodráhy.

Dle ČSN EN 15 227 je rychlost kolize dána jako:

$$v_{kolizní} = v_{\max} - 50 \quad (3)$$

Pro vozidlo dráhy místní by to znamenalo kolizní rychlost  $v_{kolizní} = 10 \text{ km/h}$ .





Nyní máme definované všechny veličiny vstupující do výpočtu a můžeme dopočítat rychlost, v které vozidlo narazí do překážky.

Z definice víme:

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (4)$$

Dále víme:

$$s = \frac{1}{2}at^2 \quad (5)$$

Po úpravě rovnice (4) dostaneme:

$$t = \frac{1}{a}(v_1 - v_2) \quad (6)$$

Tento vztah nyní můžeme dosadit do rovnice (5) :

$$s = \frac{1}{2}a\left(\frac{v_1 - v_2}{a}\right)^2 \quad (7)$$

Nyní můžeme říci, že  $v_1 = v_{max}$  a  $v_2 = v_{kolizní}$  a  $s = s_{br}$ . Z rovnice nyní vyjádříme  $v_{kolizní}$ .

$$v_{kolizní} = \sqrt{v_{max}^2 - 2a_{br}s_{br}} \quad (8)$$

Dále musíme od dráhy  $s_{br}$  odečíst vzdálenost, kterou vozidlo po zpozorování překážky ujede, než zareaguje strojvedoucí a než zareagují brzdy vozidla. To můžeme spočítat jako:

$$s_{prod} = (T_r + T_0)v_{max} \quad (9)$$

Poté:

$$v_{kolizní} = \sqrt{v_{max}^2 - 2a_{br}(s_{br} - (T_r + T_0)v_{max})} \quad (10)$$

Po dosazení:

$$v_{kolizní} = \sqrt{\left(\frac{60}{3,6}\right)^2 - 2 * 1,5(90 - (0,5 + 0,5)\frac{60}{3,6})} = 7,6 \text{ m/s} \quad (11)$$

Tato rychlost tedy teoreticky odpovídá nejvyšší rychlosti nárazu, která může na dráze místní nastat. Po přepočtu je  $v_{kolizní} = 27,36 \text{ km/h}$ . Při výpočtu energie nárazu musíme tedy uvažovat minimálně s takovou kolizní rychlostí a dle ní vozidlo vybavit potřebnými deformačními prvky, nebo zkontrolovat, zda hrubá stavba vozidla vydrží náraz v takovéto rychlosti.

## 2.4. Posouzení vlivu interoperability na konstrukci vozidla

Porovnáváné Subsystemy:

- Vozidlo konvenční železnice
- Vozidlo dráhy místní
- Vozidlo dráhy speciální
- Vozidlo dráhy tramvajové

Subsystemy budou porovnány z pohledu požadavků na pevnost hrubé stavby vozidla. TSI vyžadují dodržení norem ČSN EN 12663 a ČSN EN 15227, které přesně definují, jaká statická a dynamická zatížení má skříň v určených místech vydržet. Do jaké míry je dodržení těchto požadavků pro čtyřnápravový trakční vůz provozovaný na separované železniční trati z technického pohledu smysluplné, můžeme zjistit z energií, které vozidlo při kolizích dle kolizních scénářů, uvedených v ČSN EN 12663, musí absorbovat. Je zřejmé, že sedmivozová elektrická jednotka bude mít vyšší hmotnost a tím i vyšší kinetickou energii a proto i jiné požadavky na její absorpci, například z pohledu srážky dvou totožných vozidel, než tomu bude u navrhovaného čtyřnápravového trakčního vozu. Z pohledu TSI a z nich plynoucích požadavků na pevnost skříně vozidla spadají do stejné kategorie a tudíž musejí při ověřování splnění požadavků TSI vydržet stejná statická zatížení podle ČSN EN 12663 a též vyhovět stejným dynamickým scénářům podle ČSN EN 15227.

Navrhované vozidlo je odvozeno z platformy ucelených elektrických jednotek konstruovaných pro maximální rychlost 160km/h. Hmotnost vozidla činí po zaokrouhlení  $m = 65\,000\text{kg}$  a maximální rychlost vozidla je  $v_{max} = 160\text{km/h}$ . Vozidlo je navrženo v souladu s TSI a z pohledu ČSN EN 12 663 spadá do kategorie P-II a dle ČSN EN 15 227 je zařaditelné do kategorie C-I. (Tyto parametry byly převzaty z kapitol 3. 5. a 6.)

Energii nárazu obecně vypočteme ze vztahu:

$$\Delta E = \frac{1}{2}m_1v_1^2 + \frac{1}{2}m_2v_2^2 - \frac{1}{2}(m_1 + m_2)v_3^2 - E_{def} - E_{pohl} \quad (12)$$

Kde  $m_1$  je hmotnost navrhovaného vozidla,  $m_2$  je hmotnost překážky nebo vozidla, do kterého testované vozidlo narazí. Dále se v energetické bilanci vyskytují prvky pohlcující energii  $E_{pohl}$  jako jsou nárazníky, spřáhla a deformovatelné překážky a energie  $E_{def}$  náleží nevratně deformovatelným deformačním zónám na čele vozidel. Rychlosti  $v_1$  a  $v_2$  jsou počáteční rychlosti vozidel před srážkou a rychlost  $v_3$  výsledná rychlost vozidel po kolizi.

Rychlost  $v_3$  získáme úpravou zákona o zachování hybnosti:

$$m_1v_1 + m_2v_2 = (m_1 + m_2)v_3 \quad (13)$$

Protože je počáteční rychlost druhého vozidla  $v_2 = 0$  dostaneme rovnici ve tvaru:

$$m_1v_1 = (m_1 + m_2)v_3 \quad (14)$$

Dále dostaneme:

$$v_3 = \frac{m_1 v_1}{(m_1 + m_2)} \quad (15)$$

Po dosazení do rovnice (12), za předpokladu že rychlost  $v_2 = 0$  získáme konečný tvar pro velikost energie nárazu.

$$\Delta E = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 - \frac{1}{2} (m_1 + m_2) \left( \frac{m_1 v_1}{m_1 + m_2} \right)^2 - E_{def} - E_{pohl} \quad (16)$$

Po úpravě dostaneme:

$$\Delta E = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} - E_{def} - E_{pohl} \quad (17)$$

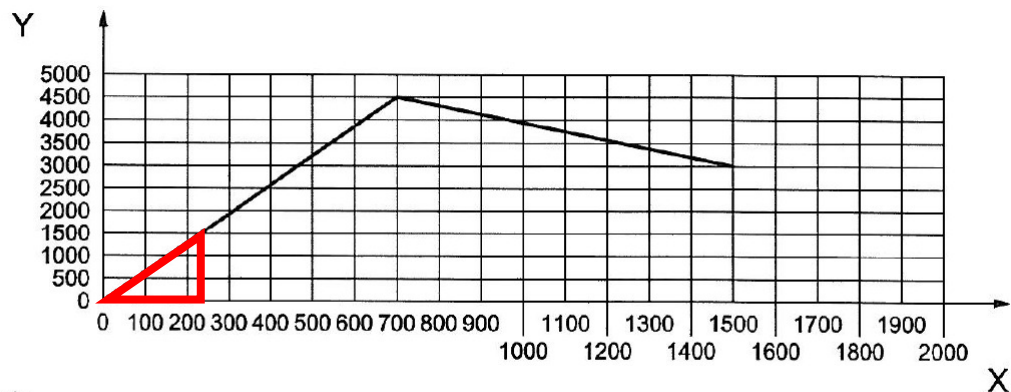
Kde  $E_{def}$  je energie pohlcená deformačními zónami instalovanými na obou vozidlech, pokud jsou jimi vybavena, nebo pouze na vozidle narážejícím, pokud jimi narážené vozidlo není vybaveno. Hodnota pohlcené energie  $E_{pohl}$  se rovná součtu energií pohlcených jednotlivými stupni pasivní bezpečnosti kolidovaných vozidel vyjma trvale deformovatelných zón.

Pohlcená energie [kJ]	
nárazníky	140
spřáhlo	530

**Tab. 4: Pohlcené energie**

Tato tabulka (Tab. 4) odpovídá velikosti pohlcené energie na jednom vozidle. V případě, že vozidlo narazí do deformovatelné překážky (osobního nebo nákladního automobilu), deformační energie pohlcená touto překážkou se také odečte od celkové energie nárazu.

Velikost pohlcené energie velkou deformovatelnou překážkou, tedy nákladním automobilem, je v ČSN EN 15 227 definována nikoli statickou, ale dynamickou charakteristikou. Uvažuje se v ní, že deformovatelná překážka je kolidována koulí o průměru 3 m a s hmotností 50 t při rychlosti 30 m/s. Poměr, v jakém se rozdělí energie nárazu mezi kolejové vozidlo a nákladní automobil, je nutné vypočítat pomocí matematické simulace pro konkrétní řešení čela kolejového vozidla, což přesahuje rámec této diplomové práce. Pro porovnání s ostatními kolizními scénáři bude v dalším výpočtu pro představu vyčíslena deformační energie pohlcená velkou deformovatelnou překážkou staticky a to s vědomím, že nejde o správnou hodnotu. Energie pohlcená těžkou deformovatelnou překážkou by mohla být definována následovně:



**Legenda**

Y podélná síla, v kN

X pohyb koule (směr x), v mm

**Obr. 25: Tuhost deformovatelné překážky dle ČSN EN 15 227**

$$E_{pohl_{auto}} = 0,5 * (230 * 1500 * 0,8) = 138000 \text{ J}$$

Kde maximální zatěžující síla působící na překážku je maximální dovolená síla dle ČSN 12 663 snižená o 20% tak, aby nedošlo k nevratnému poškození skříně vozidla.

Výsledná tabulka sil pohlcených mimo deformační zonu pak vypadá následovně:

Pohlčená energie [J]	
nárazníky	140000
spřáhlo	530000
nákl.a P-II	138000
nákl.a P-III	38400
nákl.a P-VI	11200

**Tab. 5: Výsledné hodnoty pohlcených energií**

K hodnotám ve výše uvedené tabulce (Tab. 5) se dále přičítá deformační energie ideálního deformačního prvku, jehož účelem je dosažení nulové celkové energie nárazu  $\Delta E = 0 \text{ kJ}$ . Deformační prvek je zatížen maximální statickou hodnotou síly, kterou připouští ČSN EN 12 663. Pro vozidlo kategorie P-II je to  $F_{def} = 1500 \text{ kN}$ . Pro přiblížení se skutečné situaci (síla potřebná na přetvoření deformačního prvku není konstantní) bude deformační síla  $F_{def}$  snížena na 80% hodnoty statické pevnosti skříně, aby byla deformována k tomu určená deformační zóna a ne prostor pro cestující. Výslednou pohlcenou energii k tomu určenými prvky pro střet tedy získáme za předpokladu  $\Delta E = 0$  jako:

$$E_{def} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} - E_{pohl} \tag{18}$$

Z požadované energie pohlcené deformačními prvky  $E_{def}$  nyní půžeme dopočítat potřebnou délku deformačního prvku. Zatížení prvku tedy vychází z 80% síly definované jako mezní zatížení skříně vozidla dle ČSN EN 12 663. Dostaneme tedy:

$$x_{prvku} = \frac{E_{def}}{0,8 * n * F_{def}} \quad (19)$$

Kde  $n$  je počet deformačních zón vozů, které se kolize účastní.

Po dosazení získáme:

$$x_{prvku} = \frac{\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} - E_{pohl}}{0,8 * n * F_{def}} \quad (20)$$

Výslednou délku deformační zóny pak získáme dosazením do rovnice (20), kde za rychlost střetu vozidel a hmotnosti kolidovaných vozidel dosadíme hodnoty dle tabulky kolizních scénářů uvedenou v ČSN 15 227.

Tabulka 2 – Scénáře srážky a překážky působící srážku

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 spráhlem	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 úrovniovými přejezdy	$V_c = 50$ $\leq 110$	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 léž 6.5

Tab. 6: Pro ukázkou uvažovaný scénář

Pro ukázkou vyčíslíme rovnici odpovídající koliznímu scénáři 1. Uvažováno bude vozidlo náleží kategorii C-I. Nyní známe všechny veličiny a můžeme dosadit do rovnice:

$$x_{prvku} = \frac{\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} - E_{pohl}}{0,8 * n * F_{def}} \quad (21)$$

Kde  $E_{pohl} = 2E_{pohl\_spráhlo}$

$$x_{prvku} = \frac{\frac{1}{2} 65\,000 * \left(\frac{36}{3,6}\right)^2 \frac{65\,000}{2 * 65\,000} - 2 * 530\,000}{0,8 * 2 * 1\,500\,000} \quad (22)$$

$$x_{prvku} = 0,235m \quad (23)$$

Obdobně dopočítáme zbylé kolizní scénáře a tabulku (Tab. 6) můžeme nyní interpretovat z pohledu potřebných délek deformačních prvků (Tab. 7).

Tabulka potřebných délek deformačních prvků při splnění TSI LOC&PASS							
Konstrukční scénář	Překážka působící	Hmotnost překážky	Potřebná délka deformačního prvku [m]				Narážení vozidla a podmínky
			C-1	C-2	C-3	C-4	
1	Totožná vlaková jednotka	65 000	0,235	-0,216	-0,432	-	2x spřáhlo + 2x deformační prvek
2.1	nákladní vůz	80 000	0,936	-	0,609	-	1x nárazníky + 1x spřáhlo+1x def.prvek
2.2	regionální vlak	129 000	-	-	-2,791	-	2x spřáhlo + 1x def.prvek vozu1 + 1x def.prvek vozu2
3.1	deformovatelná překážka	15 000	4,626	-	0,883	-	1x def.prvek
3.2	pevná překážka	3 000	-	-	-	-	
4	malá, nízká překážka	-	-	-	-	-	

Tab. 7: Energie nárazů vyjádřená délkou potřebných deformačních prvků

Záporné hodnoty značí, že deformační potenciál „crash“ modulu vozidla nebyl vyčerpán.

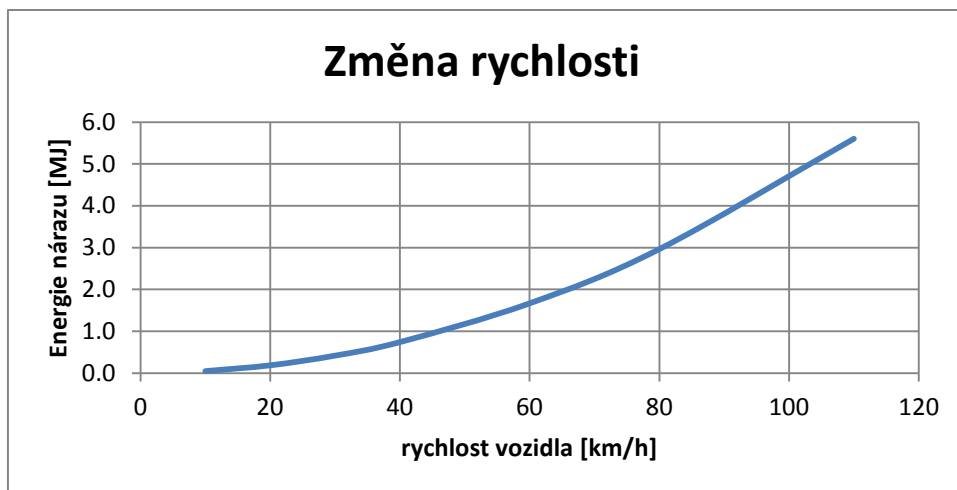
Pokud nyní provedeme obdobný výpočet s předpokladem, že navrhované vozidlo bude navrženo jako neinteroperabilní, tudíž se bude pohybovat po segregované železniční trati, získáme nový pohled na to, jakým skutečným nárazům by neinteroperabilní vozidlo muselo odolat. Zde využijeme pro dráhu místní kolizní rychlost, vypočtenou v předchozí kapitole.

Tabulka potřebných délek deformačních prvků na segregované trati							
Konstrukční scénář	Překážka působící	Hmotnost překážky	Potřebná délka deformačního prvku [m]				Narážení vozidla a podmínky
			Konvenční(TSI)	D. speciální	D. tramvaj	D. místní	
1	Totožná vlaková jednotka	65000	0,235	-0,216	-0,432	-0,193	2x spřáhlo + 2x deformační prvek
2.1	nákladní vůz	80000	0,936	-	nemůže nastat	nemůže nastat	1x nárazníky + 1x spřáhlo+1x def.prvek
2.2	regionální vlak	129000	-	-	nemůže nastat	nemůže nastat	2x spřáhlo + 1x def.prvek vozu1 + 1x def.prvek vozu2
3.1	deformovatelná překážka	15000	4,626	-	0,883	1,065	1x def.prvek
3.2	pevná překážka	3000	-	-	-	-	
4	malá, nízká překážka	-	-	-	-	-	

Tab. 8: Upravená tabulka požadovaných délek deformačních prvků

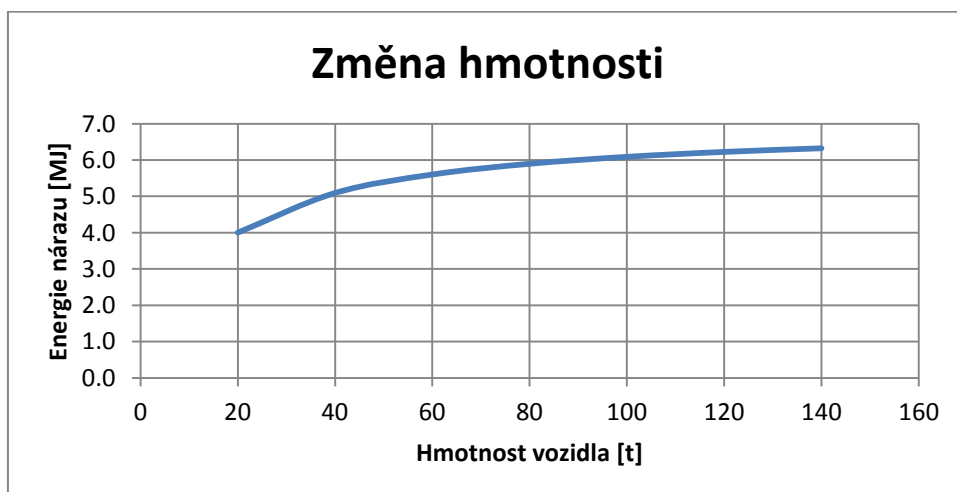
Z tabulky (Tab. 8) je patrné, že pro neinteroperabilní vozidla je kritický scénář srážky s velkou deformovatelnou překážkou. Z výsledné délky deformačního prvku na čele vozidla pro konvenční železniční systém je patrné, že v souladu s výše uvedeným nebyla při zjednosušeném výločtu správně ohodnocena deformační energie pohlcená velkou deformovatelnou překážkou, neb žádné interoperabilní vozidlo není vybaveno 5 m dlouhou deformační zónou.

Lze říci, že energie nárazu vozidla a velké deformovatelné stojící překážky závisí především na rychlosti narázejícího vozidla. Se stoupající rychlostí kvadraticky roste i energie nárazu. Pro 60 t vážící vozidlo můžeme energii nárazu vynést do grafu (Graf 1):



Graf 1: Závislost energie nárazu na rychlosti při  $m=60$  t

Oproti tomu změnou hmotnosti vozidla docílíme pouze malého efektu a energie nárazu je i pro velmi lehká a malá vozidla vysoká. To ve výsledku znamená, že i velmi malé a lehké vozidlo musí být vybaveno obdobnými deformačními prvky jako vozidlo hmotné a rozměrné. Při uvažované rychlosti vozidla 110 km/h pak závislost hmotnosti na energii nárazu vypadá následovně (Graf 2):



Graf 2: Závislost energie nárazu na hmotnosti při  $v=110$  km/h

Pokud tedy chceme docílit lehkého vozidla, jedinou cestou jak toho dosáhnout je snížení maximální rychlosti vozu, nebo vozidlo vybavit velmi výkonnými brzdami a tím snížit kolizní rychlost a výslednou energii nárazu, kterou vozidlo musí vydržet. Pokud bychom například na uvažovanou situaci z výpočtu kolizní rychlosti dráhy místní aplikovali požadavky na dráhu tramvajovou, které jsou dle vyhlášky **č.173/1995Sb.**

#### „Část IV

10. *Nouzová brzda musí umožnit zastavení drážního vozidla zatíženého nejvíce 0,5 t se středním zpožděním nejméně 2,3 m.s<sup>-2</sup>. Nouzová brzda musí být uváděna do činnosti stejným ovládacím prvkem řidiče jako provozní brzda.“(11)*

Ke kolizi s vozidlem by v dané situaci vůbec nedošlo, protože by vozidlo včas zabrzdilo.



Dalším způsobem, jak dosáhnout nízké hmotnosti vozidla, je provozovat vozidlo na infrastruktuře bez křížení s pozemními komunikacemi, kde ke kolizi vůbec nemůže dojít. Zde by při použití ATP vlakového zabezpečovače vozidla nemusela být vůbec dimenzována na „crashovou odolnost“, neboť vlakový zabezpečovač vyloučí i možnost kolize vozidel mezi sebou. Takové vozidlo by bylo z pevnostního hlediska dimenzováno pouze na normální provozní zatížení a únavovou pevnost.

Výše zmíněné úvahy ukazují úzkou spojitost mezi prvky aktivní bezpečnosti vozidla, jako jsou výkonné brzy s malou časovou prodlevou náběhu, detektory překážek nebo vlakový zabezpečovač, a prvky pasivní bezpečnosti vozidla. Čím lépe budeme schopni vozidlo chránit aktivně, tím méně hmotnosti vozidla bude muset připadnout na pasivní prvky bezpečnosti a odolnost skříně proti nárazu. Vysoká míra využití vyspělých prvků aktivní bezpečnosti vozidla je jednou z cest, jak prokázat bezpečnost vozidla Správnímu drážnímu úřadu v případě, že vozidlo není zkonstruováno v souladu normami, které se obecně považují za pravidla techniky.

V přechodných kapitolách probírané železniční subsystémy, které by mohly sloužit jako alternativní cesta realizace regionální dopravy musí být aplikovány na tratích, na kterých to má skutečný přínos. Pokud chceme na stávající trati provozovat vozidla stejnou rychlostí jako na tratích hlavních, poté nemá z pohledu hmotnosti vozidla význam poohlížet se po alternativních subsystémech. Alternativní subsystémy najdou uplatnění při specifických podobách infrastruktury, na kterých mají být provozovány. Subsystém dráhy speciální najde uplatnění zejména na nově budovaných tratích, které budou od počátku projektovány s mimoúrovňovými kříženími drah a komunikací. Takovýto systém může být obsluhován lehkými a rychlými vozidly, která mohou disponovat výzbrojí uloženou pod podlahou vozidla. Dráha tramvajová a místní pak najdou uplatnění jako legislativní pokrytí tratí, na kterých se vyskytuje velké množství oblouků o malých poloměrech a jejichž traťový svršek je nevelké kvality. Jednou z pozitivních vlastností dráhy speciální a tramvajové je možnost jejich přímého napojení na již stávající městské subsystémy, které by zajisté vedlo k vysoké atraktivitě subsystému z pohledu cestujících, kteří by při dojíždění do center měst nemuseli přestupovat mezi regionálním a městským dopravním systémem. Jedním z dalších benefitů neinteroperabilních vozidel je jejich jednodušší schvalování k provozu. Vozidlo nemusí být testováno na kompatibilitu s TSI a tím odpadne nezanedbatelná část nákladů na vozidlo. Další otázkou je, jakým způsobem dopravit vozidlo na místo výkonu traťové služby. Pokud vozidlo není interoperabilní, pak nemůže být na dané místo dopraveno po kolejích. Zbývá tedy přeprava pomocí silniční kamionové dopravy. Pro přepravu například tramvajových vozidel po silnici jsou výrobci v dnešní době vybaveni, proto by přeprava lehkých vozidel neinteroperabilní regionální dopravy neměl být nepřekonatelný problém.

Vzhledem k tomu, že navrhovaný čtyřnápravový elektrický trakční vůz má být schopen pohybu jak na hlavních, tak na regionálních tratích, bude navržen jako interoperabilní.

## 3. Požadavky na interoperabilní vozidlo

---

- Zastávkový provoz na hlavních a regionálních tratích v ČR
- Sólo vozidlo
- Dodržení TSI

### 3.1. Zastávkový provoz na hlavních a regionálních tratích ČR

Provozování vozidla na území České republiky s sebou přináší klíčové požadavky na parametry vozidla. Vozidlo bude jezdit po rozchodu 1435mm a musí mít výšku podlahy v úrovni 600 mm nad temenem kolejnice. Vůz bude provozováno pod napájecí trolejí o napětích 25 kV/50 Hz a 3000 V/ss. Vozidlo by mělo být schopno projíždět traťovým obloukem o poloměru  $R=150$  m a manipulačním obloukem o poloměru  $R=120$  m. Maximální dovolené nápravové zatížení je definováno na 17 t.

Zastávková traťová služba se vyznačuje vysokým počtem stanic, které nejsou vzdáleny daleko od sebe. Pokud chceme dosáhnout co nejkratších časů mezi stanicemi, musíme navrhnout vozidlo, které disponuje dostatečným zrychlením a maximální rychlostí. Maximální rychlost vozidla je stanovena na  $v_{max} = 160$  km/h tak, aby se vozidlo mohlo bez problému pohybovat po celostátních drahách. Hodnota zrychlení vozu je stanovena na  $a_{rozjezd} = 1,1$  m/s<sup>2</sup>.

### 3.2. Sólo vozidlo

Cílem diplomové práce je vytvořit elektrické vozidlo, které bude schopné provozu na regionálních drahách, kde bude plnit obdobnou úlohu jako stávající čtyřnápravové motorové vozy, ale zároveň bude schopné nahradit ucelené jednotky na hlavních tratích v době mimo dopravní špičku. Hlavní nevýhodou ucelených jednotek je právě jejich nedělitelnost a z toho plynoucí nevýhodnost jejich provozování při nízkém obsazení například v nočních hodinách. Možnou náhradou ucelených jednotek jsou vlakové soupravy složené z hnacího vozidla a přípojných vozů. Ukazuje se, že osobní doprava provozovaná za pomoci vlaků tažených lokomotivami se vyplácí pouze u mezistátních a IC vlaků, kde nám nevádí nízké rozjezdové zrychlení lokomotivy s mnoha vozy a vysoká hmotnost lokomotivy se kompenzuje vysokým počtem cestujících v celé soupravě. Oproti tomu při provozu vlaků vedených lokomotivou na regionálních drahách, například ve složení lokomotiva a dva vlečené osobní vozy, může tvořit váha lokomotivy až 50% hmotnosti celé soupravy. Souprava bude sice disponovat dostatečným zrychlením, ale polovina „vezeného nákladu“ bude hmotnost lokomotivy. Z toho plyne, že provozování regionální dopravy pomocí vlaků tažených lokomotivou je také nevýhodné.

Možným řešením je použití sólo vozidla, které bude vhodně výkonově dimenzováno na svou hmotnost a požadované zrychlení. Takovéto vozidlo můžeme provozovat jako sólo vůz v době mimo dopravní špičku a na nevytížených tratích nebo v případě potřeby spřáhnout více vozidel do soupravy pro dosažení vyšší přepravní kapacity.

### 3.3. TSI

Pro vývoj a konstrukci moderních kolejových vozidel jsou významná následující TSI:

- TSI LOC&PAS (lokomotivy a osobní vozy)

- TSI WAG (nákladní vozy)
- TSI PRM (osoby se sníženou schopností pohybu a orientace)
- TSI SRT (bezpečnost v železničních tunelech)
- TSI NOI (hluk)
- TSI INS (infrastruktura)
- TSI ENE (energie)
- TSI CCS (řízení a zabezpečení)
- TSI OPE (provoz vozidel)
- TSI TAP (telematické aplikace – osobní doprava)
- TSI TAF (telematické aplikace – nákladní doprava)

Pro návrh a optimalizaci technického řešení čtyřnápravového elektrického trakčního vozu budou využity především TSI LOC&PAS a TSI PRM a z nich plynoucí normativní požadavky. TSI LOC&PAS nařizuje, že vozidlo musí vyhovět normě ČSN 15 227 a normě ČSN EN 12 663.

## 4. Možné varianty vozu

---

Vzhledem k určení vozidla pro regionální dopravu na hlavních a vedlejších tratích v České republice v podobě sólo vozidla, připadají v úvahu následující varianty pohonu vozidla.

- Vozidlo motorové trakce
- Vozidlo elektrické trakce na baterie
- Vozidlo závislé elektrické trakce

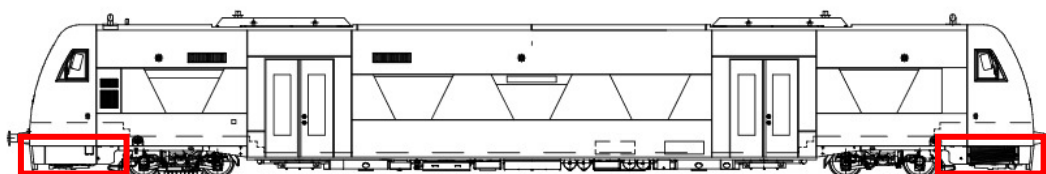
### 4.1. Vozidlo motorové trakce

Jak se ukázalo již v rešerši stávajících čtyřnápravových trakčních vozidel, všechna čtyřnápravová trakční vozidla provozovaná na našem potažmo na evropském železničním systému využívají tohoto uspořádání. Největší výhodou vozidel motorové trakce je jejich nezávislost na trakčním vedení tedy, že se mohou pohybovat bez omezení po celé síti železničních tratí na našem území. Zejména na regionálních tratích je procento elektrifikovaných úseků trati stále poměrně nízké. Elektrifikováno je celkem 2997 km všech tratí SŽDC což je asi 31,5 % délky tratí SŽDC(23).

Z pohledu konstrukce motorového vozu je hlavním problémem umístění pohonného agregátu vozidla. Používá se několik variant umístění:

- Umístění pod předstávkem
- Umístění mezi otočnými čepy
- Umístění uvnitř vozidla
- Umístění na střeše

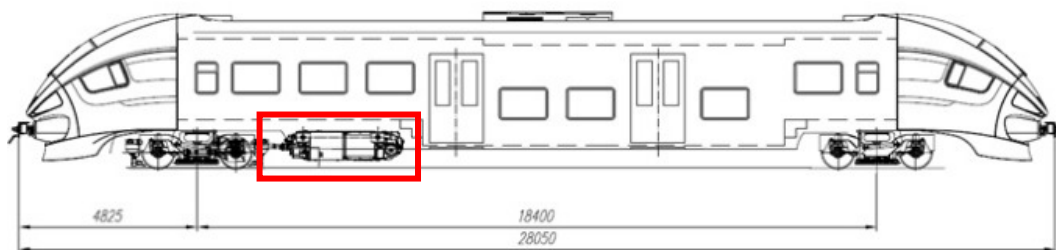
Umístění hnacího agregátu pod předstávkem využívá například v rešerši zmíněný vůz Stadler Regio-Shuttle RS1 (Obr. 26).



Obr. 26: Uspořádání pohonu s motorem pod kabinou (3)

Hlavním problémem této varianty uložení hnacího agregátu je obtížné splnění crashové odolnosti vozidla dle ČSN 15 227. V místě, kde by se měly nacházet poddajné deformační prvky pasivní bezpečnosti vozidla, se nachází rozměrný a velmi tuhý blok motoru s převodovkou. Nutnost splnit ČSN 15 227 je zanesena přímo v TSI, tudíž by vozidlo mělo problémy dostat oprávnění k pohybu na hlavních a regionálních tratích. Oproti tomu je tato varianta velmi příznivá z pohledu využití nízkopodlažnosti vozidla.

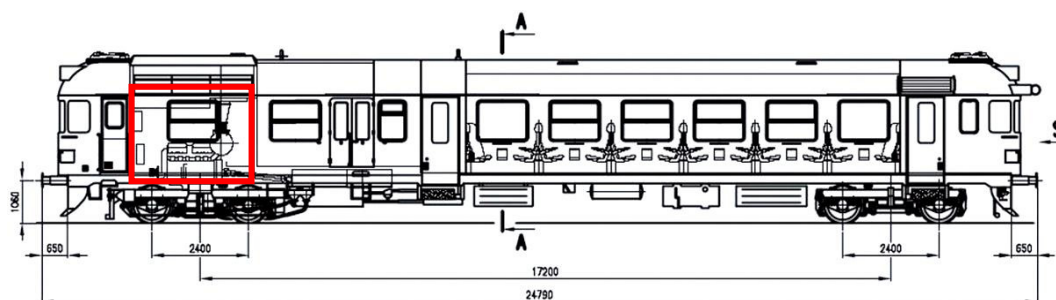
Další variantou umístění hnacího agregátu je uložení agregátu v prostoru mezi otočnými čepy vozidla. Toto uspořádání využívá vozidlo Pesa Link I (Obr. 27).



**Obr. 27: Uspořádání pohonu s motorem pod podlahou (4)**

Jak již bylo zmíněno v rešerši, toto vozidlo je plně kompatibilní TSI. To můžeme pozorovat i na samotném vozidle v podobě značně protáhlého čela vozu, které je zapříčiněno instalací potřebných deformačních prvků. Dodržení TSI však znamenalo nutnost přesunutí hnacího agregátu pod podlahu vozidla, což negativně ovlivnilo procento nízkopodlažnosti vozidla. Z tohoto důvodu se v dnešní době projektují motorové vozy s tímto uspořádáním pohonu v zásadě v uspořádání dvou a více vozových jednotek, kde lze dosáhnout vyššího procenta nízkopodlažnosti vozidla.

Dalším možným upořádáním vozidla motorové trakce je uspořádání použité u motorového vozu 854.



**Obr. 28: Uspořádání pohonu s motorem uvnitř vozu (2)**

V tomto uspořádání je hnací agregát vozidla umístěn uvnitř vozidla (Obr. 28). Toto uspořádání je velmi výhodné z pohledu údržby a odhlučnění hnacího agregátu. Při jeho aplikaci na moderní vozidla by zde byl prostor i pro dosažení vysokého procenta nízkopodlažnosti vozidla. Zásadní nevýhodou tohoto řešení je snížení maximální kapacity vozu.

Jediným řešením, které by zajistilo plné využití přepravní kapacity vozidla, při zachování maximálního procenta nízkopodlažnosti vozidla a vyhovění TSI požadavkům, je umístění hnacího agregátu na střeše vozidla. Takovéto uspořádání nutně vede k elektrickému přenosu výkonu mezi dieslovým motorem a pohonným ústrojím vozu. Toto řešení můžeme vidět například u diesel-elektrické jednotky Alstom Coradia Régiolos (Obr. 29)(24).



Obr. 29: Vozidlo Alstom Coradia Régiolos s diesel-elektrickým agregátem na střeše (24)

Největší nevýhodou vozidel motorové trakce je jejich přímá závislost na kapalných palivech. Lze předpokládat, že tlak na minimalizaci podílu motorových vozidel užívaných v pozemních dopravních systémech bude dále sílit a s přihlédnutím ke konečným zásobám ropy lze předpovídat i stoupající trend ceny kapalných paliv.

## 4.2. Vozidlo elektrické trakce na baterie

Obdobně jako je tomu i u silničních dopravních prostředků, i u kolejových vozidel jsou kladeny stále vyšší požadavky na ekologičnost provozu vozidel a i zde se začíná značně projevovat současný trend nahrazování spalovacích motorů elektrickými motory ve spojení s akumulátory elektrické energie. Takovéto řešení by našlo uplatnění například při kombinovaném provozu na hlavních a regionálních tratích, kde by při jízdě vozidla na hlavní elektrifikované trati docházelo k dobíjení akumulátorů, a k pohonu vozidla by se využívala energie z trakčního vedení. Po přesunu vozidla na neelektrifikovanou regionální trať by bylo možné vozidlo napájet energií z akumulátorů a případně vozidlo krátkodobě dobíjet při zastávkách ve stanicích. Obtížné by mohlo být dodržení limitu nápravového zatížení 17t na nápravu při požadavku na více-systémové vozidlo.

## 4.3. Vozidlo závislé elektrické trakce

Z výše uvedených variant vozidel jsou vozidla závislé trakce konstrukčně nejjednodušší a jsou výhodné i z pohledu údržby vozidla. Vzhledem k jasně definovaným projekčním parametrům vozidla, tedy sólo vůz s podlahou ve výšce 600 mm nad temenem kolejnice připadají v úvahu dvě varianty uspořádání rozložení příslušenství a elektrické výzbroje na vozidle:

- Elektrická výzbroj pod podlahou
- Elektrická výzbroj na střeše

I při uvažování jedno-systémového vozidla by elektrická výzbroj uložená pod podlahou vozidla znamenala značné snížení procenta nízkopodlažnosti vozu. Z tohoto důvodu se jeví jako jediná pro danou aplikaci použitelná varianta uspořádání elektrického vozidla jako vozidlo s elektrickou výzbrojí umístěnou na střeše.

## 4.4. Výběr vhodné varianty

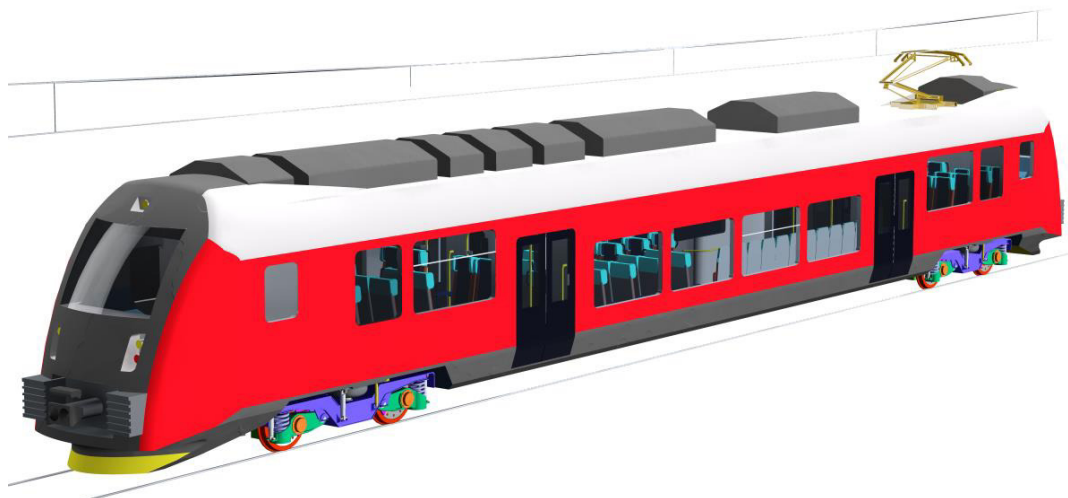
Jako možná uspořádání čtyřnápravového trakčního vozidla, která splňují kritéria kompatibility s TSI a maximální využití nízkopodlažnosti můžeme zařadit:

- Motorový trakční vůz s diesel-elektrickým agregátem na střeše

- Vůz elektrické trakce s akumulátorem
- Vůz závislé elektrické trakce

S přihlédnutím k faktu, že vozidlo má být alternativou čtyřnápravových motorových vozů, které jsou na některých místech českého železničního systému provozovány pod trakčním vedením (například trať Tábor-Bechyně kde dnes jezdí pod trolejí motorové vozy řady 810) je realizace vozidla s pohonem kapalnými palivy pravým opakem účelu. Hlavním problémem u bateriového vozidla by bylo dodržení výkonových parametrů vozidla v režimu provozu na regionální trati. Zde by bylo nejspíše nutné ustoupit od daných výkonových požadavků a i tak by vozidlo mohlo mít problémy s dodržáním maximální hmotnosti vozidla při zachování stejné přepravní kapacity jako u ostatních možných variant uspořádání. Jako optimální řešení se tedy nabízí vozidlo závislé elektrické trakce odvozené z platformy elektrických jednotek.

## 5. Základní parametry vozidla

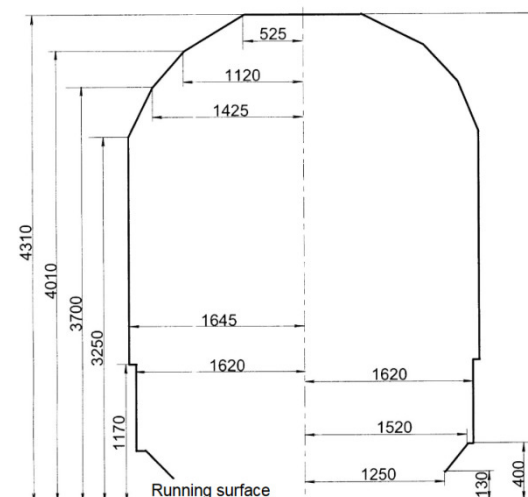


Obr. 30: CAD studie navrhovaného vozidla

Vnější kontura podoby skříně je ovlivněna především obrysem pro konstrukci vozidla, který definuje jak její maximální délku, tak její šířku v závislosti na vzdálenosti otočných čepů vozidla. Dále z něj vyplývá nutnost zkosení čela vozu a to jak v půdorysu tak bokorysu skříně vozidla.

### 5.1. Obrys pro konstrukci vozidla

Kapacita vozu je přímo úměrná jeho rozměrům. V zájmu projektanta vozidla je dosáhnout co možná největšího prostoru pro interiér vozidla. Šířka vozu je omezena zejména obrysem pro konstrukci vozidla (Obr. 31), který je definovaný v UIC 505 a délkou vozidla. Vozidlo nesmí žádnou svojí částí překračovat tento obrys.

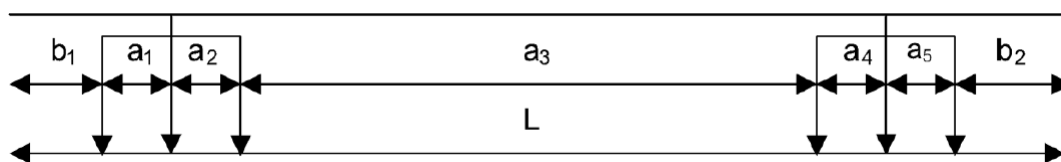


Obr. 31: Vztažený kinematický obrys dle UIC 505 (25)

Dalším faktorem ovlivňujícím délku vozu je komptabilita vozidla s traťovým zabezpečovacím systémem, která je popsána v TSI LOC&PASS(26) v dodatku ERTMS/ETCS UNIT. Tento dodatek uvádí, že minimální vzdálenost čela nebo konce vozu k nejbližšímu



dvojkolí musí být  $b_{1,2}=4200$  mm. Dalším udávaným parametrem je vzdálenost vnitřních náprav sousedních podvozků, která je pro rozchod 1435 mm  $a_3=20000$  mm (Obr. 32).



Obr. 32: Požadované rozměry vozu dle TSI LOC&PASS (26)

Kombinace obou požadavků vymezuje maximální rozměry skříně a vzdálenost otočných čepů vozidla.

### Návrh šířky vozidla

Šířka vozidla bude navržena dle maximální dovolené hodnoty z pohledu obrysu pro konstrukci a s přihlédnutím k požadavku na šířku uličky ve voze, která by měla činit 550mm.

Zúžení kinematického obrysu mezi otočnými čepy je dle UIC 505 (25) dáno vztahem:

$$E_i = \frac{a \cdot n - n^2}{2 \cdot R_o} + \frac{\sigma}{2} + q + w_{i250} + \frac{p^2}{8 \cdot R_o} + z + [x_i]_{>0} - k_i \quad (24)$$

Při výpočtu obrysu byly hodnoty vůlí pojezdu převzaty z podvozku Siemens FS 7500. Hodnota příčné vůle v oblouku o poloměru  $R_o = 250$  m je  $w_{i250} = 24$  mm a  $w_{i150} = 24$  mm v oblouku poloměru 150m. Příčná vůle ve vedení dvojkolí má hodnotu  $q = 7$  mm. Vzdálenost otočných čepů vozidla byla definována na  $a = 18\,650$  mm a šířka kolejového kanálu je dána hodnotou  $\sigma = 55$  mm. Hodnota dovoleného přesahu skříně byla stanovena na  $k_i = 15$  mm. Pro výpočet zúžení vně otočných čepů byly použity hodnoty vůlí  $w_{a250} = w_{a150} = 0,064$  mm.

Hodnota kinematického zúžení vozidla  $z$  se vypočítá ze vzorce:

$$z = \frac{s_z}{30} \cdot (h - h_c) \quad (25)$$

Kde součinitel náklonu skříně byl zvolen  $s_z = 0,3$  a poloha pólu naklápění skříně vozidla byla stanovena na základě 3D modelu pojezdu a byla uvažována ve výšce kontaktu sekundárního vypružení a skříně vozidla. Poloha pólu v ose  $z$  vozidla byla stanovena na  $h_c = 887$  mm. Návrhový výpočet bude proveden ve výšce  $h = 1\,200$  mm nad temenem kolejnice.

S hodnotou  $[x_i]_{>0}$  se dle definice uvažuje pouze v případě, že je hodnota větší než nula. Vypočteme jí ze vztahu:

$$x_i = \frac{1}{750} \left( a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} - 100 \right) + w_{i150} - w_{i250} \quad (26)$$

Po dosazení do rovnice (25) dostaneme:

$$z = \frac{0,3}{30} \cdot (1,2 - 0,887) = 0,00313 \text{ m} \quad (27)$$

Stejně tak učiníme s rovnicí (26):

$$x_i = \frac{1}{750} \left( 18,65 \cdot 9,325 - 9,325^2 + \frac{2,3^2}{4} - 100 \right) + 0,024 - 0,024 = -0,0156 \text{ mm} \quad (28)$$

Jak můžeme vidět, platí  $x_i > 0$  tudíž se s hodnotou dále nepočítá. Nyní už můžeme dosadit do konečné rovnice pro výpočet zúžení kinematického obrysu.

$$E_i = \frac{18,65 \cdot 9,325 - 9,325^2}{2 \cdot 250} + \frac{0,055}{2} + 0,007 + 0,024 + \frac{2,3^2}{8 \cdot 250} + 0,00313 - 0,015 \quad (29)$$

$$E_i = 0,2232 \text{ mm} \quad (30)$$

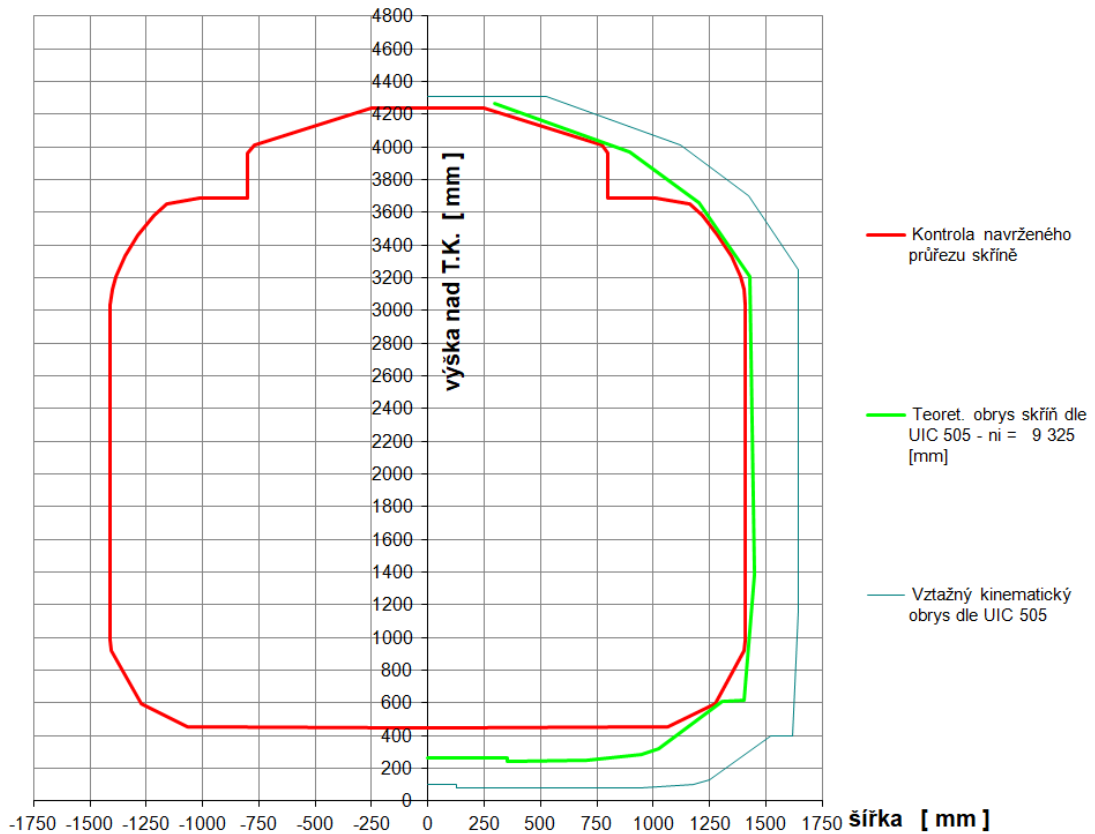
Maximální polo-šířka skříně vozidla v tomto místě může být:

$$b_{min} = 1,645 - E_i = 1,645 - 0,2232 = 1,4218 \text{ m} \quad (31)$$

Výsledná maximální šířka vozidla v tomto místě je tedy dvojnásobkem této hodnoty a činí:

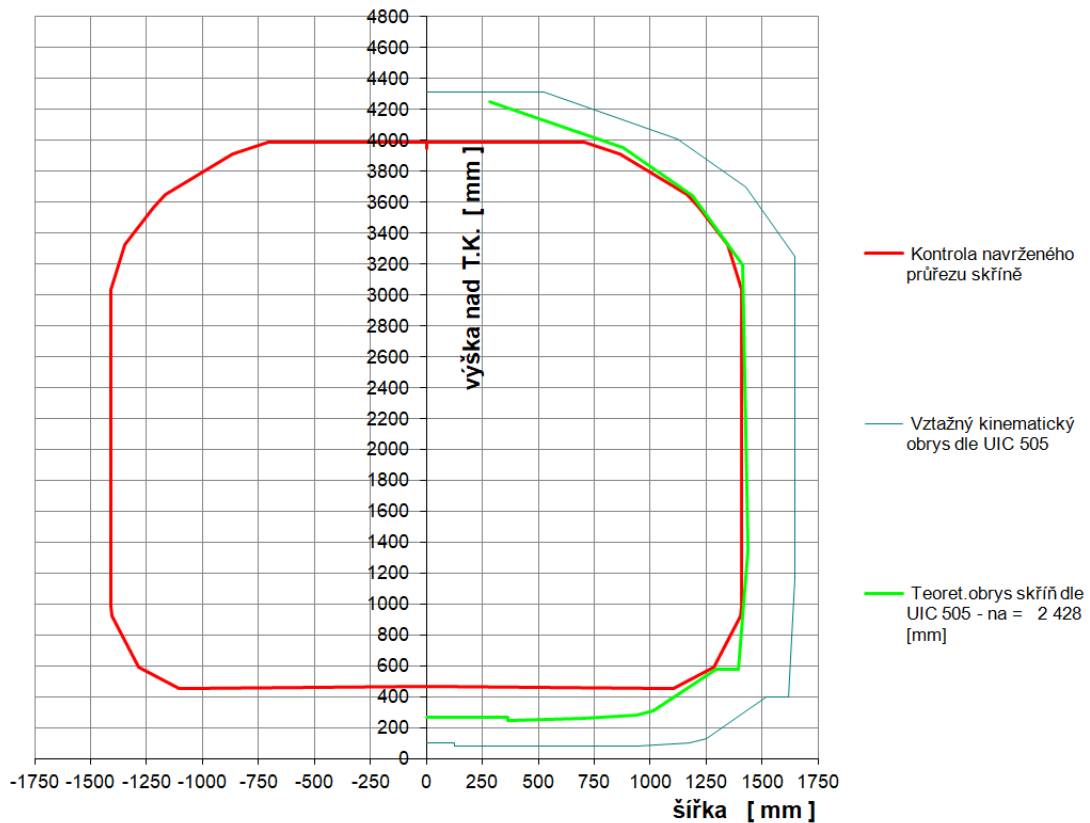
$$b_c = 2 \cdot b_{min} = 2 \cdot 1,4218 = 2,8436 \text{ m} \quad (32)$$

Pokud bychom tuto hodnotu zvolili jako maximální šířku, pak bychom zjistili, že vlivem kinematického zúžení profilu by vozidlo v oblasti střechy nevyhovovalo. Proto daná hodnota slouží pouze jako návrhová a skutečná šířka skříně byla definována na  $b_{skut} = 2,82 \text{ m}$ . Kontrola vozidla byla provedena v programu od Doc. Koláře. Kontrola byla provedena ve dvou místech vozidla to uprostřed vzdálenosti otočných čepů a v místě přechodu mezi lineární a zaoblenou částí skříně vozidla na představku.



**Graf 3: Kontrola rozměrů vozidla v polovině vzdálenosti otočných čepů.**

Jak můžeme vidět na grafu výše (Graf 3), aby se vozidlo vešlo do obrysu pro konstrukci (zelená linka), musela být skříň (červená linka) v rozmezí 400 mm až cca 1000 mm nad temenem kolejnice zkosená. Toto řešení způsobilo výpočetní zmenšení plochy pro stojící cestující a ovlivnilo i tvar dveří vozidla, které musejí zkosení skříňe kopírovat. Kromě poloviny vzdálenosti otočných čepů je dalším kritickým místem, co se šířky skříňe týče, řez na představku vozu, v místě přechodu mezi prismatickou a zkosenou částí vozové skříňe vozidla (Graf 4).



**Graf 4: Kontrola rozměrů vozidla na čele vozu v místě přechodu mezi lineární a zkosenou částí skříně.**

Na obou kontrolovaných místech vozidlo vyhovuje. Vstupní parametry do výpočtového programu jsou k nahlédnutí v příloze (Příloha 1).

## 5.2. Analýza rizik

### ČSN EN 15 227

Z pohledu odolnosti proti nárazu jsou kolejová vozidla rozčleněna do čtyř kategorií. Podle dělení v tabulce (Tab. 9) patří čtyřnápravový trakční vůz do kategorie C-I, tedy mezi vozidla určená k provozu na tratích transevropské železniční sítě, mezinárodních, národních a regionálních tratích (s úrovnovými přejezdy).

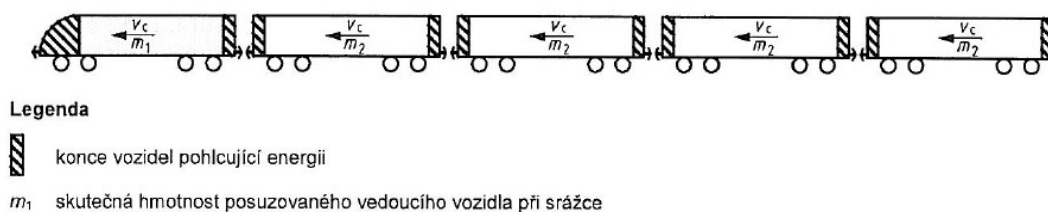
Kategorie	Definice	Příklady typů vozidel
C-I	vozidla určená k provozu na tratích transevropské sítě, mezinárodních, národních a regionálních tratích (s úrovnovými přejezdy)	lokomotivy, osobní vozy a pevné vlakové jednotky
C-II	městská vozidla určená k provozu pouze na vyhrazené železniční infrastruktuře bez vazby na silniční dopravu	vozidla metra
C-III	lehká železniční vozidla určená k provozu v městské, popř. regionální síti, v provozu sdílených tratí a s vazbou na silniční dopravu	tramvajové soupravy, předměstská tramvaj
C-IV	lehká železniční vozidla určená k provozu ve vyhrazených městských sítích s vazbou na silniční dopravu	tramvajová vozidla

**Tab. 9: Kategorie vozidel dle ČSN EN 15 227 (12)**

Protože je nezmožné postihnout všechny teoretické možnosti konstrukčních srážek vozidla, byly srážky rozděleny na 4 nejčastěji se vyskytované a z pohledu úmrtnosti cestujících nejnebezpečnější scénáře:

- Čelní srážka dvou totožných jednotek
- Čelní srážka s odlišným typem železničního vozidla
- Náraz čela vozidla vlakové jednotky do velkého vozidla na úrovňovém přejezdu
- Náraz vlakové jednotky do nízké překážky (např. auta na úrovňovém přejezdu, zvířete, odpadlého materiálu)

Z pohledu navrhovaného vozu mohou teoreticky nastat všechny z výše uvedených kolizních scénářů. Proto je nezbytné, aby vozidlo bylo vybaveno zařízením proti šplhání a deformačními prvky pohlcujícími energii nárazu. Dále je nutné zajistit minimální prostor pro přežití strojvedoucího a v neposlední řadě instalovat smetadlo překážek. Protože se všechny prostředky pasivní bezpečnosti nacházejí na čele vozu, vznikne po jejich zakrytování tzv. „crashové čelo“ vozu (Obr. 33).



**Obr. 33: Rozložení deformačních prvků vlakové jednotky (12)**

## ČSN EN 12 663

Aby byla zajištěno, že k deformaci vozidla dojde opravdu v místě deformačních prvků na čele vozidla a nedojde k trvalému poškození skříně vozidla, odkazuje ČSN EN 15 227 na normu ČSN EN 12 663, která se zbývá pevnostními parametry skříně a definuje, jakou sílu v jakém místě musí kolejové vozidlo vydržet, aniž by se trvale poškodilo. Dle ČSN EN 12 663 lze vozidlo zařadit do kategorie P-II (Obr. 34).

### 5.2.3 Vozidla osobní dopravy

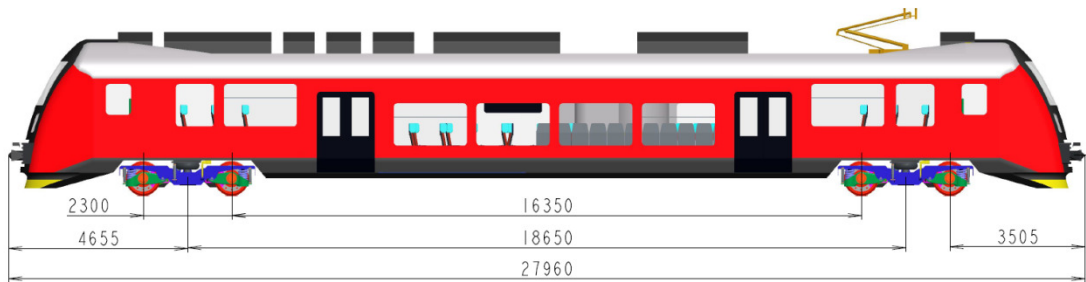
Do této skupiny patří všechny typy kolejových vozidel určených pro přepravu cestujících, v rozsahu od vozidel celostátních drah, přes kolejová vozidla příměstské a městské dopravy až po tramvaje.

Vozidla osobní dopravy jsou z hlediska pevnosti rozčleněna do pěti konstrukčních kategorií, do kterých lze zařadit všechna vozidla. Všechny pět kategorií je uvedeno níže, včetně jejich základního označení druhu vozidla:

- Kategorie P-I např. osobní vozy;
- Kategorie P-II např. ucelené vlakové jednotky a osobní vozy;
- Kategorie P-III např. vozidla metra, rychlodrážní a lehké konstrukce;
- Kategorie P-IV např. lehká vozidla metra a vozidla tramvajové rychlodráhy;
- Kategorie P-V např. tramvajová vozidla.

**Obr. 34: Výňatek z ČSN EN 12 663 (13)**

Po zohlednění všech okrajových podmínek byly definovány rozměry vozidla, viz Obr. 35. Další rozměry vozidla jsou vyneseny v příloženém typovém výkresu (Příloha 4).



Obr. 35: Základní rozměry vozidla

### 5.3. Uspořádání interiéru

Prostor pro zástavbu interiéru je jasně vymezen rozměry skříně vozidla definované v kapitole (5.2.). Zde byly rozměry vnějšího povrchu skříně definovány pomyslnou obálkou obrysu pro konstrukci vozidla, kterou skříň nesmí žádnou svojí částí přesáhnout. Od této vnější plochy skříně nyní musíme odečíst tloušťku stěn hrubé stavby vozidla, izolaci a vnitřních krycích materiálů izolace. Pro definování vnitřního prostoru pro interiér vozidla byly použity následující šířky:

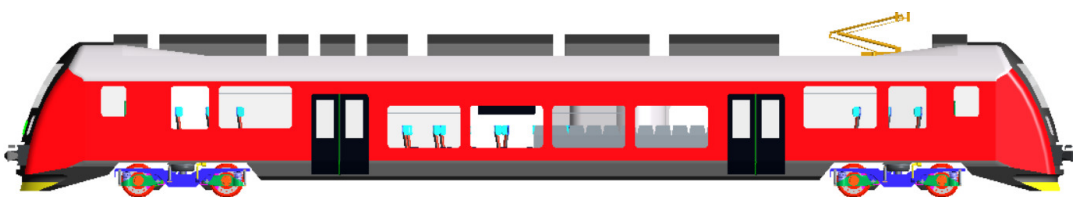
- Podlaha 145 mm
- Bočnice 95 mm
- Strop 390 mm

Odečtením daných hodnot vznikne vnitřní prostor, který vytváří užitnou hodnotu vozidla a jeho co nejefektivnější využití je jedním ze základních parametrů určujících atraktivitu vozu pro potenciálního provozovatele vozidla. Vnitřní prostory vozidla slouží nejen k přepravě cestujících, ale je nezbytné do nich umístit i stanoviště strojvedoucího a sanitární zařízení. Rozměry těchto subsystémů byly přibližně odměřeny z jednotky Desiro ÖBB.

Vozidlo jako takové bude koncepcí uspořádání sedadel a skříně vozidla vycházet z koncepce letadel, tedy uspořádání sedadel a umístění oken nebude mít žádnou návaznost. Dále budou sedadla umístěna pokud možno v uspořádání za sebou, které vede nejen k lepšímu využití prostoru pro interiér vozidla, ale také vytváří určitý stupeň intimity jedince při cestování. Uspořádání interiéru vozu je silně závislé na místě provozování vozidla. Interiér pro vozidlo plnící traťovou službu na hlavních tratích v době dopravní špičky nebude optimální pro interiér vozidla provozovaného na tratích regionálního charakteru v době víkendů. Z tohoto důvodu bude navrženo více variant uspořádání interiéru.

#### Příměstská varianta

První varianta uspořádání interiéru vychází z praxe ověřeného a u osobních čtyřnápravových vozů nejčastěji používaného řešení se dvěma vně přesuvnými dveřmi na bočnici (Obr. 36). Toto řešení přináší optimální rychlost výměny cestujících ve vozidle a je tedy vhodnější pro provoz na tratích s vyšším dopravním taktům a výkonem.

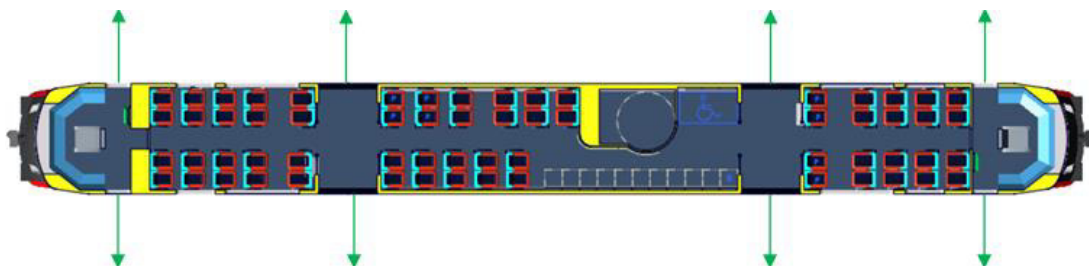


Obr. 36: Příměstská varianta vozu s dvěma dveřmi na bočnici

Interiér vozidla je řešen jako velkoprostorový vůz s nástupní hranou ve výšce 600 mm nad temenem kolejnice. Interiér je uspořádán tak, aby vyhověl požadavkům TSI PRM a byl koncipován tak, aby bylo dosaženo pokud možno nejvyšší přepravní kapacity vozidla. Rozteč sedadel v uspořádání za sebou je 800 mm a minimální rozteč sedel v uspořádání proti sobě byla definována na 1750 mm. TSI PRM vyžaduje, aby 10% sedadel v jednotce bylo vyhrazených pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace. Vozidlo v tomto uspořádání disponuje 76 místy k sezení, tedy po zaokrouhlení musí disponovat nejméně osmi vyhrazenými sedadly. Vyhrazená sedadla jsou ve výkresové dokumentaci vyznačena písmenem P a požadavky na jejich geometrické uspořádání jsou definovány v TSI PRM. S přihlédnutím k TSI PRM byla rozteč vyhrazených sedadel definována na 870 mm v uspořádání za sebou a 1850 mm v uspořádání proti sobě.

### Únikové východy

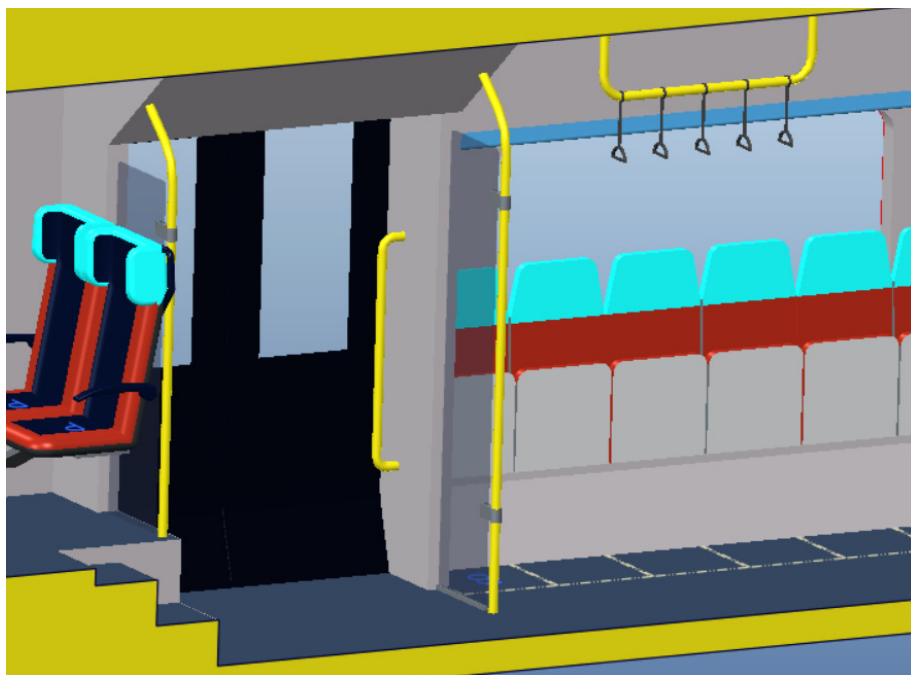
TSI LOC&PAS(26) určuje počet nouzových východů ve vozidle a minimální dobu evakuace vozidla. V uspořádání dvou dvoukřídlých dveří na bočnici vozidla postačí pro evakuaci cestujících z vozidla pouze vnější nástupní dveře vozu. Z důvodu absence vnějších dveří pro stanoviště strojvedoucího musí sloužit jako nouzový východ pro strojvedoucího boční okna nacházející se na stanovišti (Obr. 37).



Obr. 37: Umístění nouzových východů

### Pokrytí madly

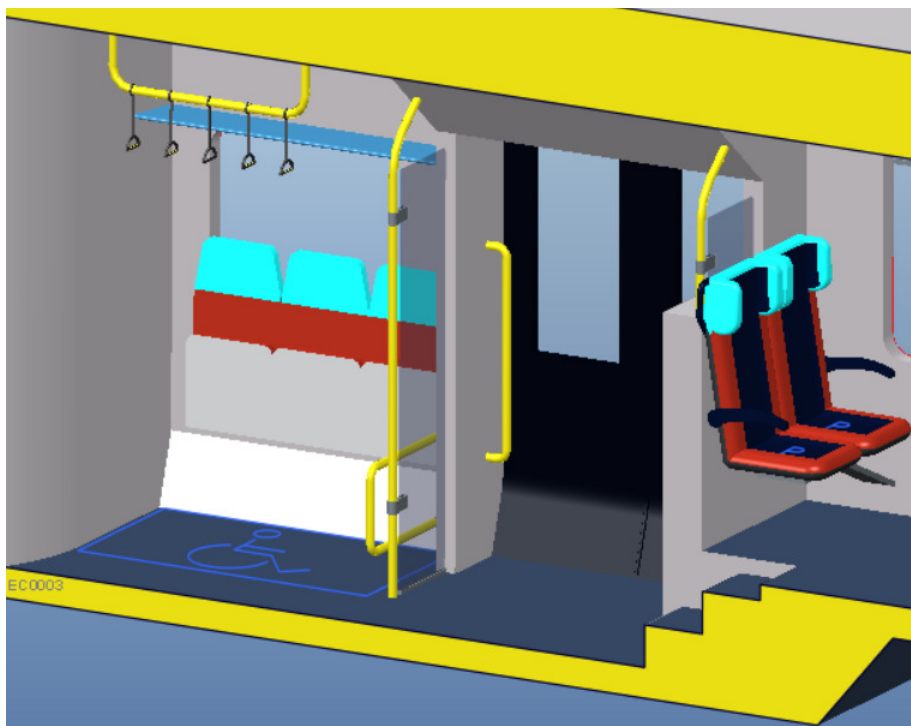
Dle TSI PRM (27) musí být ve vozidle maximální vzdálenost mezi madly 2m. Tento požadavek lze interpretovat tak, že v každém místě umístění madla ve vozidle opíšeme v půdorysném pohledu kružnici o poloměru jeden metr. Tímto získáme přehled o ploše vozidla pokryté madly. Tento prostor musí spojitě vyplňovat prostor pro stojící cestující ve vozidle.



Obr. 38: Ukázka rozmístění model ve vozidle

### Prostor pro vozíčkáře

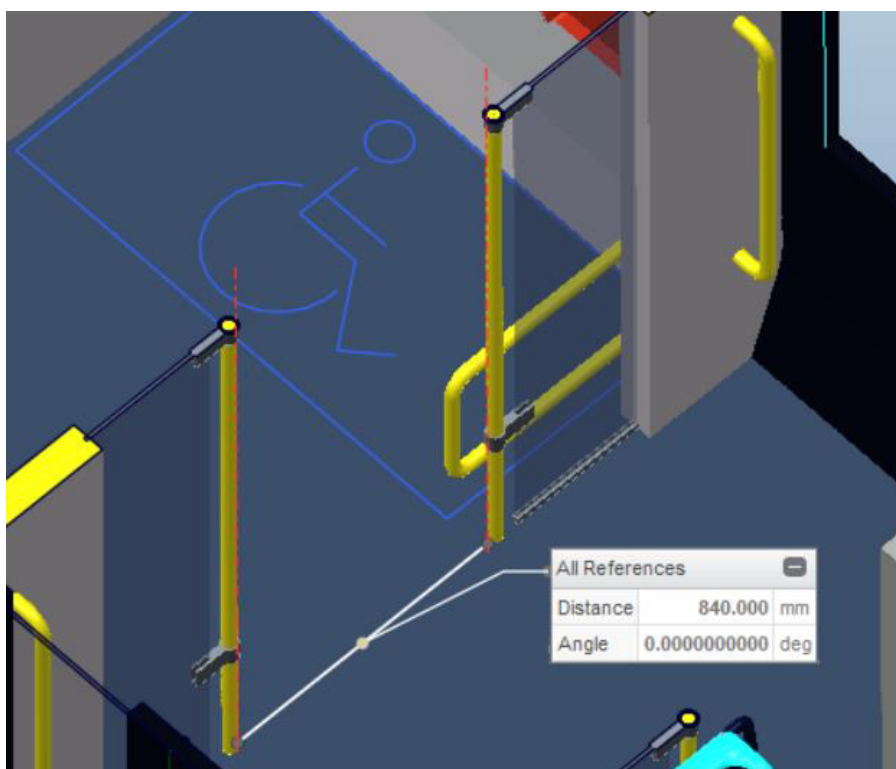
Rozměry místa pro vozíčkáře jsou dle TSI 1500x800 mm (27). V TSI je dále popsáno, že místo pro vozíčkáře musí disponovat opěrou pro bezpečné zajištění vozíčku. Ve vozidle bude zajištění realizováno pomocí ohýbané tyče (Obr. 39). Místo pro vozíčkáře musí být situováno tak, aby osoba na vozíku seděla vždy buď čelem, nebo zády ve směru jízdy vlaku. Místo pro doprovod vozíčkáře je ve výkresové dokumentaci označeno písmenem B a nachází se na sklopné sedačce na protější straně uličky.



Obr. 39: Umístění prostoru vyhrazeného pro vozíček

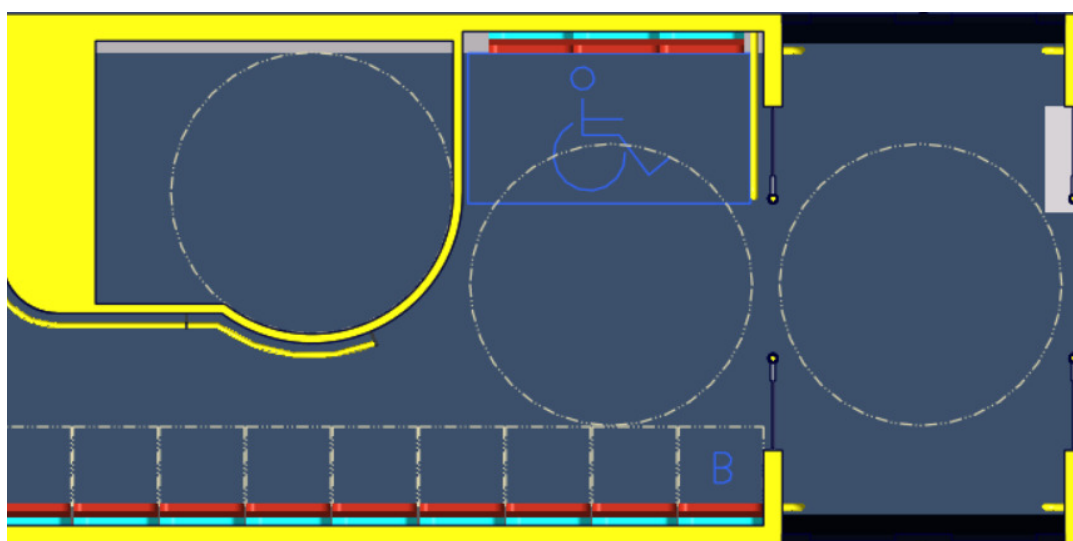


Je vhodné, aby se místo pro vozíčkáře nacházelo co možná nejbližně vnějším dveřím vozidla a to jak z důvodu co nejjednoduššího přístupu pro vozíčkáře, tak z pohledu minimalizace délky průjezdné uličky pro osoby na invalidním vozíku, jejíž šířka je dle TSI definována na 800 mm a ve voze zabírá podstatně více místa než běžná ulička s minimální dovolenou šířkou 450 mm. Vzhledem k výrobním tolerancím byla šířka průjezdu k místu pro vozíčkáře zvýšena na 840mm (Obr. 40).



Obr. 40: Šířka průjezdu k místu pro vozíčkáře

Dále je potřeba zajistit, aby měl vozíčkář k dispozici místo pro manipulaci s vozíčkem o průměru 1500 mm, a to ve všech prostorách, kde se předpokládá jeho otáčení (Obr. 41).



Obr. 41: Místa pro otáčení vozíčku

## Nájezdová rampa

Aby byl umožněn nástup osoby na invalidním vozíku i v případě nekompatibility výšky nástupní hrany vozidla a výškové úrovně nástupiště, musí být vozidlo vybaveno zařízením pro překlenutí tohoto výškového rozdílu. Nabízejí se dvě možnosti řešení, a to použití nájezdové rampy (Obr. 42) nebo autonomního výtahu (Obr. 43), umístěných ve vnitřních prostorách vozidla. Výhodou nájezdové rampy je fakt, že ji lze bez obtíží použít jak pro nájezd osoby z nižší úrovně nástupiště do vlaku, tak i v případě opačném a to při zastavení vlaku ve stanici s nástupištěm ve vyšší poloze, než je nástupní hrana vozidla. Nevýhodou nástupní rampy je fakt, že maximální sklon ramp v kolejovém vozidle je definován v TSI PRM a tím je jasně definován maximální překlenutelný výškový rozdíl v závislosti na délce nástupní rampy a prostorových možnostech uvnitř vlaku. Další výhodou nájezdové rampy jsou její menší zástavbové rozměry v půdorysném pohledu na vůz a velmi jednoduchá konstrukce. Oproti tomu autonomní výtah je schopen vozíčkáře vyzdvihnout z jakékoli nižší polohy do polohy v úrovni nástupní hrany vozidla, ale nedokáže pracovat v polohách nad úrovní nástupní hrany vozu. Dále je autonomní výtah oproti nájezdové rampě kinematicky a konstrukčně složitý subsystém s výrazně vyššími pořizovacími náklady a vyššími zástavbovými požadavky.



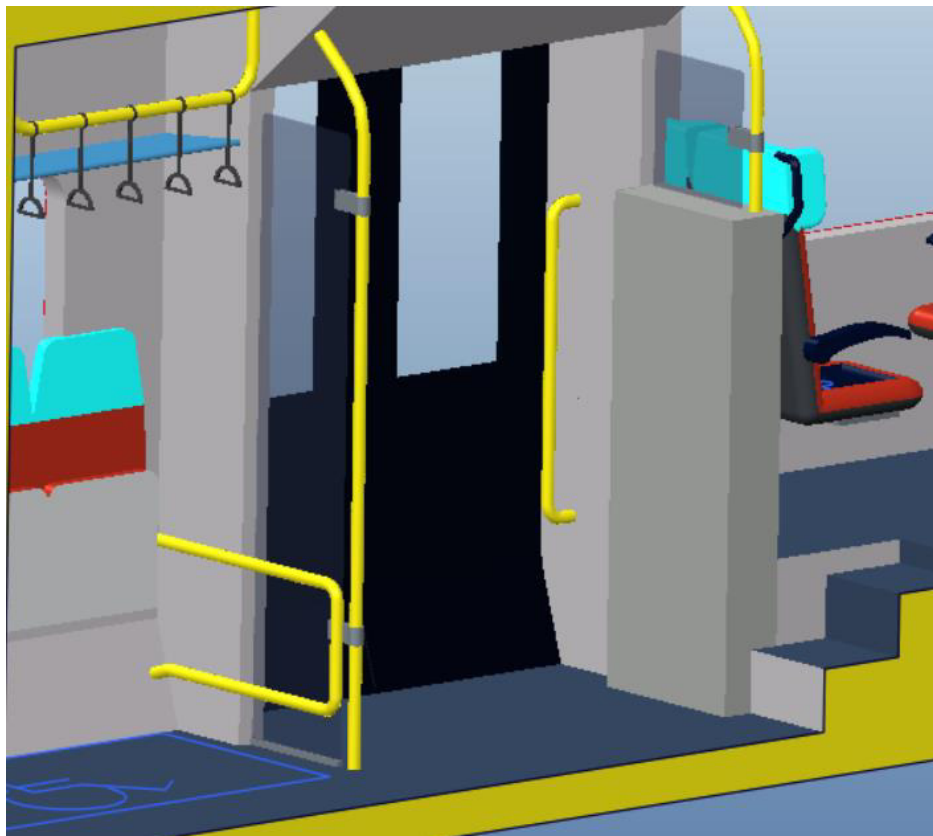
Obr. 42: Nájezdová rampa(28)

Volba pomocného zařízení je tedy velmi ovlivněna stavební infrastrukturou v místě provozování vozidla. Pokud předpokládáme pohyb vozidla na hlavních tratích s rekonstruovanými nástupišti, případně přejezd vozidla do například Rakouského nebo Německého železničního systému vyznačujícího se výškou nástupiště v úrovni 760 mm, vystačí vozidlo pouze s nájezdovou rampou. Pokud předpokládáme pohyb vozidla na nezrekonstruovaných tratích regionálního charakteru, kde se na mnoha místech nacházejí nebezpečná nástupiště, musíme vozidlo vybavit dvojicí autonomních výtahů a to z důvodu schopnosti výtahu pracovat pouze na jedné straně vozidla. Dalším faktorem volby je finanční situace objednavatele vozidla. Pokud zvolí variantu s nájezdovou rampou, vystačí vozidlo s jednou rampou na jednotku. Pokud bude vozidlo vybaveno výtahem, musí být umístěn na každé straně vozu jeden.



Obr. 43: Autonomní výtah(29)

S přihlédnutím k faktu, že na hlavních a regionálních tratích je vyžadována interoperabilita i pro železniční infrastrukturu, která definuje, že výška nástupiště musí být 550 mm nad temenem kolejnice, a že v okolí velkých měst bude probíhat obnova železniční infrastruktury velmi rychle a všechna nová nástupiště se budují ve výšce 550 mm nad temenem kolejnice, bude ve vozidle použita nájezdná rampa umístěná bezprostředně u vnějších dveří vozidla. Důležité je, aby i po instalaci nájezdné rampy nebo autonomního výtahu zůstala zachována minimální šířka uličky pro průjezd osoby na invalidním vozíku o šířce 800 mm.



Obr. 44: Umístění nájezdné rampy

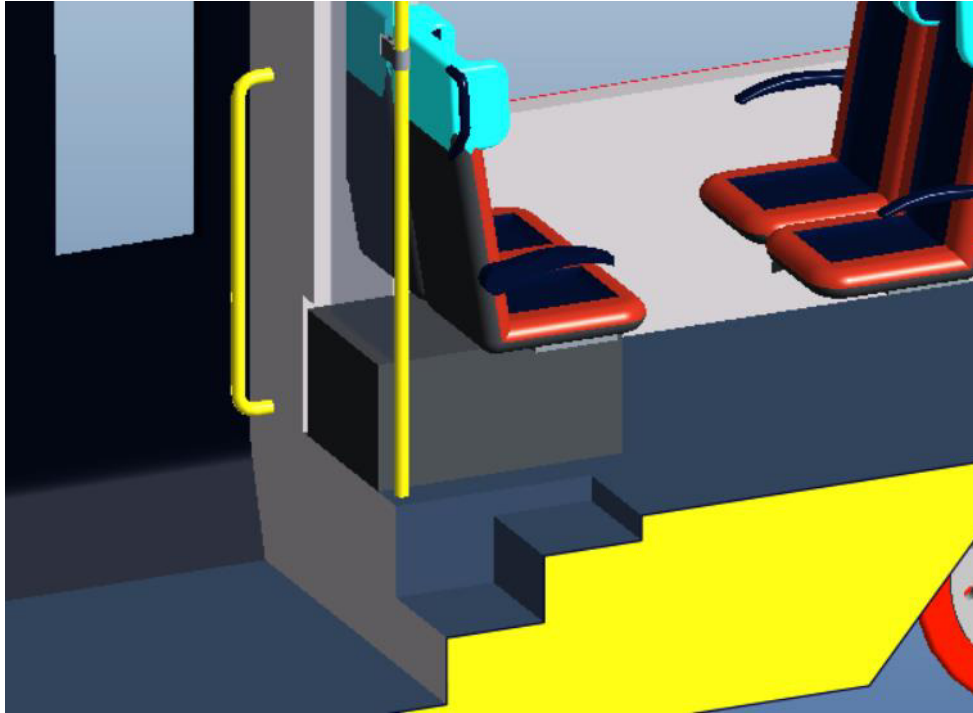
## Nouzové spřáhlo

Nouzové spřáhlo (Obr. 45) je nezbytnou součástí vozidel, která disponují pouze automatickým spřáhlem. V případě poruchy vozidla musí být vozidlo odtažitelné i jiným vozidlem, než vozidlem s automatickým spřáhlem. Jelikož se nedá předpokládat, že tažné vozidlo bude mít k dispozici nouzové spřáhlo, musí jím být vybaveno odtažované vozidlo. Nouzové spřáhlo se poté v případě poruchy nasadí a upevní na hák klasického spřahovacího ústrojí se šroubovkou a vozidlo může být odtaženo. Nouzové spřáhlo musí být umístěno tak, aby ho bylo možné ručně vyjmout z přepravního prostoru a namontovat na tažné vozidlo. Z tohoto důvodu nelze přepravní prostor na spřáhlo umístit na střeše vozidla a z důvodu nízkopodlažnosti vozu jej nelze umístit ani pod podlahu vozu. Jediným místem kam přepravní prostor pro nouzové spřáhlo umístit je interiér vozidla.



Obr. 45: Použití nouzového spřáhla v praxi (30)

Pro nouzové spřáhlo vozidla byl vyčleněn prostor pod sedadlem ve vyšší úrovni podlahy vozidla. Rozměry nouzového spřahovacího zařízení dovolí jeho umístění pod sedadla a tím nedojde k závažnějšímu ovlivnění kapacity vozidla. Spřáhlo bude umístěno 475 mm nad výškou podlahy vozu, což významně zjednoduší manipulaci spojenou s jeho vyjímáním ukládáním. Nevýhodou zvoleného umístění je zmenšení prostoru pod sedadlem a z toho plynoucí snížení komfortu cestování na tomto sedadle (Obr. 46). Rozměry boxu pro umístění nouzového spřáhla byly definovány dle výkresové dokumentace uvedené v ČSN EN 15020, kde bylo ke všem největším rozměrům spřáhla přičteno 10 mm na vůli v uložení spřáhla a samotný materiál boxu.



Obr. 46: Umístění boxu se spřáhlem

### **Rozměr a rozmístění sedadel**

Podoba sedadel byla z části určena dle UIC 567 a části a z části dle TSI PRM(27). Upevnění sedadel je pouze do bočnice vozu. Toto upevnění minimalizuje počet otvorů v podlaze a s ním spojené zatékání vody pod podlahu. Dalším přínosem je snadnější údržba podlahové krytiny. Oproti uložení sedadla se stojinou na jedné straně sedadla a vetknutím do skříně vozidla na straně druhé toto řešení vyžaduje složitější dimenzování konzole sedadla a to jak ve směru svislých, tak ve směru podélných deformací, a stejně tak klade vyšší požadavky na pevnost bočnice vozidla.

Uspořádání běžných sedadel bylo navrženo s přihlédnutím k požadavkům UIC 567 a k v praxi běžně se vyskytujícím roztečím uložení sedadel.

### **Šířka uličky**

Minimální šířka uličky je dle TSI PRM definována na 450 mm. Pro rychlejší pohyb cestujících po vozidle, který vede ke zrychlení výměny cestujících ve voze, byla maximalizována šířka uličky. V kombinaci s 459 mm širokým sedákem dvousedel bylo dosaženo šířky uličky 550 mm.

### **Nouzové odvětrávání**

Pro případ výpadku systému úpravy vzduchu ve vozidle, který se většinou užívá ve spojení s neotevíratelnými okny, musí být vozidlo vybaveno okny umožňujícími nouzové větrání. Tato okna musí být rozmístěna po vozidle tak, aby bylo v případě poruchy tohoto systému zajištěno dostatečné odvětrání celého vnitřního prostoru vozidla. Samotný rozvod upraveného vzduchu je ve vozidle veden stropem pro vzduch z klimatizace a teplý vzduch z topení je veden podlahou vozidla.

### **Nesymetričnost skříně vozidla**

Z důvodu úspory místa uvnitř vozidla byla skřín s rozvaděči a odkládací prostory pro strojvedoucího umístěny pouze na jednom stanovišti strojvedoucího na jednom čele

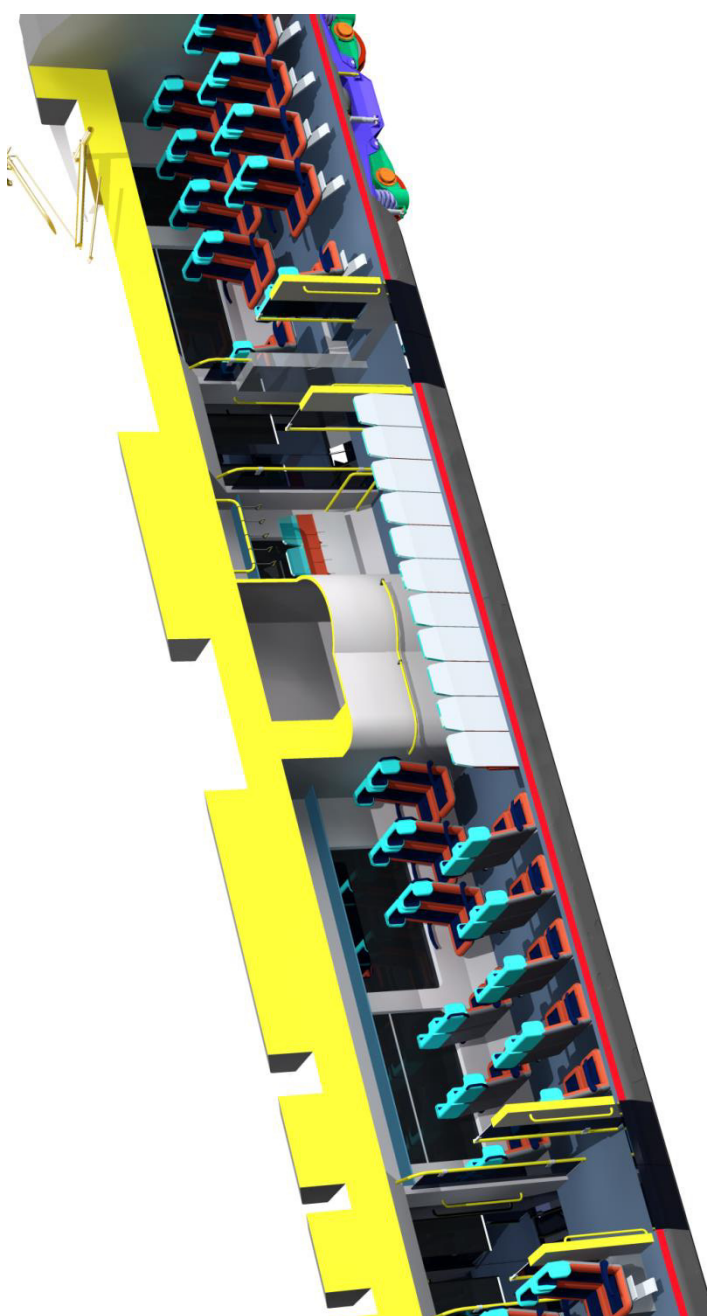
vozidla. Tím vznikla nesymetrie skříně vozu a o ušetřenou vzdálenost se posunul směrem k čelu vozu celý sektor s vyšší úrovní podlahy spolu s dveřmi. Tato nesymetrie se objevuje ve všech třech variantách vozidla.

Ukázka z typového výkresu pro příměstskou variantu je na straně 58.

### **Interiér pro regionální tratě verze 1.**

Koncepcí uspořádání dveří na bočnici je tato varianta totožná s příměstskou variantou vozidla. Interiér vozu je však více uzpůsoben pro přepravu kol a kočárků ve vozidle. Také byl navýšen počet sedadel v uspořádání proti sobě, aby interiér vozu poskytl možnost sesednutí skupiny společně cestujících pasažérů. Únikové východy, uložení nouzového spřáhla i rozteče sedadel jsou stejné, jako u příměstské varianty vozidla.

Ukázka z typového výkresu regionální varianty 1 je na straně 59.



**Obr. 47: Studie interiéru vozidla (příměstská varianta)**

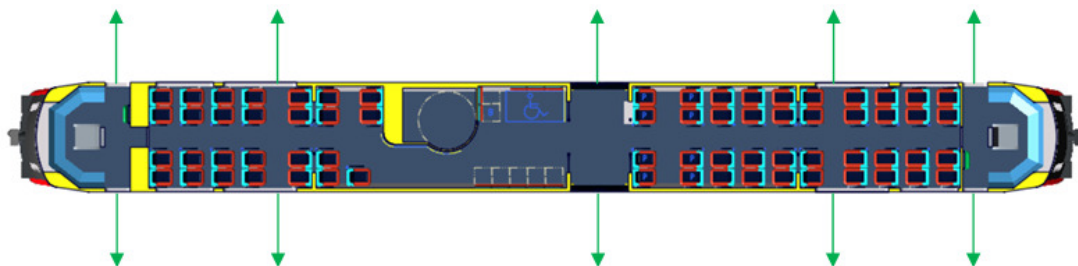






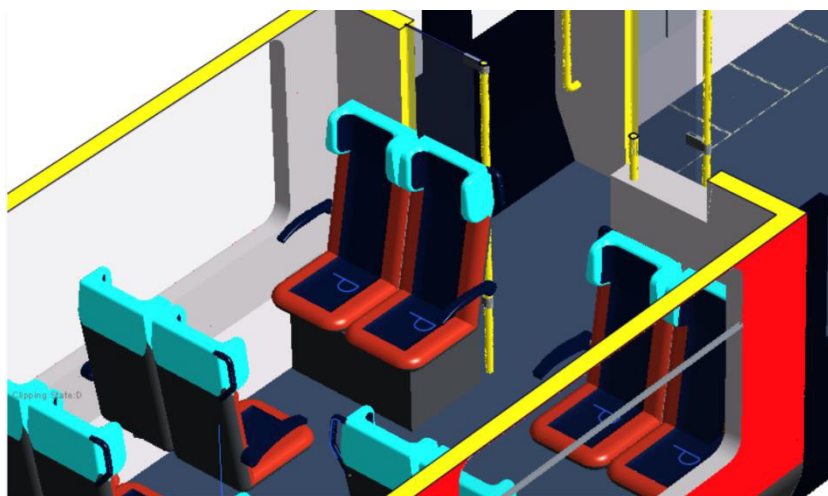
## Interiér pro regionální tratě verze 2.

Tato varianta interiéru na rozdíl od předchozích dvou disponuje pouze jedněmi dveřmi na bočnici. Dveře byly umístěny co nejbližě poloviny délky vozidla tak, aby v případě evakuace byla z obou konců přibližně stejná vzdálenost ke dveřím. V TSI LOC&PAS je definovaný minimální počet únikových východů na vozidlo. Pokud se ve vozidle nachází více jak 40 cestujících, musí být vozidlo vybaveno nejméně třemi únikovými východy. Z důvodu absence druhých vnějších dveří, musí být v tomto uspořádání použity jako únikové východy okna vozidla (Obr. 50).



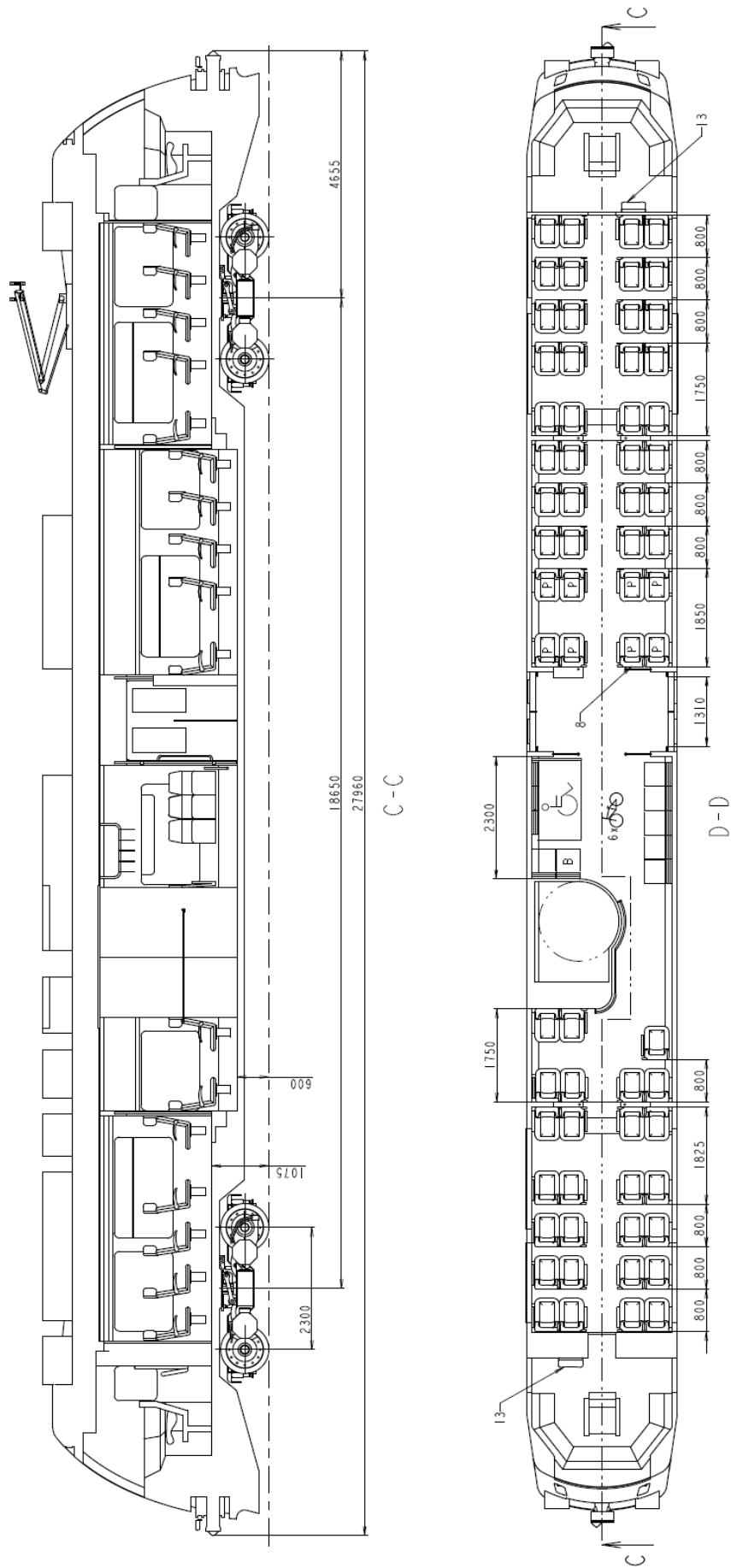
Obr. 50: Rozmístění únikových východů

Dále bylo přemístěno nouzové spřáhlo, které se nachází pod sedadlem nejbližě vnějším dveřím (Obr. 51).



Obr. 51: Umístění nouzového spřáhla

Oproti předchozím dvěma variantám byla také odstraněna sklopná sedadla umístěná v uličce vedoucí okolo toalety, a to z důvodu urychlení případné evakuace vozidla. V uličce se sklopnými sedadly by se mohla nacházet jízdní kola, která by případnou evakuaci prodloužila. Pohled na tuto variantu interiéru se nachází na následující straně.



Obr. 52: Ukázka z typového výkresu (regionální varianta 2)

## Dosažená nízkopodlažnost

Všechny tři varianty interiéru mají 56% podlahy v úrovni 600 mm nad temenem kolejnice.

## Porovnání jednotlivých variant

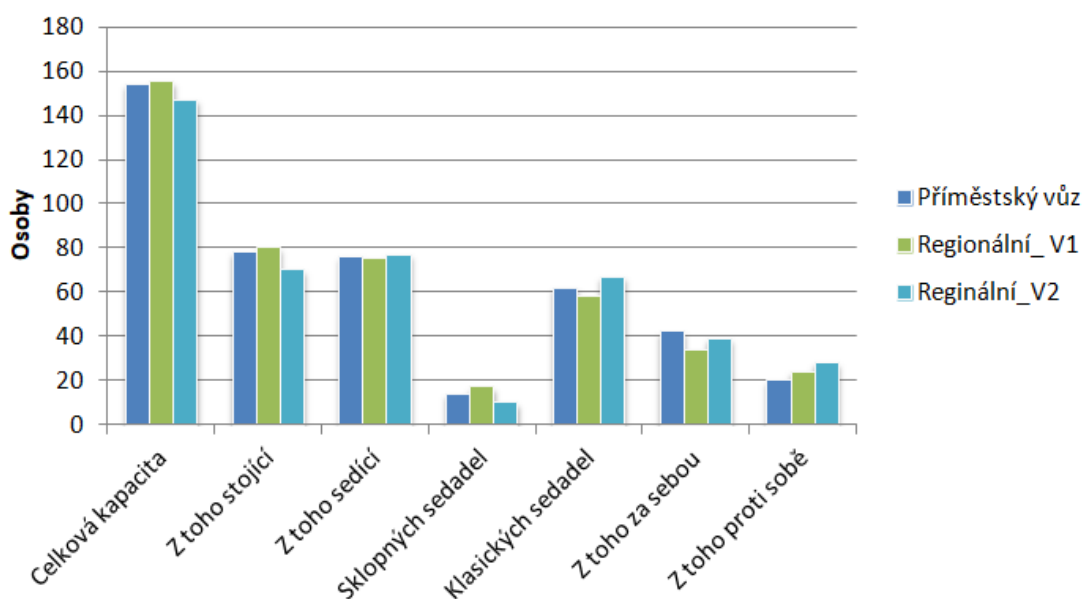
Základní parametry interiérů byly pro porovnání zaneseny do tabulky (Tab. 10).

	Příměstský vůz	Regionální_V1	Regionální_V2
Celková kapacita	154	155	147
Z toho stojící	78	80	70
Z toho sedící	76	75	77
Sklopných sedadel	14	17	10
Klasických sedadel	62	58	67
Z toho za sebou	42	34	39
Z toho proti sobě	20	24	28

Tab. 10: Porovnání interiérů

Z tabulky (Tab. 10) je patrné, že první dvě varianty jsou z pohledu maximální kapacity vozidla téměř shodné. Hlavní rozdíly se nacházejí v uspořádání sedadel a to jak v počtu sklopných sedadel, tak v uspořádání sedadel za sebou a proti sobě. Lze tedy vidět, že bylo dosaženo požadovaného uspořádání, kde u vozidla pro příměstský provoz lehce převládají sedadla v uspořádání za sebou, a bylo dosaženo vyššího počtu klasických sedadel. Oproti tomu Regionální varianta 1 disponuje vyšším podílem plochy se sklopnými sedadly, kterou lze využít pro přepravu kol nebo kočárku a nabízí vyšší podíl sedadel v uspořádání proti sobě. Regionální varianta 2 disponuje o něco nižší maximální kapacitou vozidla, než předchozí dvě varianty. Zato nabízí nejvyšší podíl klasických sedadel a nabízí tedy stejný komfort pro většinu sedících cestujících ve voze. Nižší kapacita vozidla byla zapříčiněna absencí celého jednoho dveřního sektoru, který poskytuje velkou plochu pro stojící cestující. Tento prostor byl v této variantě interiéru nahrazen klasickými sedadly, takže tato varianta disponuje nejvyšším podílem klasických sedadel.

## Grafické srovnání variant



Graf 5: Grafické srovnání interiérů

## 6. Hmotnostní bilance

Cílem hmotnostní bilance je dosáhnout shodného nápravového zatížení u všech čtyř náprav vozidla. TSI LOC&PAS udává (v bodě 4.2.3.2.2. Hmotnost na kolo), že hmotnost na kolo vozidla na jednom dvojkolí se může lišit maximálně o 5%. Proto je nezbytné rozložit hmotnosti tak, aby bylo teoreticky dosaženo pokud možno totožných nápravových zatížení a dovolenou pětiprocentní odchylku využít na pokrytí nepřesností v určování poloh těžiště a polohy jednotlivých subsystémů. Dalším sledovaným parametrem je podobnost v zatížení jednotlivých podvozků vozidla. Hmotnostní bilance bude sledovat pouze rozmístění komponent v podélné ose vozidla. Rozdíl v kolových silách na pravé a levé straně vozu nebude vyhodnocen a předpokládáme zde rovnoměrné rozložení hmotností. Do hmotnostní bilance budou zahrnuty pouze nejhmotnější subsystémy vozu a to jsou:

Hmotnosti:	počet jednotek	Hmotnost [kg]
Klimatizace kabina: 200 +13 kg	2	426
Klimatizace cestující: 885 + 25 kg	1	910
Dvoukřídlé dveře: 220 kg	2	440
Dvoukřídlé dveře: 220 kg	2	440
Hublift: 130 kg	0	0
Kompresormodul 230 kg	1	230
Automatické spřáhlo: 550 + 35 kg	2	1170
Pantograf: 130 kg	1	130
Transformátor (dtto): 4000 + 113 kg		
Chlazení transformátoru: 620 + 30 kg	1	4763
Crachmodul 845 kg.	2	1690
Délka 22500 kg / 25 m.	1	25200
Nouzové spřáhlo: 44 kg	1	44
Odporník: 48 kg	1	48
Trakční měnič	1	1750
Pomocný měnič: 300 kg	1	300
<b>celková hmotnost skříně vozidla</b>		<b>37541</b>
podvozek: 9000 kg	2	18000
<b>Hmotnost prázdného vozidla</b>		<b>55541</b>
Plocha ke stání ve vozidle: m2	19,5	
Hustota stojících cestujících: os/m	4	
Počet stojících cestujících	78	
Hmotnost cestujícího: 70 kg	70	
<b>Hmotnost stojících cestujících: kg</b>		<b>5454</b>
Počet sedících cestujících	76	
Sektor 1	6	420
Sektor 2	10	700
Sektor 3	6	420
Sektor 4	11	770

Sektor 5	3	210
Hmotnost sedících cestujících: kg		5320
Celková užitečná hmotnost: kg		10774
Hmotnost loženého vozidla: kg		66315
Hmotnost na nápravu: kg		16579
Tíha na nápravu: N		162639
Tíha na kolo: N		81319

Tab. 11: Uvažované hmotnosti příslušenství vozu a celkové hmotnostní parametry vozidla

Kde sektory 1 – 5 označují hmotnosti nesymetricky rozmístěných sektorů pro sezení. Pro zjištění zatížení jednotlivých podvozků byla vytvořena tabulka nesymetricky uložených komponent vozidla. Pro zjednodušení uvažují symetrickou i skříň vozidla, která má ve skutečnosti jednu dvojici dveří posunutou o 400mm blíže střední rovině vozu. Rozložení jednotlivých systémů příslušenství vozu jsou zobrazeny v příloženém výkresu Hmotnostní bilance (Příloha 6).

Hmotnosti:	symetrie v x	vzdálenost od osy čepu
Klimatizace kabina: 200 +13 kg	-	-
Klimatizace cestující: 885 + 25 kg	Ne	8020
Dvoukřídlé dveře: 220 kg	Ne	4100
Dvoukřídlé dveře: 220 kg	Ne	14950
Hublift: 130 kg	Ne	-
Kompresormodul 230 kg	Ne	5327
Automatické spřáhlo: 550 + 35 kg	-	-
Pantograf: 130 kg	Ne	17923
Transformátor (dtto): 4000 + 113 kg	Ne	13150
Chlazení transformátoru: 620 + 30 kg	Ne	součástí trafans.
Crachmodul 845 kg.	-	-
Délka 22500 kg / 25 m.	-	-
Nouzové spřáhlo: 44 kg	Ne	3175
Odporník: 48 kg	Ne	4040
Trakční měnič	Ne	792
Pomocný měnič: 300 kg	Ne	2890
Hmotnost stojících cestujících: kg	Ne	9973
Sektor 1	Ne	6145
Sektor 2	Ne	6895
Sektor 3	Ne	8905
Sektor 4	Ne	11575
Sektor 5	Ne	13320

Tab. 12: Rozmístění příslušenství a sektorů sedadel v podélné ose vozu

Navrhované vozidlo bylo nahrazeno jednoduchým nosníkem na dvou podporách, na který byly zavedeny nesymetricky rozmístěná diskrétní zatížení (Tab. 12) a z momentové rovnováhy a bilance posouvajících sil byly spočteny reakce v místech umístění otočných čepů vozidla. Vypočtené reakce tedy nemají vypovídající hodnotu o skutečných silách v místech otočných čepů, ale jsou ukazatelem nesymetrickosti rozložení některých systémů

příslušenství vozidla. Pokud ke každé z vypočtených reakcí přičteme i polovinu tíhy symetricky rozložených subsystémů, dostaneme hodnotu skutečných sil, které zatěžují podvozky.

	N
Podvozek A	325 717
Podvozek B	324 837

**Tab. 13: Zatížení podvozků**

Vhodným rozložením příslušenství vozidla bylo dosaženo rovnoměrného statického zatížení podvozků vozu.

## 7. Trakční výpočty

Požadavky na maximální rychlost a zrychlení vozidla uvedené v kapitole (3.1.) musíme přetransformovat na výsledné výkonové požadavky na vozidlo. Výstup hmotnostní bilance řešené v kapitole (6.) je jedním ze vstupů pro výpočty trakční mechaniky. Z důvodu vyšších výkonových požadavků na vozidlo, a pro možnost rekuperace energie, bude vozidlo vybaveno dvojicí hnaných podvozků. Součinitel rotačních hmot byl odhadnut jako  $\delta = 1,15[-]$ . Maximální síla elektrodynamické brzdy byla zvolena s ohledem na maximální dovolený součinitel adheze při brzdění  $\mu_B = 0,15[-]$  a výkon brzdy byl oproti jmenovitému výkonu elektromotorů v trakci navýšen s předpokladem, že po dlouhodobém brzdění maximálním výkonem bude následovat zastavení vozidla, které poskytne dostatek času na vychlazení krátkodobě přetíženým motorům. Čelní plocha vozidla byla odměřena z CAD modelu vozidla a činí  $S = 10,2m^2$ . Součinitel tvaru vozidla  $C_x = 0,7[-]$  byl určen na základě podobnosti vozidla s ucelenými jednotkami, na které lze danou hodnotu použít. Konstantní člen jízdního odporu zahrnující například valivý odpor dvojkolí vozidla nebo odpory valivých ložisek byl stanoven na hodnotu  $F_k = 1,1N/kN$ . Jednotka  $N/kN$  je poměrná bezrozměrná veličina určující velikost daného odporu v závislosti na hmotnosti vozidla.

Základním parametrem pro návrh výkonu trakčních motorů je potřebná tažná síla vozu  $F_t$  při maximální rychlosti vozidla  $v_{max}$ . Vztah je definován rovnicí:

$$P = F_t \cdot v_{max} \quad (33)$$

Z teorie podélné mechaniky vozidla můžeme sílu  $F_t$  rozepsat dále do tvaru:

$$F_t(v) = F_s + F_o(v) + F_a \left( \frac{dv}{dt} \right) \quad (34)$$

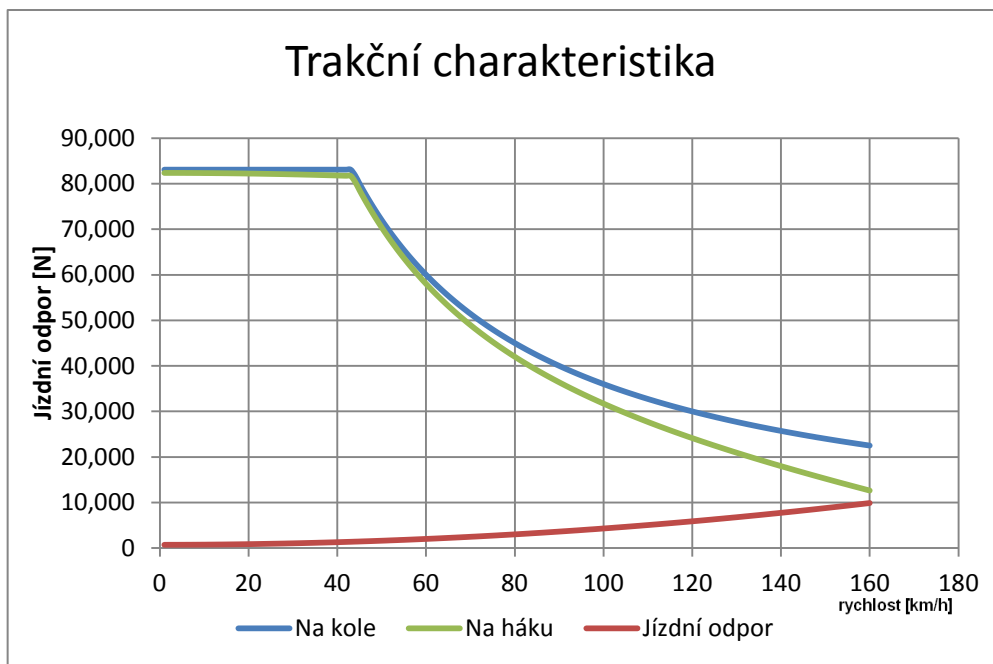
Kde  $F_s$  je síla působící na vozidlo při průjezdu obloukem nebo při jízdě do stoupání  $F_o$  je vozidlový odpor způsobený odporem vzduchu a odporem valení v závislosti na rychlosti a  $F_a$  je odpor zrychlujících sil.

Po dosazení rovnice (34) do rovnice (33) získáme první orientační údaj pro potřebný výkon vozidla. Pokud bychom vynášeli závislost maximální tažné síly v závislosti na rychlosti při konstantním výkonu podle rovnice (33), došli bychom k závěru, že při rychlostech blížících se nule roste trakční síla do nekonečna. Tato situace v reálném provozu nemůže nastat z důvodu nepřenositelnosti takto velkých trakčních sil v kontaktu kola s kolejnicí. Maximální přenositelná tažná síla je definována vztahem:

$$F_{tmax} = m \cdot \mu \quad (35)$$

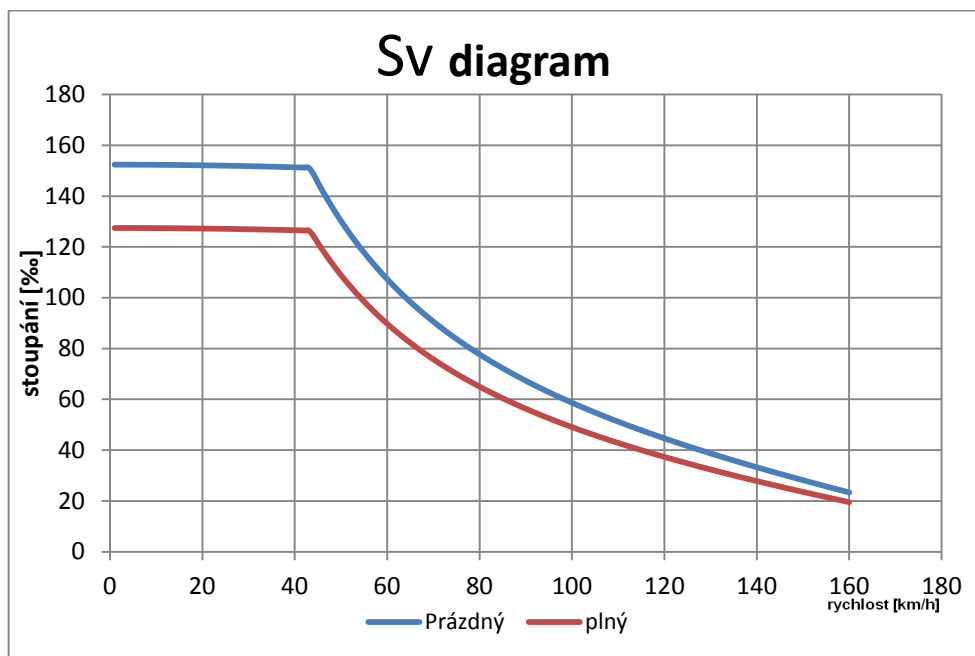
Kde  $m$  je hmotnost provozně obsazeného vozidla a  $\mu$  je součinitel adheze ve styku kola s kolejnicí.

Závislost rychlosti na tažné síle vozidla můžeme vynést do trakční charakteristiky (Graf 6). Navrhovaný výkon vozidla je  $P_{max} = 1MW$ .



Graf 6: Trakční charakteristika vozu

Z výše uvedeného grafu je patrné, že vozidlo s daným výkonem by bylo schopné dosáhnout maximální požadované rychlosti. Vykreslený odpor se skládá ze složek valivého odporu a odporu vzduchu. Vykreslená křivka jízdního odporu však neuvažuje odpor ze stoupání vozidla. Pro zobrazení závislosti mezi maximální rychlostí vozidla na stoupání slouží SV diagram, který nám dá jasnou představu o tom, jakou maximální rychlostí vozidlo disponuje při jakém stoupání.



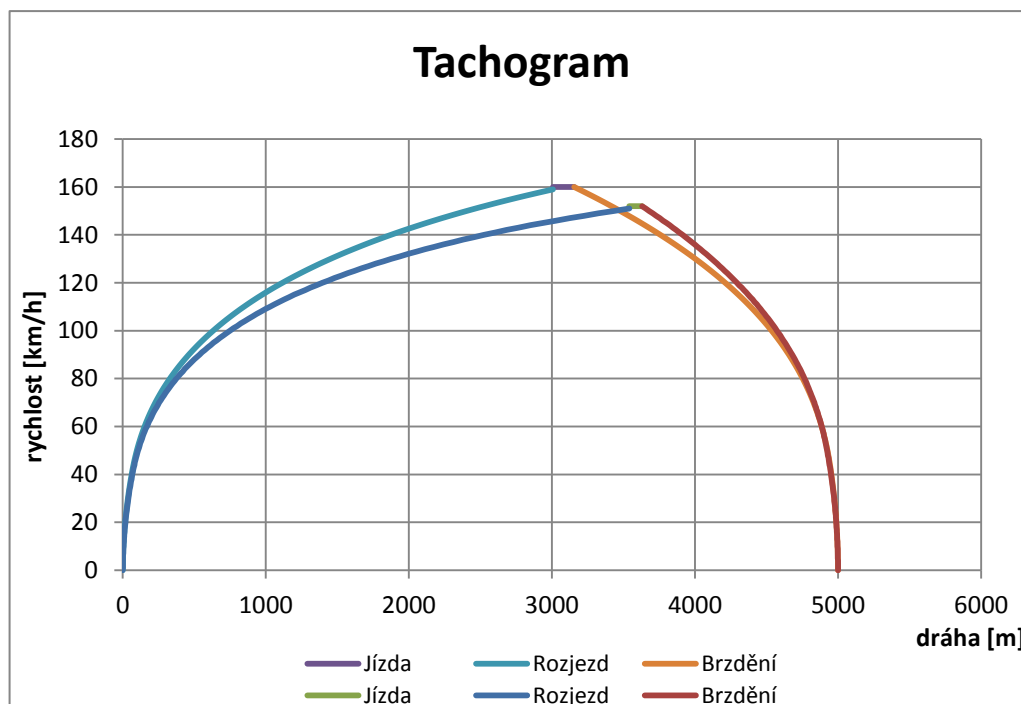
Graf 7: Závislost rychlosti vozidla na stoupání.

Při konstrukci diagramu bylo uvažováno plné obsazení vozidla. Z grafu (Graf 7) je patrné, že vozidlo o výkonu  $P = 1 \text{ MW}$  by bylo schopné dosáhnout maximální rychlosti  $v_{max} = 160 \text{ km/h}$  i do stoupání  $s = 19 \text{ ‰}$ . Z toho pohledu je vozidlo velmi výkonně



naddimenzované, což nám zajistí jeho rychlý pohyb v železničním systému zejména v příměstském režimu provozu.

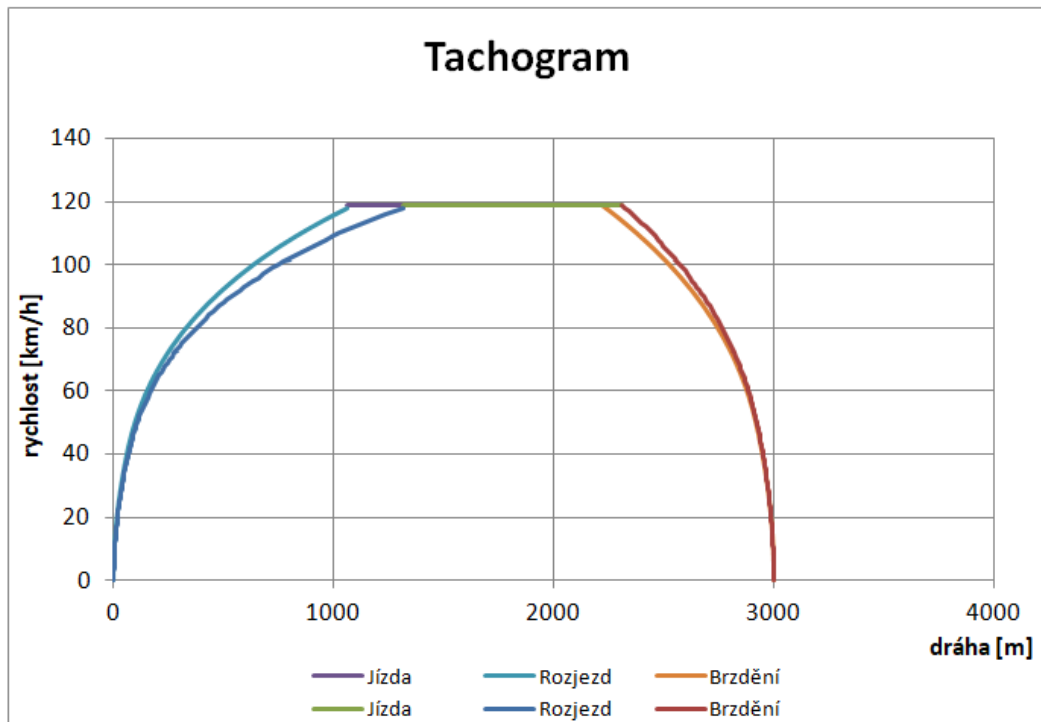
Dalším kritériem pro konečný návrh výkonu je s jakým přebytkem hnacího výkonu vozidlo disponuje a zda dosáhne maximální rychlosti na definovaném úseku trati. Při předpokládaném pohybu vozidla po hlavních tratích bude vyžadováno, aby vozidlo na 5 km dlouhém rovném úseku dosáhlo maximální rychlosti a opět zabrzdilo. Tento cyklus můžeme zobrazit v dráhovém tachogramu (Graf 8).



Graf 8: Tachogram pro provoz vozu na hlavních tratích.

Tachogram ukazuje, že vozidlo je v rovném úseku schopno dosáhnout maximální rychlosti. Dále je výše zobrazen průběh rychlosti vozidla při jízdě do stoupání  $s = 10\%$ . Vozidlo tedy není s daným výkonem schopno na uvažovaném úseku dosáhnout maximální rychlosti. Toho lze dosáhnout dalším navýšením výkonu vozidla, ale takové nároky na výkon vozidla už by se daly považovat za velmi vysoké.

Další uvažované uplatnění vozidla se nachází na tratích regionálního charakteru. Zde se uvažujeme střední vzdálenost stanic 3km a maximální dosažitelná rychlost vozidla 120km/h. Opět byly uvažovány dvě varianty trati a to rovná trať a trať se stoupáním  $s = 10\%$ . Výsledné trakční charakteristiky můžeme vidět na následujícím grafu (Graf 9).



**Graf 9: Tachogram pro provoz vozu na regionálních tratích.**

Pokud shrneme dosavadní poznatky, můžeme říci, že vozidlo splňuje všechny výkonové požadavky na provoz jak na hlavních, tak na regionálních tratích. Výsledné parametry pohonu jsou (Tab. 14):

uspořádání pojezdu		Bo'+Bo'
maximální rychlost	km/h	160
trakční výkon	kW	1 000
rozjezdové zrychlení	m/s <sup>2</sup>	1,10
součinitel adheze při rozjezdu	-	0,13
Výkon na tunu	kW/t	15

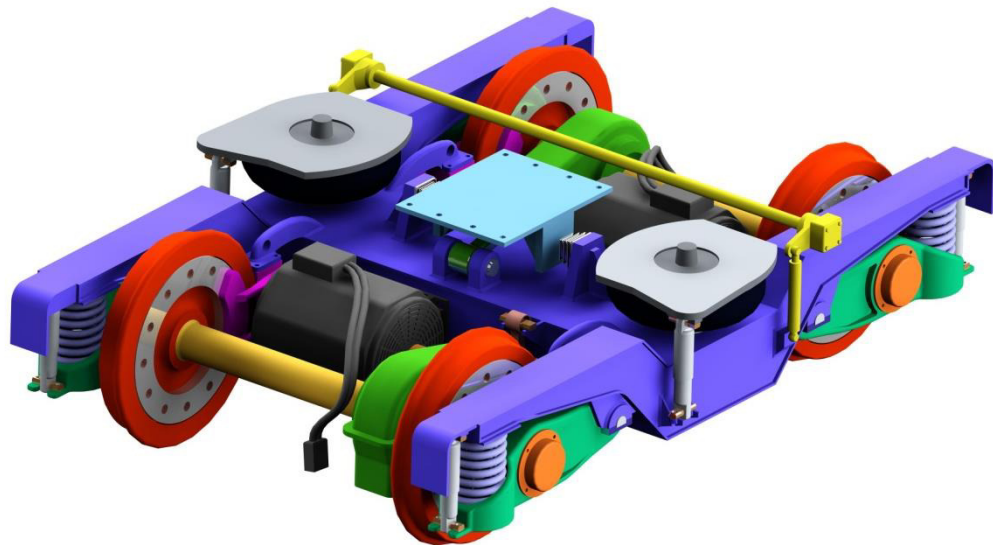
**Tab. 14: Souhrn trakčních parametrů vozidla.**

## 8. Pojezd vozidla

---

Pojezd vozidla tvoří klíčový prvek konstrukce vozu, který definuje výsledné jízdní vlastnosti vozidla. Integruje subsystémy vypružení a pohonu vozidla do jednoho funkčního celku tak, aby bylo dosaženo co nejvyššího jízdního komfortu z pohledu cestujících a zároveň, aby nedocházelo k přílišnému opotřebování kol a kolejnic.

Jako jeho předloha podvozku (Obr. 53) sloužil pojezd Siemens FS 2500, který je však vhodný spíše pro vozidla metra a technickými parametry neodpovídá požadavkům na tento vůz. Koncepčně je však podobný podvozkům užívaným jako pojezd u elektrických jednotek, z kterých dané vozidlo koncepčně vychází.

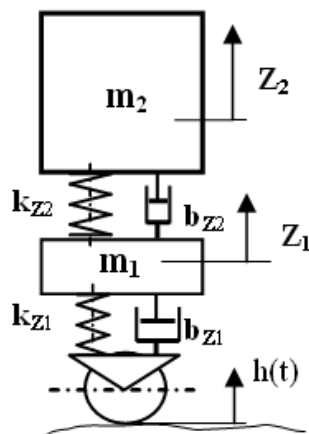


Obr. 53: Studie pojezdu vozidla

Rám podvozku je řešen jako otevřený H rám. Podvozek je vybaven částečně odpruženou nápravovou převodovkou uloženou na svislé závěsce a plně odpruženým trakčním motorem. Nápravy jsou v rámu uloženy pomocí kyvných ramen. Z tohoto modelu vycházejí zástavbové požadavky na pružící prvky vozidla a ostatní geometrické a kinematické předpoklady dále využívané při návrhu vypružení vozidla.

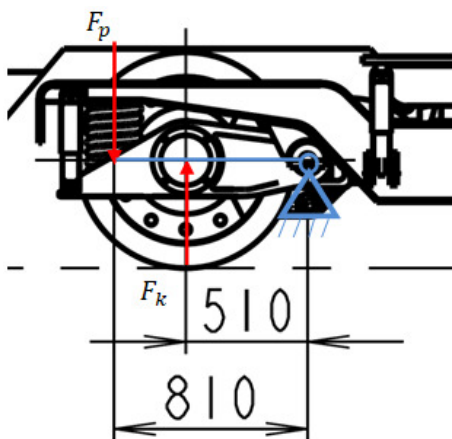
## 9. Návrh vypružení vozidla

Návrh vypružení byl proveden za pomoci Matlabu. Předpokladem bylo použití dvou-hmotové soustavy (Obr. 54) bez tlumení. Maximální dovolené statické sednutí je 70 mm z toho 20 mm v primárním vypružení a 50 mm v sekundárním.



Obr. 54: Schematické znázornění dvou-hmotové soustavy (31)

Z koncepce podvozku vyplývá, že pružící prvek primárního stupně vypružení spolu s ložiskovou komorou jsou umístěny na kyvném rameni (Obr. 55). Z důvodu umístění pružícího prvku mimo osu dvojkolí dojde k odlehčení kovového pružícího prvku a to v poměru vzdáleností působišť sil na kyvném rameni. Poměr získáme z momentové rovnováhy k místu uložení kloubu kyvného ramena do rámu podvozku.



Obr. 55: Silová bilance na kyvném rameni

$$M_o: F_k * l_1 - F_p * l_2 = 0 \quad (36)$$

$$F_p = \frac{F_k * l_1}{l_2} \quad (37)$$

Při předpokladu velikostí sil působících na rameno ve tvaru:

$$F_k = k_k * \varphi * l_1 \quad (38)$$

$$F_p = k_p * \varphi * l_2 \quad (39)$$

Po dosazení do momentové rovnice získáme:

$$k_p * \varphi * l_2 = \frac{k_k * \varphi * l_1 * l_1}{l_2} \quad (40)$$

$$k_p = \frac{k_k * l_1 * l_1}{l_2 * l_2} = \frac{k_k * 510^2}{810^2} = 0,396 * k_k \quad (41)$$

Pružina umístěná mimo ložiskovou komoru může být znatelně méně tuhá. Pro vyjádření poměru mezi tuhostmi lze zavést součinitel odlehlosti pružiny od ložiskové komory  $s = 0,396[-]$ . Výsledná tuhost vycházející z uvažované dvou-hmotové soustavy musí být vynásobena tímto součinitelem pro získání skutečné požadované tuhosti pružícího prvku.

Návrh tuhostí primárního a sekundárního stupně vypružení byl proveden v programu Matlab, který je schopen efektivně vyřešit vlastní čísla a vektory matic.

Vstupní hodnoty výpočtu:

$$m_{skříň} = 37\,541 \text{ kg}$$

$$m_{prvotně} = 13\,272 \text{ kg}$$

$$m_{užitečné} = 10\,774 \text{ kg}$$

Pohybové rovnice pro prázdné vozidlo v maticovém zápisu jsou:

$$\begin{bmatrix} m_{prvotně} & 0 \\ 0 & m_{skříň} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (42)$$

Kde matice hmotností:

$$M = \begin{bmatrix} m_{prvotně} & 0 \\ 0 & m_{skříň} \end{bmatrix} \quad (43)$$

A matice tuhostí:

$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad (44)$$

Kde  $k_1 = \text{celková tuhost primárního vypružení}$  a  $k_2 = \text{celková tuhost sekundárního vypružení}$ .

Pomocí funkce  $[V,D]=\text{eig}(K,M)$  dostaneme matice V a D, tedy matice vlastních vektorů a vlastních čísel.

Vlastní frekvence se nacházejí na diagonále matice vlastních čísel a jsou ve tvaru  $\Omega^2$ , tedy čísla  $D_{11}$  a  $D_{22}$  musíme dále upravit:

$$f_1 = \frac{\sqrt{D_{11}}}{2 * \pi} [Hz] \quad (45)$$

Základní návrh tuhostí vycházel z návrhu celkové tuhosti vypružení pro maximální deformaci vypružení  $z_{už.návrh} = 70 \text{ mm}$  pod  $m_{užitečné} = 10\,774 \text{ kg}$  tedy:

$$k_{c,návrh} = \frac{m_{užitečné} * g}{z_{už.návrh}} = k_{c,návrh} = \frac{10774 * 9,81}{70} = 1509,9 \text{ N/mm} \quad (46)$$

Kde  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  je gravitační zrychlení.

Pro optimální rozdělení tuhosti mezi primárním a sekundárním vypružením použijeme koeficient pro optimální rozdělení tuhostí  $\gamma_{opt}$ .

$$\gamma_{opt} = 2 + \frac{2 * m_{prvotně}}{2 * m_{skříň} + m_{užitečné}} = 2 + \frac{2 * 13272}{2 * 37541 + 10774} = 2,31 \quad (47)$$

$$k_{1min} = (1 + \gamma_{opt}) * k_{c,návrh} = (1 + 2,31) * 1509,9 = 4997,8 \text{ N/mm} \quad (48)$$

$$k_{2min} = \frac{1 + \gamma_{opt}}{\gamma_{opt}} * k_{c,návrh} = \frac{1 + 2,31}{2,264} * 1509,9 = 2207,5 \text{ N/mm} \quad (49)$$

Z důvodu relativně veliké hmotnosti skříň vozidla však při využití plného užitečného sednutí vycházely vlastní frekvence houpání skříň vozidla relativně nízké a neodpovídaly by požadovanému rozsahu z hlediska komfortu při cestování, tedy  $f_{houpání skříň} \notin < 1; 1,2 > \text{ Hz}$ . Výsledné frekvence houpání pro  $z_{už.návrh} = 70 \text{ mm}$  jsou  $f_{1lož} = 0,8838 \text{ Hz}$  a  $f_{2lož} = 3,7581 \text{ Hz}$ .

Poté byly hodnoty tuhostí v jednotlivých stupňů v Matlabu upravovány, dokud nedošlo k dosažení uspokojivých hodnot houpání skříň vozidla.

Výsledné tuhosti při uvažování dvou-hmotové soustavy vyšly:

$$k_1 = 8\,000 \text{ N/mm}$$

$$k_2 = 3\,000 \text{ N/mm}$$

Tyto hodnoty odpovídají frekvencím houpání skříň vozidla  $f_{1pr} = 1,1966 \text{ Hz}$  a  $f_{2pr} = 4,6461 \text{ Hz}$  pro prázdné vozidlo a  $f_{1lož} = 1,0582 \text{ Hz}$  a  $f_{2lož} = 4,6311 \text{ Hz}$  pro plně obsazené vozidlo.

Výsledné užitečné sednutí vozidla dostaneme jako podíl užitečného zatížení vozidla a celkové tuhosti obou stupňů vypružení. Tedy nejdříve spočteme celkovou tuhost obou stupňů vypružení:

$$k_c = \frac{k_1 * k_2}{k_1 + k_2} = 2\,181,8 \text{ Nmm} \quad (50)$$

A poté jí dosadíme do rovnice:

$$z_{už} = \frac{m_{užitečné} * g}{k_c} = 48,4 \text{ mm} \quad (51)$$

Obdobným způsobem získáme sednutí v primárním stupni  $z_{už,primar} = 13,2 \text{ mm}$  a v sekundárním  $z_{už,sekundar} = 35,2 \text{ mm}$ .

Výsledná tuhost na jeden pružící prvek dopočteme následovně:

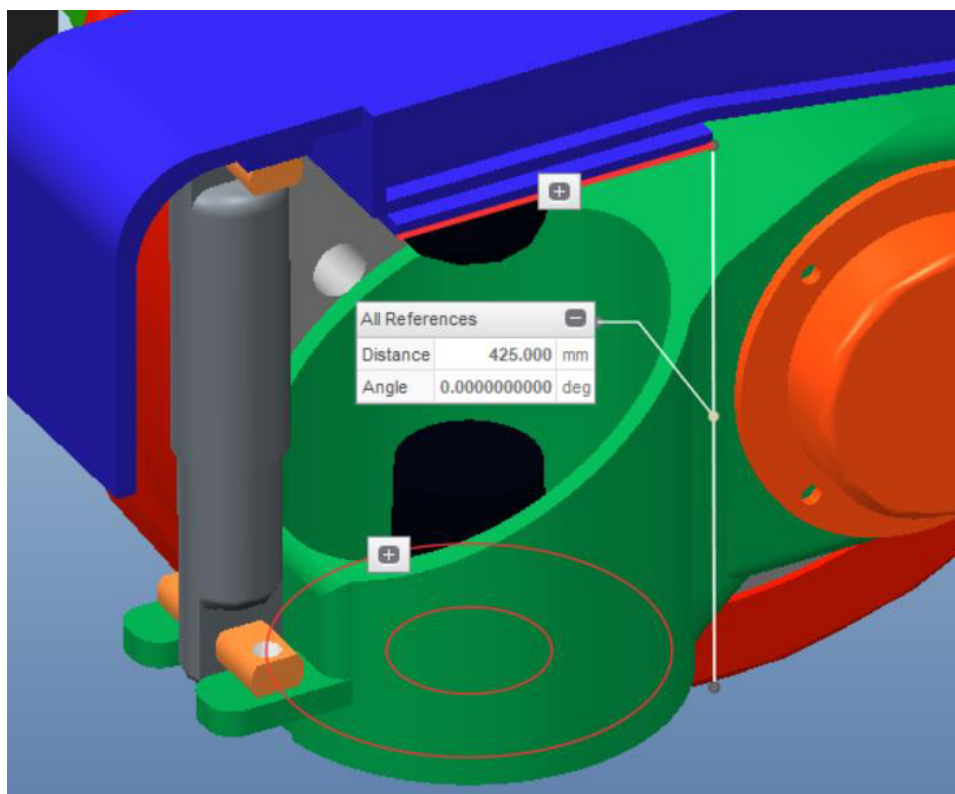
$$k_{2i} = \frac{k_2}{4} = \frac{3\,000}{4} = 750 \text{ N/mm} \quad (52)$$

$$k_{1i} = \frac{k_1 * s}{8} = \frac{8\,000 * 0,396}{8} = 396 \text{ N/mm} \quad (53)$$

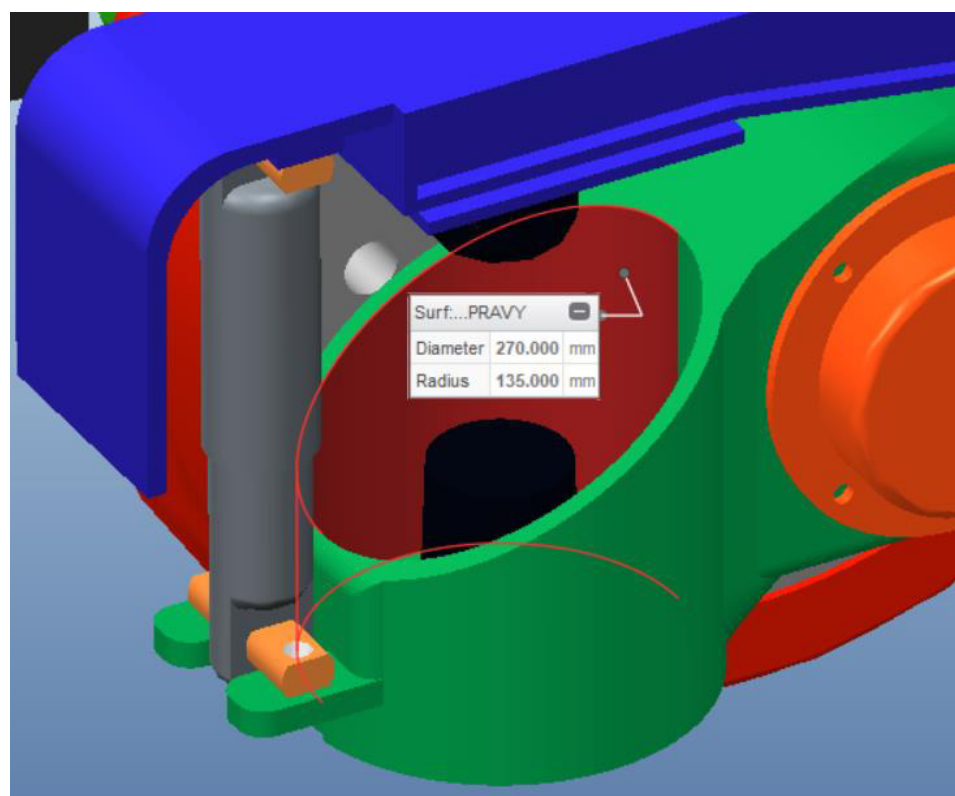
Zde uplatníme na počátku kapitoly vypočtený součinitel odlehlosti pružiny od ložiskové komory  $s = 0,396[-]$ , kterým modifikujeme tuhost pružiny v primárním stupni vypružení tak, aby odpovídala tuhosti skutečného pružícího prvku umístěného na kyvném rameni mimo polohu osy ložiskové komory. Ukázka výpočetního skriptu je k nahlédnutí v přílohách (Příloha 2).

## 9.1. Návrh pružícího prvku

### Specifikace prostoru pro zástavbu pružícího prvku



Obr. 56: Délkové omezení pružiny



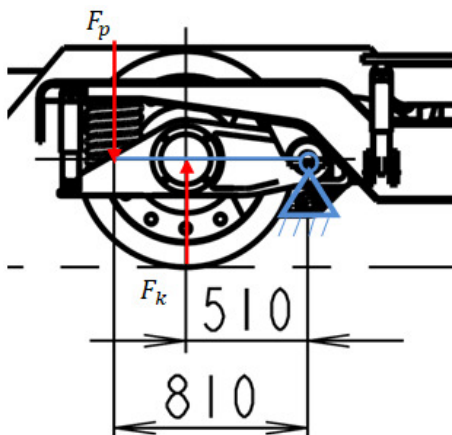
Obr. 57: Průměrové omezení pružiny



Maximální délka pružiny pod prázdným vozem bez podložení je  $L_{1_{max}} = 425 \text{ mm}$  a maximální vnější průměr  $D_{a_{max}} = 260 \text{ mm}$ .

## 9.2. Definice sil působících na pružinu

Jako byla v úvodu kapitoly přepočítána tuhost pružícího prvku v poměru kvadrátu délek ramen (Obr. 58), na kterých působí síly stlačovaných pružin, i v tomto případě musíme statické i dynamické síly zatěžující pružící prvek přepočítat s ohledem na odlehlost pružiny.



Obr. 58: Rozložení sil na kyvném rameni

Opět budeme vycházet z momentové rovnováhy zatěžujících sil působících na kyvném rameni.

$$M_o: F_k * l_1 - F_p * l_2 = 0 \quad (54)$$

$$F_p = \frac{F_k * l_1}{l_2} \quad (55)$$

Při uvažování jednotkové síly působící v místě ložiskové komory můžeme zavést korekční součinitel zatěžujících sil  $s_z$  pro který platí:

$$s_z = \frac{1 * 510}{810} = 0,63 \quad (56)$$

V dalším postupu z důvodu zjednodušení výpočtů uvažuji, že pružina je stlačována dvěma rovnoběžnými plochami, tedy že vliv natáčení kyvného uložení dvojkolí i vypružení je zanedbán.

### Osová síla na pružinu pod prázdným vozem

Síla působící na pružinu pod prázdným vozem se rovná součtu hmotností primárně a sekundárně vypružených hmot a jejich vynásobení gravitačním zrychlením a korekčním součinitelem odlehlosti pružiny. Protože nás zajímá síla na jednu pružinu, musíme celou rovnici podělit celkovým počtem pružících prvku v primárním stupni vypružení.

$$F_1 = \frac{(m_{prvotně} + m_{skříň}) * g * s_z}{n_p} = \frac{(13\,272 + 37\,541) * 9,81 * 0,63}{8} \quad (57)$$

$$F_1 = 39255 \text{ N} \quad (58)$$

### Síly na pružinu pod plně zatíženým vozem

Dalším stavem zatížení pružiny je síla, která na pružící prvek působí pod plně obsazeným vozidlem.

$$F_{lož} = \frac{(m_{prvotně} + m_{skříň} + m_{už}) * g * S_z}{n_p} \quad (59)$$

$$F_{lož} = \frac{(37\,541 + 13\,272 + 10\,774) * 9,81 * 0,63}{8} \quad (60)$$

$$F_{lož} = 47578 \text{ N} \quad (61)$$

### Síla pružiny pod plně obsazeným vozem s dynamickou přírážkou

Maximální síla, kterou bude pružina zatížena, se rovná velikosti statické síly od tíhy plně loženého vozidla zvětšené o dynamickou přírážku. Dynamická přírážka je koeficient zohledňující dynamické děje vznikající při jízdě vozidla a jeho hodnota byla stanovena dle výpočtu ze vztahu:

$$k_{dyn} = a_1 + b \frac{0,22(v_{\max[km/h]} - 55)}{\sum z_{stat}} \quad (62)$$

Kde konstanta  $a_1$  je pro prvotně vypružené hmoty rovna  $a_1 = 0,1$  a  $\sum z_{stat}$  je sednutí obou stupňů vypružení z volné délky pružiny pod zatížením, ke kterému se dynamická přírážka počítá. Sekundární vypružení bylo pro tento účel uvažováno jako vinutá ocelová pružina s konstantní tuhostí.

$$\sum z_{stat} = z_{pc} + z_{sc} \quad (63)$$

Pro sednutí v primárním stupni platí:

$$z_{pc} = L_0 - L_{lož} \quad (64)$$

Kde  $L_0$  je délka nezatížené pružiny a  $L_{lož}$  je délka pružiny pod plně loženým vozidlem.

A pro sekundární stupeň platí:

$$z_{sc} = \frac{F_{2i}}{k_{2i}} \quad (65)$$

Kde  $F_{2i}$  je síla působící na jeden pružící prvek sekundárního vypružení pod plně obsazeným vozidlem a  $k_{2i}$  je tuhost jednoho sekundárního pružícího prvku.

Konstanta  $b$  je konstanta zohledňující počet dvojkolí v podvozku a vypočte se jako:

$$b = \frac{n + 2}{2n} \quad (66)$$

Kde  $n = 2$  je počet dvojkolí v podvozku.

Jelikož je dynamická přírážka funkcí stlačení pružiny, které se mění v závislosti na velikosti dynamické přírážky, byl výpočet dynamické přírážky proveden v excelu, který je součástí souboru služícího pro návrh vypružení od Doc. Koláře. Velikost dynamické přírážky byla vypočtena jako  $k_{dyn} = 0,1828$ .

$$F_2 = \frac{(m_{prvotně} + m_{skříň} + m_{už}) * g * s_z}{n_p} * (1 + k_{dyn}) \quad (67)$$

$$F_2 = \frac{(37\,541 + 13\,272 + 10\,774) * 9,81 * 0,63}{8} * (1 + 0,1828) \quad (68)$$

$$F_2 = 56\,275 \text{ N} \quad (69)$$

### 9.3. Kontrolní výpočty pružiny na pevnost

Vinutá pružina je zatížena smykovým napětím od svislých a příčných sil. Zatěžující síly byly definovány v předchozí kapitole a nyní je aplikujeme na pevnostní kontrolu vypružení. Jako materiál pružiny volím 50CrV4, jehož modul pružnosti v tahu je  $E = 2,06 * 10^5 \text{ N/mm}^2$  a modul pružnosti ve smyku je  $G = 0,785 * 10^5 \text{ N/mm}^2$

Výsledné smykové zatížení od svislých a příčných sil působících na pružinu dopočítáme ze vztahu:

$$\tau = \frac{8 * (1 \pm k_{dyn})}{\pi * d^3} * (F_z * (D + w) + F_y * (L - d)) * \frac{i + 0,5}{i - 0,75} \quad (70)$$

Kde  $k_{dyn}[-]$  je dynamická přírážka,  $w [mm]$  je maximální příčný posuv dvojkolí vůči rámu,  $L [mm]$  je délka pružiny pod daným zatížením a  $i [-]$  je štíhlostní poměr. Rozměr  $D [mm]$  je střední průměr navrhované pružiny a  $d [mm]$  je průměr drátu pružiny.

$$i = \frac{D}{d} \quad (71)$$

Důležité je opět přepočítat zadanou hodnotu příčné vůle ve dvojkolí  $q = w = 7 \text{ mm}$  na skutečné posunutí v místě pružícího prvku. Tedy:

$$w_{skut} = q * s_z = 7 * 0,63 = 11,1 \text{ mm} \quad (72)$$

Za hodnotu  $F_z$  a  $F_y$  budou dosazovány hodnoty náležící jednotlivým uvažovaným případům zatěžování. Uvažované případy jsou:

- Prázdné vozidlo maximálně odlehčené
- Prázdné vozidlo maximálně přitížené

- Plné vozidlo maximálně odlehčené
- Plné vozidlo maximálně přetížené
- Maximálně zatížené vozidlo
- Vozidlo na narážkách

Jak již bylo avizováno dříve, návrh vypružení byl proveden v excelu Doc. Koláže. Program byl vytvořen dle normy ČSN EN 13609-1.

Pružina byla původně navrhovaná jako jednoduchá, ale s tímto řešením nebylo dosaženo uspokojivých výsledků, a to jak z pohledu životnosti pružiny, tak z pohledu zástavbových požadavků na pružinu. Z tohoto důvodu byla pružina navržena jako duplexní.

Tuhosti byly mezi pružiny rozděleny v poměru 0,63 : 0,37

Vstupní parametry výpočtu vnější pružiny (Tab. 15):

Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1			
Střední průměr pružiny	D =	223	mm
Průměr drátu	d =	36	mm
Počet činných závitů	n =	6	
Celkový počet závitů	n <sub>c</sub> =	7,5	
Modul pružnosti ve smyku	G =	7,85E+04	N/mm <sup>2</sup>
Modul pružnosti v tahu	E =	2,06E+05	N/mm <sup>2</sup>
Délka (výška) pružiny pod F <sub>pV</sub>	L <sub>1</sub> =	379,21	mm
Maxim. příčná výchylka	y <sub>max</sub> =	11,1	mm
Dynamická přírážka	k <sub>dyn</sub> =	0,18279549	
Síla na pružinu pod F <sub>pV</sub>	F1 =	24 731	N
Síla na pružinu ložený	Flož =	29 974	N
Síla na pružinu pod F <sub>max</sub>	F2 =	35 453	N
Síla na pružinu na narážce	Fn =	39 060	N

Tab. 15 Vstupní parametry programu

Ukázka výpočtu jednoho stavu zatížení u vnější pružiny.

#### Prázdné vozidlo maximálně odlehčené

$$\tau_{dpr} = \frac{8 * (1 - k_{dyn})}{\pi * d^3} * (F_1 * (D + w) + F_y * (L_1 - d)) * \frac{i + 0,5}{i - 0,75} \quad (73)$$

$$i = \frac{223}{36} = 6,194 \quad (74)$$

$$\tau_{dpr} = \frac{8 * (1 - 0,182796)}{\pi * 36^3} * (39255 * 0,63 * (223 + 11,1) + 1487 * (380 - 36)) \quad (75)$$

$$* \frac{6,194 + 0,5}{6,194 - 0,75}$$

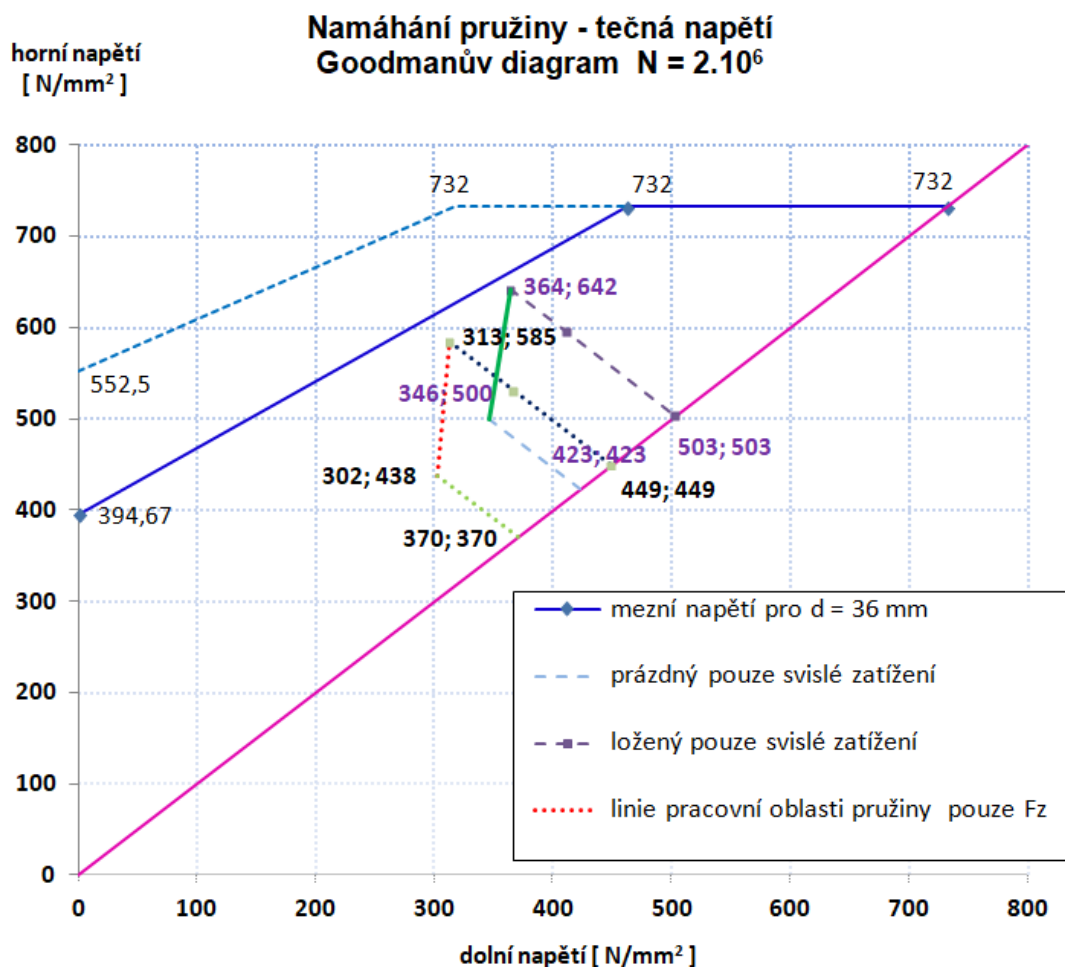
$$\tau_{dpr} = 345,6 \text{ N/mm}^2 \quad (76)$$

Obdobným způsobem se pokračuje i v dalších stavech zatížení vozidla.

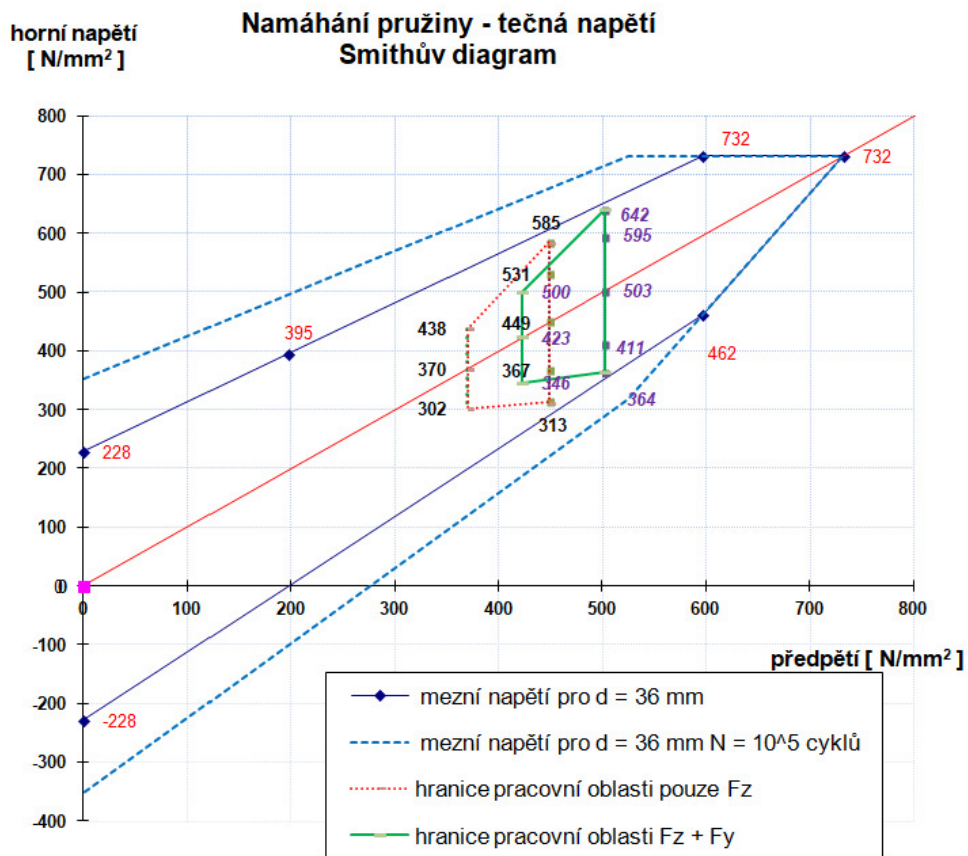
Korigované tečné napětí - Fz + Fy						
maximální napětí $\tau_{ko}$ N/mm <sup>2</sup>	minimální napětí $\tau_{ku}$ N/mm <sup>2</sup>	předpětí $\tau_m$ N/mm <sup>2</sup>	amplituda napětí $\tau_a$ N/mm <sup>2</sup>	celkové stlačení s [mm]	stlačení F-F <sub>PV</sub> su [mm]	
500,2	345,6	422,9	77,3	99,84	0,00	Prázdný vůz - F <sub>PV</sub>
594,7	410,9	502,8	91,9	121,01	21,17	Plně ložený F <sub>lož</sub>
586,4				143,13	43,29	Maximální síla F <sub>max</sub>
641,5				157,69	57,85	Na pevné narážce

Tab. 16: Výsledná smyková namáhání pružiny

Z hodnot v Tab. 16 jsme nyní schopni sestavit Goodmanův (Graf 10) a Smithův diagram (Graf 11).



Graf 10: Goodmanův diagram vnější pružiny

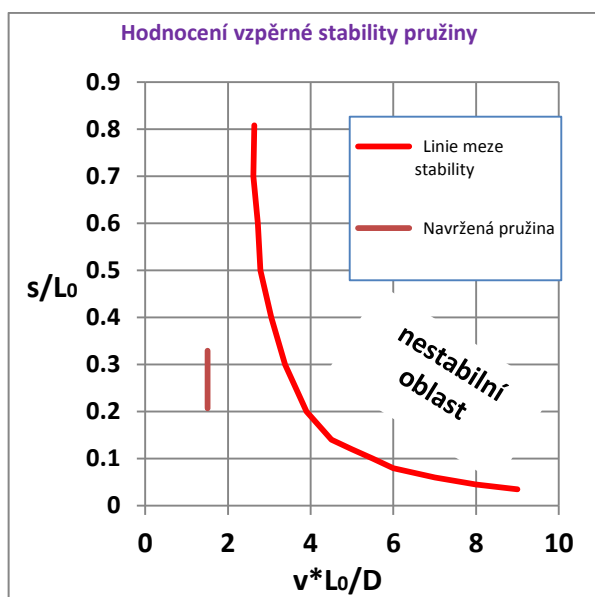


Graf 11: Smithův diagram vnější pružiny

Z obou grafů můžeme vyčíst, že pružící prvky vyhovují pevnostním požadavkům, tedy že pracovní oblast prvku leží pod mezními hodnotami napětí.

### Vzpěrná stabilita pružiny

Pro obě pružiny byl použit koeficient uložení pružiny  $\nu = 0,7$ .



Graf 12: Hodnocení vzpěrné stability pružiny

Pracovní oblast pružiny (Graf 12) se nachází ve stabilní části diagramu.

### Stabilita proti překlopení

Z momentové rovnováhy na pružině získáme:

$$D \geq 2v \left( w_{skut} + \frac{F_y}{F_2} L_2 \right) \quad (77)$$

Kde sílu  $F_y$  dopočítáme jako příčnou tuhost pružiny vynásobenou maximální příčnou výchylkou  $w$ . Po dosazení:

$$D \geq 2 * 0,7 \left( 11,1 + \frac{1\,458}{35453} 335,92 \right) = 34,88 \text{ mm} \quad (78)$$

Průměr pružiny je roven  $D = 223 \text{ mm}$  tedy pružina vyhovuje.

Obdobným způsobem budeme postupovat při výpočtu vnitřní pružiny. Pro tu jsou vstupní parametry následující (Tab. 17):

Výpočet šroubovitě pružiny dle ČSN EN 13 906-1		
Střední průměr pružiny	D =	135,5 mm
Průměr drátu	d =	24,4 mm
Počet činných závitů	n =	9,5
Celkový počet závitů	$n_c$ =	11
Modul pružnosti ve smyku	G =	7,85E+04 N/mm <sup>2</sup>
Modul pružnosti v tahu	E =	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>
Délka (výška) pružiny pod $F_{pv}$	$L_1$ =	379,03 mm
Maxim. příčná výchylka	$y_{max}$ =	11,1 mm
Dynamická přirážka	$k_{dyn}$ =	0,1828
Síla na pružinu pod $F_{pv}$	F1 =	14 524 N
Síla na pružinu ložený	F <sub>lož</sub> =	17 604 N
Síla na pružinu pod $F_{max}$	F2 =	20 822 N
Síla na pružinu na narážce	F <sub>n</sub> =	22 940 N

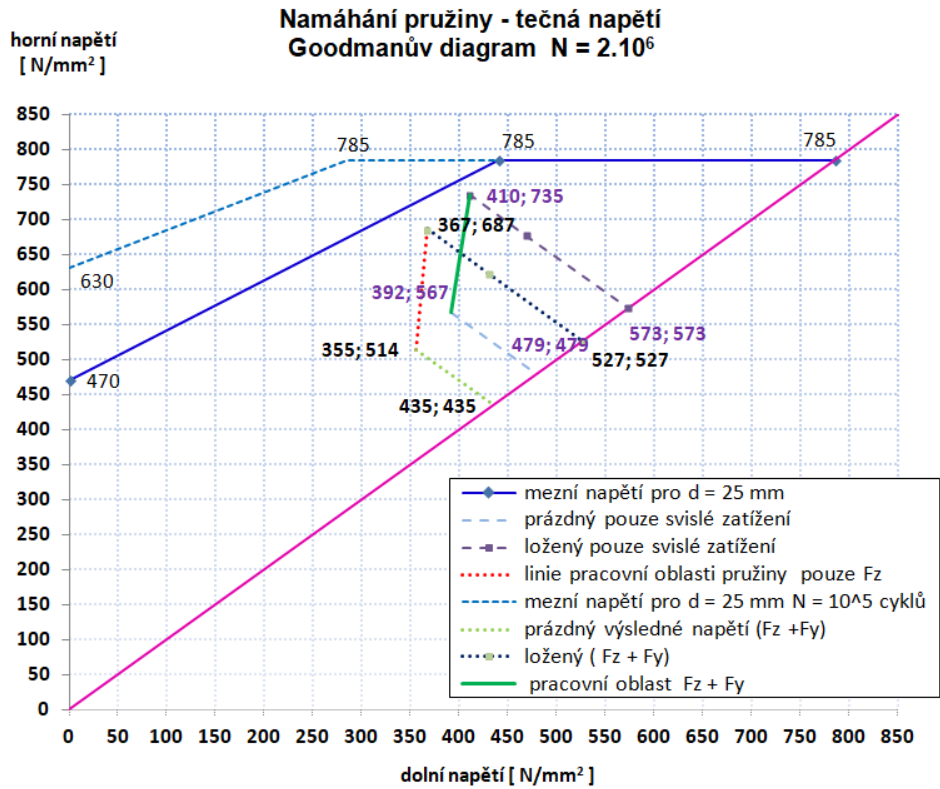
Tab. 17: Vstupní parametry programu

Napjatost v jednotlivých stavech zatížení:

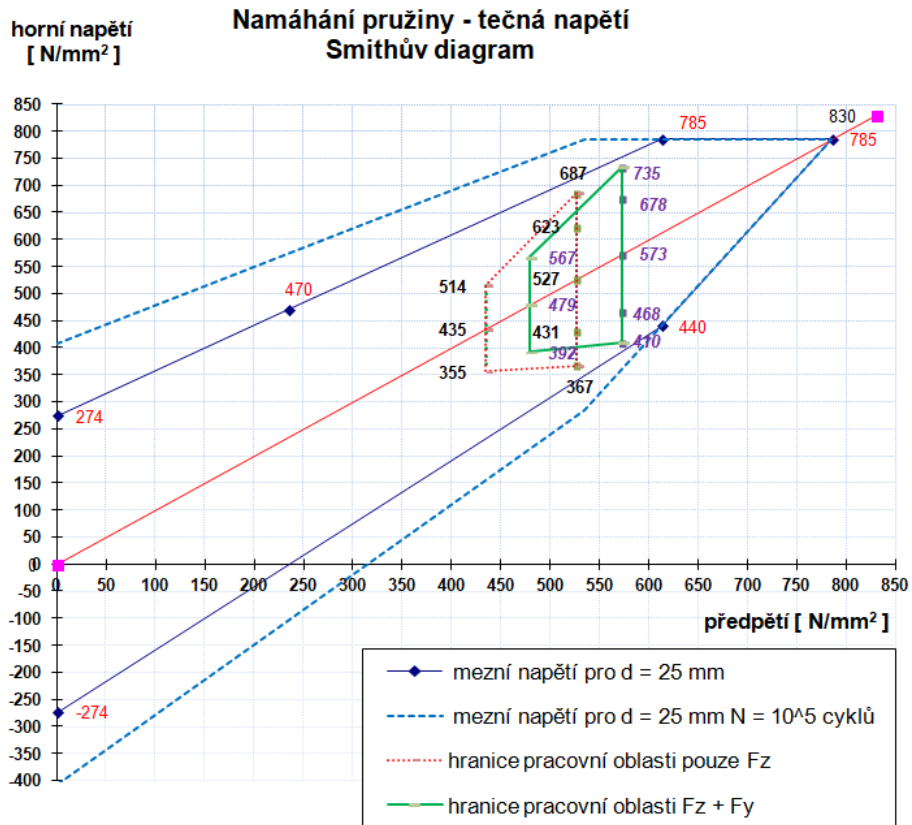
Korigované tečné napětí - Fz + Fy						
maximální napětí	minimální napětí	předpětí	amplituda napětí	celkové stlačení	stlačení F-F <sub>pv</sub>	
$\tau_{ko}$ N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{ku}$ N/mm <sup>2</sup>	$\tau_m$ N/mm <sup>2</sup>	$\tau_a$ N/mm <sup>2</sup>	s [mm]	su [mm]	
567,1	391,8	479,5	87,6	98,70	0,00	Prázdný vůz - F <sub>pv</sub>
677,7	468,2	572,9	104,7	119,62	20,93	Plně ložený F <sub>lož</sub>
670,8				141,49	42,79	Maximální síla F <sub>max</sub>
735,4				155,88	57,19	Na pevné narážce

Tab. 18: Výsledná smyková namáhání pružiny

Smithův a goodmanův diagram:



Graf 13: Goodmanův diagram vnitřní pružiny



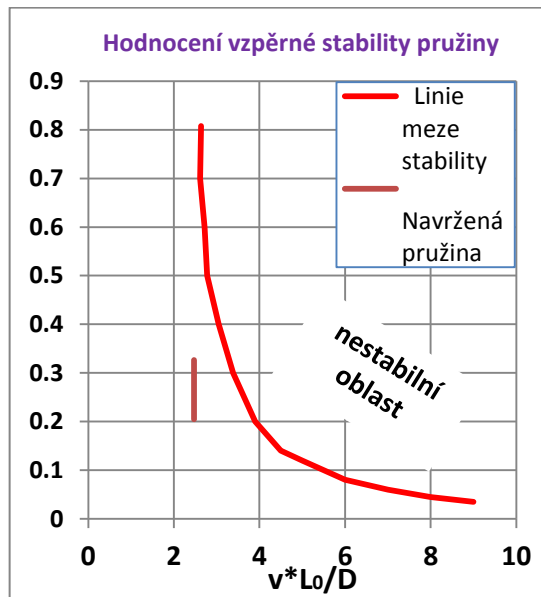
Graf 14: Smithův diagram vnitřní pružiny



I v případě vnitřní pružiny došlo ke splnění pevnostních požadavků na pružinu.

### Vzpěrná stabilita pružiny

Pro obě pružiny byl použit koeficient uložení pružiny  $v = 0,7$ .



Graf 15: Hodnocení vzpěrné stability pružiny

Pracovní oblast pružiny se nachází ve stabilní části diagramu.

### Kontrola proti překlopení

$$D \geq 2v \left( w_{skut} + \frac{F_y}{F_2} L_2 \right) \quad (79)$$

Po dosažení:

$$D \geq 2 * 0,7 \left( 11,1 + \frac{51}{20822} 336,24 \right) = 16,69 \text{ mm} \quad (80)$$

V tomto případě je  $D = 135,5 \text{ mm}$  tedy pružina vyhovuje.

Vnitřní pružina musí být vyrobena s nestandardním průměrem drátu  $d = 24,4 \text{ mm}$ . Tento požadavek povede k vyšší ceně výsledného pružícího prvku.

## 9.4. Výpočty délek pružiny

Dle ČSN EN 13906-1 (32)

### Minimální přípustná délka pružiny

$$L_n = L_c + s_a \quad (81)$$

Kde  $s_a$  je pro dynamicky namáhané pružiny rovno:

$$s_a = 0,04n(D + d) \quad (82)$$

$L_c$  je pro pružiny vinuté za tepla rovno:

$$L_c \leq (n_t - 0,3)d \quad (83)$$

Kde  $n_t$  je celkový počet závitů pružiny. Předpokládáme opět za tepla vinuté pružiny tedy:

$$n_t = n + 1,5 \quad (84)$$

Kde  $n$  je navrhovaný počet aktivních závitů.

### **Délka pružiny pod prázdným vozem**

Je definována jako

$$L_1 = s_{max} + L_n \quad (85)$$

Kde  $s_{max}$  je maximální stlačení pružiny.

$$s_{max} = \frac{(F_{narazka} - F_1)}{k_o} \quad (86)$$

Kde  $k_o$  je tuhost navrhovaného pružícího prvku. Síla na narážce byla definována na  $F_{narazka} = 62000 N$ .

### **Délka pružiny pod plně obsazeným vozem**

Je definována jako:

$$L_2 = (s_{max} - s_{už}) + L_n \quad (87)$$

Kde  $s_{už}$  je stlačení pružiny pod užitečným zatížením

$$s_{už} = \frac{F_{lož} - F_1}{k_o} \quad (88)$$

### **Délka nezatížené pružiny**

Je definována jako:

$$L_0 = \frac{F_1}{k_o} + L_1 \quad (89)$$

U duplexní pružiny je důležité zajistit, aby se obě pružiny pod definovaným zatížením deformovaly stejně. Dále se musíme pokud možno co nejvíce přiblížit původní teoreticky vypočtené tuhosti pružícího prvku primárního stupně vypružení. V následující tabulce (Tab. 19) můžeme vidět srovnání obou pružin.

Výsledky výpočtu duplexních šroubovitých pružin dle ČSN EN 13 906-1			
Veličina		vnější pružina	vnitřní pružina
Střední průměr pružiny	D =	223 mm	135,5 mm
Průměr drátu	d =	36 mm	24,4 mm
Vnější průměr pružiny	D <sub>a</sub> =	259 mm	159,9 mm
Vnitřní průměr pružiny	D <sub>i</sub> =	187 mm	111,1 mm
Počet činných závitů	n =	6,00	9,5
Celkový počet závitů	n <sub>c</sub> =	7,50	11
Modul pružnosti ve smyku	G =	78 500 N/mm <sup>2</sup>	78 500 N/mm <sup>2</sup>
Modul pružnosti v tahu	E =	206 000 N/mm <sup>2</sup>	206 000 N/mm <sup>2</sup>
Délka (výška) pružiny pod F <sub>PV</sub>	L <sub>1</sub> =	379 mm	379,03 mm
Maximální příčná výchylka	y <sub>max</sub> =	11,1 mm	11,1 mm
Osová tuhost pružin	k <sub>0</sub> =	247,7 N/mm	147,2 N/mm
Síla na pružinu pod F <sub>PV</sub>	F1 =	24 731 N	14 524 N
Síla na pružinu ložený	F <sub>lož</sub> =	29 974 N	17 604 N
Síla na pružinu pod F <sub>max</sub>	F2 =	35 453 N	20 822 N
Síla na pružinu na narážce	F <sub>n</sub> =	39 060 N	22 940 N
Maxim. stlačení pružiny	s <sub>max</sub> = L <sub>1</sub> - L <sub>n</sub>	57,8 mm	57,2 mm
Volná délka pružiny	L <sub>0</sub> =	479,1 mm	477,7 mm
Délka (výška) pružiny pod F <sub>PV</sub>	L <sub>1</sub> =	379,2 mm	379,0 mm
Délka (výška) pružiny pod F <sub>lož</sub>	L <sub>lož</sub> =	358,0 mm	358,1 mm
Délka (výška) pružiny pod F <sub>max</sub>	L <sub>2</sub> =	335,9 mm	336,2 mm
Délka (výška) pružiny na narážce	L <sub>n</sub> =	321,4 mm	321,8 mm
Skutečný součet minim. mezer	s <sub>a</sub> =	62,2 mm	60,8 mm
Pevná délka (výška) pružiny	L <sub>c</sub> =	259,2 mm	261,1 mm

Tab. 19: Výsledné parametry duplexní pružiny

Z výsledků (Tab. 19) je patrné, že výsledná tuhost obou paralelně spojených pružících prvků je  $k_0 = 394,9 \text{ N/mm}$ . Teoreticky navržená hodnota byla  $k_{1i} = 396 \text{ N/mm}$ . Můžeme tedy říci, že došlo k velmi dobrému přiblížení se teoretické hodnotě tuhosti. Stejně tak došlo k dobré shodě při plnění požadavku na shodné délky pružin pod jednotlivými stavy zatížení vozidla. Hodnoty se liší v řádech desetin milimetru. Obdobného rozptylu budou nabývat i odchylky vzniklé výrobním procesem při výrobě pružin a jejich uložení tudíž jsou tyto odchylky zanedbatelné.

### Verifikace užitečného sednutí

Dle výpočtu v matlabu činí hodnota užitečného sednutí v primárním stupni vypružení 13,2 mm. Tomu by měla odpovídat i skutečná deformace ocelového pružícího prvku. Délka pružiny pod plně obsazeným vozem je:

$$L_{lož} = 358 \text{ mm}$$

Statická deformace tedy činí:

$$L_{def} = L_1 - L_{lož} = 379,2 - 358 = 21,1 \text{ mm} \quad (90)$$

Pokud nyní vynásobíme hodnotu  $L_{def}$  statickým korekčním součinitelem odlehlosti  $s_z$  získáme:

$$L_{defteor} = L_{def} * s_z = 20,9 * 0,63 = 13,356 \text{ mm} \quad (91)$$

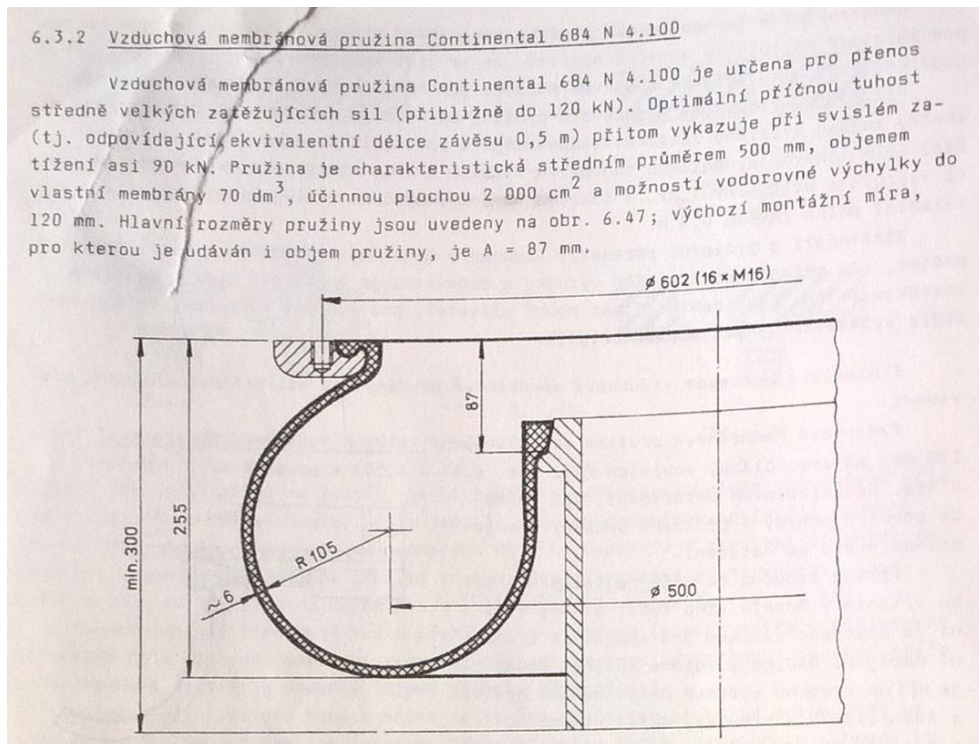
Z toho lze usoudit, že vypočtené korekční součinitele  $s$  a  $s_z$  byly definovány správně.

## 9.5. Návrh pružin sekundárního stupně vypružení

Požadovaná tuhost sekundárního stupně je  $k_{2i} = 750 \text{ N/mm}$ . Zatížení na jednu pružinu vypočteme ze vztahu:

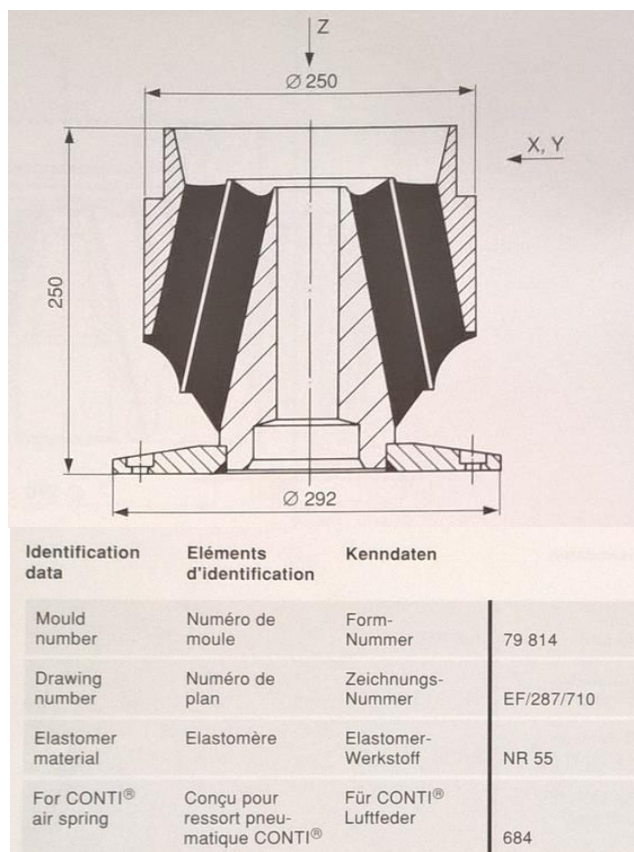
$$F_{i2} = \frac{(m_{skříň} + m_{už}) * g}{n_p} = \frac{(37541 + 10774) * 9,81}{4} = 118\,492,5 \text{ N} \quad (92)$$

Zvolená pružina sekundárního vypružení:



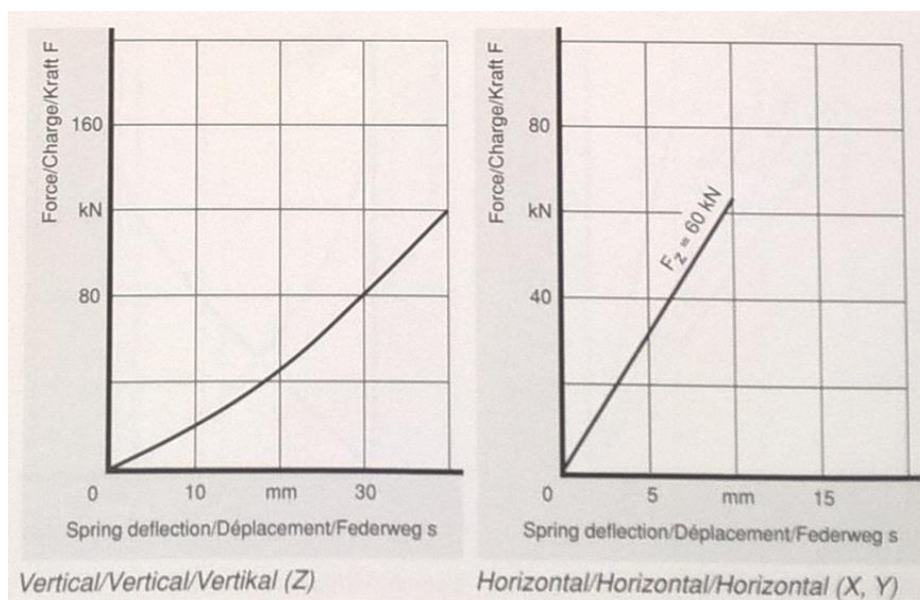
Obr. 59: Zvolená pružina sekundárního vypružení

A k ní pasující pružina nouzového vypružení:



Obr. 60: Zvolená pružina nouzového vypružení

Průběh tuhosti v závisti na výchylce:



Obr. 61: Charakteristika pružiny nouzového vypružení

Z průběhu na (Obr. 61) lze dopočítat tuhost prvku ve svislém směru jako:

$$k_{2in} = \frac{F}{s} = \frac{120\,000}{40} = 3\,000 \text{ N/mm} \quad (93)$$

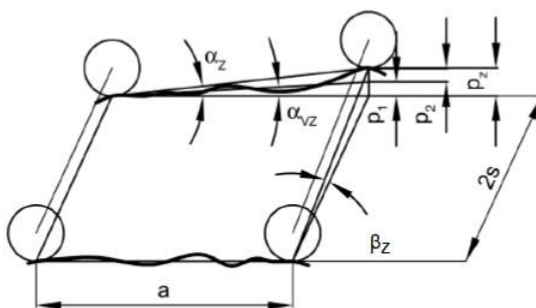
## 10. Kontrola bezpečnosti proti vykolejení

Pro jednoduchost bude při výpočtu bezpečnosti proti vykolejení uvažována tuhost primárního vypružení bez korekce odlehlosti pružiny od ložiskové komory tedy, že působištěm síly od pružiny je ložisková komora. Kontrola bezpečnosti proti vykolejení bude provedena dle Metody 2 uvedené v ČSN EN 14363. Předpokládáme tedy průjezd vozidla obloukem malého poloměru velmi malou rychlostí. Pro kontrolu byla definována maximální rychlost vozidla  $v_k = 5 \text{ km/h}$  a poloměr projížděného oblouku  $R_k = 150 \text{ m}$ .

### 10.1. Stanovení minimální kolové síly

#### Změna kolové síly $\Delta Q_p$

Změna kolové síly  $\Delta Q_p$  je způsobena vjetím podvozku vozidla do úseku trati se zborcenou kolejí (Obr. 62).



Obr. 62: Schéma podvozku v úseku se zborcenou kolejí (31)

Pro zjednodušení výpočtů se uvažuje, že rám podvozku a dvojkolí jsou ideálně tuhá. Poté platí pro torzní tuhost dvounápravového podvozku:

$$k_{tp} = k_1 * w_1^2 \quad (94)$$

Kde  $k_1$  je tuhost vypružení vypočtená z dvou-hmotové soustavy a  $w_1 [m]$  je polovina příčné báze primárního vypružení.

$$k_{tp} = k_1 * w_1^2 = 1000000 * 1^2 = 1000000 \text{ Nm/rad} \quad (95)$$

Výslednou změnu kolové síly  $\Delta Q_p$  získáme ze vztahu:

$$\Delta Q_p = \frac{a_p}{(2s)^2} * k_{tp} * \frac{\alpha_{zP}}{1000} \quad (96)$$

Kde  $a_p [m]$  je rozvor podvozku,  $2s [m]$  je vzdálenost styčných kružnic a  $\alpha_{zP} [‰]$  je úhel zborcení koleje, které je dáno vztahem:

$$\alpha_{zP} = 7 - \frac{5}{a_p} \text{ (uvažuje šplhání okolku)} \quad (97)$$

Po dosazení získáme vztah:

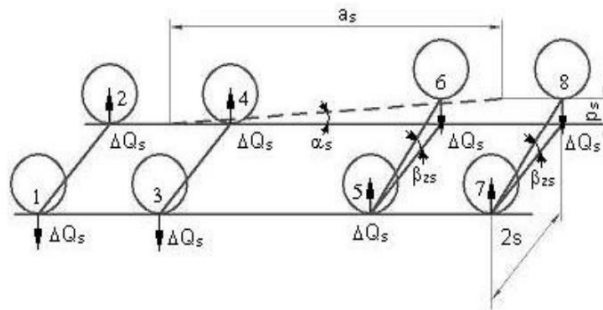
$$\Delta Q_P = \frac{a_p}{(2s)^2} * k_{tp} * \frac{\alpha_{ZP}}{1000} = \frac{a_p}{(2s)^2} * k_{tp} * \frac{7 - \frac{5}{a_p}}{1000} = \frac{2,3}{(1,5)^2} * 1000000 * \frac{7 - \frac{5}{2,3}}{1000} \quad (98)$$

$$\Delta Q_P = 4933 \text{ N} \quad (99)$$

Výsledná změna kolové síly způsobená pohybem podvozku v úseku se zborcenou kolejí je  $\Delta Q_P = 4933 \text{ N}$ .

### Změna kolové síly $\Delta Q_S$

Změna kolové síly  $\Delta Q_S$  je způsobená vjezdem celého vozidla do úseku trati se zborcenou kolejí (Obr. 63). I zde bylo zavedeno zjednodušení v podobě uvažování nekonečné tuhosti skříně vozidla.



Obr. 63 Schéma vozidla v úseku se zborcenou kolejí (31)

Torzní tuhost vypočteme jako:

$$k_{tCV} = \frac{2 * k_1 * w_1^2 * k_{i2} * w_2^2}{2 * k_1 * w_1^2 + k_{i2} * w_2^2} = \frac{2 * 1\,000\,000 * 1^2 * 750\,000 * 0,9^2}{2 * 1\,000\,000 * 1^2 + 750\,000 * 0,9^2} \quad (100)$$

$$k_{tCV} = 465963,6 \text{ Nm/rad} \quad (101)$$

Výslednou změnu kolové síly  $\Delta Q_S$  získám ze vztahu:

$$\Delta Q_S = \frac{1}{2} * \frac{a_s}{(2a_s)^2} * k_{tCV} * \frac{\alpha_{ZS}}{1000} \quad (102)$$

Kde  $2a_s [m]$  je vzdálenost otočných čepů podvozků  $\alpha_{ZS} [‰]$  je úhel zborcení koleje, které je dáno vztahem:

$$\alpha_{ZS} = \frac{15}{2a_s} + 2 \text{ (uvažuje šplhání okolku)} \quad (103)$$

$$\Delta Q_S = \frac{1}{2} * \frac{a_s}{(2a_s)^2} * k_{tCV} * \frac{\alpha_{zS}}{1000} = \frac{1}{2} * \frac{18,65}{(1,5)^2} * 465963,6 * \frac{15}{1000} + 2 = 5416 \text{ N} \quad (104)$$

Výsledná změna kolového zatížení způsobeného pohybem vozidla na zborcené koleji je  $\Delta Q_S = 5416 \text{ N}$

**Výsledná změna kolové síly  $\Delta Q$**

$$\Delta Q = \Delta Q_P + \Delta Q_S = 4933 + 5416 = 10349 \text{ N} \quad (105)$$

## 10.2. Výpočet vodící síly podle Heumanna

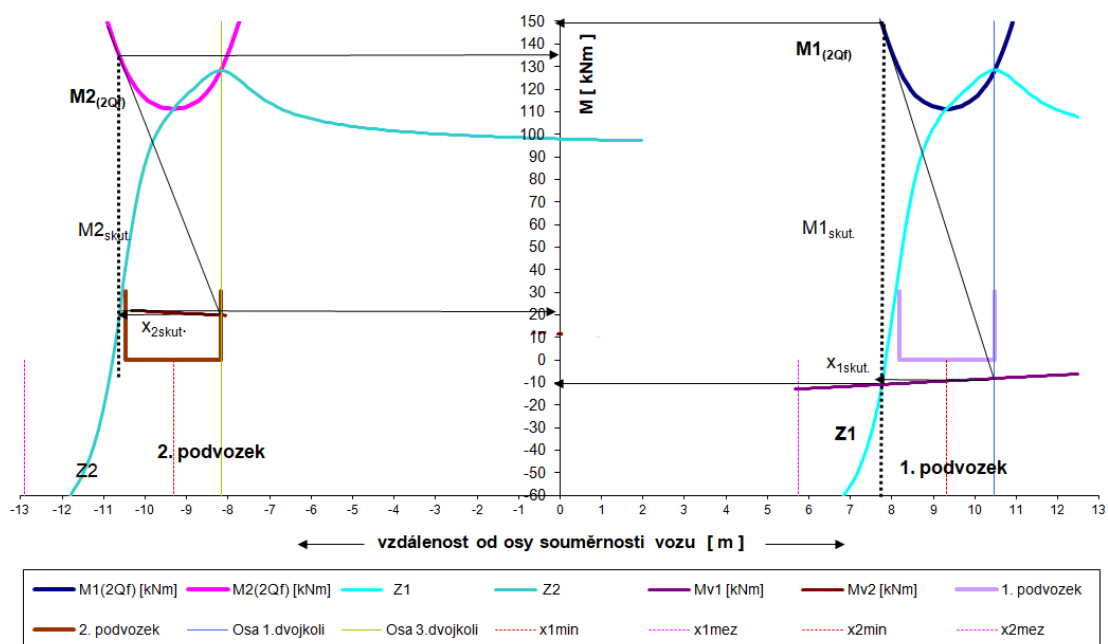
Výpočet pro oblouk o velikosti 150 m. Vstupní veličiny budou odečteny z excelu od Doc. Koláře. Vstupní parametry programu jsou ukázány v (Tab. 20).

Rozvor podvozku			2,3 [ m ]
Vzdálenost otočných čepů			18,65 [ m ]
Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí - 2s			1,5 [ m ]
Poloměr oblouku			150 [ m ]
Oboustranná vůle dvojkolí v koleji			55 [ mm ]
Úhel natočení prvního podvozku pod vozovou skříní			-2,20 [ stup.]
Úhel natočení druhého podvozku pod vozovou skříní			4,93 [ stup.]
Báze uložení pružin sekundárního vypružení - 2 w <sub>2</sub>			1,80 [ m ]
Příčná tuhost báze sekundárních pružin			150 [ N/mm ]
Počet bází pružin sekundárního vypružení na vozidle			4 [ - ]
Jmenovitá hodnota kolové síly			68,11 [ kN ]
Součinitel tření (adheze)			0,3 [ - ]
<b>Návrh svislého vypružení - hodnoty pro celý vůz!</b>			
Hmotnost nevypružených hmot - m <sub>0</sub>			4 728 [ kg ]
Hmotnost prvotně vypružených hmot - m <sub>1</sub>			13 272 [ kg ]
Hmotnost druhotně vypružených hmot m <sub>2</sub>			37 541 [ kg ]
Užitečná hmotnost - m <sub>už</sub>			10 774 [ kg ]
Celková hmotnost prázdného vozu - m <sub>opr</sub>			55 541 [ kg ]
Celková hmotnost loženého vozu - m <sub>clož</sub>			66 315 [ kg ]
Užitečné sednutí obou stupňů vypružení - z <sub>už</sub>			48 [ mm ]
Příčná hodnota zrychlení při průjezdu obloukem - a <sub>n</sub>			0 [ m.s <sup>-2</sup> ]
Tuhost pružin K1			8 000 000 [ N/m ]
Tuhost pružin K2	nouzový stav		12 000 000 [ N/m ]
	vzduch prázdný / ložen	3 000 000	3 000 000 [ N/m ]
	Celkem prázdný		2 400 000 [ N/m ]
	Celkem ložený		2 400 000 [ N/m ]
Návrhová rychlost vozu			5 [ km.h <sup>-1</sup> ]

Tab. 20: Vstupní parametry programu



Průjezd vozidla obloukem - silové účinky - Heumannova metoda R = 150 m



Graf 16: Grafické znázornění silových poměrů na podvozku dle Heumanna

Na prvním podvozku je situace nepříznivější, proto kontrolu provedeme pro tento podvozek. Z grafu (Graf 16) jsem odečetl tyto hodnoty:

$$M_{skut} = 159\,000 \text{ Nm}$$

$$x_{skut} = 2,7 \text{ m}$$

Řídící sílu  $P$  působící na podvozek dopočítáme dle vztahu:

$$P = \frac{M_{skut}}{x_{skut}} = \frac{159\,000}{2,7} = 58\,889 \text{ N} \quad (106)$$

Z řídící síly  $P$  dopočítáme vodící sílu  $Y$  působící na podvozek dle vztahu:

$$Y = P * \left( 1 - f * \frac{tg\alpha_n * ctg\beta}{\sqrt{\frac{c^2}{r_k^2} * \cos^2\beta + tg^2\alpha_n}} \right) \quad (107)$$

Kde  $f = 0,3[-]$  je součinitel tření mezi kolem a kolejnicí,  $\alpha_n[rad]$  je úhel náběhu,  $\beta[rad]$  je úhel okolku kola,  $r_k[m]$  je poloměr kola a  $c[m]$  je vzdálenost místa styku od vnějšího poloměru kola. Uvažuje se šplhání po okolku.

$$\alpha_n = \frac{x_{skut}}{R} = \frac{2,7}{150} = 0,018 \text{ rad} \quad (108)$$

$$Y = 58\,889 * \left( 1 - 0,3 * \frac{tg(0,018) * cotg(1,22)}{\sqrt{\frac{0,01^2}{0,425^2} * cos^2(1,22) + tg^2(0,018)}} \right) = 53019 \text{ N} \quad (109)$$

### Kritický poměr $Y/Q_{mez}$

Hodnotu poměru  $Y/Q_{mez}$  stanovují na 1,118 tedy hodnotu, která odpovídá sklonu okolku  $\beta = 70^\circ$ .

### Stanovení kolové síly

Největší nebezpečí vykolejení hrozí pro prázdné vozidlo, kdy je kolo zatíženo nejmenší silou.

$$Q = \frac{(m_{prázdné}) * g}{8} = \frac{(55541) * 9,81}{8} = 68\,107,15 \text{ N} \quad (110)$$

### Stanovení minimální kolové síly

$$Q_{min} = Q - \Delta Q_P - \Delta Q_S = 68107,15 - 4933 - 5416 = 57758,16 \text{ N} \quad (111)$$

### Bezpečnost proti vykolejení

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{\Delta Q}\right)_{provoz}} = \frac{1,118}{\left(\frac{53019}{57218,6}\right)} = 1,207 \quad (112)$$

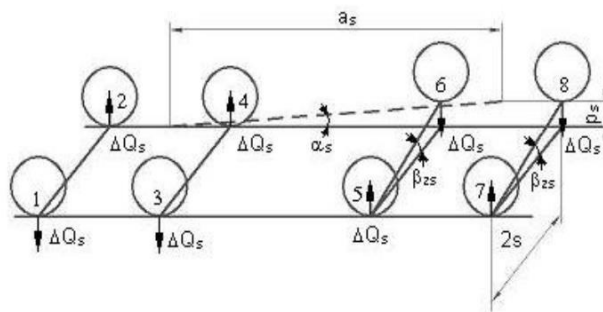
Vozidlo splňuje bezpečnost proti vykolejení. Obdobně budeme postupovat při výpočtu bezpečnosti proti vykolejení na nouzovém vypružení.

## 10.3. Bezpečnost proti vykolejení na nouzovém vypružení

Výsledná změna kolové síly způsobená pohybem podvozku v úseku se zborcenou kolejí zůstane neměnná  $\Delta Q_P = 4933 \text{ N}$ .

### Změna kolové síly $\Delta Q_S$

Zde budeme muset nahradit tuhost vzduchového pružícího prvku tuhostí nouzového pružícího prvku. Ta činí  $k_{zin} = 3\,000\,000 \text{ N/m}$ .



Obr. 64: Schéma vozidla v úseku se zborcenou kolejí

Po zjednodušení je tuhost vozidla na zborcené koleji (Obr. 64) dána pouze tuhostmi primárního a sekundárního vypružení.

$$k_{tcv} = \frac{2 * k_1 * w_1^2 * k_{2in} * w_2^2}{2 * k_1 * w_1^2 + k_{2in} * w_2^2} = \frac{2 * 1\,000\,000 * 1^2 * 3\,000\,000 * 0,9^2}{2 * 1\,000\,000 * 1^2 + 3\,000\,000 * 0,9^2} \quad (113)$$

$$k_{tcv} = 1\,097\,065,5 \text{ Nm/rad} \quad (114)$$

$$\Delta Q_s = \frac{1}{2} * \frac{a_s}{(2s)^2} * k_{tcv} * \frac{\alpha_{zs}}{1000} = \frac{1}{2} * \frac{18,65}{(1,5)^2} * 1\,097\,065,5 * \frac{\frac{15}{18,65} + 2}{1000} = 12\,750,3 \text{ N} \quad (115)$$

Výsledná změna kolového zatížení způsobeného pohybem vozidla na zborcené koleji je  $\Delta Q_s = 12\,750,3 \text{ N}$

#### Výsledná změna kolové síly $\Delta Q$

$$\Delta Q = \Delta Q_p + \Delta Q_s = 4933 + 12\,750,3 = 17\,683,3 \text{ N} \quad (116)$$

$$Q_{min} = Q - \Delta Q_p - \Delta Q_s = 68\,107,15 - 4933 - 12\,750,3 = 50\,423,85 \text{ N}$$

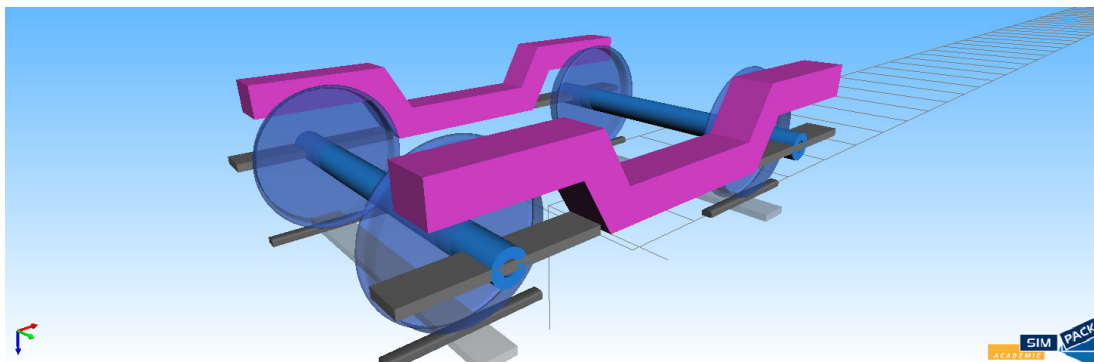
Hodnota vodící síly se nemění a tak můžeme dosadit do vztahu:

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{\Delta Q}\right)_{provoz}} = \frac{1,118}{\left(\frac{53019}{50\,423,85}\right)} = 1,063 \quad (117)$$

Vozidlo vyhovuje bezpečnosti proti vykolejení vypočtené pomocí Heumannovy metody. Heumannova metoda uvažuje při výpočtu válcovou geometrii kol vozu a její výsledky jsou do jisté míry orientační a zdatně zjednodušují skutečné poměry při průjezdu vozidla obloukem. Dále metoda neuvažuje konstrukční uspořádání pojezdu vozidla a na výslednou bezpečnost proti vykolejení nemá vliv například rejdovost dvojkolí a další prvky, kterými podvozky kolejových vozidel běžně disponují. Pro bližší zachycení skutečných poměrů při průjezdu vozidla obloukem byl vytvořen model vozidla v simulačním program Simpack.

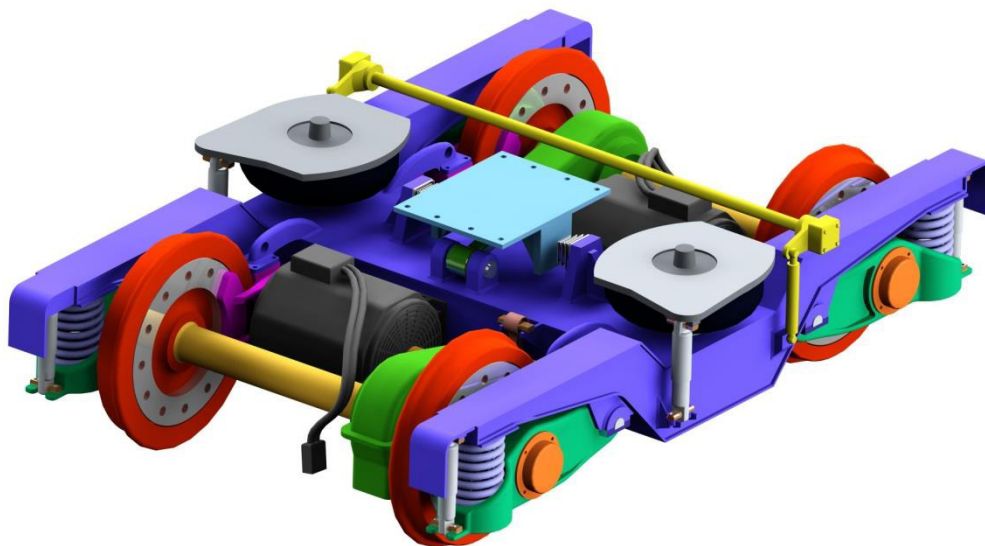
## 11. Simulační model

Pro kontrolu bezpečnosti vozidla proti vykolejení, která bude brát v úvahu i konstrukční uspořádání pojezdu vozidla, byl vytvořen model vozu v software Simpack. Tento program nám umožňuje vytvoření virtuálního úseku železniční trati a jeho následné projetí virtuálním vozidlem.



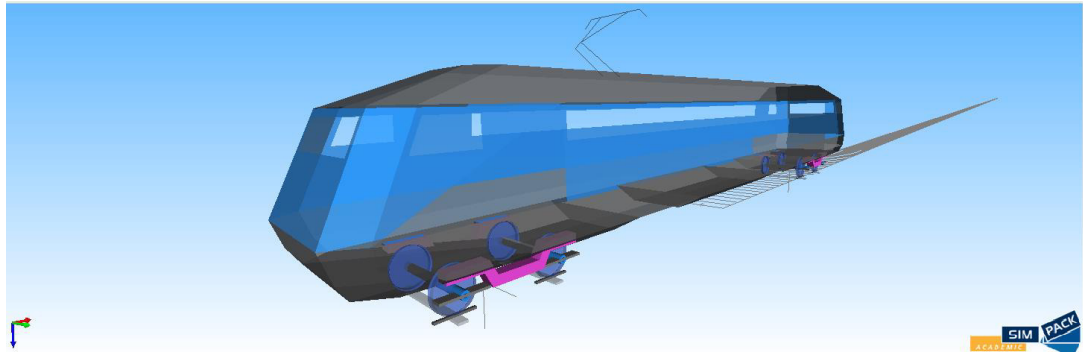
Obr. 65: Studie pojezdu vytvořeného v Simpack

Při modelování pojezdu bylo dbáno na co největší přiblížení se skutečné konstrukční podstatě pojezdu, pro který se v předchozí kapitole počítaly parametry vypružení. Vizuelní podoba modelu (Obr. 65) je pouze grafickou interpretací hmotných bodů s definovanými hmotovými parametry a vzájemnými vazbami. Tedy z funkčního hlediska nemá žádný význam. Hmotovými parametry vozidlo vychází z hmotnostní bilance z kapitoly (6.) a momenty setrvačnosti jednotlivých dílů byly odečteny z CAD modelu vozidla (Obr. 66).



Obr. 66: Studie CAD modelu pojezdu

Skříň vozidla je opět reprezentována zjednodušenou geometrií a její hmotové parametry vycházejí opět z hmotnostní bilance. Momenty setrvačnosti a poloha těžiště byly odvozeny z výukového modelu čtyřnápravového netrakového osobního vozidla se vzdáleností otočných čepů 19m.



**Obr. 67: Pohled na kompletní model**

Při tvorbě modelu (Obr. 67) byly uvažovány jak tuhosti pružících prvků navržených v předchozích kapitolách, tak například tuhosti uložení kyvného ramena v rámu podvozku. Ty byly definovány dle katalogových hodnot tuhostí pryžo-kovových silentbloků, které se v dané aplikaci běžně využívají, a přepočítané na úhlové tuhosti v požadovaných směrech pohybů. Dále byl na vozidle nedefinován tlumič vrtivých pohybů, který se ukázal jako nezbytnost při simulaci jízdy vozidla maximální rychlostí. Oproti CAD modelu jsou tlumicí prvky svislého vypružení definovány ve stejné poloze jako prvky pružící.

Model je nyní možné použít pro:

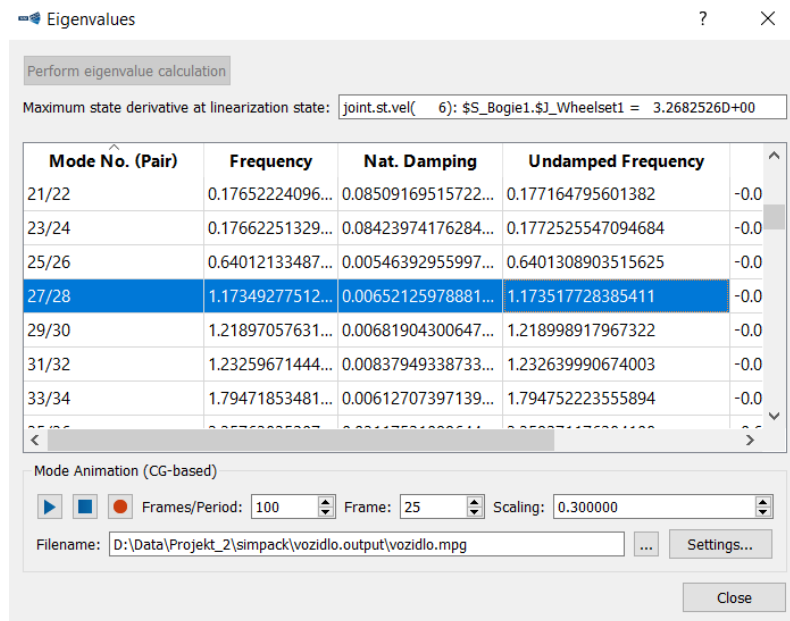
- Optimalizaci tuhosti příčného vypružení
- Optimalizaci tlumení
- Optimalizaci tlumiče vrcení
- Návrh a optimalizaci torzního stabilizátoru
- Vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení
- Vyhodnocení jakostního čísla chodu vozidla

V rámci této diplomové práce byly provedeny tyto simulace:

- Průjezd vozidla obloukem o poloměru 150 m rychlostí 5km/h
- Zkrucovací zkouška
- Jízda vozidla maximální konstrukční rychlosti v přímém úseku trati
- Jízda vozidla obloukem o poloměru 600 m
- Jízda vozidla obloukem o poloměru 500 m
- Jízda vozidla obloukem o poloměru 300 m

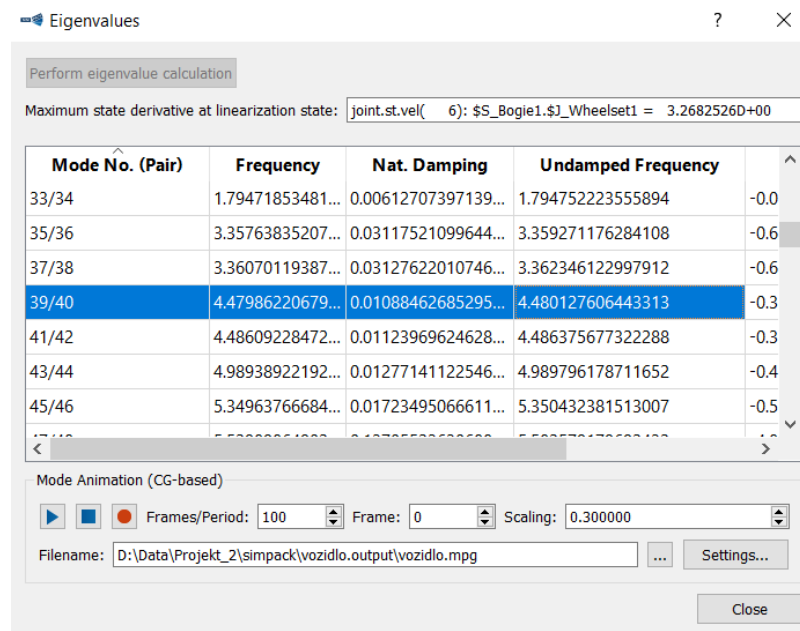
### **11.1. Ověření simulačního modelu**

Jednou z možností jak částečně verifikovat vytvořený model je porovnání vlastní frekvence houpání skříně vozidla a vlastní frekvence protiběžných kmitů podvozku s dříve vypočtenými hodnotami. Tedy hodnotami vypočtenými za pomoci dvou-hmotové soustavy vyřešené v Matlabu v kapitole (9.).



Obr. 68: Pohled na výsledky modální analýzy

V tabulce na (Obr. 68) je modře vyznačen řádek z modální analýzy modelu, který odpovídá houpání skříňě prázdného vozidla. Můžeme vidět, že frekvence houpání skříňě bez tlumení je  $f_{1mod.} = 1,17 \text{ Hz}$ . Tato hodnota je v dobré shodě s hodnotou vypočtenou pomocí Matlabu v kapitole (9.), kde frekvence houpání skříňě prázdného vozidla vyšla  $f_{1pr} = 1,1966 \text{ Hz}$ . Frekvence protiběžných kmitů vozidla dle modelu (Obr. 69) vyšla  $f_{2mod.} = 4,48 \text{ Hz}$ .



Obr. 69: Pohled na výsledky modální analýzy

Frekvence vypočtená pomocí dvou-hmotové soustavy v Matlabu vyšla  $f_{2pr} = 4,6461 \text{ Hz}$ . I zde tedy bylo dosaženo dobré shody mezi zjednodušením dvou-hmotovou soustavou a složitějším modelem. Z modelu by nyní bylo možné odečíst i další tvary kmitání celé

soustavy. Odchytky jsou zapříčiněny obecně dynamicky složitějším modelem skládajícího se z řady těles, jejichž vazby nebyly definovány jako ideálně tuhé, ale vykazovaly definovanou vysokou tuhost a uvažováním pružného uložení vozidla v kolejovém kanálu.

Pro dosažení vhodného poměrného útlumu vozidla byl model doplněn o tlumiče v obou stupních vypružení. Konstanty tlumení byly zvoleny tak, aby bylo dosaženo poměrného útlumu houpání skříně vozidla  $b_r = 0,2$  (Obr. 70).

Perform eigenvalue calculation

Maximum state derivative at linearization state: joint.st.vel( 6): \$S\_Bogie1.\$J\_Wheelset1 = 3.2682526D+00

Mode No. (Pair)	Frequency	Nat. Damping	Undamped Frequency	
69/70	0.17531615329...	0.08512181463287...	0.1759547720076647	-0.0
71/72	0.17545421726...	0.08424964831934...	0.1760802391696894	-0.0
73/74	0.64285732444...	0.18064898375946...	0.6536107692617308	-0.7
75/76	1.10365896317...	0.65937304010453...	1.467990924096094	-6.0
77/78	1.15729461118...	0.20408514993579...	1.182175696814593	-1.5
79/80	1.20072190567...	0.21265930557363...	1.228829652181246	-1.6
81/82	1.55659817464...	0.90783175543825...	3.712067136021531	-21.

Mode Animation (CG-based)

Frames/Period: 100 Frame: 0 Scaling: 0.300000

Filename: D:\Data\Projekt\_2\simpack\vozidlo.output\vozidlo.mpg

Close

Obr. 70 Pohled na výsledky modální analýzy

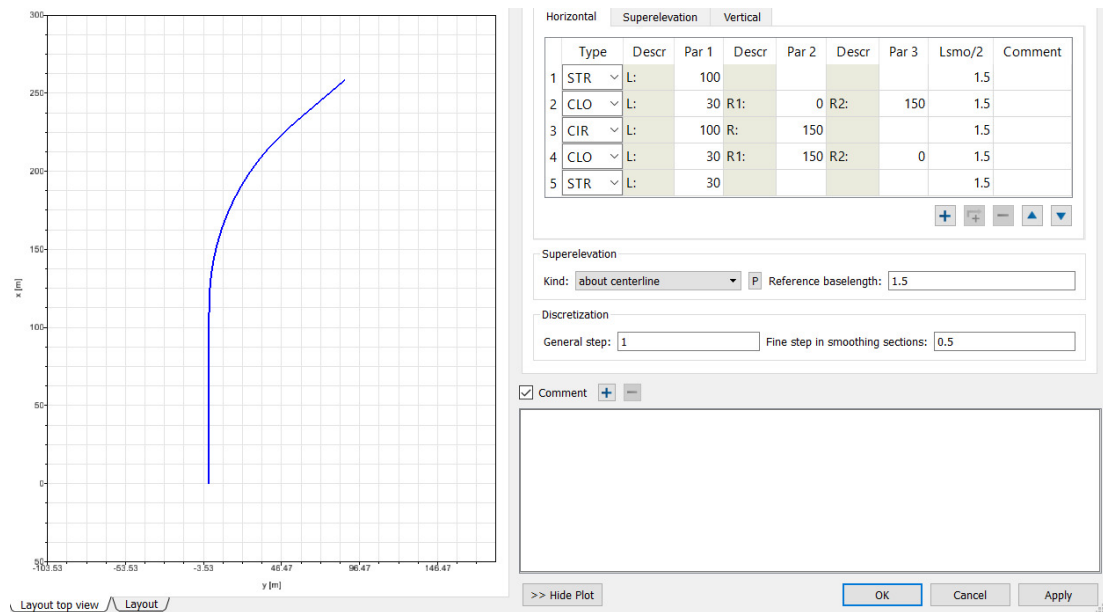
Další navýšování poměrného útlumu by vedlo k posunu vlastních frekvencí houpání skříně vozidla směrem nižším frekvencím a zejména pro plně obsazené vozidlo by mohla být frekvence příliš nízká. Konstanty tlumičů byly stanoveny na  $b_{1i} = 30\,000\text{ Ns/m}$  pro primární stupeň a  $b_{2i} = 35\,000\text{ Ns/m}$  pro sekundární stupeň vypružení.

## 11.2. Bezpečnost proti vykolejení

Jako u analytického výpočtu bezpečnosti proti vykolejení dle Heumanna, bude i zde výpočet proveden v souladu s ČSN EN 14363 metodou 2. Vozidlo tedy projede obloukem o poloměru  $R_0 = 150\text{ m}$  rychlostí  $v_{R150} = 5\text{ km/h}$  pro vyhodnocení velikosti vodící síly  $Y$ . Dále bude pomocí upraveného modelu provedena zkruovací zkouška vozidla. Pro průjezd vozidla obloukem bude uvažován součinitel tření o velikosti  $\mu = 0,4$ . Tato simulace bude tedy o něco přísnější, než analytický výpočet.

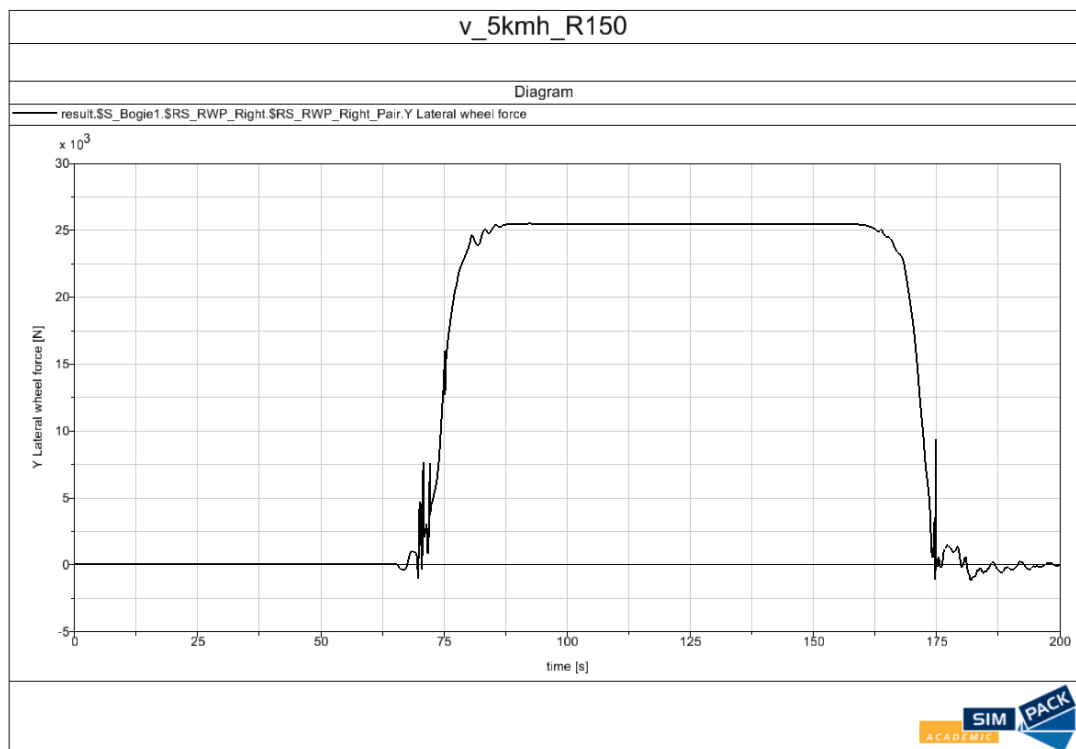
Testovací úsek trati se skládá z:

- Přímý úsek o délce 100 m
- Přejížděcí o délce 30 m
- Oblouk o poloměru 150 m a délce 100 m
- Přejížděcí o délce 30 m
- Přímý úsek o délce 30 m



Obr. 71: Grafická reprezentace testovacího úseku

Po simulaci průjezdu vozidla daným úsekem byl zjištěn následující průběh vodící síly Y (Graf 17):

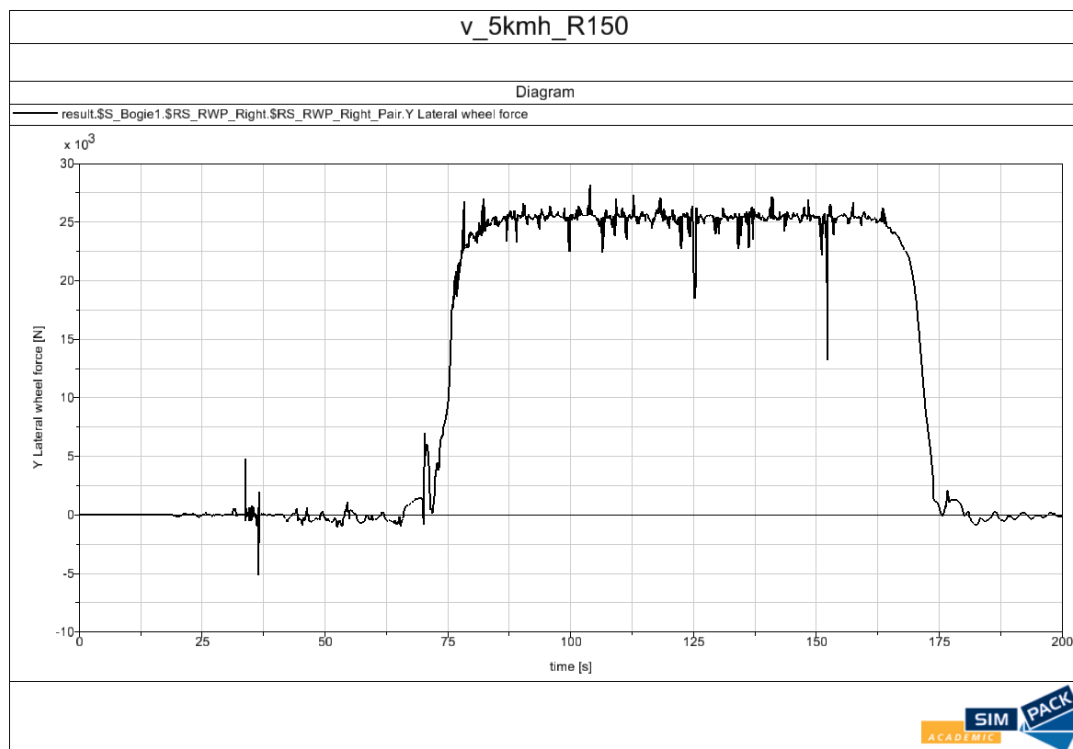


Graf 17: Průběh vodící síly Y v závislosti na ujeté dráze.

Z grafu můžeme vyčíst, že kvazistatická hodnota vodící síly při průjezdu obloukem o poloměru  $R = 150 \text{ m}$  je  $Y = 25\,469 \text{ N}$ .

Pro ukázkou můžeme přidat i graf (Graf 18), při kterém uvažujeme kinematické buzení od nerovnosti trati. Při této simulaci byl prodloužen počáteční úsek trati tak, aby se kinematické buzení pozvolna zvyšovalo na svojí maximální hodnotu.





**Graf 18: Průběh vodící síly Y v závislosti na ujeté dráze s uvažováním kinematického buzení.**

Dalším krokem pro vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení je provedení simulace zkrcovací zkoušky vozidla. Pro tyto potřeby musel být model vozidla modifikován a to tak, že byl odejmut kontakt kola s kolejnicí modelu, tedy tělesa nahrazující kolej a kolo (Obr. 72). V místech původního uložení kol podvozku byly umístěny podpěry, kterým byla nadefinována v čase proměnná pozice v ose z vozidla. Limitní hodnoty pro posuv byly spočteny z rovnic:

$$\alpha_{ZP} = 7 - \frac{5}{a_p} = 7 - \frac{5}{2,3} = 4,826 \text{ ‰} \quad (118)$$

$$\alpha_{ZS} = \frac{15}{a_s} + 2 = \frac{15}{18,65} + 2 = 2,804 \text{ ‰} \quad (119)$$

Tyto hodnoty odpovídají úhlu zborcení pro podvozek a pro celé vozidlo v [‰]. Abychom získali úhel sklonu stoupání na zborcené koleji, musíme dosadit do rovnice:

$$\alpha_p = \arctg\left(\frac{\alpha_{ZP}}{1000}\right) = \arctg\left(\frac{4,826}{1000}\right) = 0,004826 \text{ rad} \quad (120)$$

$$\alpha_s = \arctg\left(\frac{\alpha_{ZS}}{1000}\right) = \arctg\left(\frac{2,804}{1000}\right) = 0,002804 \text{ rad} \quad (121)$$

Nyní můžeme dopočítat zdvih podpěry v ose z vozidla simulující nájezd podvozku do úseku s mezním zborcením.

$$z_p = a_p \cdot \sin(\alpha_p) \cdot 1000 = 2,3 \cdot \sin(0,004826) \cdot 1000 = 11,099 \text{ mm} \quad (122)$$

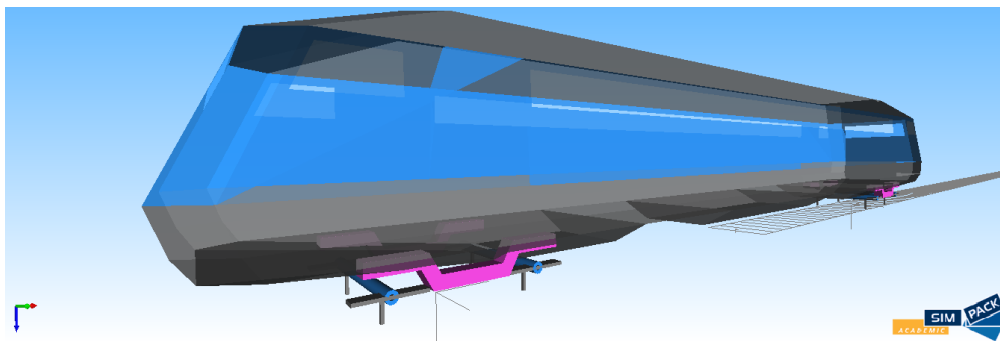
Kde  $a_p = 2,3 \text{ m}$  je rozvor podvozku.

Při nájezdu podvozku do úseku se zborcenou kolejí se kolo nadzdvihne pouze o polovinu této vzdálenosti. Tedy  $z_{p,0,5} = 5,5499 \text{ mm}$ . Druhá hodnota posuvu náleží situaci, kdy se celé vozidlo nachází v úseku se zborcenou kolejí.

$$z_s = a_s \cdot \sin(\alpha_s) \cdot 1000 = 18,65 \cdot \sin(0,002804) \cdot 1000 = 52,299 \text{ mm} \quad (123)$$

Kde  $a_s = 18,65 \text{ m}$  je vzdálenost otočných čepů vozidla.

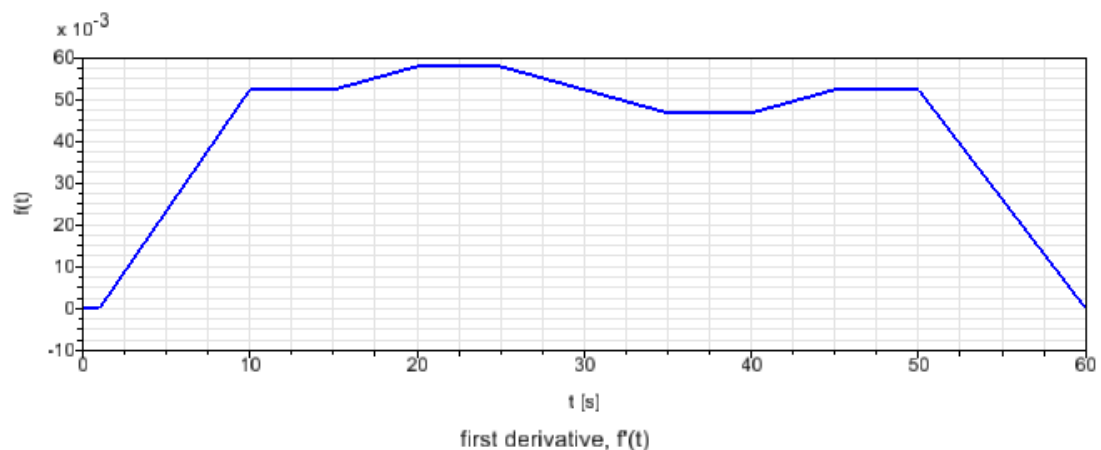
Výsledné posuvy podpěr jsou tedy pro nájezd celého vozidla do úseku se zborcenou kolejí  $z_s = 52,299 \text{ mm}$  (zvedají se obě podpory na jedné straně podvozku), k této hodnotě pak musíme přičíst i hodnotu pro nájezd samotného podvozku  $z_{p,0,5} = 5,5499 \text{ mm}$ . (o tuto vzdálenost se posune jenom jedna podpora).



Obr. 72: Model modifikovaný pro zkrucovací zkoušku

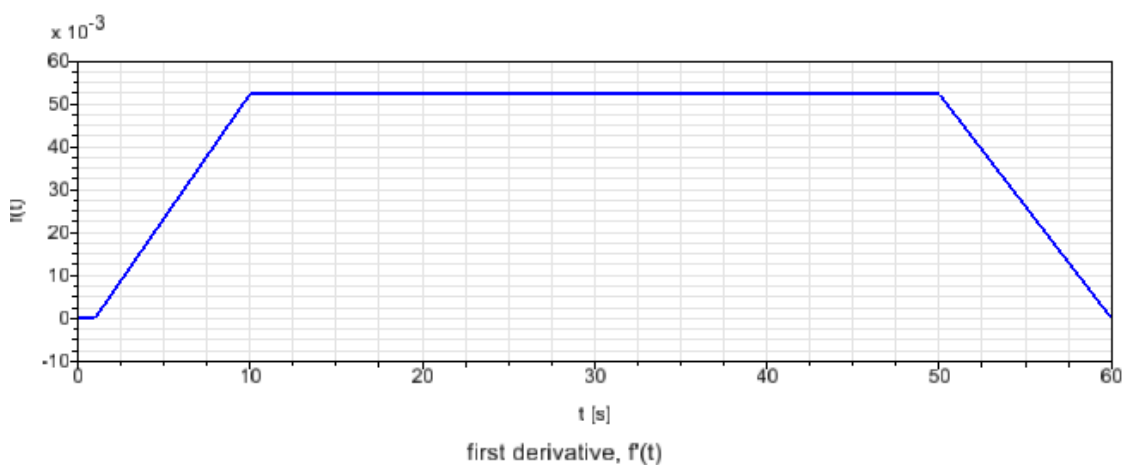
Když známe vzdálenosti, o které se kolo vozidla při jízdě na zborcené koleji propadne nebo nadzdvihne, můžeme definovat dráhu posunu jednotlivých podpěr na jedné straně podvozku. Nejprve se tedy podpora posune o hodnotu náležící vjezdu celého vozidla do úseku se zborcenou kolejí, poté se dále přičte hodnota náležící vjezdu podvozku do úseku se zborcenou kolejí.

Pro první levou podpěru byla dráha posunu podpěry definována (Graf 19):



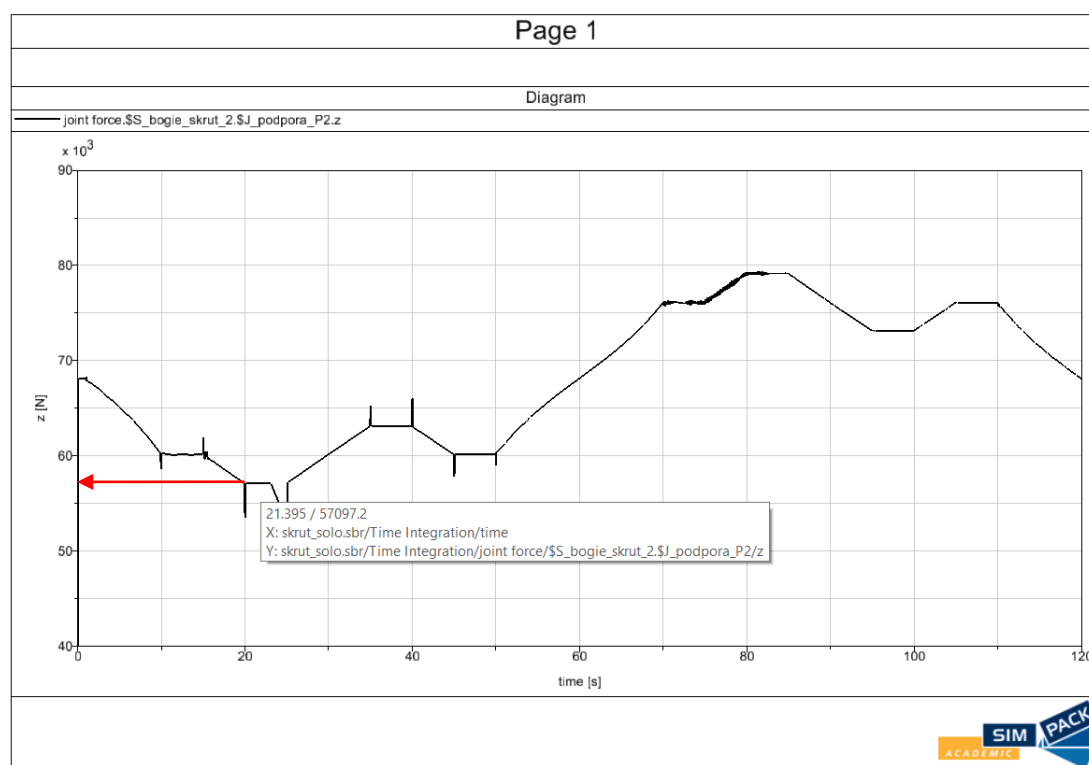
Graf 19: Závislost vertikálního posunu podpěry na čase

Pro druhou levou podpěru se neuvažuje s hodnotou náležící vjezdu podvozku do úseku se zborcenou kolejí. (Graf 20):



Graf 20: Závislost vertikálního posunu podpěry na čase

Výsledky zkručovací zkoušky:



Graf 21: Závislost kolové síly Q na čase

Jak můžeme vidět na grafu (Graf 21) ze zkručovací zkoušky vozidla, minimální kolová síla (pokud zanedbáme extrémní vznikající při změně rychlosti pohybu podpory) je dle simulace rovna  $Q_{\min\_model\_1} = 57097 \text{ N}$ .

V analytickém výpočtu bylo vypočteno, že minimální kolová síla má hodnotu:

$$Q_{min} = Q - \Delta Q_P - \Delta Q_S = 68107,15 - 4933 - 5416 = 57758,16 \text{ N} \quad (124)$$

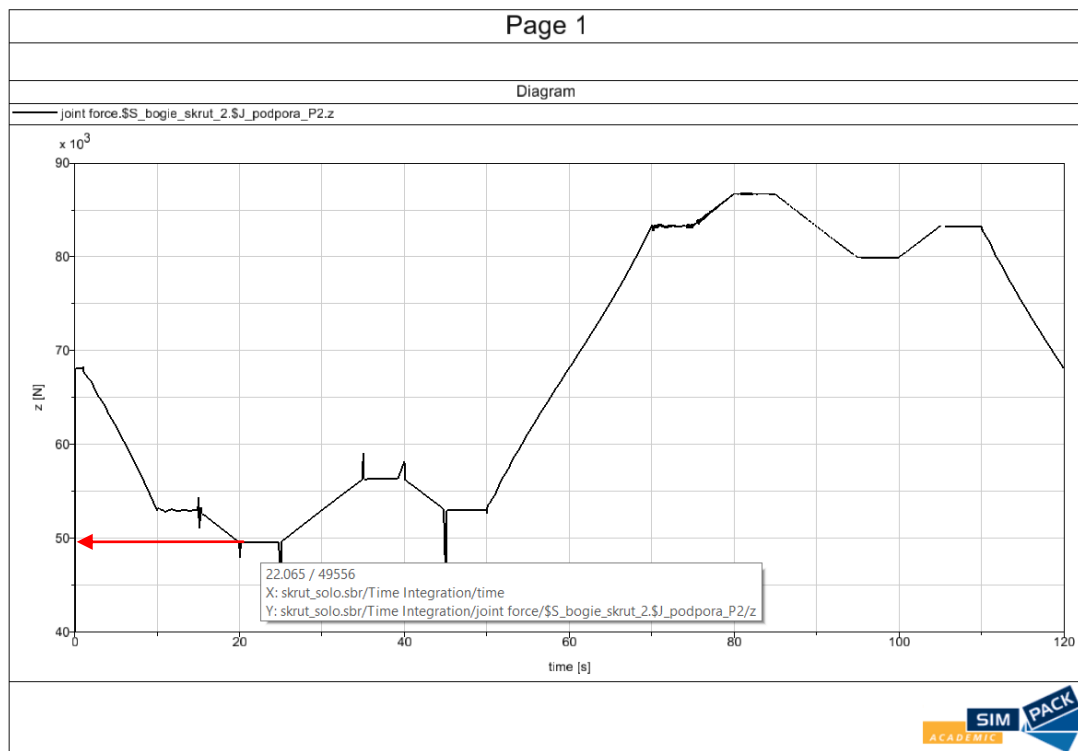
V tomto jsou tedy výsledky simulace o něco přísnější, než tomu bylo v případě analytického výpočtu.

Výsledná bezpečnost proti vykolejení tedy je:

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{\Delta Q}\right)_{provoz}} = \frac{1,118}{\left(\frac{25\,469}{57\,097}\right)} = 2,51 \quad (125)$$

Nyní provedeme zkoušku znovu při uvažování vozidla na nouzovém vypružení:

Výsledky simulace (Graf 22):



**Graf 22: Závislost kolové síly Q na čase na nouzovém vypružení**

Při uvažování vozidla na nouzovém vypružení vyšla nejmenší kolová síla  $Q_{min\_model\_2} = 49\,556 \text{ N}$ . Analyticky vypočtená hodnota činí:

$$Q_{min} = Q - \Delta Q_P - \Delta Q_S = 68107,15 - 4933 - 12750,3 = 50\,423,85 \text{ N} \quad (126)$$

I v tomto případě došlo k dobré shodě s analytickým výpočtem. Výsledná bezpečnost proti vykolejení vozidla na nouzovém vypružení je rovna:

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\left(\frac{Y}{\Delta Q}\right)_{provoz}} = \frac{1,118}{\left(\frac{25\,469}{49\,556}\right)} = 2,18 \quad (127)$$

Také v případě bezpečnosti proti vykolejení provedené pomocí simulačního programu jsme došli k závěru, že vozidlo vyhovuje bezpečnosti proti vykolejení a to jak na funkčním sekundárním vypružení, tak na nouzovém. Z výsledků je patrné, že zohlednění konstrukčního uspořádání pojezdu vede k podstatně vyšším hodnotám bezpečnosti proti vykolejení, než při analytickém výpočtu dle Heumanna.

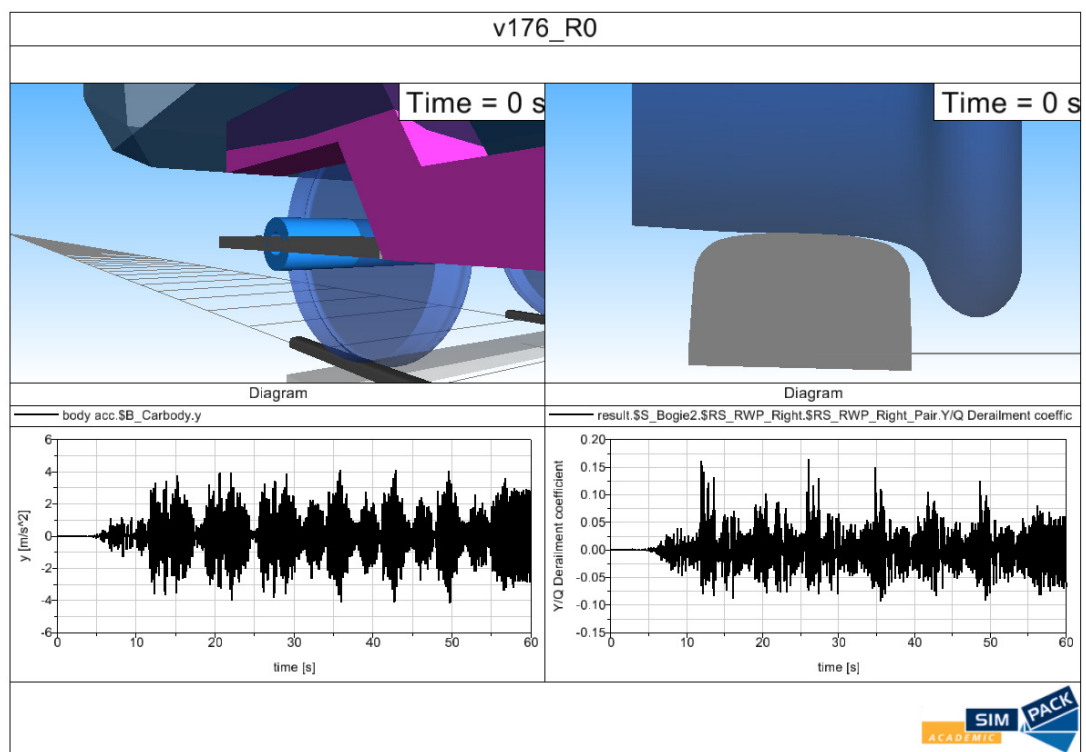
### 13.3. Simulace jízdy vozidla v přímé trati

Tato simulace slouží k ověření, že je vozidlo schopno dosáhnout své maximální provozní rychlosti navýšené o 10 %. Rychlost, kterou vozidlo pojede, vypočteme ze vztahu:

$$v_{max\_zk} = v_{max} \cdot 1,1 \quad (128)$$

$$v_{max\_zk} = 160 \cdot 1,1 = 176 \text{ km/h} \quad (129)$$

Vozidlo bylo při zkoušce vystaveno kinematickým buzením ve vertikálním a horizontálním směru. Frekvence a výchylky buzení vycházejí z výkonové spektrální hustoty dle v Simpack documentations definovaných parametrů. Výkonová spektrální hustota odpovídá kolejovém svršku vysoké kvality a je vytvořena kombinací 100 frekvencí.



Obr. 73: Ukázka výstupu programu

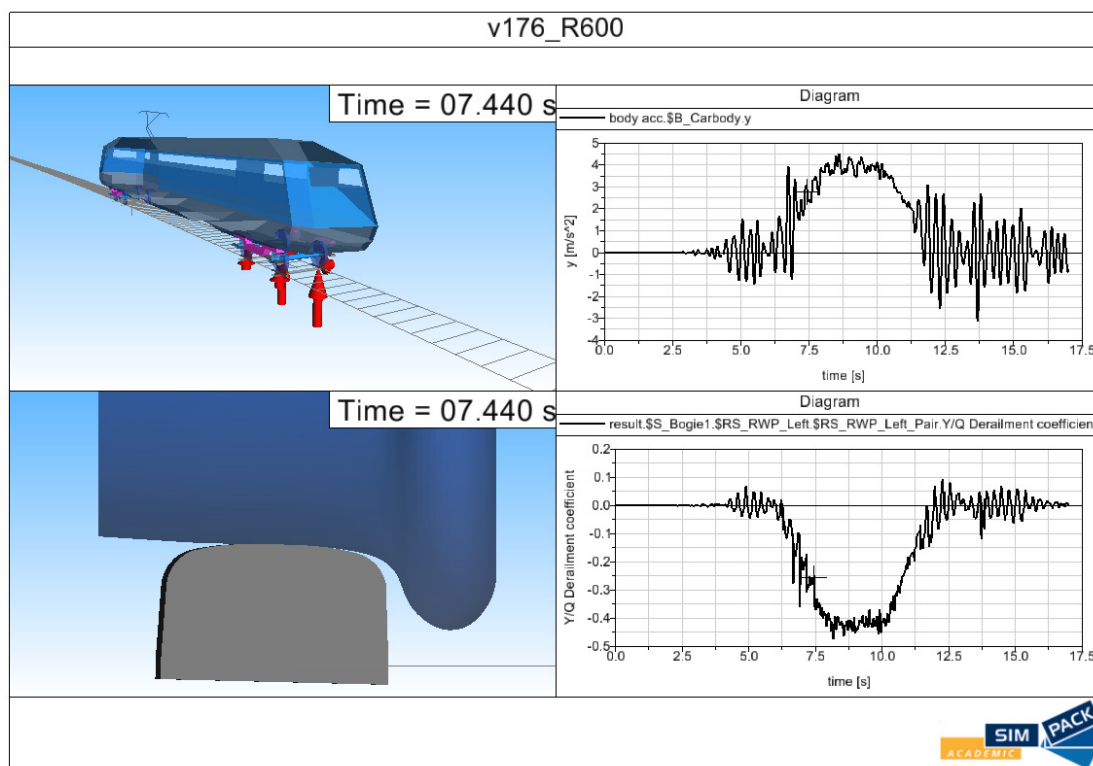
Na obrázku (Obr. 73) je ukázka výstupu z programu a to ve formě videosekvence, na které je možné sledovat pohyby v uložení dvojkolí a kontakt kolo-kolejnice. Dále je možné sledovat poměr Y/Q vozidla a příčné zrychlení na skříní vozidla. Touto jízdni zkouškou lze například optimalizovat konstantu tlumení tlumiče vrtivých pohybů vozidla a nebo optimalizovat příčné vypružení vozidla pro příznivější chod vozu.

### 13.4. Simulace jízdy obloukem

Simulace byla provedena pro tři průměry oblouků a to pro:

- R=600 m
- R=500 m
- R=300 m

Kde pro poloměr oblouku  $R = 600\text{ m}$  byla požadovaná průjezdná rychlost rovnající se maximální konstrukční rychlosti vozidla.



Obr. 74: Ukázka výstupu programu

Z této zkoušky by bylo možné například optimalizovat tuhost torzního stabilizátoru vozidla. Dále jsou na vizualizaci zkoušky ve druhém kvadrantu výstupu zobrazeny síly Y a Q působící na každé kolo zobrazované v reálném čase při průběhu simulace.

Obdobným způsobem byly provedeny i další dvě jízdni zkoušky, pro které však byly maximální rychlosti dopočítány z předpokladu maximálního příčného zrychlení na vozidlo. Maximální dovolené příčné zrychlení je dáno hodnotou nedostatku stavebního převýšení  $p_{ch} = 150\text{ mm}$ .

Maximální rychlost poté vypočteme:

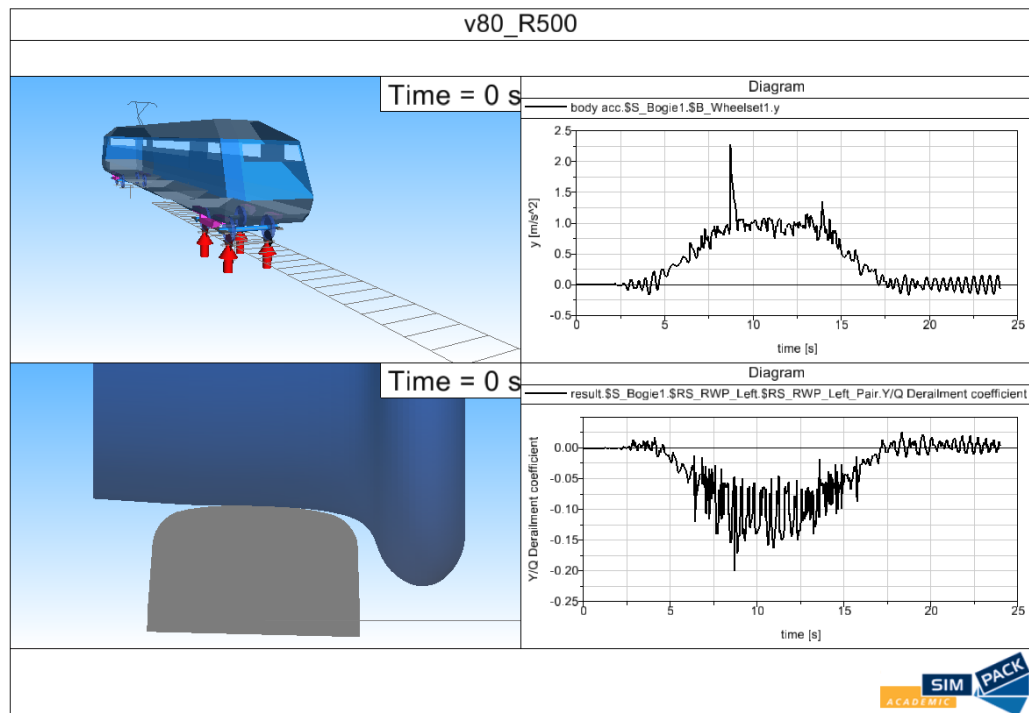
$$v_{\max\_Rx} = \sqrt{\frac{g * R * p_{ch}}{2s}} \quad (130)$$

Kde  $2s = 1500 \text{ mm}$  je vzdálenost styčných kružnic,  $R = 500 \text{ m}$  je poloměr projížděného oblouku a  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  je gravitační zrychlení. Po dosazení dostaneme:

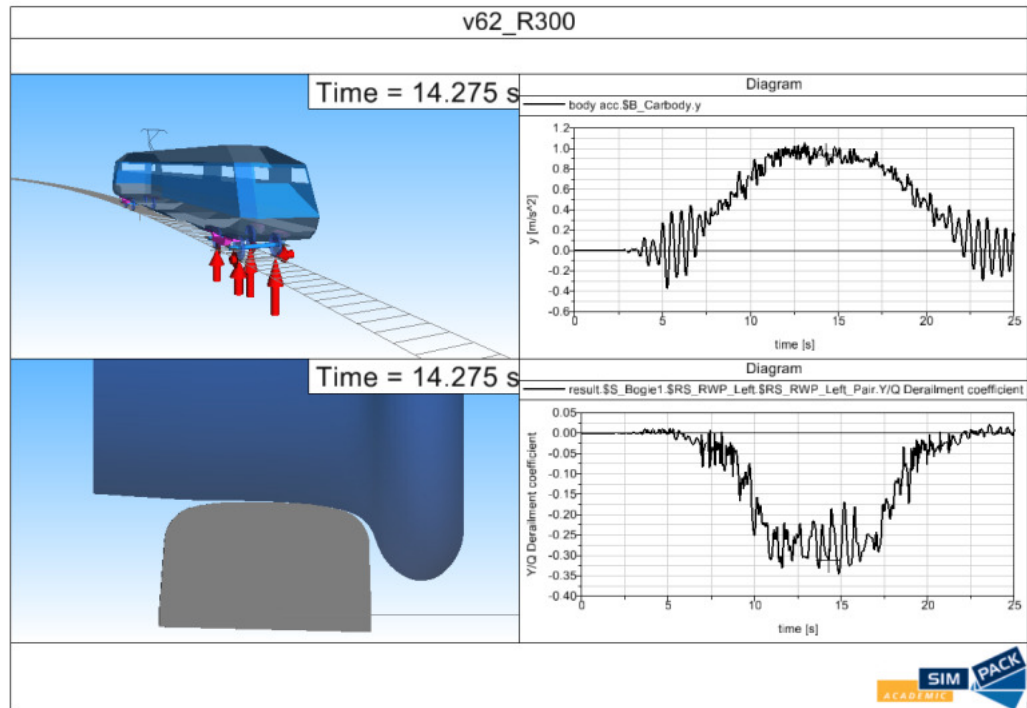
$$v_{\max\_R500} = \sqrt{\frac{9,81 * 500 * 0,15}{1,5}} = 22,14 \text{ m/s} \quad (131)$$

Po převodu dostaneme, že  $v_{\max\_R500} = 80 \text{ km/h}$ .

Obdobným způsobem získáme i rychlost pro průjezd obloukem o poloměru  $R = 300 \text{ m}$ , která se rovná  $v_{\max\_R300} = 62 \text{ km/h}$ .



Obr. 75: Ukázka z video-sekvence průjezdu vozidla obloukem  $R=500 \text{ m}$



Obr. 76 Ukázka z video-sekvence průjezdu vozidla obloukem  $R=300$  m

Na obrázcích (Obr. 75) a (Obr. 76) můžeme vidět, že maximální zrychlení na skříní vozidla opravdu osciluje okolo hodnoty  $a_y = 1 \text{ m/s}^2$ , která odpovídá nedostatku převýšení  $p_{ch} = 150 \text{ mm}$ .

Simulační model nám umožňuje nahlédnout na parametry vypružení navržené v kapitole (9.) v širších souvislostech a umožní nám optimalizaci dalších důležitých prvků pojezdu vozidla, které nebyly při prvotním návrhu, při uvažování dvou-hmotové soustavy brány v úvahu. Umožňuje nám sledovat vliv měnících se parametrů vypružení na výsledné celkové vlastnosti vozidla, jako jsou bezpečnost proti vykolejení, velikosti vodících a kolových sil, síly v jednotlivých pružicích a tlumicích prvcích nebo ho můžeme využít k vyhodnocení jakostního čísla chodu vozidla.



## 12. Závěr

---

Z legislativní rešerše vyplynulo, že existuje několik způsobů, jak na českém železničním systému realizovat regionální dopravu. Po roce 2020, kdy budou TSI vyžadována i na tratích regionálních, bude důležité zvážit, zda je dodržení TSI na dané trati nezbytností a zda by nebylo přínosné využít neinteroperabilní železniční systém. V závislosti na požadavku interoperability pro daný železniční úsek regionální trati můžeme volit mezi dráhou speciální, tramvajovou, a konvenční železnicí. Každá z kategorií má svoje klady a zápory a záleží především na uvažované infrastruktuře, na které se vozidlo bude pohybovat, který ze subsystémů bude nejvýhodnější použít.

Z konstrukčního hlediska byly navrženy a ověřeny základní parametry vozidla, které vyhovují požadavkům TSI a vozidlo je tedy způsobilé k provozu na hlavních a regionálních tratích evropského železničního systému. V závislosti na uvažovaném režimu provozu vozidla byly navrženy tři varianty interiéru, které jsou svým uspořádáním optimalizovány buď pro provoz na hlavních tratích v režimu příměstské dráhy, nebo pro plnění traťové služby na regionálních tratích. Dále byla provedena hmotnostní bilance navrhovaného vozidla, jejíž cílem byla definice hmotnosti a polohy jednotlivých subsystémů vozu, zajištění rovnoměrného zatížení podvozků vozidla a definice celkových hmotnostních parametrů vozu. V závislosti na hmotnostní bilanci a výkonových požadavcích na vozidlo bylo navrženo uspořádání pojezdu vozidla a výkon, kterým musí vozidlo disponovat. Na základě hmotnostní bilance byly navrženy pružící prvky primárního a sekundárního stupně vypružení, které zajišťují optimální frekvenci houpání skříně vozidla. Pro zvolené pružící prvky byla vyhodnocena bezpečnost proti vykolejení Heumannovou metodou. Pro větší přiblížení se skutečným poměrům při jízdě vozidla v kolejovém kanálu byl vytvořen simulační model vozidla, který zohledňuje konstrukční uspořádání podvozku vozu a zahrnuje další pružící a tlumící prvky umístěné jak na pojezdu, tak mezi pojezdem a skříní vozidla. V simulačním programu byla znovu vyhodnocena bezpečnost proti vykolejení a byly provedeny základní jízdní simulace. Výpočetní model by nyní bylo možné použít k optimalizaci prvků vypružení tak, aby výstupní parametry jízdních simulací odpovídaly jak jízdním požadavkům na vozidlo, tak požadavkům komfortu při cestování.

Elektrický čtyřnápravový trakční vůz je jednou z možností, jak v blízké budoucnosti nahradit soudobé motorové trakční vozy provozované pod napájecí trolejí a tím přispět k úspoře provozních nákladů provozovatele železničních vozidel. V dlouhodobějších vyhlídkách, při předpokladu pokračující elektrifikace železničních tratí a zvyšujícího se tlaku na eliminaci spalovacích motorů v pozemní dopravní technice, bude nacházet stále častěji uplatnění všude tam, kde využijeme k obsluze traťového úseku malé, lehké elektrické vozidlo.

## Použité zdroje

1. Wikipedie Otevřená encyklopedie. *Elektrická dráha Tábor–Bechyně*. [Online] 7. 6 2018. [Citace: 28. 6 2018.] [https://cs.wikipedia.org/wiki/Elektrick%C3%A1\\_dr%C3%A1ha\\_T%C3%A1bor%E2%80%93Bechyn%C4%9B](https://cs.wikipedia.org/wiki/Elektrick%C3%A1_dr%C3%A1ha_T%C3%A1bor%E2%80%93Bechyn%C4%9B).
2. **Zlinský, PhDr. Zbyněk**. Vlaky.net. *Řada 854 ČD úplná*. [Online] 18. 8 2006. [Citace: 28. 6 2018.] <https://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/001364-Rada-854-CD-uplna/>.
3. **Michal Jaroš, Vojtěch Beran**. Želpage. *Hranice ČR překročily první vozy RegioShuttle pro ČD*. [Online] 22. 10 2011. [Citace: 28. 6 2018.] <http://www.zelpage.cz/zpravy/8376?oddil=2>.
4. PESA LINK. [Online] [Citace: 28. 6 2018.] [http://upload.mouse.one.pl/images/229PESA\\_Link.png](http://upload.mouse.one.pl/images/229PESA_Link.png).
5. **Konečný, Jiří**. Stránky přátel železnic. *Motorové vozy Alstom na ŽZO*. [Online] [Citace: 28. 6 2018.] <http://spz.logout.cz/vozidla/alstom.html>.
6. **MÁLEK, MICHAL**. Železničář. *Modrý railjet poprvé v ČR*. [Online] 25. 4 2014. [Citace: 28. 6 2018.] <https://zeleznicar.cd.cz/zeleznicar/zpravodajstvi/modry-railjet-poprve-v-cr/-4511/20,0,,/>.
7. České dráhy. *RegioShark*. [Online] [Citace: 28. 6 2018.] <https://www.cd.cz/nase-vlaky/regionalni-vlak-cd/regioshark/-25562/>.
8. Zákon č. 266/1994 Sb. *o drahách*. Dostupné také z: [https://www.mdcr.cz/getattachment/Dokumenty/Drazni-doprava/Legislativa-v-drazni-doprave/Zakony-v-drazni-doprave/266-94-k\\_1-4-2017-uplzneni-\(1\).pdf.aspx?lang=cs-CZ](https://www.mdcr.cz/getattachment/Dokumenty/Drazni-doprava/Legislativa-v-drazni-doprave/Zakony-v-drazni-doprave/266-94-k_1-4-2017-uplzneni-(1).pdf.aspx?lang=cs-CZ).
9. RAIL-pictures.com. *S-Bahn train photographed in Berlin Ostkreuz on December 27th, 2012*. [Online] 27. 12 2012. [Citace: 28. 6 2018.] <http://www.rail-pictures.com/bild/Germany~Urban+trains~S-Bahn+Berlin/12541/s-bahn-train-photographed-in-berlin-ostkreuz.html>.
10. Vyhláška č. 177/1995 Sb. *Vyhláška Ministerstva dopravy, kterou se vydává stavební a technický řád drah*. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/1995-177>.
11. Vyhláška 173/1995 Sb. *Vyhláška Ministerstva dopravy, kterou se vydává dopravní řád drah*. Dostupné také z: <https://www.mdcr.cz/getattachment/Dokumenty/Drazni-doprava/Legislativa-v-drazni-doprave/Narizeni-vlady-a-vyhlasky-v-drazni-doprave/173-95-uplzn-k-15-1-2015.pdf.aspx?lang=cs-CZ>.
12. ČSN EN 15227+A1. *Železniční aplikace - Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu*. Brussels : EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, 2011.
13. ČSN EN 12663-1. *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*. 2015.
14. ČSN 28 1310. *Vozy metra pro přepravu cestujících - základní technické požadavky a zkoušky*. Praha : ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1998.
15. Stránky přátel železnic. *Astra (03T) - Most a Litvínov*. [Online] 17. 8 2008. [Citace: 28. 6 2018.] [http://spz.logout.cz/mhd/cz/cz\\_mol\\_ast.html](http://spz.logout.cz/mhd/cz/cz_mol_ast.html).

16. Wikipedie Otevřená encyklopedie. *Tramvajová trať Liberec–Jablonec*. [Online] 21. 10 2017. [Citace: 28. 6 2018.]  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Tramvajov%C3%A1\\_tra%C5%A5\\_Liberec%E2%80%93Jablonec](https://cs.wikipedia.org/wiki/Tramvajov%C3%A1_tra%C5%A5_Liberec%E2%80%93Jablonec)
17. Zákon č. 13/1997 Sb. *o pozemních komunikacích*. Dostupné také z:  
<https://www.zakonyprolidi.cz/cs/1997-13>.
18. Zákon č. 361/2000 Sb. *o provozu na pozemních komunikacích*. Dostupné také z:  
<https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2000-361>.
19. Vyhláška č. 341/2014 Sb. *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. Dostupné také z:  
<https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341>.
20. Wikipedie Otevřená encyklopedie. *Tramvajová doprava v Chemnitzu*. [Online] 8. 2 2018. [Citace: 2. 7 2018.]  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Tramvajov%C3%A1\\_doprava\\_v\\_Chemnitzu](https://cs.wikipedia.org/wiki/Tramvajov%C3%A1_doprava_v_Chemnitzu).
21. WORLD TRAM&TROLLEYBUS SYSTEMS. *Chemnitz*. [Online] 26. 6 2008. [Citace: 28. 6 2018.] <http://ymtram.mashke.org/germany/chemnitz/2en.html>.
22. ČSN 28 1300. *Tramvajová vozidla - Technické požadavky a zkoušky*. Praha : ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1998.
23. Wikipedia Otevřená encyklopedie. *Elektrifikace*. [Online] 26. 2 2018. [Citace: 28. 6 2018.] <https://cs.wikipedia.org/wiki/Elektrifikace>.
24. Man Engines. *News: MAN engines for rail applications*. [Online] 2018. [Citace: 28. 06 2018.] <https://www.engines.man.eu/global/en/off-road/rail/in-focus/In-Focus.html>.
25. *UIC 505-1*. Paris : International Union of Railway, 2006. ISBN 2-7461-1037-7 .
26. NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1302/2014. *o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla - lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii*. Dostupné například z: <http://www.era.europa.eu/Document-Register/Pages/RST-TSI.aspx> : autor neznámý, 2014.
27. NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1300/2014. *o technických specifikacích pro interoperabilitu týkající se přístupnosti železničního systému Unie pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace*. Dostupné také z:  
<http://www.era.europa.eu/Document-Register/Pages/PRM-TSI.aspx> : autor neznámý, 2014.
28. Medical Expo. *The online medical device exhibition*. [Online] [Citace: 9. 7 2018.]  
<http://www.medicaexpo.com/prod/portaramp/product-115712-779441.html>.
29. Railway technology. *Palfinger Wheelchair Access Ramps and Lifts*. [Online] [Citace: 7. 9 2018.] <https://www.railway-technology.com/contractors/passenger/mbb-palfinger/>.
30. Želpage. [Online] [Citace: 9. 7 2018.]  
<http://www.zelpage.cz/story/technika/vozidla/680001/spojovani18.jpg>.
31. **Kolář, Josef**. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. v Praze : ČVUT, 2009. ISBN: 978-80-01-04262-5.

32. ČSN EN 13906-1. Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 1: Tlačné pružiny. Brussels : EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARTIZATION, 2002.

## Seznam obrázků

Obr. 1: Vůz M400 společnosti Ringhoffer (1).....	5
Obr. 2: Typový výkres motorového vozu řady 854 (2).....	6
Obr. 3: Zobrazení motorového vozu 840 resp. 841 (3).....	7
Obr. 4: Typový výkres vozidla Pesa Link I (4) .....	7
Obr. 5: Vozidlo Alstom Coradia Lint 27 (5).....	8
Obr. 6: Typické vozidlo dráhy celostátní (6).....	10
Obr. 7: Typické vozidlo regionální železnice (7).....	10
Obr. 8: Výňatek ze Zákona č.266/1994Sb. (8).....	12
Obr. 9: Výňatek ze Zákona č.266/1994Sb. (8).....	12
Obr. 10: Výňatek ze Zákona č.266/1994Sb. (8).....	13
Obr. 11: Vozidlo S-Bahn dráhy napájené spodní přírodní kolejí (9) .....	14
Obr. 12: Výňatek z normy ČSN 12 663 (13).....	18
Obr. 13: Výňatek z normy ČSN 28 1310 (14).....	19
Obr. 14: Výňatek z normy ČSN 28 1310 (14).....	19
Obr. 15: Vůz na tramvajové rychlodráze na trati Most-Litvínov (15) .....	20
Obr. 16: Vůz projíždějící nechráněný přejezd na tramvajové trati z Liberce do Jablonce (16) .....	21
Obr. 17, Obr. 18: Vozidla systému tram-train provozovaná v okolí německého města Chemnitz. (21).....	24
Obr. 19: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22).....	25
Obr. 20: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22).....	25
Obr. 21: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22).....	26
Obr. 22: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22).....	26
Obr. 23: Výňatek z normy ČSN 28 1300 (22).....	26
Obr. 24: Rozbor kolizní situace .....	28
Obr. 25: Tuhost deformovatelné překážky dle ČSN EN 15 227 .....	32
Obr. 26: Uspořádání pohonu s motorem pod kabinou (3) .....	39
Obr. 27: Uspořádání pohonu s motorem pod podlahou (4).....	40
Obr. 28: Uspořádání pohonu s motorem uvnitř vozu (2) .....	40
Obr. 29: Vozidlo Alstom Coradia Régiolos s diesel-elektrickým agregátem na střeše (24) ...	41
Obr. 30: CAD studie navrhovaného vozidla .....	43
Obr. 31: Vztažný kinematický obrys dle UIC 505 (25).....	43
Obr. 32: Požadované rozměry vozu dle TSI LOC&PASS (26) .....	44
Obr. 33: Rozložení deformačních prvků vlakové jednotky (12) .....	48
Obr. 34: Výňatek z ČSN EN 12 663 (13).....	48
Obr. 35: Základní rozměry vozidla .....	49
Obr. 36: Příměstská varianta vozu s dvěma dveřmi na bočnici .....	49
Obr. 37: Umístění nouzových východů .....	50
Obr. 38: Ukázka rozmístění madel ve vozidle .....	51
Obr. 39: Umístění prostoru vyhrazeného pro vozíček .....	51
Obr. 40: Šířka průjezdu k místu pro vozíčkáře .....	52
Obr. 41: Místa pro otáčení vozíčku .....	52
Obr. 42: Nájezdová rampa(28).....	53
Obr. 43: Autonomní výtah(29).....	54

Obr. 44: Umístění nájezdné rampy .....	54
Obr. 45: Použití nouzového spřáhla v praxi (30).....	55
Obr. 46: Umístění boxu se spřáhlem .....	56
Obr. 47: Studie interiéru vozidla (příměstská varianta).....	57
Obr. 48: Ukázka z typového výkresu vozu (příměstská varianta) .....	58
Obr. 49: Ukázka z typového výkresu (regionální varianta 1) .....	59
Obr. 50: Rozmístění únikových východů.....	60
Obr. 51: Umístění nouzového spřáhla .....	60
Obr. 52: Ukázka z typového výkresu (regionální varianta 2) .....	61
Obr. 53: Studie pojezdu vozidla .....	70
Obr. 54: Schematické znázornění dvou-hmotové soustavy (31) .....	71
Obr. 55: Silová bilance na kyvném rameni.....	71
Obr. 56: Délkové omezení pružiny.....	75
Obr. 57: Průměrové omezení pružiny .....	75
Obr. 58: Rozložení sil na kyvném rameni.....	76
Obr. 59: Zvolená pružina sekundárního vypružení .....	87
Obr. 60: Zvolená pružina nouzového vypružení .....	88
Obr. 61: Charakteristika pružiny nouzového vypružení.....	88
Obr. 62: Schéma podvozku v úseku se zborcenou kolejí (31).....	89
Obr. 63 Schéma vozidla v úseku se zborcenou kolejí (31) .....	90
Obr. 64: Schéma vozidla v úseku se zborcenou kolejí .....	94
Obr. 65: Studie pojezdu vytvořeného v Simpack .....	95
Obr. 66: Studie CAD modelu pojezdu .....	95
Obr. 67: Pohled na kompletní model.....	96
Obr. 68: Pohled na výsledky modální analýzy.....	97
Obr. 69: Pohled na výsledky modální analýzy.....	97
Obr. 70 Pohled na výsledky modální analýzy.....	98
Obr. 71: Grafická reprezentace testovacího úseku.....	99
Obr. 72: Model modifikovaný pro zkrucovací zkoušku .....	101
Obr. 73: Ukázka výstupu programu .....	104
Obr. 74: Ukázka výstupu programu .....	105
Obr. 75: Ukázka z video-sekvence průjezdu vozidla obloukem R=500 m.....	106
Obr. 76 Ukázka z video-sekvence průjezdu vozidla obloukem R=300 m.....	107

## Seznam tabulek

Tab. 1: Porovnání technických parametrů vozidel.....	8
Tab. 2: Přehled kolizních scénářů dle ČSN EN 15 227 (12) .....	16
Tab. 3: Pevnostní kategorie vozidel dle ČSN EN 15 227 (12) .....	17
Tab. 4: Pohlčené energie.....	31
Tab. 5: Výsledné hodnoty pohlcených energií.....	32
Tab. 6: Pro ukázkou uvažovaný scénář .....	33
Tab. 7: Energie nárazů vyjádřená délkou potřebných deformačních prvků.....	34
Tab. 8: Upravená tabulka požadovaných délek deformačních prvků.....	34
Tab. 9: Kategorie vozidel dle ČSN EN 15 227 (12).....	47
Tab. 10: Porovnání interiérů .....	62
Tab. 11: Uvažované hmotnosti příslušenství vozu a celkové hmotnostní parametry vozidla.....	64
Tab. 12: Rozmístění příslušenství a sektorů sedadel v podélné ose vozu .....	64
Tab. 13: Zatížení podvozků .....	65
Tab. 14: Souhrn trakčních parametrů vozidla.....	69
Tab. 15 Vstupní parametry programu .....	79

Tab. 16: Výsledná smyková namáhání pružiny .....	80
Tab. 17: Vstupní parametry programu .....	82
Tab. 18: Výsledná smyková namáhání pružiny .....	82
Tab. 19: Výsledné parametry duplexní pružiny .....	86
Tab. 20: Vstupní parametry programu .....	91

## Seznam grafů

Graf 1: Závislost energie nárazu na rychlosti při $m=60$ t .....	35
Graf 2: Závislost energie nárazu na hmotnosti při $v=110$ km/h .....	35
Graf 3: Kontrola rozměrů vozidla v polovině vzdálenosti otočných čepů. ....	46
Graf 4: Kontrola rozměrů vozidla na čele vozu v místě přechodu mezi lineární a zkosenou částí skříně. ....	47
Graf 5: Grafické srovnání interiérů .....	62
Graf 6: Trakční charakteristika vozu .....	67
Graf 7: Závislost rychlosti vozidla na stoupání.....	67
Graf 8: Tachogram pro provoz vozu na hlavních tratích.....	68
Graf 9: Tachogram pro provoz vozu na regionálních tratích. ....	69
Graf 10: Goodmanův diagram vnější pružiny .....	80
Graf 11: Smithův diagram vnější pružiny .....	81
Graf 12: Hodnocení vzpěrné stability pružiny.....	81
Graf 13: Goodmanův diagram vnitřní pružiny .....	83
Graf 14: Smithův diagram vnitřní pružiny.....	83
Graf 15: Hodnocení vzpěrné stability pružiny.....	84
Graf 16: Grafické znázornění silových poměrů na podvozku dle Heumanna.....	92
Graf 17: Průběh vodící síly $Y$ v závislosti na ujeté dráze. ....	99
Graf 18: Průběh vodící síly $Y$ v závislosti na ujeté dráze s uvažováním kinematického buzení. ....	100
Graf 19: Závislost vertikálního posunu podpěry na čase .....	101
Graf 20: Závislost vertikálního posunu podpěry na čase .....	102
Graf 21: Závislost kolové síly $Q$ na čase .....	102
Graf 22: Závislost kolové síly $Q$ na čase na nouzovém vypružení .....	103

## Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	název
<b>Kapitola 2.</b>		
$a_i$	$[m/s^2]$	zrychlení
$E_i$	$[J]$	energie
$m$	$[kg]$	hmotnost
$R_i$	$[m]$	poloměr oblouku
$s_i$	$[m]$	dráha
$v_i$	$[km/h]$	rychlost
$x_{prvku}$	$[m]$	délka deformačního prvku

### Kapitola 3.

$v_i$	$[km/h]$	rychlost
$a_i$	$[m/s^2]$	zrychlení

## Kapitola 5.

$E_i$	[m]	Zúžení kinematického obrysu
$a$	[m]	vzdálenost otočných čepů
$n$	[m]	vzdálenost řezu od otočného čepu
$R_o$	[m]	poloměr obloku
$\sigma$	[m]	šířka kolejového kanálu
$q$	[m]	vůle ve vedení dvojkolí
$w_{ii}$	[m]	vůle mezi podvozkem a skříní vozila
$p$	[m]	rozvor podvozku
$z$	[m]	kinematické zúžení
$s_z$	[°]	součinitel náklonu skříně
$h$	[m]	poloha v ose z vozidla
$b_{min}$	[m]	maximální šířka vozidla

## Kapitola 7.

$\delta$	[–]	součinitel rotačních hmot
$\mu_i$	[–]	součinitel adheze
$S$	[m <sup>2</sup> ]	plocha
$C_x$	[–]	součinitel tvaru vozidla
$F_i$	[N]	síla
$P$	[W]	výkon
$v_i$	[km/h]	rychlost
$dv$	[km/h]	změna rychlosti
$dt$	[s]	změna času
$m$	[kg]	hmotnost

## Kapitola 8.

$M_o$	[Nm]	momentová bilance k místu vetknutí kyv. ramene
$F_i$	[N]	síla
$l_i$	[m]	vzdálenost
$k_i$	[N/mm]	tuhost pružícího prvku
$s$	[–]	součinitel odlehlosti pružiny od ložiskové komory
$m_i$	[kg]	hmotnost
$\ddot{z}_i$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení hmot ve směru osy z
$\dot{z}_i$	[m/s]	rychlost hmot ve směru osy z
$M$	[kg]	matice hmotností
$K$	[N/mm]	matice tuhostí
$V$	[–]	matice vlastních vektorů
$D$	[–]	matice vlastních čísel
$f_i$	[hz]	frekvence
$z_i$	[mm]	sednutí hmoty pod zatížením
$\gamma_{opt}$	[–]	koeficient pro optimální rozložení tuhostí
$D_{a\_max}$	[mm]	maximální vnější průměr pružiny
$L_i$	[mm]	délka pružiny
$s_z$	[–]	korekční součinitel zatěžující síly
$k_{dyn}$	[–]	dynamická přírážka
$a_1$	[–]	konstanta
$b$	[–]	konstanta zohledňující počet dvojkolí v podvozku
$n_d$	[–]	počet dvojkolí v podvozku
$\tau$	[N/mm <sup>2</sup> ]	smykové napětí
$d$	[mm]	průměr drátu

$w_i$	[mm]	obecně příčné vychýlení pružiny
$i$	[-]	štíhlostní poměr
$E$	[N/mm <sup>2</sup> ]	modul pružnosti v tahu
$G$	[N/mm <sup>2</sup> ]	modul pružnosti ve smyku
$\nu$	[-]	koeficient uložení pružiny
$s_a$	[mm]	skutečný součet minimálních mezer pružiny
$n_t$	[-]	celkový počet závitů pružiny
$s_{max}$	[mm]	maximální stlačení pružiny

### Kapitola 10.

$Q_i$	[N]	kolová síla
$k_{ti}$	[Nm/rad]	torní tuhost
$k_i$	[N/m]	tuhost
$\alpha_i$	[‰]	úhel
$a_p$	[m]	rozvor podvozku
$2s$	[m]	vzdálenost styčných kružnic
$2a_s$	[m]	vzdálenost otočných čepů
$M_{skut}$	[Nm]	skutečný moment působící na podvozek od řídicí síly
$x_{skut}$	[m]	rameno řídicí síly
$P$	[N]	velikost řídicí síly
$Y$	[N]	velikost vodící síly
$f$	[-]	součinitel tření
$\alpha_n$	[rad]	úhel náběhu
$\beta$	[rad]	úhel sklonu okolku
$r_k$	[m]	poloměr kola vozu
$c$	[m]	vzdálenost místa styku kola s kolejnici od průměru kola
$k_{BPV}$	[-]	bezpečnost proti vykolejení

### Kapitola 11.

$Q_i$	[N]	kolová síla
$a_i$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení
$\alpha_i$	[°, ‰]	úhel
$\mu$	[-]	součinitel tření
$b_r$	[-]	poměrný útlum
$b_i$	[Ns/m]	konstanta tlumení
$z_i$	[mm]	posun v ose z
$v_i$	[km/h]	rychlost
$p_{ch}$	[mm]	nedostatek převýšení
$k_{BPV}$	[-]	bezpečnost proti vykolejení



## **Seznam příloh**

Příloha 1 – Vstupní parametry programu pro výpočet obrysu

Příloha 2 – Skript pro návrh vypružení v Matlabu

Příloha 3 – Relevantní části zákonů a norem

Příloha 4 – Typový výkres vozidla pro příměstský provoz

Příloha 5 – Typový výkres vozidla pro regionální provoz\_V1

Příloha 6 – Typový výkres vozidla pro regionální provoz\_V2

Příloha 7 – Výkres s vynesnými polohami příslušenství

## **Seznam příložených výpočetních programů**

CAD model vozidla (Creo parametric 2)

CAD model vozidla (Step)

Program pro návrh vypružení (Matlab)

Program pro kontrolu profilu pro konstrukci (Excel)

Program hmotnostní bilance (Excel)

Program trakční mechaniky (Excel)

Program pro návrh pružiny (Excel)

Program pro kontrolu proti vykolejí dle Heumanna (Excel)

Program pro jízdní simulace (Simpack 9.10.1)

Program pro vyhodnocení simulací (Simpack Post 9.10.1)

## Příloha 1 - Vstup pro výpočetní program obrysu

Vstupní data výpočtu		Kontrola navrženého průřezu skříně vozidla	
Délka vozové skříně	$L_s = 27,960$ [m]	výška nad TK.	šířka skříně
Vzdálenost otočných čepů	$a = 18,650$ [m]	$h$ [mm]	$2 \cdot b_{sk}$ [mm]
Rozvor podvozku	$p = 2,300$ [m]		
Rozchod koleje	$e_{kolmax} = 1,465$ [m]		0
Rozchod dvojkolí	$e_{Dv \text{ max. opotř.}} = 1,410$ [m]		2130
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	$q = 0,007$ [m]		2548
Příčná vůle podvozek - skříně	$w_p = 0,065$ [m]		2806
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{a250} = 0,0650$ [m]		2820
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 250$ m	$w_{i250} = 0,024$ [m]		2820
Vnější příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{a150} = 0,0650$ [m]		2804
Vnitřní příčná vůle podvozek - skříně v oblouku $R_o = 150$ m	$w_{i150} = 0,024$ [m]		2770
Výška pólu náklonění vozové skříně nad rovinou T.K.	$h_c = 0,887$ [m]		2690
Součinitel náklonu vozové skříně	$s = 0,300$ [-]		2574
Úhel náklonu vozové skříně	$\eta = 1,000$ [°]		2432
Vzdálenost vnějšího řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_a = 2,428$ [m]		2320
Vzdálenost vnitřního řezu od roviny otočného čepu podvozku	$n_i = 9,325$ [m]		2030
Příčná vzdálenost středů pružin druhotného vypružení	$2w_2 = 1,800$ [m]		1600
Stlačení pružin druhotného vypružení na narážku	$s_{Z(-)} = 0,050$ [m]		1600
Stlačení pružin prvotního vypružení na narážku	$p_{Z(-)} = 0,037$ [m]		1540
Odlehčovací zdvih pružin sekundárního vypružení na narážku	$s_{Z(+)} = 0,025$ [m]		500
Odlehčovací zdvih pružin primárního vypružení na narážku	$p_{Z(+)} = 0,015$ [m]		0
Tolerance výškového stavění vozové skříně kompenzující ojetí kol	$\Delta hr_k = 0,015$ [m]		0
Opořebení kola dvojkolí ( vztážené na poloměr kola)	$\Delta r_k = 0,040$ [m]		0
Minimální poloměr vydatého zaoblení lomu sklonu koleje -sedla	$R_{v1} = 500$ [m]		
Min. poloměr vypuklého zaoblení lomu sklonu koleje - vrcholu	$R_{v2} = 500$ [m]		
Autor programu :		Ing. Josef KOLÁŘ, CSc.	
		C 2005	

## Příloha 2 - Skript pro návrh vypružení v Matlabu

```
13. clc;
14. clear all;
15.
16. m_voz=37541;      %hmotnost skrine
17. m_dv=4728;      %hmotnost dvojkolí
18. m_ces=10774;    %hmotnost cestujích
19. m_ces1=0;       %hmotnost cestujících pro prázdné vozidlo
20. m_podv=18000;   %hmotnost podvozků
21. s=0.396        %součinitel odlehlosti pružiny od lož. komory
22.
23. m1=(m_podv-m_dv);
24. m2=m_voz+m_ces;
25.
26. tuhost_primarn=8000000;
27. tuhost_sekundarn=3000000;
28.
29. k1=tuhost_primarn;
30. k2=tuhost_sekundarn;
31.
32. % matice hmotností
33.
34. M=[m1      0;
35.    0      m2];
36.
37. % matice tuhostí
38.
39. K=[ k1+k2      -k2;
40.    -k2          k2];
41. [V,D]=eig(K,M);
42.
43.
44. % vektor vlastních frekvencí [Hz]
45. F1=sqrt(D(1,1))/(2*pi)
46. F2=sqrt(D(2,2))/(2*pi)
47.
48. u1norm=V(:,1)/V(1,1)
49. u2norm=V(:,2)/V(1,2)
50.
51. %výpočet tuhosti jednotlivých pružin
52. Tukost_jedne_sekundarn=k2/4
53. Tukost_jedne_primarn=k1/8*s
54.
55. %součet tuhostí
56. k_zv=(k1*k2)/(k1+k2)
57.
58. %užitečná statická deformace vypružení
59. z_u=(m_ces*9.81)/k_zv
60.
61. %užitečná statická deformace vypružení
62. y_primarn=(m_ces*9.81)/k1
63. y_sekundarn=(m_ces*9.81)/k2
```

## **Příloha 3 - Relevantní části vyhlášek a norem**

### **Pro dráhu speciální**

#### **Pohled 173/1995**

#### **HLAVA TŘETÍ DRÁHA SPECIÁLNÍ (METRO)**

##### **Zabezpečení a obsluha dráhy**

##### **§ 25**

(2) Pravidelná jízda vlaků na dvojkolejných tratích je pravostranná a jednosměrná. Pokud koleje tratí jsou vybaveny zabezpečovacím zařízením umožňujícím jízdu v obou směrech, mohou být pojížděny v obou směrech. Jízda vlaků pro přepravu cestujících musí být vždy zabezpečena.

##### **Požadavky na vozidlo:**

6. Provozní brzda (elektrodynamická) musí umožnit zastavení drážního vozidla zatíženého nejvíce 0,5 t se středním zpožděním nejméně 0,9 m.s<sup>-2</sup>.

8. Nouzová brzda (pneumatická, průběžná) musí umožnit zastavení drážního vozidla zatíženého nejvíce 0,5 t se středním zpožděním nejméně 1,1 m.s<sup>-2</sup>. Brzdící účinek nesmí být závislý na dodávce elektrického proudu z trakčního vedení.

Zajišťovací brzda (mechanická - střadačová) musí udržet v klidu plně zatížené drážní vozidlo na největším sklonu trati.

16. Světlá šířka otevřených dveří pro cestující musí být nejméně 1300 mm. Minimální výška dveří musí být 1950 mm.

17. Drážní vozidla bezbariérově přístupná, určená pro přepravu cestujících na vozících pro invalidy, musí mít, pokud to výška a vzdálenost hrany nástupiště vyžaduje, zdvihací mechanismus nebo plošinu pro bezbariérový přístup. V těchto drážních vozidlech musí být umožněn bezpečný průjezd vozíku na určené místo s možností otočení, místo pro stání vozíku musí být vybaveno úchyty proti nežádoucímu pohybu vozíku. Minimální šířka vnějších i vnitřních dveří vozidla pro bezbariérový přístup musí být 850 mm a šířka průjezdných míst minimálně 900 mm. Bezbariérově přístupná drážní vozidla musí mít 79 vizuálně provedené informace pro cestující doplněny akustickými a optickými informačními prvky pro osoby s omezenou schopností pohybu a orientace a srozumitelné označení všech ovládacích prvků určených pro použití cestujícími. Sedadla určená osobám se sníženou schopností pohybu a orientace musí být označena mezinárodním symbolem. Bezbariérově přístupná drážní vozidla se samoobslužným ovládáním vnějších dveří musí být vybavena zařízením pro dálkové ovládání dveří osobami nevidomými a pohybově postiženými.

23. Stanoviště osoby řídící drážní vozidlo musí být odděleno od prostoru pro cestující a uspořádáno tak, aby byl zajištěn výhled osoby řídící drážní vozidlo všemi potřebnými směry za všech provozních podmínek.

## ČSN 28 1310

### 4.6 Trakční podmínky

4.6.1 Konstrukce vozu musí umožnit bezpečnou jízdu za těchto podmínek:

- a) rychlost odpovídající maximální provozní rychlosti<sup>7)</sup> zvětšené o 10 % ;
- b) zrychlení prázdné a ze 2/3 obsazené vlakové soupravy s novými koly na přímé vodorovné trati  $\leq 1,3 \text{ m.s}^{-2}$ ;
- c) zpomalení prázdné a plně obsazené vlakové soupravy s novými koly na přímé vodorovné trati  $\leq 1,3 \text{ m.s}^{-2}$ ;
- d) zpomalení při použití nouzové brzdy  $\leq 2,5 \text{ m.s}^{-2}$ ;
- e) střední zpomalení při použití nouzové brzdy  $\geq 1,1 \text{ m.s}^{-2}$ .

Střední zpomalení se stanoví výpočtem ze vztahu:  $a = v^2/2L$

kde:  $a$  je střední zpomalení [ $\text{m.s}^{-2}$ ]

$v$  počáteční rychlost [ $\text{m.s}^{-1}$ ]

$L$  zábrzdňá dráha [m]

4.6.2 Změna zrychlení/zpomalení (mimo zásah nouzové brzdy):  $\leq 0,8 \text{ m.s}^{-3}$ .

### 5.2.6 Vybavení prostoru pro cestující

5.2.6.1 Prostor pro cestující musí být vybaven sedadly, madly, tyčemi a prostory pro umístění a upevnění invalidních vozíků, kočárků, popřípadě i jízdních kol.

5.2.6.2 Sedadla musí být uspořádána tak, aby dovozovala snadnou výměnu sedících cestujících.

5.2.6.3 Minimální šířka sedadel pro cestující musí být 410 mm.

5.2.6.5 Před sedadlem pro cestující se sníženou schopností pohybu musí být volný prostor minimálně 600 mm ve směru sezení.

### 5.3.1 Všeobecné požadavky

5.3.1.1 Všechny vozy musí mít na obou koncích spřáhla a narážecí ústrojí schváleného typu podle technických podmínek vozu.

5.3.1.2 Konce vlakové soupravy musí být vybaveny spřáhlem umožňujícím minimálně její mechanické spřažení s jinou vlakovou soupravou. Spřáhlo může také umožňovat propojení elektrických a pneumatických obvodů spřahovaných vlakových souprav. Pro spojení mezi vozy ve vlakové soupravě je možno použít spřáhla odlišná.

8.3.9 Dovolené zpomalení při použití nouzové brzdy:  $\leq 2,5 \text{ m.s}^{-2}$ .

### 4.7 Vnější a vnitřní rozměry

#### 4.7.1 Obrys pro vůz

4.7.1.1 Obrys pro vůz musí odpovídat stanovenému průjezdnému průřezu tunelů a tratí metra. Pokud se předpokládá přeprava vozů metra po tratích železnic v ČR nebo Evropě, musí obrys pro vůz splňovat ČSN 28 0312.

4.7.1.2 Při stání vozu ve stanici nesmí být ve vodorovném směru mezera mezi hranou nástupiště a prahem otevřených dveří větší než 115 mm.

### 5.3 Tažné a narážecí ústrojí

#### 5.3.1 Všeobecné požadavky

5.3.1.1 Všechny vozy musí mít na obou koncích spřáhla a narážecí ústrojí schváleného typu podle technických podmínek vozu.

5.3.1.2 Konce vlakové soupravy musí být vybaveny spřáhlem umožňujícím minimálně její mechanické spřažení s jinou vlakovou soupravou. Spřáhlo může také umožňovat propojení elektrických a pneumatických obvodů spřahovaných vlakových souprav. Pro spojení mezi vozy ve vlakové soupravě je možno použít spřáhla odlišná.

## **Pro dráhu tramvajovou**

### **Pohled 173/1995**

#### **HLAVA ČTVRTÁ DRÁHA TRAMVAJOVÁ A DRÁHA TROLEJBUSOVÁ Díl první Zabezpečení a obsluha dráhy § 28**

(2) Jízda drážního vozidla dráhy tramvajové se řídí na vzájemnou vzdálenost podle rozhledových poměrů nebo se řídí návěstidly nebo informačními systémy se zabezpečeným přenosem dat. Není-li dráha vedena po pozemní komunikaci, má na křižovatce dráhy nebo při souběhu drah přednost jízdy

17 drážní vozidlo jedoucí zprava a drážní vozidlo odbočující vlevo dává přednost protijedoucímu drážnímu vozidlu, není-li návěstmi nebo dopravním značením podle zvláštního předpisu upraveno jinak.<sup>4)</sup>

**§ 47 Rychlost jízdy drážního vozidla** (1) Pro každou tramvajovou a trolejbusovou trať musí být stanovena nejvyšší dovolená rychlost jízdy drážního vozidla.

(3) Rychlost jízdy drážního vozidla nesmí být vyšší než 10 km/h při a) jízdě proti hrotu kolejové výhybky postavené do odbočky, pokud není zajištěna proti nežádoucímu přestavení,

(4) Rychlost jízdy drážního vozidla nesmí být vyšší než 15 km/h při a) jízdě proti hrotu kolejové výhybky postavené do přímého směru, pokud není zajištěna proti nežádoucímu přestavení, b) jízdě v oblouku o poloměru menším než 25 m.

#### **Část IV Drážní vozidla dráhy tramvajové**

16. Na každém drážním vozidle musí být ve směru pravidelné jízdy umístěno co nejbliž před předním podvozkem v celé šířce drážního vozidla ochranné zařízení.

17. Přímo na podvozcích musí být před oběma koly přední nápravy ve směru jízdy umístěny chrániče.

18. Spodní hrana ochranného zařízení podle bodu 16 smí být nejvýše 120 mm nad temenem kolejnic.

21. Drážní vozidla bezbariérově přístupná, určená pro přepravu cestujících na vozících pro invalidy, musí mít, pokud to výška a vzdálenost hrany nástupiště vyžaduje, zdvihací mechanismus nebo plošinu pro bezbariérový přístup. V těchto drážních vozidlech musí být umožněn bezpečný průjezd vozíku na určené místo s možností otočení, místo pro stání vozíku musí být vybaveno úchyty proti nežádoucímu pohybu vozíku. Minimální šířka vnějších i vnitřních dveří vozidla pro bezbariérový přístup musí být 850 mm a šířka průjezdných míst minimálně 900 mm. Drážní vozidla musí mít vizuálně provedené informace pro cestující doplněny akustickými a optickými informačními prvky pro osoby s omezenou schopností pohybu a orientace a srozumitelné označení všech ovládacích prvků určených pro použití cestujícími. Sedadla určená osobám se sníženou schopností pohybu a orientace musí být označena mezinárodním symbolem. Drážní vozidla se samoobslužným ovládním vnějších dveří musí být vybavena zařízením pro dálkové ovládní dveří osobami nevidomými a pohybově postiženými.

23. Minimální šířka otevřených dveří pro dva proudy cestujících musí být 1300 mm, pro jeden proud 650 mm. Minimální výška dveří musí být 2000 mm.

31. Každé drážní vozidlo musí mít zařízení pro zpětnou jízdu. U jednosměrných drážních vozidel se v zadní části drážního vozidla zřizuje pomocné stanoviště pro řízení drážního vozidla.

32. Drážní vozidlo musí být provedeno tak, aby byl zajištěn výhled osoby řídící drážní vozidlo všemi potřebnými směry za všech provozních a povětrnostních podmínek.

39. Provozní brzda musí zastavit drážní vozidlo zatížené nejvíce 0,5 t na přímé vodorovné trati z rychlosti 25 km/h na vzdálenost nejdále 26 m.

40. Pro drážní vozidla, která se při jízdě řídí též pravidly silničního provozu,<sup>2)</sup> platí ještě technické podmínky stanovené zvláštním předpisem.<sup>3)</sup>

42. Drážní vozidla dráhy tramvajové musí být vybavena vnějšími a vnitřními informačními systémy pro cestující, včetně cestujících s omezenou schopností pohybu a orientaci, které poskytnou informace o trase jízdy a provozní informace.

### **Pohled 341/2014 (o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích)**

#### **§ 39**

Největší povolené rozměry vozidel

a jízdních souprav

a) největší povolená šířka

7. tramvaj 2,65 m,

c) největší povolená délka

9. tramvaje (sólo) včetně spřáhel 18,00 m

#### **Pohled ČSN 28 1300**

## 4 Technické požadavky

### 4.1 Základní požadavky na vozidlo

Základní požadavky na vozidlo a jeho zařízení (výzbroj) stanoví právní předpisy<sup>1),2)</sup>.

#### 4.1.1 Konstrukce a provedení

Konstrukce a provedení vozidla musí umožňovat provoz v následujících podmínkách:

- a) klima s teplotním rozmezím -25 °C až 40 °C;
- b) nadmořská výška do 1 200 m;
- c) relativní vlhkost vzduchu v ročním průměru 80 %;
- d) sjízdnost tramvajových tratí
  - da) největší výška sněhové pokrývky 50 mm nad temenem kolejnice;
  - db) největší výška hladiny vody 10 mm nad temenem kolejnice;
- e) průjezdný průřez podle ČSN 28 0318;
- f) geometrické uspořádání koleje podle ČSN 73 6412;

#### 4.2.11 Sedadla

**4.2.11.1** Sedadlo řidiče musí být schváleného typu.

**4.2.11.2** Požadavky na sedadlo řidiče stanoví právní předpis<sup>2)</sup>.

**4.2.11.3** Sedadla cestujících musí mít šířku a hloubku činných ploch sedáku pro jednoho cestujícího nejméně 400 mm.

**4.2.11.4** Před sedadlem pro cestující se sníženou schopností pohybu a orientace musí být volný prostor nejméně 600 mm ve směru sezení.

**4.2.7.3** Vozidlo musí být opatřeno předním a zadním nárazníkem, pokud skříň vozidla není provedena tak, že přejímá funkci nárazníků.

**4.2.12.6** Vozidlo musí být vybaveno schválenými zpětnými zrcátky nebo jiným zařízením pro sledování nástupu a výstupu cestujících, pro sledování prostoru podél vozidla a prostoru uvnitř vozidla.

**4.3.4.4** Vozidlo musí být vybaveno následujícími prvky vnějšího osvětlení:

- a) světlomety;
- b) obrysovými a parkovacími světly kromě předních a zadních doplňkových obrysových světel;
- c) brzdovými světly;
- d) směrovými světly;
- e) odrazkami;
- f) světlomety a svítilnami do mlhy a zpětnými světly;
- g) světelným výstražným zařízením.

Požadavky na provedení uvedených prvků vnějšího osvětlení stanoví právní předpis<sup>2)</sup>.

**4.3.4.5** Směrová světla, obrysová světla a světlomety musí být umístěny co nejbližší k rovině vymezení největší šířky vozidla.



#### 4.1.8 Ochranné zařízení

4.1.8.1 Základní požadavky na ochranné zařízení stanoví právní předpis<sup>1)</sup>.

4.1.8.2 Ochranné zařízení musí zabránit přejetí osoby při jejím pádu před vozidlo. Ochranné zařízení musí reagovat při střetu s překážkou snížením spodní hrany.

4.1.2.1 Největší šířka vozidla smí být 2,65 m, největší výška (včetně sběračů v nejnižší pracovní poloze) 3,70 m, největší délka včetně spřáhel 18,00 m, největší délka u spřažené soupravy a u kloubového vozidla včetně spřáhel 40,00 m.

4.1.2.2 Vozidlo musí svojí konstrukcí a vnějšími rozměry vyhovovat ČSN 28 0337.

4.1.2.3 Největší šířku vozidla smějí přesahovat sklopné části vnějších zpětných zrcátek a směrová světla.

4.1.2.4 Při provozování tramvajové dopravy na samostatném zemním tělese, popř. i na sdruženém zemním tělese, mohou být rozměry vozidla odlišné, včetně délky, a musí odpovídat parametrům a konstrukci tramvajové trati.

4.1.2.5 Zavřené dveře vozidla nesmějí přesahovat obrys vozidla stanovený ČSN 28 0337. Otvírané dveře vozidla mohou přesáhnout obrys vozidla maximálně o 250 mm.

4.1.2.6 Výška prostoru vymezeného pro stojící cestující musí být nejméně 1 950 mm. V ose vnějších řad sedadel u bočnice musí být tato výška nejméně 1 800 mm. Pod tyto výšky kromě průchozích prostorů smějí být umístěna pouze záchytná zařízení pro cestující tak, aby co nejméně narušovala pohyb cestujících.

### TSI (v konstrukci zohledněné požadavky)

#### 4.2.2.4. Pevnost konstrukce vozidla

3) Statická a dynamická pevnost (únava) skříňe vozidel je důležitá pro zajištění požadované bezpečnosti cestujících a konstrukční celistvosti vozidel za jízdy vlaku a při posunu. Z toho důvodu musí konstrukce každého vozidla splňovat požadavky ČSN EN 12 663.

#### 4.2.2.5. Pasivní bezpečnost

5) Pasivní bezpečnost má za cíl doplňovat aktivní bezpečnost, když selžou všechna ostatní opatření. Za tímto účelem musí mechanická konstrukce vozidel zajišťovat ochranu osádky v případě střetu pomocí:

- omezení zpomalení,
- zachování prostoru pro přežití a integrity konstrukce obsazených prostor,
- snížení nebezpečí vyšplhání na sebe,
- snížení nebezpečí vykolejení,
- zmírnění následků nárazu do překážky na koleji.

Pro splnění těchto funkčních požadavků musí vozidla splňovat podrobné požadavky stanovené v souladu se specifikací ČSN EN 15 227.

#### 4.2.5.6. Konstrukce systému vnějších dveří

1) Je-li vozidlo vybaveno dveřmi pro cestující určenými pro nástup do vlaku a výstup z vlaku, platí následující ustanovení:

- 2) Dveře musí být vybaveny průhlednými okny umožňujícími cestujícím zjistit přítomnost nástupiště.
- 3) Vnější povrch vozidel pro cestující musí být navržen tak, aby nedovoloval jízdu osob vně vozu, když jsou dveře zavřené a zajištěné.

4) Jako opatření zabraňující jízdě osob vně vozu nesmí být na vnější straně dveřního systému umístěna držadla nebo musí být navržena tak, aby se jich nedalo držet, když jsou dveře zavřené.

#### 4.2.7.1.1. Čelní světlometry

2) Na čele vlaku musí být umístěny dva bílé čelní světlometry zajišťující strojvedoucímu viditelnost.

3) Tyto čelní světlometry musí být umístěny: — ve stejné výšce nad temenem kolejnice, se středy ve výšce 1 500 až 2 000 mm nad temenem kolejnice, — symetricky vůči ose koleje s minimální vzdáleností mezi jejich středy 1 000 mm.

#### 4.2.7.1.2. Poziční světla

2) Na čele vlaku musí být umístěna tři bílá poziční světla zajišťující viditelnost vlaku.

3) Dvě dolní poziční světla musí být umístěna: — ve stejné výšce nad temenem kolejnice, se středy ve výšce 1 500 až 2 000 mm nad temenem kolejnice, — symetricky vůči ose koleje s minimální vzdáleností mezi jejich středy 1 000 mm.

4) Třetí poziční světlo musí být umístěno ve středu nad dvěma níže položenými světly, přičemž svislá vzdálenost mezi jejich středy musí být rovna nebo vyšší než 600 mm.

#### 4.2.8.1.2. Požadavky na výkon

1) Tento bod se vztahuje na vozidla vybavená trakčním zařízením.

2) Křivky trakční síly vozidla (síla na obvodu kola =  $F$  (rychlost)) musí být určeny výpočtem. Jízdní odpor vozidla musí být určen výpočtem pro případ zatížení „konstrukční hmotnost při normálním užitečném zatížení“ definovaný v bodě 4.2.2.10. 3) Křivky trakční síly vozidla (trakční diagram) a jízdní odpor vozidla musí být zaznamenány v technické dokumentaci (viz bod 4.2.12.2).

4) Maximální konstrukční rychlost musí být definována na základě výše uvedených údajů pro případ zatížení „konstrukční hmotnost při normálním užitečném zatížení“ na vodorovné trati; maximální konstrukční rychlost vyšší než 60 km/h musí být násobkem 5 km/h.

5) Pro vozidla posuzovaná v pevné nebo předem definované sestavě musí být vozidlo při maximální provozní rychlosti a na vodorovné trati nadále schopné zrychlení nejméně 0,05 m/s<sup>2</sup> pro případ zatížení „konstrukční hmotnost při normálním užitečném zatížení“. Tento požadavek lze ověřit výpočtem nebo zkouškou (měření zrychlení) a platí pro maximální konstrukční rychlost do 350 km/h.

8) Střední zrychlení na rovné trati pro případ stavu zatížení „konstrukční hmotnost při normálním užitečném zatížení“ musí být nejméně:

— 0,40 m/s<sup>2</sup> z 0 na 40 km/h,

— 0,32 m/s<sup>2</sup> z 0 na 120 km/h,

— 0,17 m/s<sup>2</sup> z 0 na 160 km/h.

Tento požadavek musí být ověřen buď pouze výpočtem anebo zkouškou (měření zrychlení) v kombinaci s výpočtem.

10) Jednotlivá porucha hnacího zařízení, která ovlivní trakční schopnost, nesmí snížit trakční sílu vozidla o více než 50 %.

#### 4.2.9.1.2.1. Nástup a výstup v provozních podmínkách

7) Vnitřní dveře používané personálem ke vstupu do kabiny musí mít minimální světlost 1 700 × 430 mm.

#### 4.2.9.1.4. Vnitřní uspořádání

5) Kabina musí být vybavena alespoň jedním sedadlem strojvedoucího (viz bod 4.2.9.1.5) a navíc jedním sedadlem, které není považováno za řídicí polohu, pro případný doprovod.

### Sedadla 4.2.2.1.1. Obecně

1) Držadla nebo svislá madla či jiné prvky, jež lze při pohybu uličkou použít k zajištění osobní stability, musí být nainstalovány na všech sedadlech na straně uličky, kromě sedadel, jež se ve vzpřímené poloze nacházejí ve vzdálenosti do 200 mm od: — zadní strany jiného sedadla orientovaného proti směru jízdy a vybaveného držadlem nebo svislým madlem nebo jiným prvkem, které lze použít k zajištění osobní stability, — madla nebo příčky.

Držadla nebo jiné prvky, které lze použít k zajištění osobní stability, musí být umístěny ve výšce mezi 800 mm a 1 200 mm nad podlahou, měřeno od středu použitelné části držadla, nesmí vyčnívat do průchozího profilu a musí opticky kontrastovat se sedadlem.

3) V prostorech k sezení vybavených pevnými podélnými sedadly musí být k zajištění osobní stability využita madla. Tato madla musí být umístěna ve vzdálenosti nejvýše 2 000 mm od sebe a musí být umístěna ve výšce mezi 800 mm a 1 200 mm nad podlahou a musí opticky kontrastovat s okolním interiérem vozu.

6) Jako vyhrazená sedadla nesmí sloužit sklápěcí sedadla.

8) Celá užitečná sedací plocha vyhrazeného sedadla musí být široká nejméně 450 mm (viz obrázek H1).

9) Svršek čalounění všech vyhrazených sedadel musí být na předním okraji sedadla mezi 430 mm a 500 mm nad úrovní podlahy.

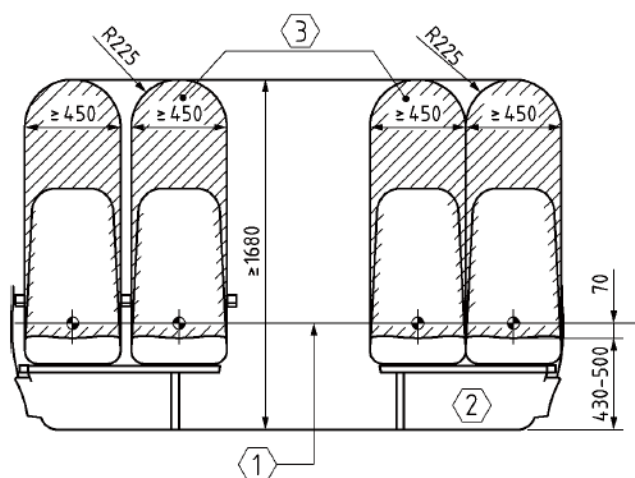
### 4.2.2.1.2. Vyhrazená sedadla

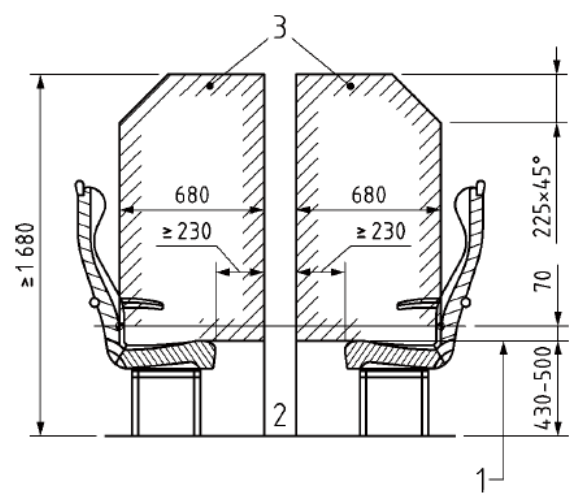
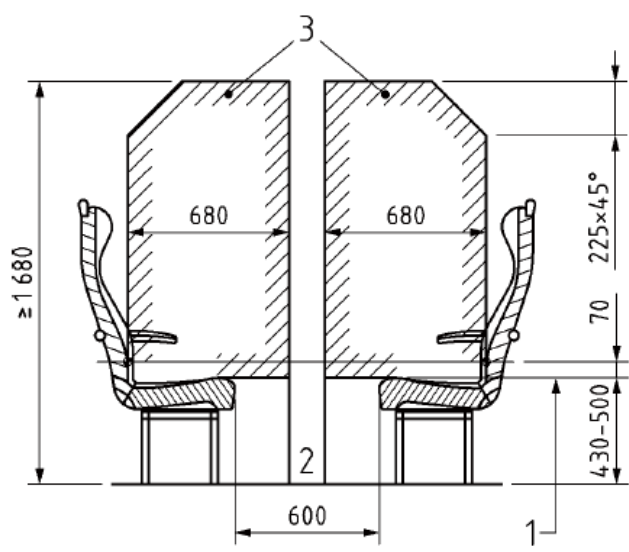
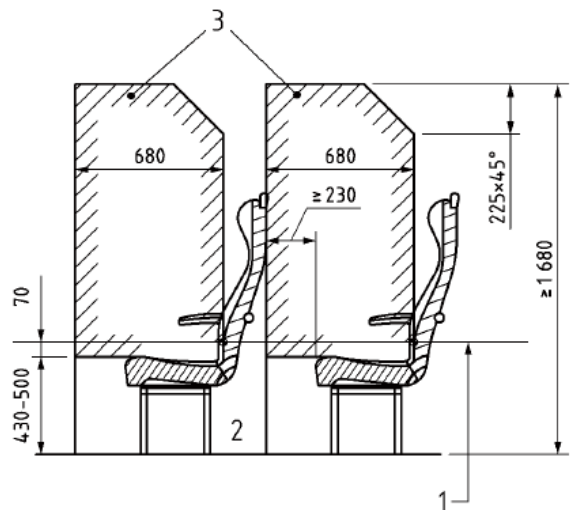
4.2.2.1.2.1. Obecně 1) Nejméně 10 % sedadel v rámci fixní vlakové soupravy nebo v rámci jednotlivého kolejového vozidla či jednotlivé třídy musí tvořit sedadla vyhrazená pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace.

3) Vyhrazená sedadla se musí nacházet v prostoru pro cestující a v blízkosti vnějších dveří. Ve dvoupodlažních kolejových vozidlech či soupravách se vyhrazená sedadla mohou nacházet na obou podlažích.

6) Jako vyhrazená sedadla nesmí sloužit sklápěcí sedadla.

9) Svršek čalounění všech vyhrazených sedadel musí být na předním okraji sedadla mezi 430 mm a 500 mm nad úrovní podlahy.





4.2.2.2. Místa pro invalidní vozíky

### Minimální počet míst pro invalidní vozíky podle délky vlaku

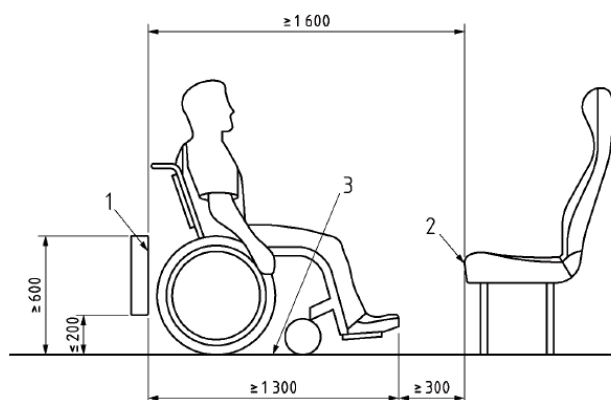
Délka vlaku	Počet míst pro invalidní vozíky ve vlaku
Méně než 30 m	1 místo pro invalidní vozíky
30 až 205 metrů	2 místa pro invalidní vozíky
Více než 205 a méně než 300 metrů	3 místa pro invalidní vozíky
Více než 300 metrů	4 místa pro invalidní vozíky

2) K zajištění stability musí být místo pro invalidní vozíky koncipováno tak, aby čelo invalidního vozíku směřovalo buď ve směru, nebo proti směru jízdy.

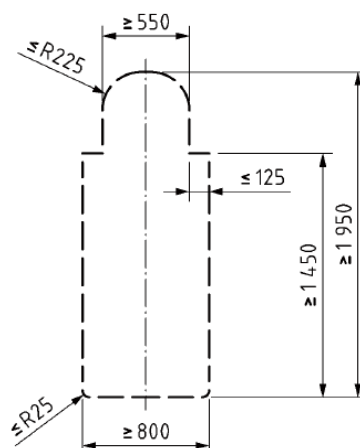
7) V místě pro vozík pro invalidy může být nainstalováno sklápěcí nebo skládací sedadlo, nesmí však ve složené poloze zasahovat do rozměrových požadavků na místo pro vozík pro invalidy.

8) V místech pro invalidní vozíky nebo bezprostředně před ně se nesmí napevno připevňovat žádná zařízení, jako např. držáky na jízdní kola či stojany na lyže.

9) Vedle všech míst pro invalidní vozík, nebo naproti nim musí být k dispozici alespoň jedno sedadlo určené pro doprovod osoby na invalidním vozíku. Toto sedadlo musí poskytovat stejnou míru pohodlí jako ostatní sedadla pro cestující, přičemž může být také umístěno na protější straně uličky.



### růchozí profil cesty k místům pro in



#### 4.2.2.3.2. Vnější dveře

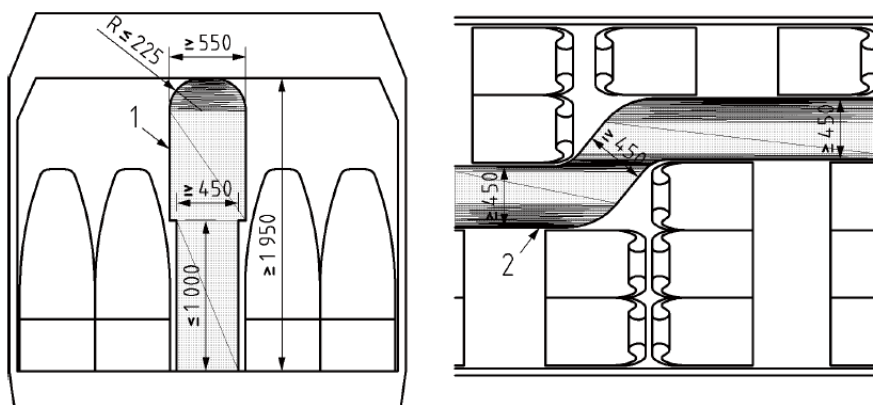
- 1) Všechny vnější dveřní vchody pro cestující musí mít při otevření minimální použitelnou světlou šířku 800 mm.
- 2) Ve vlacích, jejichž návrhová rychlost nedosahuje 250 km/h, musí mít dveře pro úroňový přístup s invalidním vozíkem podle definice v bodě 2.3 při otevření minimální použitelnou světlou šířku 1 000 mm.
- 3) Všechny vnější dveřní vchody pro cestující musí být zvnějšku označeny tak, aby opticky kontrastovaly s boční stranou skříně vozu, který je obklopuje.
- 4) Vnější dveře určené k přístupu s invalidním vozíkem musí být k místům určeným pro invalidní vozíky ze všech vstupních dveří nejbliže.
- 3) Vedle místa pro invalidní vozík a na jiných místech, na nichž se mají invalidní vozíky otáčet o 180°, musí být zajištěn otáčecí prostor o průměru nejméně 1 500 mm. Místo pro invalidní vozík může být součástí kruhu otáčení.

#### 4.2.2.5. Toalety

- 1) Je-li vlak vybaven toaletami, musí v něm být k dispozici univerzální toaleta, která je přístupná z míst pro invalidní vozíky.
- 2) Standardní toaleta musí odpovídat požadavkům stanoveným v bodech 5.3.2.2 a 5.3.2.3.
- 3) Univerzální toaleta musí odpovídat požadavkům stanoveným v bodech 5.3.2.2 a 5.3.2.4.

#### 4.2.2.6. Průchozí profily

- 3) Vedle místa pro invalidní vozík a na jiných místech, na nichž se mají invalidní vozíky otáčet o 180°, musí být zajištěn otáčecí prostor o průměru nejméně 1 500 mm. Místo pro invalidní vozík může být součástí kruhu otáčení.



#### 4.2.2.8. Změny výšky

- 1) Výška vnitřních schůdků (tj. schůdků, které neslouží k nástupu do vlaku) nesmí přesahovat 200 mm a jejich hloubka musí být minimálně 280 mm, měřeno ve středové ose schůdků. U dvoupodlažních vlaků je přípustné u schůdků pro přístup do horního a spodního podlaží snížit hloubku na 270 mm.
- 2) Alespoň první a poslední schůdek musí být po celé své šířce označeny opticky kontrastním pruhem o šířce 45 mm až 55 mm, a to na svrchní i čelní straně hrany schůdku.

4) Prostory vnějších dveří musí být po obou stranách vybaveny madly, která musí být umístěna uvnitř a co možná nejbližně vnější stěně vozidla. Výjimku z tohoto požadavku lze u jedné strany dveřního prostoru uplatnit v případě, pokud se na této straně nachází nějaké zařízení, např. vagónová zdvihací plošina.

#### 4.2.2.9. Madla

1) Všechna madla ve vozidle musí mít kruhový průřez a vnější průměr 30 mm až 40 mm, přičemž světlá vzdálenost mezi nimi a všemi plochami v jejich blízkosti musí dosahovat nejméně 45 mm.

2) Jsou-li madla zakřivená, musí být poloměr vnitřní strany zakřivení nejméně 50 mm.

3) Všechna madla musí opticky kontrastovat se svým okolím.

4) Prostory vnějších dveří musí být po obou stranách vybaveny madly, která musí být umístěna uvnitř a co možná nejbližně vnější stěně vozidla. Výjimku z tohoto požadavku lze u jedné strany dveřního prostoru uplatnit v případě, pokud se na této straně nachází nějaké zařízení, např. vagónová zdvihací plošina. Přístup k místům pro invalidní vozíky a jejich rezervace Pravidla pro přístup k vyhrazeným místům k sezení a jejich rezervaci se týkají i míst pro invalidní vozíky, přičemž tato místa jsou přednostně vyhrazena osobám na invalidním vozíku. Provozními pravidly se navíc musí vedle místa pro invalidní vozík nebo naproti němu zajistit místo k sezení pro osoby doprovodu (které nejsou osobami s omezenou schopností pohybu a orientace), a to buď i) s rezervací, nebo ii) bez rezervace.

#### 4.2.2.12.2. Vagónová rampa

1) Vagónová rampa je zařízením, které je umístěno mezi prahem dveří kolejového vozidla a nástupištěm. Vagónová rampa může být ruční, poloautomatická či automatická. 2) Vagónová rampa musí odpovídat požadavkům v bodě 5.3.2.9.

#### 5.3.2.9. Pomocná zařízení pro nastupování: vagónové rampy

1) Při návrhu a posuzování vagónových ramp je třeba zohlednit prostor, v němž se použijí a který je definován maximálním výškovým rozdílem, jež lze s pomocí rampy při maximálním sklonu 18 % překonat.