



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**ANALÝZA JÍZDNĚ-TECHNICKÝCH  
VLASTNOSTÍ DVOUNÁPRAVOVÉHO  
KONTEJNEROVÉHO NÁKLADNÍHO VOZU**

Autor: Bc. Jan Balšán

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Balšán** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **466525**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**  
Specializace: **Kolejová vozidla**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Analýza jízdně-technických vlastností dvounápravového kontejnerového nákladního vozu**

Název diplomové práce anglicky:

**Two axle container carrier freight car - analysis of running properties**

Pokyny pro vypracování:

1. Vytvořte 3D model dvounápravového nákladního vozu pro přepravu kontejnerů (pojezd typu UIC s parabolickou pružnicí a se závěsy typu Niesky 2).
2. Vytvořte 3D model standardního kontejneru o délce 40'.
3. Sestavte postup pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji v celém rozsahu ložení vozu a ověřte jím bezpečnost proti vykolejení navrženého vozidla.
4. Sestavte model vozidla pro výpočtové simulace v prostředí programu SIMPACK a staticky ho validujte.
5. Proveďte výpočtové simulace zkoušky pro posouzení bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji (metodou 2 podle EN 14363). Ve výpočtech uvažujte také poddajnosti spodku vozu a kontejneru.
6. Pro vybrané výpočtové případy proveďte výpočtové simulace jízdy vozidla po reálné koleji a vyhodnoťte jeho jízdně-technické vlastnosti.

Seznam doporučené literatury:

Odborná periodika  
ČSN EN 14363, ČSN EN 15273-2, ČSN EN 16235

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Tomáš Heptner, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2021**

Ing. Tomáš Heptner  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítěk, 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.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

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

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s využitím citovaných zdrojů.

V Praze dne 07.07.2021

Jan Balšán

## Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Tomáši Heptnerovi za vedení, odborné konzultace a věcné diskuse při tvorbě této práce.

Poděkování také patří Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za rady spojené se softwarem SIMPACK, jenž byl využit pro simulace.

Dále bych chtěl poděkovat společnostem a jejím zaměstnancům, již mi podali pomocnou ruku a poskytli cenné informace. Jmenovitě: AMBROGIO Trasporti, ASTRA Rail Project, DAKO-CZ, ĐURO ĐAKOVIĆ Specijalna vozila, GATX Rail Europe, HZ Kontejnery, METRANS, PKP CARGO International, TATRAVAGÓNKA Poprad, Vagonka Louny, VTC Rail Europe, ŽOS Trnava a další.

V neposlední řadě bych poděkoval své rodině za podporu a toleranci při studiu.

---

- Autor práce: Bc. Jan Balšán
- Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner
- Název práce: Analýza jízdně-technických vlastností dvounápravového kontejnerového nákladního vozu
- Title: Two axle container carrier freight car – analysis of running properties
- Akademický rok: 2020/2021
- Studijní program: N0716A270001 Dopravní a transportní technika
- Studijní obor: N071TKVO Kolejová vozidla
- Ústav: 12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- Rozsah práce: Počet stran: 86  
Počet obrázků: 86  
Počet tabulek: 34  
Počet příloh: 3
- Klíčová slova: nákladní vůz, bezpečnost proti vykolejení, jízdně-technické vlastnosti, parabolická pružnice, pojezd UIC, SIMPACK
- Keywords: freight wagon, safety against derailment, running properties, parabolic spring, running gear UIC, SIMPACK
- Anotace: V rámci dané diplomové práce je vytvořen dynamický model dvounápravového vozu s pojezdem typu Niesky 2, vypruženého parabolickými pružnicemi, který je podroben výpočtovým simulacím za účelem ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji a jízdně-technických vlastností. Je sestaven detailní 3D CAD model vozu spolu se 40' kontejnerem, ze kterých jsou zjištěny mechanické vlastnosti. Je proveden rozbor vypružení ve svislém, příčném i podélném směru ve všech uvažovaných stavech ložení a jeho závěry jsou využity ve tvorbě dynamického modelu.
- Abstract: Within the framework of the diploma thesis, is created a dynamic model of two-axle wagon with Niesky 2 type running gear, suspended by parabolic springs, which is subjected to computational simulations in order to verify safety against derailment on a twisted track and running properties. A detailed 3D CAD model of the car is assembled together with a 40' container, from which the mechanical properties are identified. The analysis of the suspension in the vertical, transverse, and longitudinal direction in all considered states of loading is performed and its conclusions are used in the creation of a dynamic model.
-

## Obsah

0. Úvod.....	1
1. Rešerše používaných provedení.....	3
1.1. Označení železničních nákladních vozů .....	3
1.1.1. Zkoumaný vůz – řada L.....	3
1.1.2. Vozy před přestavbou – řada G .....	3
1.1.3. Standardní kontejnerové vozy – řada S .....	3
1.2. Přestavby .....	3
1.2.1. Lgs – ŽOS Trnava.....	4
1.3. Novostavby .....	4
1.3.1. Lgnss – ĐURO ĐAKOVIĆ Specijalna vozila .....	5
1.3.2. Laagss – LokoTrans Slovakia.....	5
2. Technický popis vozu .....	7
2.1. Konstrukce vozu .....	7
2.1.1. Rám.....	8
2.1.2. Pojezd.....	9
2.2. Konstrukce kontejneru.....	9
3. Obrys pro konstrukci vozidla .....	11
4. Vypružení vozidla .....	12
4.1. Pružící prvek .....	12
4.1.1. Pevnostní kontrola .....	13
4.1.1.1. Kontrola 1. setu listů.....	14
4.1.1.2. Kontrola 2. setu listů.....	15
4.1.1.3. Společná kontrola v Goodmanově diagramu .....	15
4.2. Svislé vypružení.....	16
4.2.1. Vlastní frekvence houpání.....	17
4.3. Příčné vypružení.....	18
4.3.1. Úhel natočení závěsu .....	18
4.3.2. Příčná tuhost závěsu .....	20
4.3.3. Charakteristika příčného vypružení.....	21
4.4. Podélné vypružení .....	22
5. Vliv konstrukce na chování vozu.....	24
5.1. Torzní tuhost rámu vozu .....	25
5.2. Torzní tuhost 40' kontejneru.....	27
5.3. Torzní tuhost vozu + kontejneru .....	28

---

6.	Bezpečnost proti vykolejení výpočtem .....	30
6.1.	Prázdný vůz .....	30
6.1.1.	Změna kolové síly .....	30
6.1.1.1.	Zkušební zkroucení .....	30
6.1.1.2.	Zkušební převýšení .....	30
6.1.1.3.	Úhel natočení dvojkolí dvou podvozků .....	31
6.1.1.4.	Torzní tuhost uložení dvojkolí v rámu vozu .....	31
6.1.1.5.	Torzní tuhost vozu .....	32
6.1.1.6.	Změna kolové síly .....	32
6.1.2.	Svislá kolová síla na vnějším kole .....	32
6.1.2.1.	Statická kolová síla .....	32
6.1.3.	Vodící síla .....	32
6.1.3.1.	Heumannova metoda .....	33
6.1.3.2.	ORE B55-RP8 .....	34
6.1.4.	Poměr vodící síly a svislé kolové síly .....	34
6.2.	Vůz ložený prázdným kontejnerem .....	34
6.3.	Vůz + kontejner + ložení na mez změny tuhosti vypružení .....	38
7.	Výpočtové simulace .....	41
7.1.	Popis modelu .....	41
7.2.	Validace modelu .....	43
7.2.1.	Jízda nepřevýšeným obloukem .....	43
7.2.1.1.	Rychlost jízdy .....	44
7.2.1.2.	Vodící síly .....	44
7.2.2.	Zkruvací zkouška .....	45
7.2.3.	Jízdě-technické zkoušky .....	45
7.2.3.1.	Rychlost jízdy .....	45
7.2.3.2.	Vodící síly .....	46
7.2.3.3.	Kolové síly .....	46
7.3.	Ověření bezpečnosti proti vykolejení .....	47
7.3.1.	Zkruvací zkouška .....	48
7.3.1.1.	Prázdný vůz s hydraulickým tlumením .....	48
7.3.1.2.	Prázdný vůz .....	50
7.3.1.3.	Vůz s prázdným kontejnerem .....	51
7.3.1.4.	Vůz s kontejnerem loženým na mez změny tuhosti vypružení .....	53
7.3.2.	Jízda nepřevýšeným obloukem .....	54

---



---

7.3.3. Vyhodnocení BPV ze simulací.....	57
7.4. Simulace jízdně-technických zkoušek.....	58
7.4.1. Simulace JTZ č. 1 – přímá kolej.....	61
7.4.2. Simulace JTZ č. 2 – oblouk R 702 m.....	64
7.4.3. Simulace JTZ č. 3 – oblouk R 600 m.....	68
7.4.4. Simulace JTZ č. 4 – oblouk R 400 m.....	72
7.4.5. Simulace JTZ č. 5 – oblouk R 250 m.....	76
8. Závěr.....	80
Použité zdroje.....	82

---

## Seznam použitých veličin

Označení	Jednotka	Definice veličiny
$\mu$	1	Součinitel tření
2a	mm	Rozvor vozu
2w <sub>s</sub>	mm	Vzdálenost středů vypružení
2w <sub>w</sub>	mm	Vzdálenost styčných kružnic kol
a <sub>N</sub>	m.s <sup>-2</sup>	Nevyrovnané příčné zrychlení
a <sub>y</sub>	m.s <sup>-2</sup>	Příčné zrychlení rámu vozu
a <sub>z</sub>	m.s <sup>-2</sup>	Svislé zrychlení rámu vozu
b	N.s.m <sup>-1</sup>	Konstanta tlumení
b	mm	Šířka listů pružnice v místě spony
c <sub>t</sub> <sup>*</sup>	N.mm.rad <sup>-1</sup>	Torzni tuhost rámu vozu z FEM
e	1	Počet pružnic na vozu
f	Hz	Frekvence houpání
F <sub>d</sub>	N	Dolní dyn. síla působící na pružnici
F <sub>h</sub>	N	Horní dyn. síla působící na pružnici
F <sub>m</sub>	N	Střední dyn. síla působící na pružnici
F <sub>t</sub>	N	Tlumící síla
F <sub>y</sub>	N	Síla působící na příčné vypružení
g	m.s <sup>-2</sup>	Gravitační zrychlení
G	N	Svislá síla na pružnici
g <sub>lim</sub>	‰	Zkušební zkroucení vozu
h	mm	Svislé posunutí
h <sub>0</sub>	mm	Tloušťka 1. setu listů pružnice v místě spony
h <sub>u</sub>	mm	Tloušťka 5. listu pružnice
k	kN.mm <sup>-1</sup>	Tuhost vypružení
k <sub>t</sub> <sup>*</sup>	N.mm <sup>2</sup> .rad <sup>-1</sup>	Torzni konstanta rámu vozu
L	mm	Délka 1. listu pružnice v narovnaném stavu
L <sub>ekv</sub>	mm	Ekvivalentní délka závěsu
L <sub>s(s)</sub>	mm	Rozteč ok pružnice
L <sub>z</sub>	mm	Délka závěsu
L <sub>z(yz)</sub>	mm	Průmět délky závěsu do roviny yz
m	t	Hmotnost
n	1	Počet listů pružnice
P <sub>1</sub>	N	Řídící síla
P <sub>F0</sub>	N	Jmenovitá statická svislá nápravová síla
Q <sub>0</sub>	N	Statická kolová síla
Q <sub>min</sub>	N	Svislá kolová síla na vnějším kole
r <sub>k</sub>	mm	Poloměr kola
s	mm	Průhyb pružiny
v	m.s <sup>-1</sup>	Rychlost jízdy
w <sub>y</sub>	mm	Příčná vůle v rozsochovém vedení
x <sub>0i</sub> ; y <sub>0i</sub> ; z <sub>0</sub>	mm	Amplituda výchylky
Y <sub>a</sub>	N	Vodící síla
Y <sub>a</sub> /Q <sub>min</sub>	1	Koeficient vykolejení
z	mm	Zkušební převýšení vozu
α <sub>(s)</sub>	°	Úhel natočení závěsu





---

$\beta$	rad	Úhel natočení dvojkolí 2 podvozků
$\gamma$	rad	Natočení rámu vozu kolem osy x
$\Delta Q$	N	Změna kolové síly na voze
$\Delta Q_f$	N	Odhylka statické kolové síly vlivem hystereze
$\sigma_d$	$N \cdot mm^{-2}$	Dolní napětí dynamického zatěžování v pružnici
$\sigma_h$	$N \cdot mm^{-2}$	Horní napětí dynamického zatěžování v pružnici
$\sigma_m$	$N \cdot mm^{-2}$	Střední ohybové napětí dynamického zatěžování v pružnici
$\Sigma Q$	N	Součet kolových sil
$\Sigma Y$	N	Součet vodicích sil
$\varphi$	rad	Úhlový posun

---

## 0. Úvod

Lodní kontejnery jsou v dnešní době jednou z nejčastěji převážených komodit po železniční infrastruktuře, což je dáno velkou poptávkou po zboží putujícím po celé Zemi. Tyto unifikované přepravní boxy jsou převáženy na dvou standardních typech nákladních železničních vozů. V dnes nejrozšířenějším zastoupení se jedná o vozy řady S, tedy podvozkové plošinové vozy zvláštní stavby, anebo o vozy častěji se vyskytující v minulých dobách, a to řady L, tedy dvounápravové plošinové vozy zvláštní stavby. I přestože využití vozů řady S je vůči vozům řady L, pro přepravu kontejnerů, dnes již mnohonásobně větší, mají dvounápravové vozy stále své místo v nemalých přepravních kapacitách.

Při pohledu na stávající strukturu dvounápravových (dále 2n) nákladních železničních vozidel pro přepravu kontejnerů na evropské železnici, jsou patrné dvě základní skupiny. Tou první, a zároveň početnější, je skupina složená z vozů, které vznikly rekonstrukcí a úpravou převážně krytých vozů jako např. Gbgs, Gbkks, apod. Druhou, a to méně početnou skupinou, jsou novostavby 2n vozů, které byly vyrobeny většinou pro specifické aplikace.

Obecně je však dáno, že 2n vozy jsou využívány nejvíce při nedostatku podvozkových vozů, anebo z důvodů velmi specifické aplikace, jako je tomu například u švýcarské pošty, která má v nájmu od společnosti VTG Rail Europe (dříve AAE) vozy typu Lgnss [1], které vyrobila tehdejší společnost MSV Studénka v 90. letech. Tyto vozy jsou navíc specifické tím, že jsou vybaveny kotoučovou brzdou a uzpůsobeny pro jízdu rychlostí 120 km/h při zatížení 20 t na nápravu. [2]

Z dostupných informací od přepravních, nájemních a výrobních společností nákladních železničních vozidel autor zjistil, že využití 2n vozidel v běžné přepravě není konkurenceschopné. Objevují se problémy s nestabilitou jízdy, s přejezdy přes výhybky s malým poloměrem odbočné větve a velkým úhlem odbočení, a především s neekonomičností, která je zapříčiněna nižší únosností, menším objemem přepravovaného produktu na danou délku vlaku a vyšším počtem táhlového a narážecího ústrojí.

Jelikož se vyskytují v odborných kruzích, jak bylo zmíněno, názory že 2n vozy jsou již minulostí a jejich využívání je spíše otázkou životnosti starých kusů bez výhledu na jejich obměnu, bylo motivací práce přednést a vyhodnotit informace o chování vozidla při jízdě po reálné koleji, a to především ze strany bezpečnosti.

Předmětem této práce je vytvoření 3D CAD modelu zkoumaného vozu, v softwaru SOLIDWORKS, včetně 40' lodního kontejneru, jako zamýšleného nákladu. Informace z nich získané mají sloužit k co nejvěrnějšímu sestavení výpočtového modelu v softwaru SIMPACK, za pomoci kterého budou provedeny výpočtové simulace za účelem získání informací o voze vzhledem k bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji a o jeho chování při jízdě po reálné koleji.

Nedílnou součástí práce je také rozbor vypružení vozidla pro uvažované stavy ložení, zjištění vlivu konstrukce na chování vozu a analytický výpočet bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji v celém rozsahu ložení.



Cílem celé práce je ověřit bezpečnost provozu zkoumaného vozu, a především zjistit informace o chování vozu při jízdě po reálné trati, tedy vyhodnotit jízdně-technické vlastnosti, a to za pomoci nejnovějších simulačních metod výpočetní techniky.

# 1. Rešerše používaných provedení

## 1.1. Označení železničních nákladních vozů

Před popisem jednotlivých variant provedení 2n vozů pro přepravu kontejnerů je na místě provést vysvětlení používaného označování uváděných vozů. Takovéto označování se řídí pravidly popsány v Příloze 6 části 12 TSI „provoz a řízení dopravy“ [3], kdy každé písmeno má svůj význam.

### 1.1.1. Zkoumaný vůz – řada L

Vůz, se kterým jsou provedeny všechny výpočty a simulace, je označován jako vůz typu L<sub>gns</sub>, tedy z řady vozů L.

L ... plošinový vůz dvounápravový zvláštní stavby

g ... zařízený pro přepravu kontejnerů

n ... ložná hmotnost > 30 t

s ... způsobilost pro „S“ provoz (max. rychlost 100 km/h)

### 1.1.2. Vozy před přestavbou – řada G

G ... Krytý vůz běžné stavby

b ..... velkoprostorový vůz se 2 nápravami: ložná délka  $\geq 12$  m  
a ložný prostor  $\geq 70$  m<sup>3</sup>

g ..... na obilí

kk ... se 2 nápravami:  $20$  t  $\leq$  ložná hmotnost  $< 25$  t

### 1.1.3. Standardní kontejnerové vozy – řada S

S ... plošinový vůz podvozkový zvláštní stavby

g ..... zařízený pro přepravu kontejnerů o celkové délce  $\leq 60$  stop

gg ..... zařízený pro přepravu kontejnerů o celkové délce  $> 60$  stop

m ..... se 4 nápravami:  $15$  m  $\leq$  ložná délka  $< 18$  m

mm ... se 4 nápravami: ložná délka  $< 15$  m

n ..... se 4 nápravami: ložná hmotnost  $> 60$  t

ss ..... způsobilost pro „SS“ provoz (max. rychlost 120 km/h)

## 1.2. Přestavby

V evropském železničním systému je možné se setkat s několika typy 2n kontejnerových vozů, které vznikly úpravou či přestavbou nákladního vozu jiné řady. Tyto vozy mají mnohé společné, neboť jejich jednoduchá konstrukce neumožňuje příliš mnoho variací.

Pokud bychom se podívali na jednoho typického reprezentanta tohoto typu vozu, nabízí se vůz L<sub>gs</sub> z produkce společnosti ŽOS Trnava. Jedná se o vůz, který byl přetvořen především z vozů typu G<sub>bgs</sub>, a to odstraněním skříně a zpevněním rámu.

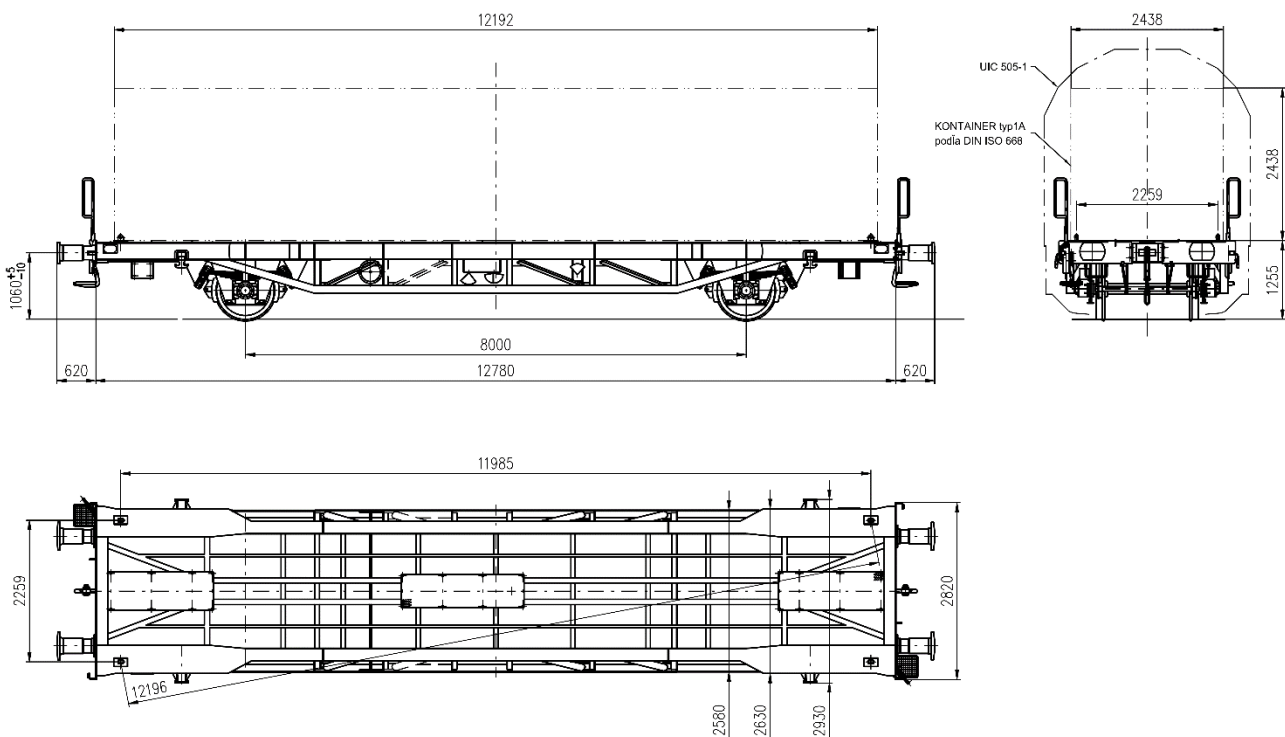
Takováto koncepce je zřejmě nejrozšířenější u této řady vozů, neboť kryté vozy běžné stavby postupem času ztrácely na významu a narůstající poptávka po kontejnerové přepravě vyžadovala rychlý obrat ve flotilách železničních přepravců. Právě přestavby představovaly nejrychlejší a zároveň nejméně nákladnou variantu. Postupem času se

však rozrostla výroba podvozkových 4n a 6n kontejnerových vozů, které svými vlastnostmi prakticky vytlačily vozy dvounápravové.

Mnoho provozovatelů nákladní železniční přepravy si však udržuje ve svém vozovém parku několik desítek 2n vozů, které se dnes využívají převážně pro zakázky, u nichž se předpokládá vyšší podíl stání nežli přepravy. To je například případ mladoboleslavské automobilky Škoda, která dané vozy využívá při transportu dílů na východ, kde dochází k dlouhému čekání na proclení a další úřední záležitosti [1].

Dalším potenciálním využitím je přeprava zboží, které má nízkou hustotu, tedy zjednodušeně řečeno, na svůj objem má poměrně nízkou hmotnost. Takovéto využití je dáno tím, že 2n vozy nemohou konkurovat dvou či tří podvozkovým vozům, které mají několikanásobně vyšší únosnost. Ovšem z hlediska vlastní hmotnosti se pohybují zhruba na polovičních hodnotách vůči „konkurenčním“ kontejnerovým vozům řady S.

### 1.2.1. Lgs – ŽOS Trnava



Obr. 1: Typový výkres Lgs – ŽOS Trnava [4]

Rozchod	1435 mm
Vlastní hmotnost	10,8 t
Ložná hmotnost	29,2 t
Max. hmotnost na nápravu	20,0 t
Max. rychlost	100 km/h
Typ pojezdu	UIC
Pružnice	Listová

Tab. 1: Technická data Lgs – ŽOS Trnava [4]

### 1.3. Novostavby

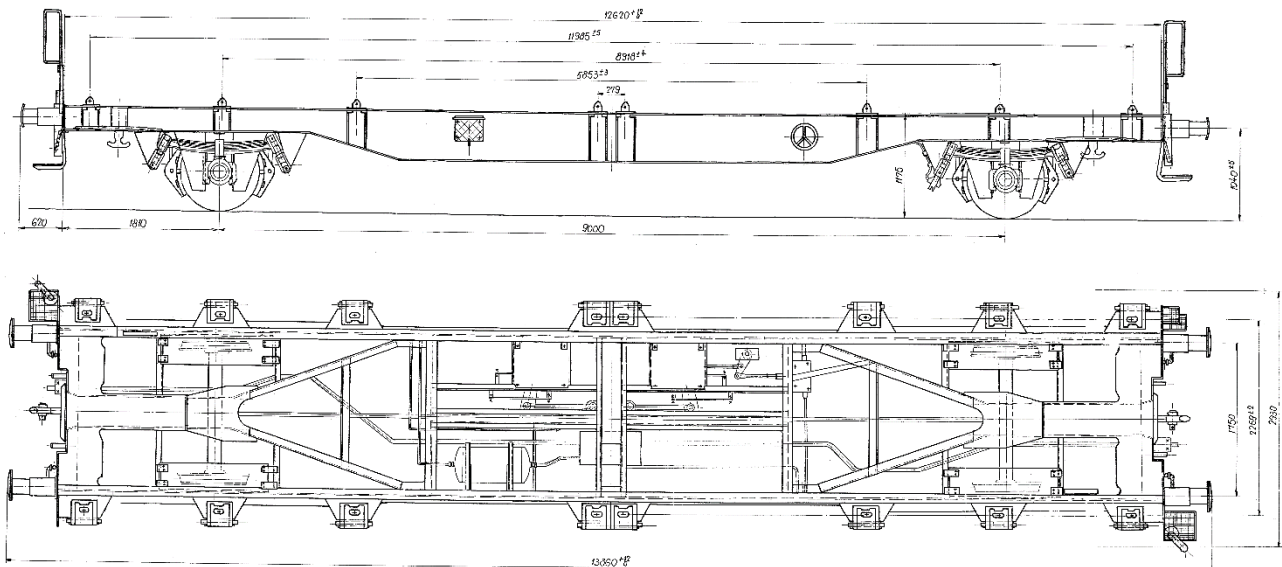
Na trhu s nákladními železničními vozy se stále objevují nabídky 2n vozů pro přepravu kontejnerů. Bohužel jejich poptávka je vzhledem k již popsaným důvodům velmi malá. Jejich nákup je podněcován specifickým, skoro až speciálním, využitím.

Za zmínku stojí například společnost ZAS Burgkirchen, která využívá dané vozy pro převoz odpadu a jeho následné využití při výrobě energie [5].

Další, velmi specifickou, aplikací využití novostaveb 2n vozů je již zmíněná švýcarská pošta, která své vozy používá pro převoz zásilek po železnici. Zde se jedná o vůz řady Lgnss s kotoučovou brzdou se dvěma brzdovými kotouči na nápravě a dodatečně montovanými podélnými tlumiči vrcení. [1]

### 1.3.1. Lgnss – ĐURO ĐAKOVIĆ Specijalna vozila

Typickým reprezentantem novostaveb 2n vozů pro převoz kontejnerů je vůz nabízený chorvatskou společností ĐURO ĐAKOVIĆ. Jedná se koncepci, která je svou podobou obdobná podvozkovým kontejnerovým vozům. Vozy tohoto typu mají podélník nekonstantního průřezu, který zajišťuje vyšší pevnost a tuhost vozu. Zároveň se již nejedná o klasický žebřinový rám, ale o přesněji pevnostně modifikovaný rám pro danou aplikaci. Je zde patrný masivní čelník, jenž je spojen s převážně válcovanými profily rozvádějícími napětí do vnějších robustních podélníků.



Obr. 2: Typový výkres Lgnss – ĐURO ĐAKOVIĆ [6]

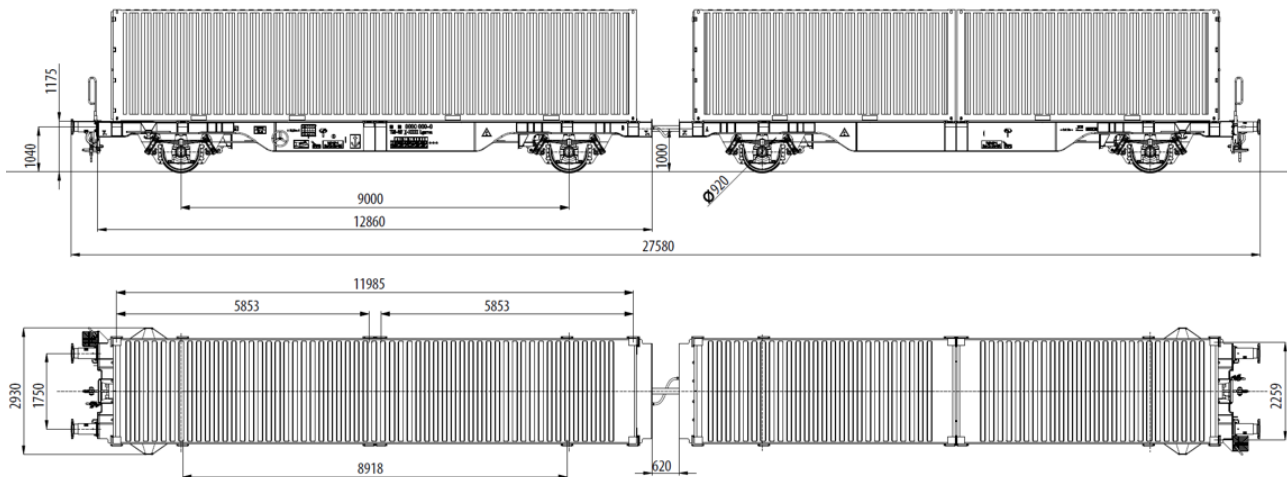
Rozchod	1435 mm
Vlastní hmotnost	11,5 t
Ložná hmotnost	33,5 t
Max. hmotnost na nápravu	22,5 t
Max. rychlost (prázdný/ložený)	100/120 km/h
Typ pojezdu	UIC
Pružnice	Parabolická

Tab. 2: Technická data Lgnss – ĐURO ĐAKOVIĆ [6]

### 1.3.2. Laagss – LokoTrans Slovakia

Variantu, jak lépe konkurovat podvozkovým kontejnerovým vozům řady S, představuje jednotka tvořená dvěma 2n vozy na krátko spřaženými. Takovéto uspořádání zvolila společnost LokoTrans Slovakia. Bohužel se ona koncepce nesetkala s úspěchem na trhu [1]. Využití délky je sice vlivem pevného spřažení výhodnější než

u dvou 2n vozů, avšak přímé soupeření s podvozkovými kontejnerovými vozy nenastává. Důvodem je jednoznačně nižší únosnost.



Obr. 3: Typový výkres Laagss – LokoTrans Slovakia [7]

Rozchod	1435 mm
Vlastní hmotnost	2x 12,5 t
Ložná hmotnost	2x 32,5 t
Max. hmotnost na nápravu	22,5 t
Max. rychlost (prázdný/ložený)	100/120 km/h
Typ pojezdu	Niesky 2
Pružnice	Parabolická

Tab. 3: Technická data Laagss – LokoTrans Slovakia [7]

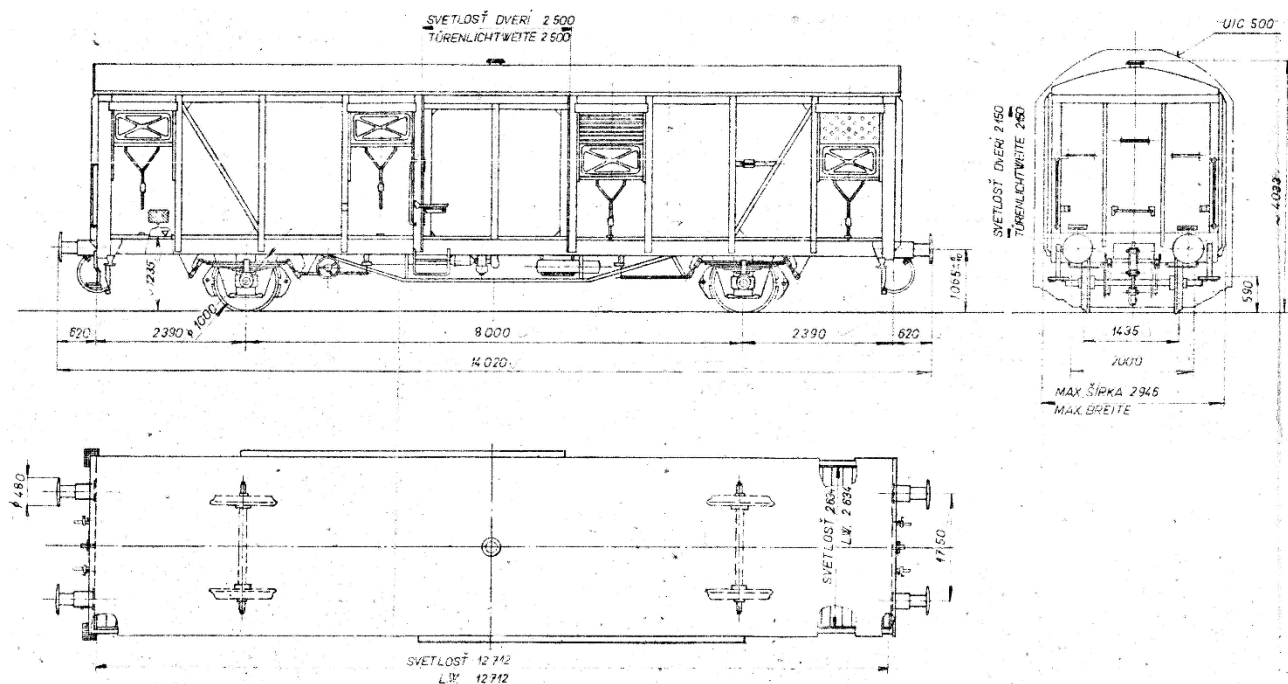
## 2. Technický popis vozu

Tato kapitola je věnována podrobnému popisu uspořádání a konstrukce vozu, se kterým jsou provedeny výpočty a simulace jednotlivých zkoušek.

### 2.1. Konstrukce vozu

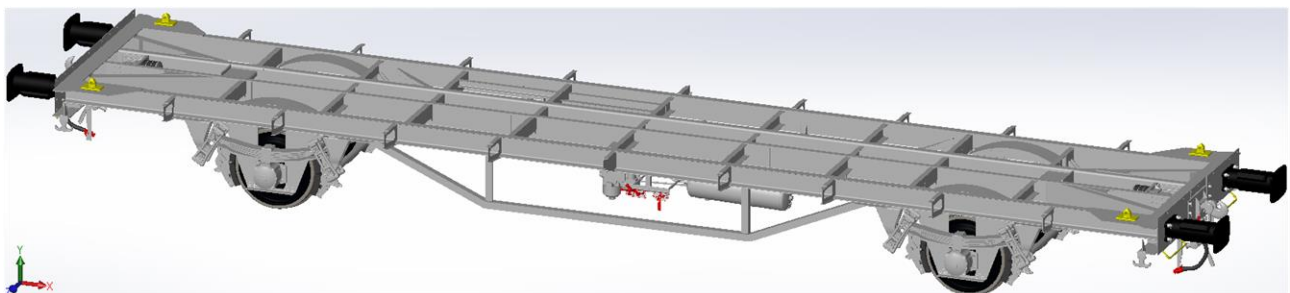
Jak již bylo zmíněno, zkoumaným objektem je vůz typu Lgns, který je odvozen z přestavby krytého vozu běžné stavby typu Gbgs.

Tvorba 3D CAD modelu vycházela z výkresové dokumentace vozu řady Gbgs, typu 423.4, která byla poskytnuta společností Tatravagónka Poprad a.s. Jedná se o vůz vyráběný v 70. letech 20. století. tehdejším národním podnikem Vagonka Poprad.



Obr. 4: Typový výkres Gbgs – Vagonka Poprad n.p. [8]

Po oddělení skříňe předlohového vozu byl rám osazen kontejnerovými trny s roztečemi odpovídajícími převozu 40' kontejnerů. Z důvodu unifikace došlo k záměně dvojkolí o průměru 1000 mm za standardní dvojkolí využívané u nákladních vozů, a to o průměru 920 mm. Vlivem této změny bylo zapotřebí upravit mechanickou část brzdy tak, aby zůstal zachován převod pákoví. Další změnou je využití parabolických pružnic o únosnosti 22,5 t na nápravu spolu se závěsem typu Niesky 2, který se u novostaveb dvounápravových vozů v současnosti často využívá.



Obr. 5: 3D CAD model vozu



Rozchod	1435 mm
Rozvor	8000 mm
Délka přes nárazníky	14020 mm
Max. šířka	2714 mm
Vlastní hmotnost	10,8 t
Ložná hmotnost	34,2 t
Max. hmotnost na nápravu	22,5 t
Max. rychlost (prázdný/ložený)	100/120 km/h
Typ pojezdu	Niesky 2
Pružnice	Parabolická
Brzda	Bgu (2x250)

Tab. 4: Technická data Lgns

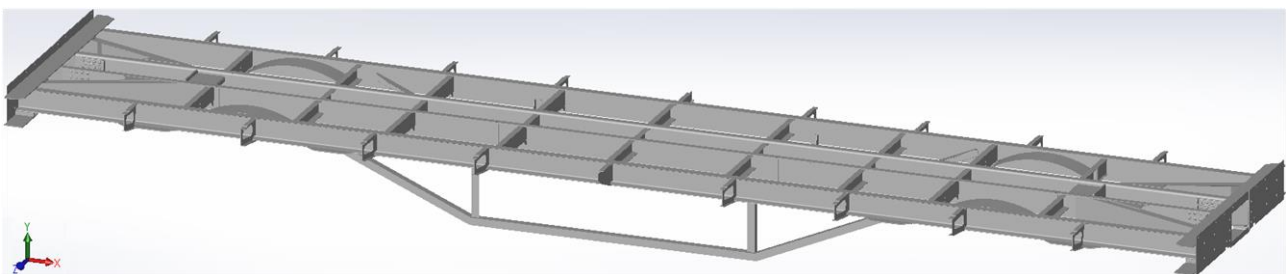
Důležitou poznámkou před rozbořem jednotlivých částí je to, že data uváděná v následujících tabulkách Tab. 5, Tab. 6 a Tab. 7 jsou vztažena k souřadnému systému simulačního softwaru SIMPACK. U něj dochází k záměně některých os vzhledem k vyobrazeným osám na obrázcích 3D CAD modelů. Rozdíly mezi souřadnými systémy softwarů SolidWorks a SIMPACK jsou následující: SoW +x ~ SIM +x; SoW +y ~ SIM -z; SoW +z ~ SIM +y.

### 2.1.1. Rám

Jedná se o celosvařovanou ocelovou konstrukci, která se skládá ze dvou vnějších a dvou vnitřních podélníků, které jsou příčkami spojeny do nosného rámu. Vzniká tak žebřinový rám převážně z válcovaných U-profilů.

Nedílnou součástí rámu je spřahovací a narážecí ústrojí. Spřahování je zajištěno pomocí šroubovky (pevnost 850 kN) a táhlového háku (pevnost 1000 kN), který je vypružen elastomerovými pružinami. Nárazníky jsou standardní pro nákladní vozy, tedy se zdvihem 105 mm (kategorie A).

Vůz je na každé boční straně osazen dvěma háky na vlečné lano. Na každém čelníku vozu je umístěna levá koncová stupačka, madla pro spřahače a posunovače a držáky návěstních svítilen. Nesmí také chybět schránka na dokumenty.



Obr. 6: 3D CAD model rámu vozu

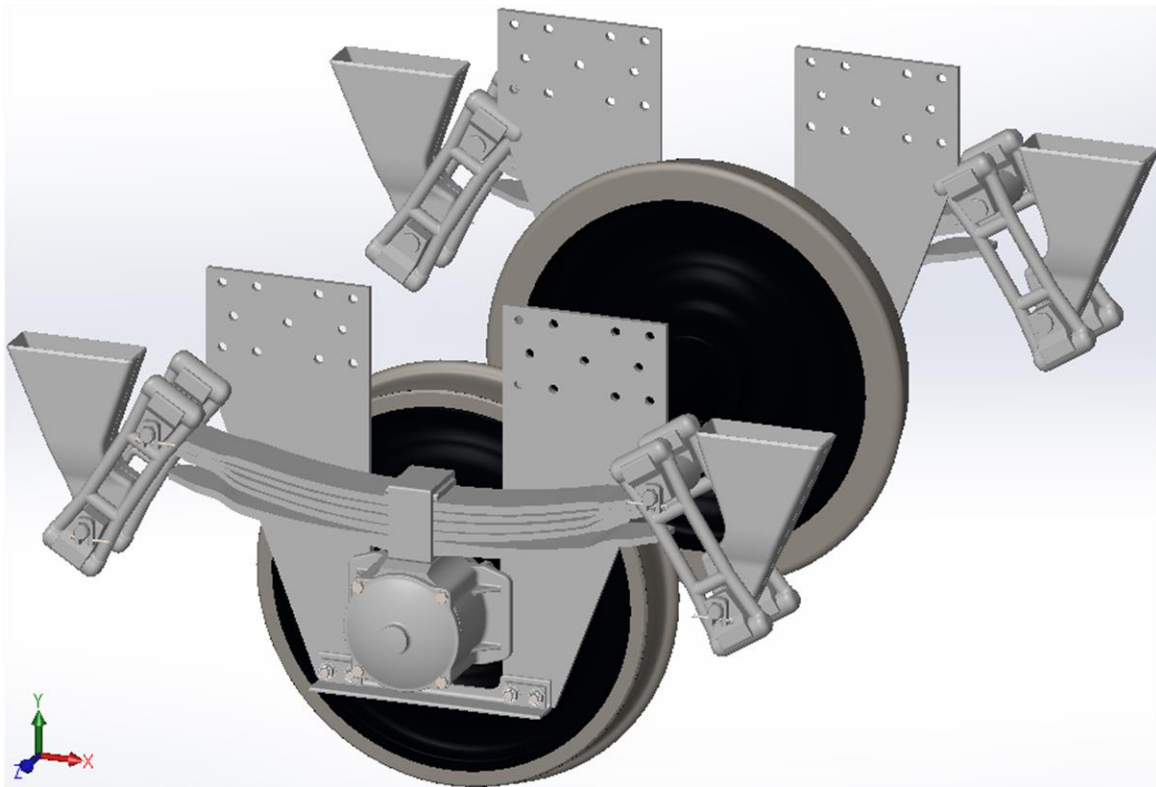
Název	Značka	Hodnota
Hmotnost odpružených částí	$m_{o\check{c}}$	8,28 t
Poloha těžiště v ose x	$x_{T(o\check{c})}$	0 mm
Poloha těžiště v ose y	$y_{T(o\check{c})}$	0 mm
Poloha těžiště v ose z	$z_{T(o\check{c})}$	-987 mm
Moment setrvačnosti k ose x	$I_{x(o\check{c})}$	4939 kg.m <sup>-2</sup>
Moment setrvačnosti k ose y	$I_{y(o\check{c})}$	175255 kg.m <sup>-2</sup>
Moment setrvačnosti k ose z	$I_{z(o\check{c})}$	8460 kg.m <sup>-2</sup>

Tab. 5: Technická data odpružených částí Lgns

Uváděné informace v Tab. 5 jsou včetně zakomponování části pojezdu, neboť je zapotřebí uvažovat jejich přiřazení k odpruženým hmotám. Jedná se o celý závěs, rozsochy a ½ parabolické pružnice. S těmito daty je dále počítáno v simulacích vozu.

### 2.1.2. Pojezd

Závěs typu Niesky 2 spolu s parabolickou pružnicí tvoří standardní pojezd dle vyhlášky UIC 517. Jedná se o rozsochové vedení dvojkolí s přirozenou rejdivností, která je umožněna vůlemi, jež jsou mezi ložiskovou skříní a rozsochami upevněnými na rámu vozu.



Obr. 7: 3D CAD model pojezdu vozu (typ Niesky 2)

Název	Značka	Hodnota
Hmotnost neodpružených částí	$m_{NOČ}$	2x 1,26 t
Poloha těžiště v ose x	$X_{T(NOČ)}$	0 mm
Poloha těžiště v ose y	$y_{T(NOČ)}$	0 mm
Poloha těžiště v ose z	$Z_{T(NOČ)}$	- 461 mm
Moment setrvačnosti k ose x	$I_{x(NOČ)}$	696 kg.m <sup>-2</sup>
Moment setrvačnosti k ose y	$I_{y(NOČ)}$	92 kg.m <sup>-2</sup>
Moment setrvačnosti k ose z	$I_{z(NOČ)}$	696 kg.m <sup>-2</sup>

Tab. 6: Technická data neodpružených částí Lgns

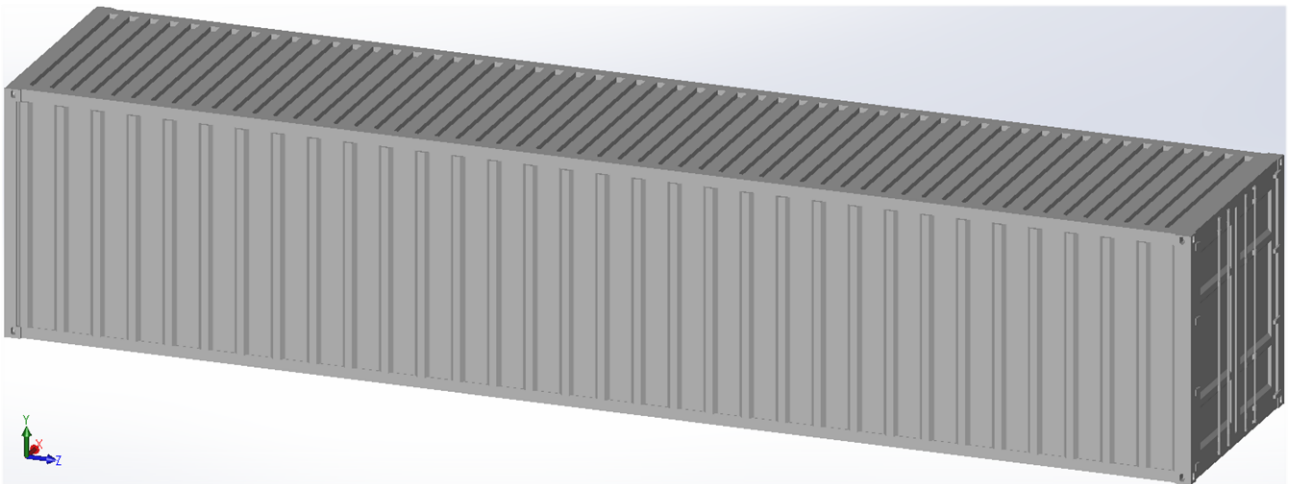
Neodpružené hmoty jsou ve výsledku složeny pouze z dvojkolí, nápravových ložisek a ½ parabolické pružnice.

### 2.2. Konstrukce kontejneru

Zkoumaný vůz je koncipován pro přepravu 40' lodních kontejnerů. Tyto „přepravní boxy“ jsou v zásadě dvojího typu, a to s podlahou z ocelových plechů anebo z překližky. V této práci je uvažováno s prvním typem, tedy s plechovou podlahou.

Samotná konstrukce 40' kontejneru je tvořena základním rámem z otevřených i uzavřených profilů a stěny jsou vyplněny ohýbanými plechy z běžné konstrukční uhlíkové oceli. Kontejner je uzpůsoben k manipulaci za pomoci vysokozdvizných vozíků, a to z boku i z čela. Z tohoto důvodu je rám ve spodní části vyztužen a přizpůsoben požadavkům na manipulaci. [9]

V každém rohu je kontejner vybaven tzv. kontejnerovým prvkem, který slouží pro spojení kontejneru k vozu, ale také například jednotlivých kontejnerů k sobě, a to na překladištích anebo na lodích.



Obr. 8: 3D CAD model 40' kontejneru

Název	Značka	Hodnota
Hmotnost 40' kontejneru	$m_K$	3,78 t
Poloha těžiště v ose x	$x_{T(K)}$	-518 mm
Poloha těžiště v ose y	$y_{T(K)}$	0 mm
Poloha těžiště v ose z	$z_{T(K)}$	-595 mm
Moment setrvačnosti k ose x	$I_{x(K)}$	11158 kg.m <sup>-2</sup>
Moment setrvačnosti k ose y	$I_{y(K)}$	117450 kg.m <sup>-2</sup>
Moment setrvačnosti k ose z	$I_{z(K)}$	116978 kg.m <sup>-2</sup>

Tab. 7: Technická data 40' kontejneru

### 3. Obrys pro konstrukci vozidla

Aby byl vůz schválen k provozu po evropské železniční infrastruktuře, musí splňovat tzv. technické specifikace pro interoperabilitu (TSI). V rámci těchto specifikací je také požadavek na obrys vozu. Tato potřeba vychází ze vzájemné symbiózy projektantů železničních tratí a konstruktérů železničních vozidel. Zkrátka vozidlo musí být schopno dopravy po železnici, aniž by docházelo ke kolizím s přilehlou infrastrukturou (budovy, sloupy trakčního vedení, návěstidla atd.).

Z tohoto důvodu bylo normativně přistoupeno k výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla, do kterého vstupují základní parametry, jako je rozvor vozu, rozchod, min. poloměr oblouku aj. Principiálně jde o výpočet odchylek od vztažené linie obrysu, které vznikají vlivem pohybů vozidla při jízdě, opotřebení jeho částí a také vzhledem k chování vypružení. Vztažných linií obrysu je několik typů, jsou součástí normy a volí se vzhledem k využití na daných infrastrukturách.

Norma, dle které se provádí výpočet obrysu pro konstrukci vozidla a která je vzhledem k TSI povinná, je ČSN EN 15273-2.

Samotný obrys může být určen několika metodami, ovšem nejrozšířenější je výpočet kinematickou metodou, který uvažuje některé vlivy chování vozidla při jízdě, jako např. dynamické výchylky ve svislém směru a vliv kvazistatického naklánění v příčném směru, a tak výsledek je přesnější a rozměrově benevolentnější, než-li statický obrys. [10]

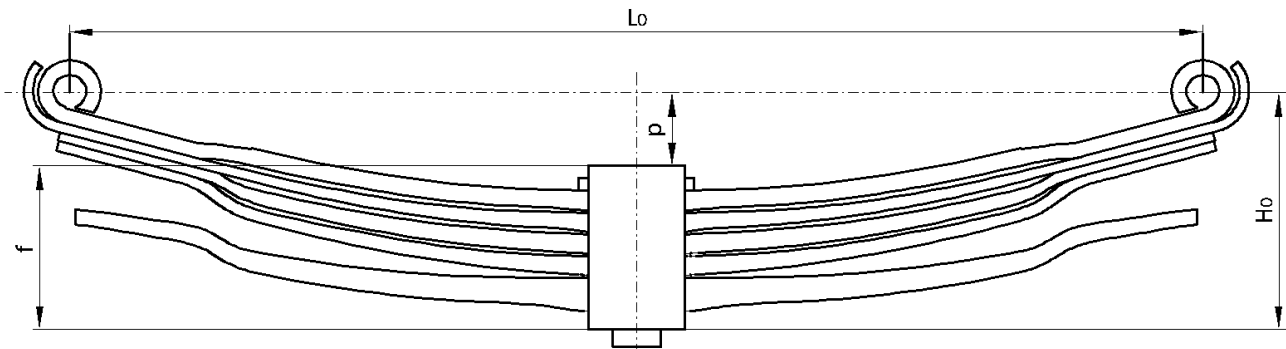
Největší vliv na šířku obrysu, při pohledu na půdorys, má poloha vozu na koleji. Nejzřetelnější zúžení nastává uprostřed rozvoru vozu a v místech čelníků. K tomu dochází vzhledem k uvažování vzpříčené a těživové polohy vozu, v důsledku vyčerpání příčných vůlí (např. ve vedení dvojkolí, v kolejovém kanálu apod.).

Pro aplikaci na zkoumaný vůz byl zvolen kinematický obrys G1 a pro spodní část G1, jakožto nejrozšířenější obrys používaný na evropských železnicích. Ověření, že vůz vyhovuje, je podloženo výkresem půdorysu obrysu pro konstrukci vozidla a řezem uprostřed vozu – č.v. DP-JB-02.

## 4. Vypružení vozidla

### 4.1. Pružící prvek

Vypružení vozu je tvořeno čtveřicí parabolických pružnic, tedy na každé dvojkolí 2, na kterých je rám vozu zavěšen pomocí závěsů typu Niesky 2. Pružnice jsou specifikovány v ČSN EN 14200 [11] a také ve vyhlášce Mezinárodní železniční unie UIC 517 [12], kde je uveden podrobný rozbor celého vypružení, tedy nejen pružnice, ale i závěsu.



Obr. 9: Schéma parabolické pružnice [12]

Specifikace parabolické pružnice			
Hmotnost	$m_{\text{pruž}}$	103	kg
Rozteč ok v nezátíženém stavu	$L_0$	1200	mm
Výška nezátížené pružnice	$H_0$	227	mm
Počet listů	$n_{\text{list}}$	5	-
Tuhost 1. setu listů	$k_{z1}$	0,65	$\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$
Tuhost celé pružnice	$k_{z2}$	1,82	$\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$

Tab. 8: Specifikace parabolické pružnice [12]

Parabolická pružnice, jakožto pružnice s proměnnou tloušťkou listu dle rovnice paraboly, je ocelový pružící element, který zastává funkci vypružení do svislého směru. Konstrukce je složena z 5ti listů, přičemž 4 jsou listy tvořící první část charakteristiky a poslední 5. se zapojuje do činnosti až po překročení zlomu charakteristiky vypružení. Z toho tedy vyplývá, že se jedná o pružící prvek s proměnnou charakteristikou, tedy přesněji s lineární lomenou charakteristikou. Ta je uvedena v samostatné příloze DP-JB-03.

Pružnice má velkou výhodu oproti vinutým pružinám, které jsou zřejmě jedním z nejčastějších pružících členů u nákladních vozů, a to takovou, že vzhledem k jejímu složení z více částí (listů) dochází vlivem pohybů při pružení k vzájemnému tření, a tím vzniká tlumení chodu vypružení. Čili to, co je nutné u jiných způsobů vypružení docílit přidavnými třecími, kapalinovými, či jinými tlumiči, je zde přímo vyvozeno konstrukcí samotné pružnice.

Z hlediska údržby se jedná o něco náročnější pružinu, nežli je pružina vinutá, neboť vlivem povětrnostních podmínek (a nejen jich) dochází ke změně součinitele tření mezi jednotlivými listy, což má přímý vliv na tlumení. Pro představu, u nové pružnice s mazanými listy grafitem se jedná o hodnotu  $f = 0,3 \div 0,4$ , přičemž u pružnice nemazané a zarezlé jde o hodnotu  $f = 0,8$  [13]. Proto jako velký problém z pohledu chování vozu při jízdě se jeví jeho životní cyklus, tedy zda je vůz prakticky nepřetržitě využíván pro přepravu zboží, anebo zda více času stráví stáním na nekrytých kolejích.

Pro upřesnění tématu údržby je vhodné uvést, že pružnice (trapézové i parabolické) je možné dle obecně užívaných opravárenských předpisů KVs5-B-2010 a VPI vypodkládat, a kompenzovat tím tak míru ojetí dvojkolí, která má vliv na výšku nárazníků. Maximální výška podložky pod pružnice je dle předpisu VPI 45 mm [14] a dle KVs5-B-2010 se jedná dokonce o hodnotu 65 mm (takto vysoká hodnota je přípustná pouze pro dvojkolí o průměru 1000 mm) [15]. Takováto úprava potřebné výšky nárazníků je u vinutých pružin nepřipustná.

#### 4.1.1. Pevnostní kontrola

Parabolická pružnice je namáhána na ohyb. V této práci je zjednodušeně uvažováno ohybové namáhání pouze ve svislém směru, nikoliv prostorový ohyb vlivem příčného zatížení.

Při odvozování vzorce pro výpočet napětí vychází, že se jedná o nosník stálého napětí čili napětí je v pružnici všude stejné.

$$\sigma_o = \frac{6 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot h^2} \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]}$$

Kde  $F$  je reakce v oku pružnice čili polovina svislého zatížení,  $l$  je polovina rozteče ok pružnice v daném zátěžném stavu,  $n$  je počet listů pružnice,  $b$  je šířka listu a  $h$  je tloušťka listu.

Listy pružnic jsou dle normy ČSN EN 14200 vyráběny z materiálu 51CrV4 (1.8159), tedy z legované chrom-vanadové oceli k zkušlechtování. Požadavky na materiál jsou odkazovány na normu ČSN EN 10089. [11]

Mechanické vlastnosti oceli 51CrV4 (1.8159)		
Mez kluzu $R_{p0,2}$ min	1200	MPa
Mez pevnosti $R_m$	1350–1650	MPa
Kalení	850	°C
Popouštění	450	°C
Tažnost A min	6	%
Kontrakce Z min	30	%
Nárazová práce při 20 °C KU min	8	J

Tab. 9: Mechanické vlastnosti materiálu listů pružnic [16]

Při pevnostní kontrole pružnice je zapotřebí uvažovat proměnný (přesněji řečeno pulsující) cyklus dynamického namáhání, přičemž jeho střední hodnota je dána tíhou zatížení od plně loženého vozu, tedy hmotností spočívající na vypružení při plném ložení. Jelikož se jedná o pulsující cyklus, je také nutno určit jeho horní a dolní hodnotu napětí. Ty jsou uvažovány jako 30 % dynamická přírážka ze svislého zatížení jedné pružnice, tedy z tíhy odpružených částí plně loženého vozu spočívající na jedné pružnici.

$$G_{LVDYNh} = 1,3 \cdot G_{LV} = 1,3 \cdot 104,2 = 135,4 \text{ kN}$$

$$G_{LVDYNd} = 0,7 \cdot G_{LV} = 0,7 \cdot 104,2 = 72,9 \text{ kN}$$

Jelikož tloušťka listů parabolické pružnice je v 1. setu jiná, než u 2. setu listů, je nezbytné provést jejich pevnostní kontrolu odděleně.

Zatížení, které již bylo zmíněno, je nezbytné přesně rozdělit na jednotlivé sety pružnice. K tomu poslouží charakteristika svislého vypružení (viz DP-JB-03). Je však zapotřebí určit tuhost, jež je vyvozena pouze ve druhé větvi charakteristiky, tedy 5. listem pružnice. Z konstrukce parabolické pružnice vychází, že jednotlivé tuhosti 1. a 2. setu jsou řazeny paralelně. Díky tomuto uspořádání je celková tuhost parabolické pružnice dána součtem tuhostí jednotlivých setů listů pružnice.

$$k_{z2} = k_{z1} + k_{2.set}$$

$$\rightarrow k_{2.set} = k_{z2} - k_{z1} = 1,82 - 0,65 = 1,17 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

#### 4.1.1.1. Kontrola 1. setu listů

Parametry 1. setu listů parabolické pružnice:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Počet	$n_1$	4	-
Šířka	$b$	120	mm
Tloušťka	$h_0$	21	mm

Tab. 10: Parametry 1. setu listů parabolické pružnice [12]

Pro výpočet napětí je nutné znát sílu, které ono namáhání vyvolává. Z analytického hlediska lze rozložení tíhy na jednotlivé sety vypružení rozdělit pomocí vzorce:

$$F_{m1} = k_{z1} \cdot s_{zc} + (G_{LV} - k_{z1} \cdot s_{zc}) \cdot \frac{k_{z1}}{k_{z1} + k_{2.set}} = \dots = 63749 \text{ N}$$

Pakliže se jedná o dynamické namáhání vyjádřené 30 % dynamickou přírážkou, mohou také určit horní a dolní hodnotu dynamické síly vyvolující dané namáhání:

$$F_{h1} = k_{z1} \cdot s_{zc} + (G_{LVDYNh} - k_{z1} \cdot s_{zc}) \cdot \frac{k_{z1}}{k_{z1} + k_{2.set}} = \dots = 74970 \text{ N}$$

$$F_{d1} = k_{z1} \cdot s_{zc} + (G_{LVDYNd} - k_{z1} \cdot s_{zc}) \cdot \frac{k_{z1}}{k_{z1} + k_{2.set}} = \dots = 52527 \text{ N}$$

V momentě, kdy je již známé zatížení ve všech potřebných hodnotách dynamického cyklu namáhání pružnice, je možné určit i napětí z nich vycházející:

$$\sigma_{m1} = \frac{6 \cdot F_{m1} \cdot \frac{L}{2}}{n_1 \cdot b \cdot h_0^2} = \frac{3 \cdot F_{m1} \cdot L}{n_1 \cdot b \cdot h_0^2} = \frac{3 \cdot 63749 \cdot 1200}{4 \cdot 120 \cdot 21^2} = 1084 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \dots \text{střední napětí cyklu}$$

$$\sigma_{h1} = \frac{3 \cdot F_{h1} \cdot L}{n_1 \cdot b \cdot h_0^2} = \frac{3 \cdot 74970 \cdot 1200}{4 \cdot 120 \cdot 21^2} = 1275 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \dots \text{horní napětí cyklu}$$

$$\sigma_{d1} = \frac{3 \cdot F_{d1} \cdot L}{n_1 \cdot b \cdot h_0^2} = \frac{3 \cdot 52527 \cdot 1200}{4 \cdot 120 \cdot 21^2} = 893 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \dots \text{dolní napětí cyklu}$$

Nyní jsou určeny vstupní parametry do Goodmanova diagramu pro porovnání, zda je 1. set listů pružnice z hlediska dynamické pevnosti vyhovující.

### 4.1.1.2. Kontrola 2. setu listů

Parametry 2. setu listů parabolické pružnice, tedy 5. listu:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Počet	$n_2$	1	-
Šířka	$b$	120	mm
Tloušťka	$h_u$	36	mm

Tab. 11: Parametry 2. setu listů parabolické pružnice [12]

Síla působící vlivem tíhy plně loženého vozu na 2. set vypružení:

$$F_{m2} = (G_{LV} - k_{z1} \cdot s_{zc}) \cdot \frac{k_{2.set}}{k_{z1} + k_{2.set}} = \dots = 40436 \text{ N}$$

Horní a dolní hodnota dynamické síly vyvozující pulsující namáhání:

$$F_{h2} = (G_{LVDYNh} - k_{z1} \cdot s_{zc}) \cdot \frac{k_{2.set}}{k_{z1} + k_{2.set}} = \dots = 60470 \text{ N}$$

$$F_{d2} = (G_{LVDYNd} - k_{z1} \cdot s_{zc}) \cdot \frac{k_{2.set}}{k_{z1} + k_{2.set}} = \dots = 20402 \text{ N}$$

Hodnoty napětí popisující pulsující cyklus dynamického namáhání:

$$\sigma_{m2} = \frac{6 \cdot F_{m2} \cdot \frac{L}{2}}{n_2 \cdot b \cdot h_u^2} = \frac{3 \cdot F_{m2} \cdot L}{n_2 \cdot b \cdot h_u^2} = \frac{3 \cdot 40436 \cdot 1200}{4 \cdot 120 \cdot 36^2} = 936 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \dots \text{střední napětí cyklu}$$

$$\sigma_{h2} = \frac{3 \cdot F_{h2} \cdot L}{n_2 \cdot b \cdot h_u^2} = \frac{3 \cdot 60470 \cdot 1200}{4 \cdot 120 \cdot 36^2} = 1400 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \dots \text{horní napětí cyklu}$$

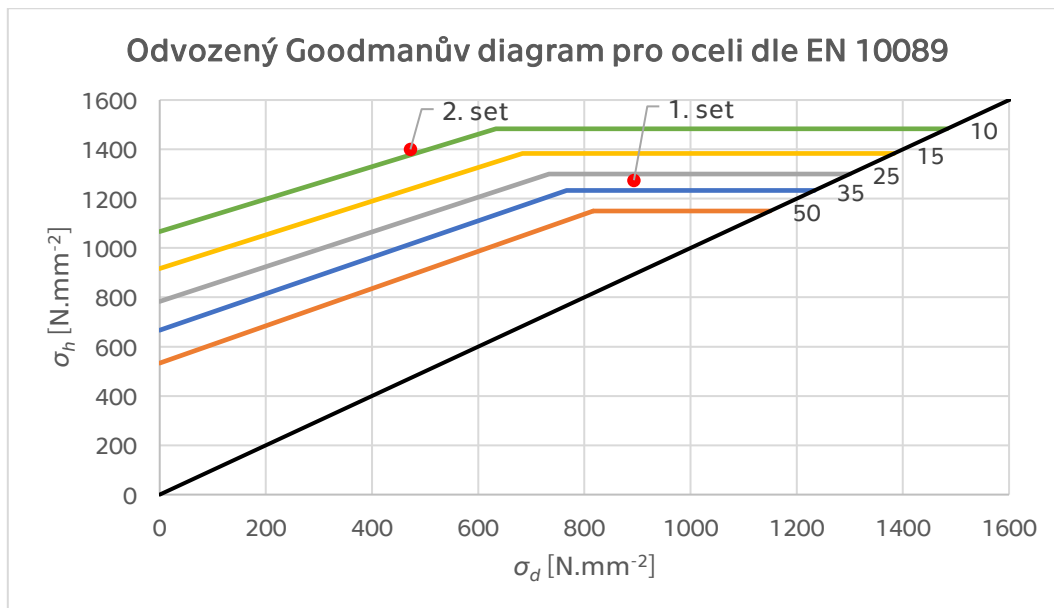
$$\sigma_{d2} = \frac{3 \cdot F_{d2} \cdot L}{n_2 \cdot b \cdot h_u^2} = \frac{3 \cdot 20402 \cdot 1200}{4 \cdot 120 \cdot 36^2} = 472 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \dots \text{dolní napětí cyklu}$$

Dále je možné zadat vypočtené parametry do Goodmanova diagramu a porovnat tak, zda je 2. set listů pružnice z hlediska dynamické pevnosti vyhovující.

### 4.1.1.3. Společná kontrola v Goodmanově diagramu

Jelikož není k dispozici Goodmanův diagram pro materiál parabolické pružnice, respektive pro normálová napětí, byla provedena úprava Obrázku 13 z ČSN EN 13906-1 na diagram v souřadnicích normálového napětí, a to za pomoci přepočtu  $\tau = 0,6 \cdot \sigma$ . Po vynesení spočtených hodnot je patrné, že 1. set pružnice o charakteristickém rozměru tloušťky 21 mm vyhovuje. U výsledků 2. setu je nutné konstatovat, že při charakteristickém rozměru tloušťky 36 mm nevyhovuje. To však nelze brát zcela jako jistotu, neboť se jedná o přibližné porovnání a tloušťka listu je proměnná čili pro přesné vyhodnocení by bylo zapotřebí provést podrobnější rozbor. Nehledě na to, že standardní parabolické pružnice byly a ještě stále jsou hojně využívanými pružícími prvky u nákladních železničních vozidel v evropském železničním systému a nikdy u nich nebyli zaznamenány žádné závažné pevnostní problémy.





Obr. 10: Závislost dolního a horního napětí cyklu [17]

## 4.2. Svislé vypružení

Jak již bylo zmíněno, vypružení vozu je obstaráno parabolickou pružnicí uchycenou v závěsech typu Niesky 2. Uchycení pružnice v závěsech má zásadní vliv na její výslednou tuhost, neboť umožňuje průhyb a zároveň změnu vzdálenosti mezi oky pružnice.

Při svislém pohybu vzniká tření mezi jednotlivými listy pružnice. Tento kontakt je ovšem realizován pouze na koncích listů, a to z důvodu správné funkce. Toto tření je jednou z hlavních charakteristik pružnic, neboť reprezentuje přirozené tlumení v závislosti na zatížení. Vzhledem k tomu takovéto uspořádání vypružení nevyžaduje přídavný tlumič.

Samotná pružnice díky své konstrukci vytváří progresivní charakteristiku dvoustupňového vypružení. První stupeň vypružení představuje 1. set listů pružnice, tedy přesněji horní 4 listy (viz Obr. 9). Zlom v charakteristice je na hodnotě stlačení  $s_{zc} = 62,9$  mm a síly působící na pružnici  $F_{zc} = 41,1$  kN [12]. Pokud je zatěžující síla na jednu pružnici větší než hodnota v bodě zlomu, zapojí se do vypružení 2. set, který je složen z 5. listu, tedy posledního přídavného listu, který má největší tloušťku.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Síla na zlomu charakteristiky vypružení	$F_{zc}$	41,1	kN
Stlačení na zlomu charakteristiky vypružení	$s_{zc}$	62,9	mm
Tuhost 1. setu pružnice	$k_{z1}$	0,65	kN.mm <sup>-1</sup>
Tuhost celé pružnice	$k_{z2}$	1,82	kN.mm <sup>-1</sup>
Maximální stlačení pružnice	$s_{max}$	146,5	mm

Tab. 12: Základní parametry parabolické pružnice [12]

Jelikož se jedná o nákladní vůz, je jeho rozsah zatížení vzhledem k hmotnosti prázdného a plně loženého vozu poměrně velký. Základní hodnoty zatížení, se kterými jsou uvažovány analytické i simulační výpočty, jsou uvedeny v následující tabulce.

Svislá síla na pružnici	Značka	Hodnota	Jednotka
Pro prázdný vůz	$G_{PV}$	20,3	kN
Pro plně ložený vůz	$G_{LV}$	104,2	kN
Pro vůz s prázdným kontejnerem	$G_{V+K}$	29,6	kN
Pro vůz s kontejnerem loženým nad zlomem charakteristiky vypružení	$G_{V+K+ZLCH}$	53,7	kN
Pro ložený vůz s 30 % dynamickou přírážkou	$G_{LDYN}$	135,4	kN

Tab. 13: Základní hodnoty zatížení jedné pružnice

Aby byla definice zátěžových stavů kompletní, byl proveden odečet stlačení pružnice z její charakteristiky pro daná zatížení, popřípadě dopočet přes základní vztah tuhosti.

Stlačení pružnice	Značka	Hodnota	Jednotka
Pro prázdný vůz	$S_{PV}$	31,1	mm
Pro plně ložený vůz	$S_{LV}$	97,6	mm
Pro vůz s prázdným kontejnerem	$S_{V+K}$	45,3	mm
Pro vůz s kontejnerem loženým nad zlomem charakteristiky vypružení	$S_{V+K+ZLCH}$	69,8	mm
Pro ložený vůz s 30 % dynamickou přírážkou	$S_{LDYN}$	114,7	mm

Tab. 14: Základní hodnoty stlačení jedné pružnice

#### 4.2.1. Vlastní frekvence houpání

Vozidlo je za účelem určení vlastních frekvencí houpání nahrazeno jednohmotovým modelem, ze kterého je určen vztah pro jejich výpočet.

Pro podrobnější představu o voze jsou vlastní frekvence spočteny při různém stupni naložení (po 10 %). Díky tomu je jednoznačně patrný trend změny vlastních frekvencí vzhledem k zatížení vozu.

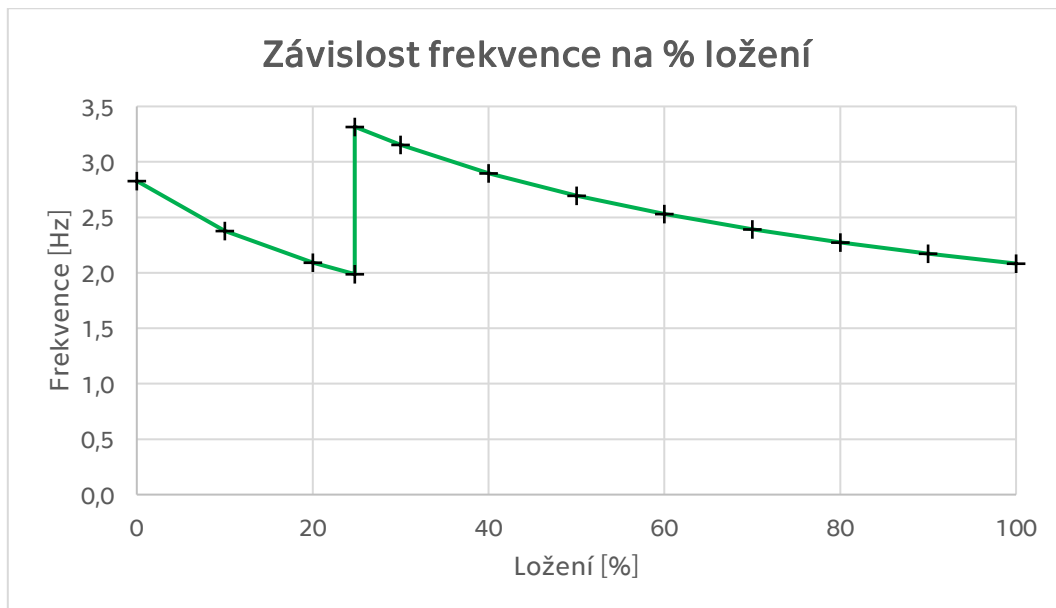
Pro prázdný vůz včetně ložení až do lomu charakteristiky vypružení se určí pomocí:

$$f_{PV} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{i \cdot k_{Z1}}{m_{PV}}}$$

Pro ložený vůz zatížený nad lomem charakteristiky vypružení, tedy při zapojení celé pružnice (všech listů) do chodu:

$$f_{LV} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{i \cdot k_{Z2}}{m_{LV}}}$$

Výstupem je znatelný přechod v tuhostí vypružení ( $k_{z1} \rightarrow k_{z2}$ ) v grafu závislosti frekvence na ložení.



Obr. 11: Závislost vlastní frekvence na ložení

### 4.3. Příčné vypružení

Jelikož je zkoumaný vůz osazen ocelovými parabolickými pružnicemi, není příčná a podélná tuhost vypružení dána přímo pružícím prvkem, ale je zapotřebí ji určit z matematického modelu, který v sobě zahrnuje i uložení samotné pružnice.

Pružnice je uprostřed vázána válcovou vazbou se zamezeným posuvem v ložiskové skříni a v okách na koncích prvního listu pružnice je uchycena v čepech. Tyto čepy jsou součástí závěsu, který je standardní dle UIC. Vzhledem k tomu, že se v současnosti u novostaveb 2n vozů často používají závěsy typu Niesky 2, byl tento typ závěsu zvolen i u zkoumaného vozu, a to i přes to, že standardní provedení vozů řady Lgns je osazeno závěsy s dvojitými hraníky.

Závěsy mají výhodnou vlastnost, a to že vykazují příznivou progresivní charakteristiku, která je dána přímou úměrou mezi příčnou tuhostí a svislým zatížením.

#### 4.3.1. Úhel natočení závěsu

Na to, aby bylo možné určit příčnou tuhost závěsu je zapotřebí nejdříve znát úhel natočení závěsu vlivem zatížení vozu.

Nejprve je vhodné provést rozbor geometrie pružnice a informací o ní, které jsou dány výrobním výkresem, plus informací o závěsu [12].

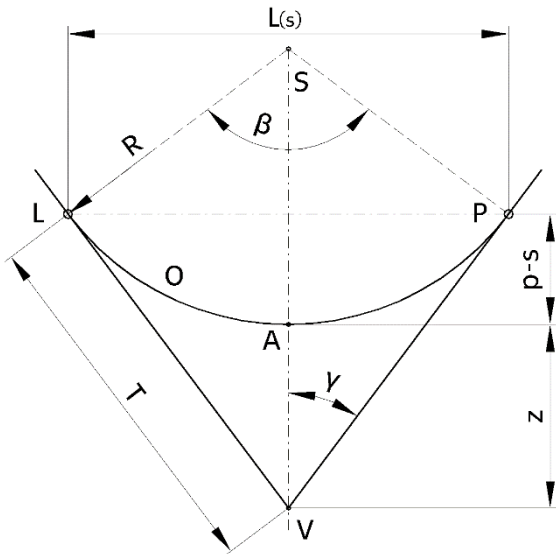
Jako vstupní hodnotu pro výpočet rozměru mezi spojnicí ok a horní plochy spony  $p$  je nejvhodnější vycházet z hodnoty výšky pružnice při zatížení 20 kN  $H_{20}$ . Tato hodnota je totiž výstupním parametrem ze zkoušky každé pružnice a je ve výrobní dokumentaci tolerována. Z těchto důvodů je možné onen údaj považovat za přesný.

Rozměr  $p_{20}$ , který je dán výškou pružnice  $H_{20}$  se určí:

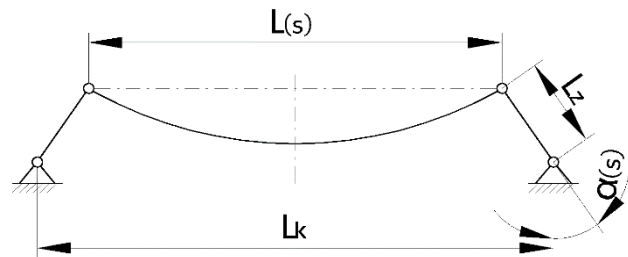
$$p_{20} = H_{20} - f = 195 - 170 = 25 \text{ mm}$$

Rozměr  $p$ , jenž je dále uvažován ve výpočtech, je možné vyjádřit pomocí zkušební síly, dle které je změřena hodnota  $H_{20}$ :

$$p = p_{20} + \frac{F_{20}}{k_{z1}} = 25 + \frac{20}{0,65} = 56 \text{ mm}$$



Obr. 12: Schéma kružnicového oblouku



Obr. 13: Schéma pružnice v závěsu

V dalším kroku je zapotřebí převést pružnici na kružnicový oblouk, díky kterému je dále možné odvodit úhel závěsu za pomoci analytických rovnic [18].

Z výše uvedeného schématu je možné odvodit následující rovnice:

$$z = \frac{R}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} - R$$

$$T = R \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

$$O = \frac{\pi \cdot R}{180^\circ} \cdot \beta$$

$$\frac{\beta}{2} = 90^\circ - \gamma$$

$$\cos(\gamma) = \frac{p-s_p+z}{T}$$

$$L_{(s)} = 2 \cdot \sin(\gamma) \cdot R \cdot \operatorname{tg}(90^\circ - \gamma)$$

$$\alpha_{(s)} = 90^\circ - \arccos\left(\frac{L_k - L_{(s)}}{2 \cdot L_z}\right)$$

Prvních pět rovnic lze považovat za soustavu 5ti rovnic o 5ti neznámých. Bohužel řešení této soustavy není možné provést analyticky, a proto je provedeno numerickou metodou za pomoci softwaru MATLAB.

Vstupními údaji jsou:  $p$ ;  $O$ ;  $s_p$ ;  $L_{(s)}$ ;  $L_k$ ;  $L_z$ .

Před samotným numerickým výpočtem je nutné uvědomit si několik zásadních poznatků:

Čím větší zatížení vozu  $\rightarrow$  tím větší prohnutí (stlačení) pružnice  $\rightarrow$  po překročení hodnoty  $p$  budou vycházet záporné hodnoty  $(p - s_p)$   $\rightarrow$  překlopení oblouku z konvexního průhybu na konkávní  $\rightarrow$  využití symetrie.

Stlačení pružnice  $s_p$  je zapotřebí určit vždy pro danou hodnotu zatížení vozu za pomoci charakteristiky vypružení (správně zvolit tuhost vypružení).

V následujících řádcích je uveden výpočet stlačení pružnice pro dva krajní stavy, a to pro prázdný vůz a pro plně ložený vůz.

$$s_{p(PV)} = \frac{F_{p(PV)}}{k_{z1}} = \frac{m_{o\check{c}} \cdot g}{e \cdot k_{z1}} = 31,1 \text{ mm}$$

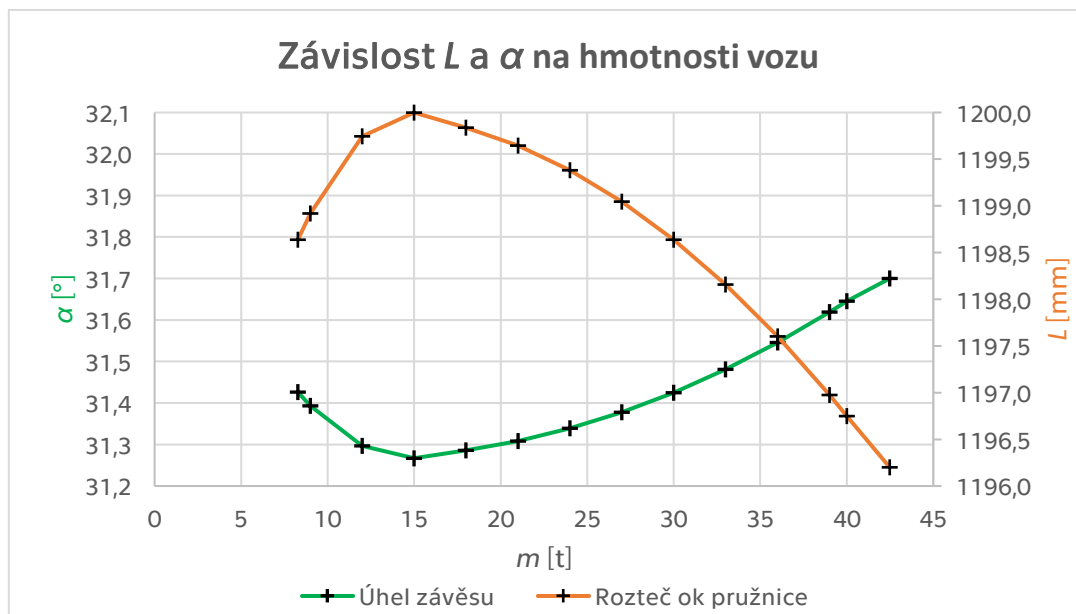
$$s_{p(LV)} = \frac{F_{p(LV)}}{k_{z2}} = \frac{(m_{o\check{c}} + m_{Lo\check{z}}) \cdot g}{e \cdot k_{z2}} = 57,2 \text{ mm}$$

Nyní je již možné určit hodnoty rozteče ok pružnice  $L_{(s)}$  a úhly závěsů  $\alpha_{(s)}$  závislé na stlačení.

	Prázdný	Plně ložený
$L_{(s)}$ [mm]	1198,6	1196,2
$\alpha_{(s)}$ [°]	31,4	31,7

Tab. 15: Rozteče ok pružnice a úhly závěsů pro základní stavy ložení

Při určení několika stavů ložení, respektive ložné hmotnosti, je možné sestavit body, jejichž proložením křivkou vznikne graf v celém spektru užitečného zatížení.



Obr. 14: Závislost rozteče ok pružnice a úhlu závěsu na hmotnosti vozu

### 4.3.2. Příčná tuhost závěsu

Při výpočtu příčné tuhosti závěsu je zapotřebí uvažovat průmět závěsu do svislé roviny yz, neboť tento rozměr přímo definuje příčnou tuhost.

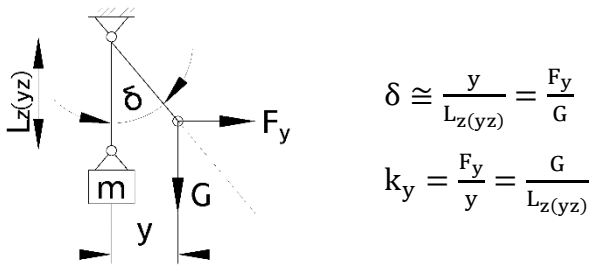
Ze znalosti úhlu závěsu  $\alpha_{(s)}$  a vyjádření z Obr. 13 se délka průmětu závěsu do svislé roviny yz určí:

$$L_{z(yz)} = L_z \cdot \cos(\alpha_{(s)})$$

	Prázdný	Plně ložený
$L_{z(yz)}$ [mm]	247	246

Tab. 16: Průmět závěsu do svislé roviny pro základní stavy ložení

Při pohledu na zjednodušený fyzikální model závěsu pružnice se dá odvodit vztah pro určení příčné tuhosti vypružení.



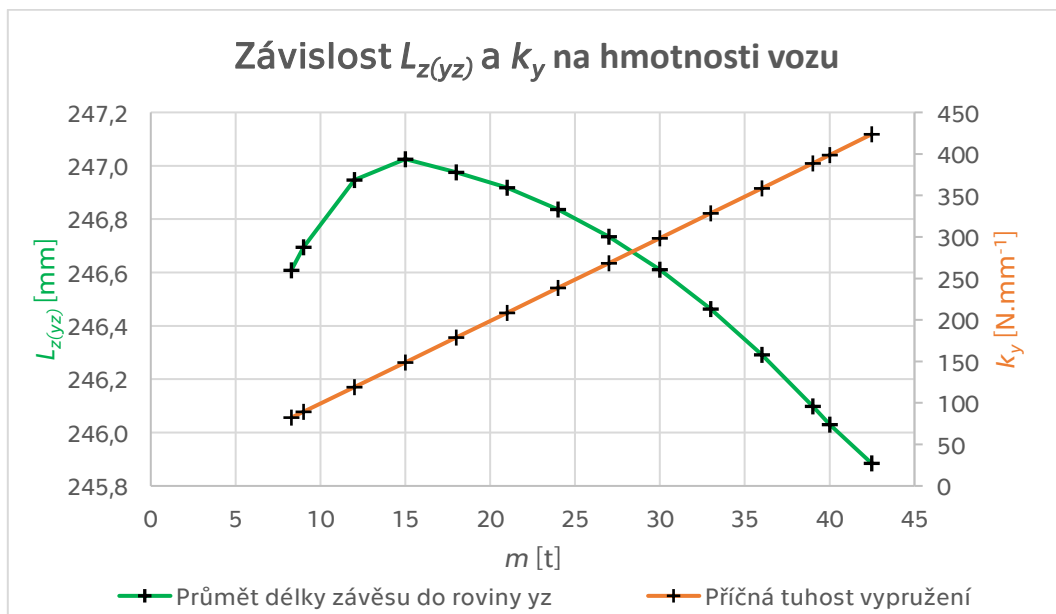
Obr. 15: Schéma závěsu v rovině yz

Vzhledem k tomu, že je již určen úhel závěsu  $\alpha_{(s)}$  pro celý rozsah hmotností odpružených částí a užitečného zatížení, je vhodné provést obdobnou závislost, a to závislost průmětu délky závěsu do roviny yz na hmotnosti odpružených částí a užitečného zatížení v celém rozsahu. Do této závislosti je přidána i příčná tuhost vypružení, neboť je patrné, že je přímo závislá na velikosti zatížení.

Výpočet příčné tuhosti vypružení pro prázdný a plně ložený vůz:

$$k_{y(PV)} = \frac{G_{PV}}{L_{z(yz)}} = \frac{\frac{m_{OČ} \cdot g}{e}}{L_{z(yz)}} = \frac{8281 \cdot 9,81}{4 \cdot 247} = 82 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$k_{y(LV)} = \frac{G_{LV}}{L_{z(yz)}} = \frac{\frac{m_{OČ} + m_{LOŽ} \cdot g}{e}}{L_{z(yz)}} = \frac{(8281 + 34200) \cdot 9,81}{4 \cdot 246} = 424 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$



Obr. 16: Závislost průmětu závěsu do roviny yz a příčné tuhosti na hmotnosti vozu

### 4.3.3. Charakteristika příčného vypružení

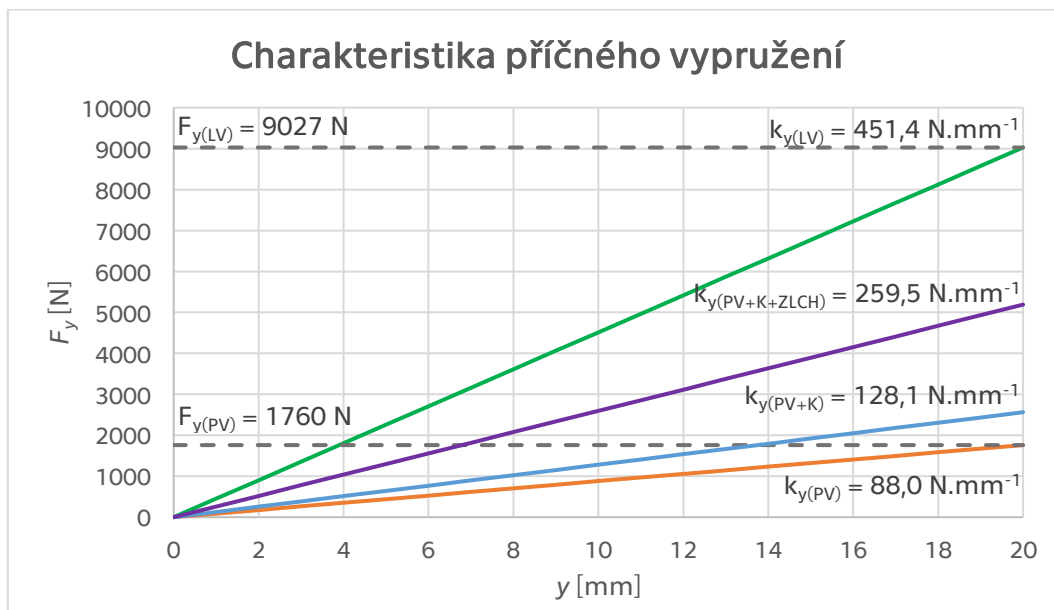
Jelikož je příčná tuhost vypružení proměnná dle velikosti zatížení pružnic, bylo provedeno vykreslení charakteristiky příčného vypružení pro všechny stavy ložení, se kterými je ve výpočtových simulacích uvažováno.

Posun v ose y je omezen konstrukcí pojezdu, neboť rozsochové vedení s vypružením parabolickými pružnicemi umožňuje příčné vychýlení maximálně o hodnotu 20 mm, než dojde k dosednutí na doraz [12].

Aby měla charakteristika příčného vypružení vyšší vypovídací hodnotu, byl proveden výpočet příčné síly, která působí na vypružení vlivem maximálního nevyrovnaného příčného zrychlení o velikosti  $0,85 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  při jízdě obloukem. Tato hodnota je používána při jízdě-technických zkouškách nákladních vozů při jejich posuzování ke schválení do provozu [1].

$$F_{y(PV)} = \frac{m_{o\check{c}}}{e} \cdot a_N = \frac{8281}{4} \cdot 0,85 = 1760 \text{ N}$$

$$F_{y(LV)} = \frac{m_{o\check{c}} + m_{LO\check{Z}}}{e} \cdot a_N = \frac{8281 + 34200}{4} \cdot 0,85 = 9027 \text{ N}$$



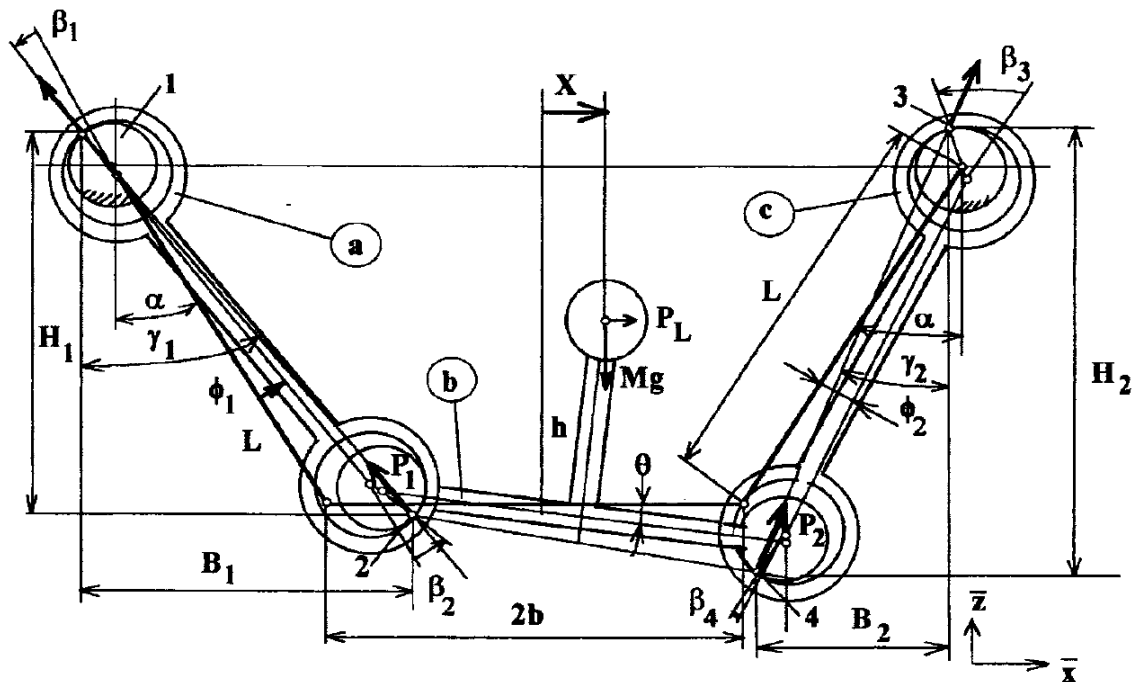
Obr. 17: Charakteristika příčného vypružení

Z charakteristiky je patrné, a to především u plně loženého vozu, že při maximálním nevyrovnaném příčném zrychlení  $a_N$  není vypružení vozu schopno zcela kompenzovat účinek  $a_N$  na vůz. Dojde tedy k úplnému vyčerpání příčných vůlí v rozsochovém vedení. Zda je tomu tak doopravdy, to by bylo zapotřebí určit jízdě-technickými zkouškami, neboť při výpočtu dochází k určitým chybám vlivem nezapočítání hystereze a tření jednotlivých listů mezi sebou.

#### 4.4. Podélné vypružení

Jak již bylo zmíněno, ani vypružení v podélném směru není dáno pouze pružícím prvky, ale je ovlivňováno jeho uložením. Při pohledu na celou soustavu vyplývá, že se jedná o čtyřkloubový mechanismus, který je ovlivňován velkou měrou součinitelem tření v jednotlivých bodech spojení (ten je uvažován 0,4). Hlavními částmi soustavy jsou: pružnice, závěsy, ložisková skříň. Spojení jednotlivých částí je realizováno čepem o známém poloměru.

Jelikož cílem práce není podrobný rozbor jednotlivých charakteristik vypružení, nýbrž jejich aplikace. Z toho důvodu byl využit velmi podrobný popis prof. Piotrowského z Varšavské technické univerzity, který jej provedl ve své práci [19]. Onen popis také interpretoval Ing. Pejša ve své diplomové práci [20], ze které bylo rovněž čerpáno.

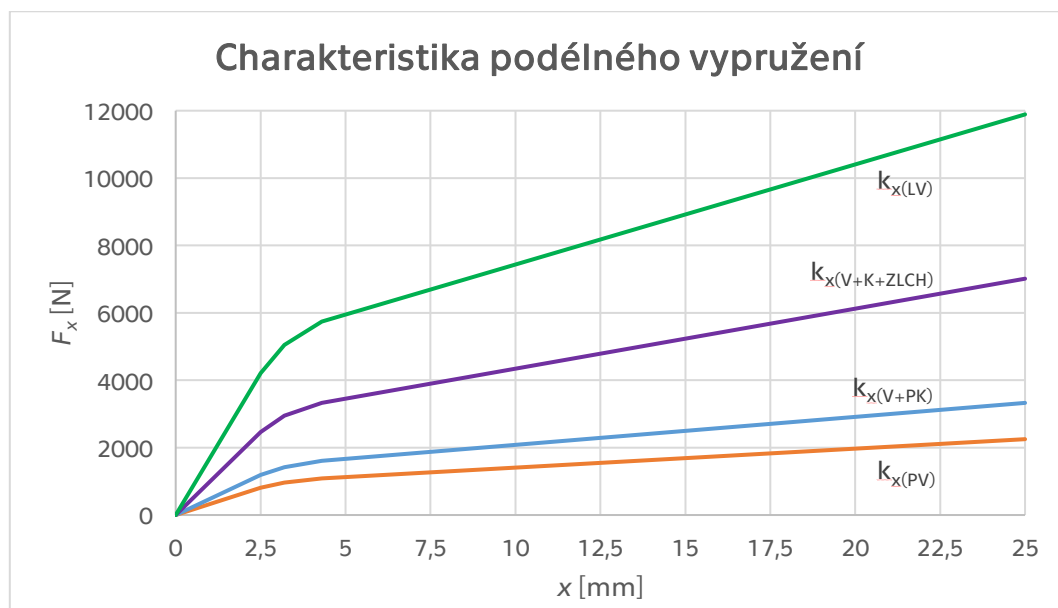


Obr. 18: Čtyřkloubový mechanismus v převrácené poloze [19]

Pro výpočet podélné síly  $P_L$  působící v místě ložiskové skříně, která definuje charakteristiku vypružení v podélném směru, je zapotřebí znát tyto parametry:

Celková hmotnost odpružených částí; počet pružnic na voze; délka závěsu; poloměr náboje zavěšení závěsu; poloměr čepu zavěšení závěsu; součinitel tření; vzdálenost mezi spojnicí ok pružnice a středem dvojkolí; rozteč ok pružnice; úhel natočení závěsu.

Po provedení potřebných výpočtů, které jsou popsány v [19] a [20], a které byly provedeny za pomoci softwaru MATLAB, je možné vykreslit žádanou charakteristiku vypružení, jakožto závislost vodorovné síly  $P_L$  a posunutí v podélném směru.



Obr. 19: Charakteristika vypružení v podélném směru

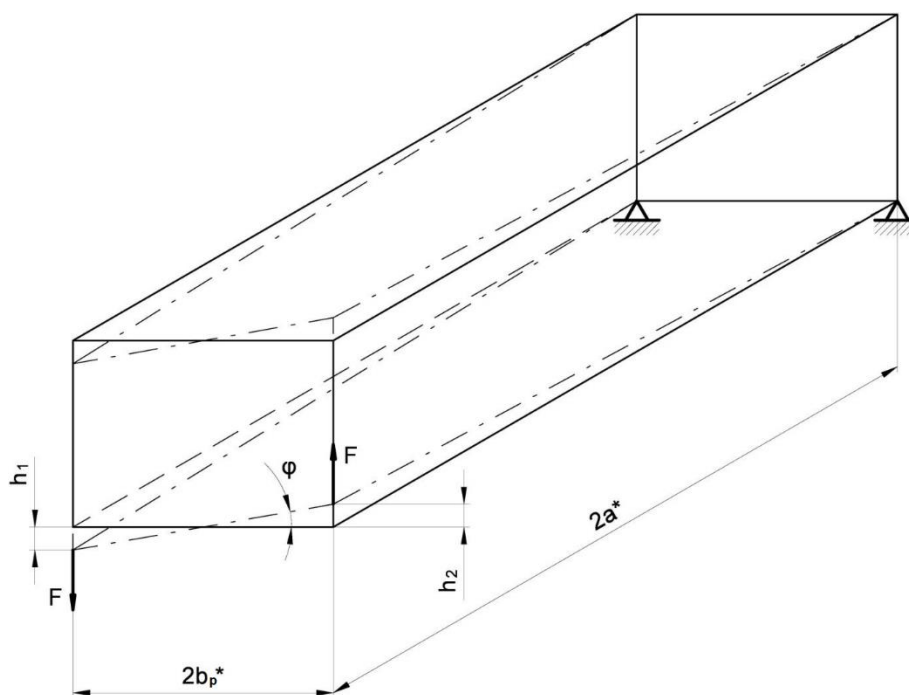


## 5. Vliv konstrukce na chování vozu

Na chování vozu při jízdě má zásadní vliv jeho konstrukce, tedy přesněji jeho tuhost. Nejde však pouze o rám vozu, ale také o to, co je na něm převáženo. To je jedna z hlavních výzev této práce, tedy zjistit, jaký vliv na chování vozu tohoto typu má ložení kontejnerem, který je sám o sobě (jak je vypočteno níže) poměrově tužší konstrukce než samotný vůz.

Do výpočtů a výpočtových simulací vstupuje torzní tuhost rámu vozu a také torzní tuhost 40' lodního kontejneru, jakožto uvažovaného nákladu. Ta definuje odpor proti zkrucování vozu, ke kterému dochází buďto při jízdě, anebo například při zkrucovací zkoušce.

Výpočet je proveden na principu zatížení zkoumaného objektu v daných místech opačně orientovanými silami na straně jedné, a na straně druhé uchycení do pevných vazeb.



Obr. 20: Schéma výpočtu torzní tuhosti

Z naměřených hodnot posunutí v ose y je možné spočítat zkroucení:

$$\varphi = \frac{h}{2b_p^*} = \frac{h_1+h_2}{2b_p^*} \text{ [rad]}$$

Následně je možné určit torzní tuhost:

$$c_t^* = \frac{2b_p^* \cdot F}{\varphi} \text{ [kN} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}\text{]}$$

Hodnota síly působící v daných místech je pro výpočet volena  $F = 15 \text{ kN}$ .

## 5.1. Torzní tuhost rámu vozu

Upevnění rámu vozu je realizováno v místech uložení náprav na jedné straně a na druhé straně jsou ve stejných místech zavedeny opačně orientované síly.

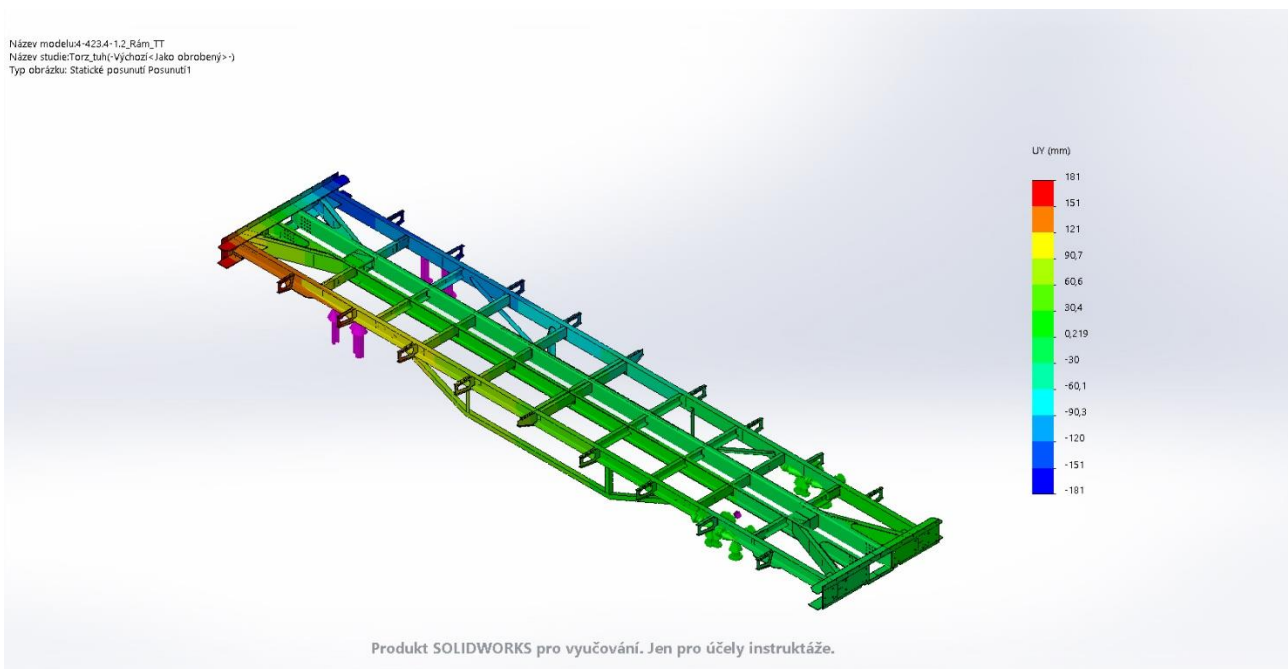
Dvounápravový vůz o uvažovaných parametrech je dle TSI WAG – Příloha R.5 osvobozen od provádění jízdně-technických zkoušek, pokud je torzní konstanta vozu větší než  $k_t^* = 2,5 \cdot 10^{13} \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^{-1}$  [21].

Po podrobení 3D CAD modelu rámu vozu výše popisované simulaci v softwaru SOLIDWORKS 2017 byla získána hodnota torzní konstanty, která je přibližně o řád nižší čili jednoznačně je vůz zapotřebí podrobit zkoušce.

Vzhledem k tomuto zjištění se zrodila myšlenka provést vyztužení rámu vozu několika způsoby a pokusit se tak docílit hodnoty, díky které by nebyla vyžadována praktická zkouška. Byli tak navrženy 2 možnosti zpevnění rámu vozu. Jako první se nabízelo vyztužení výplní bočních vzpínadel plechem tl. 5 mm (viz Obr. 23) a jako další možnost bylo zvoleno vyztužení stejně jako v předchozí variantě spolu s doplněním profilů IPE 80 napříč spodními rohy vzpínadel (viz Obr. 24).

V níže uvedených obrázcích je vidět, jaké hodnoty posunutí v ose y vůz při daném zatížení, za pomoci pevnostní simulace, dosahuje.

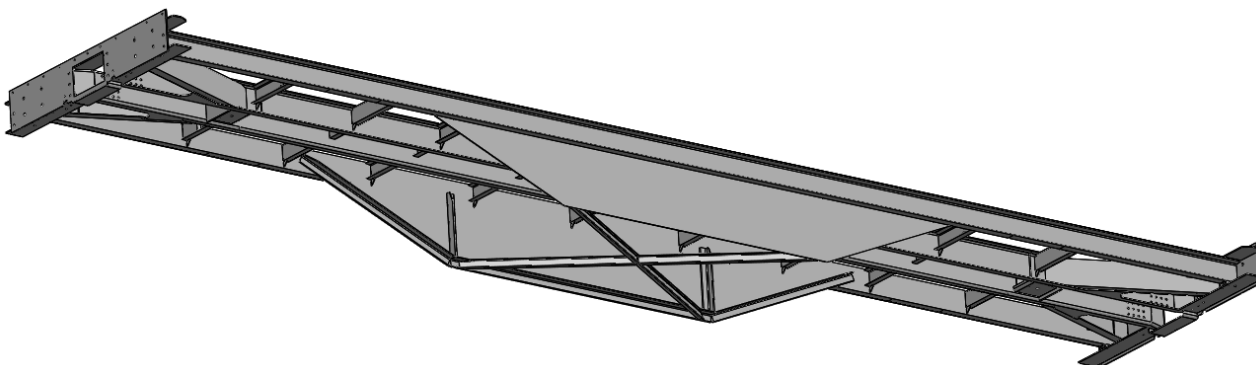
a) Rám vozu řady Gbgs, ze kterého je uvažována přestavba na daný typ Lgns



Obr. 21: Simulace – Rám vozu Gbgs

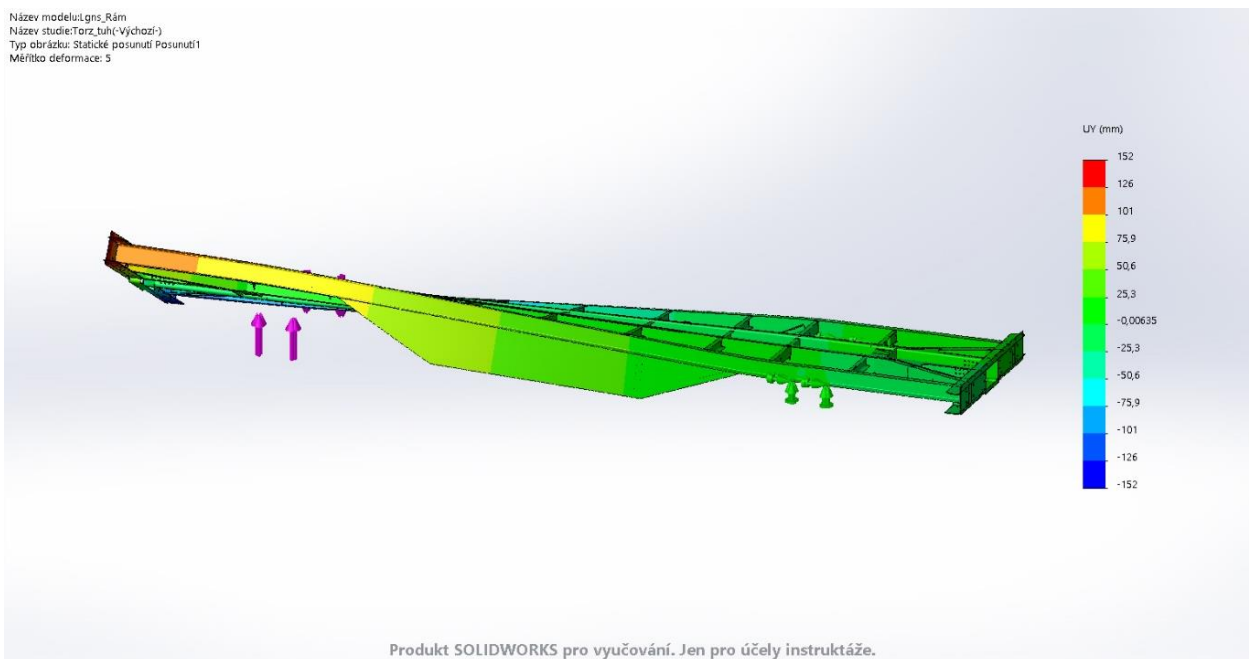
b) Rám vyztužený výplní bočních vzpínadel plechem tl. 5 mm

Pozn.: Krakorce na krajních podélnících byli odebrány, neboť nemají na výsledky simulací žádný vliv. Naopak zesložitují samotný výpočet.



Obr. 22: Rám s vyplněnými vzpínadly a příčnými výztuhami

Název modelu: gns\_Rám  
 Název studie: Torz\_tuh(-Výchozí)  
 Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí1  
 Měřítko deformace: 5

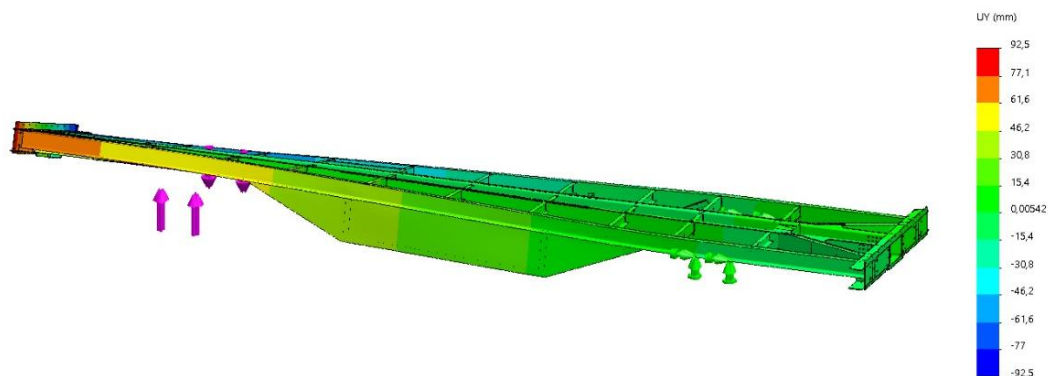


Produkt SOLIDWORKS pro vyučování. Jen pro účely instruktáže.

Obr. 23: Simulace – Rám s vyplněnými vzpínadly

c) Rám vyztužený výplní bočních vzpínadel plechem tl. 5 mm a zároveň profily IPE 80 napříč spodními rohy vzpínadel

Název modelu: gns\_Rám  
 Název studie: Torz\_tuh(-Výchozí)  
 Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí1  
 Měřítko deformace: 5



Produkt SOLIDWORKS pro vyučování. Jen pro účely instruktáže.

Obr. 24: Simulace – Rám s vyplněnými vzpínadly a příčnými výztuhami

V následující tabulce jsou podrobně uvedeny odečtené hodnoty posunutí v ose  $y$  v místech uložení dvojkolí ( $h_1$  a  $h_2$ ) a vypočtené torzní konstanty  $c_t^*$ .

	$h_1$ [mm]	$h_2$ [mm]	$c_t^*$ [N.mm.rad <sup>-1</sup> ]	$k_t^*$ [N.mm <sup>2</sup> .rad <sup>-1</sup> ]
Rám Gbgs	+123	-124	2,204.10 <sup>8</sup>	1,763.10 <sup>12</sup>
Výplň vzpínadel P 5	+97,2	-96,4	2,812.10 <sup>8</sup>	2,249.10 <sup>12</sup>
Výplň vzpínadel P 5 + vzpěry IPE 80	+55,8	-55,6	4,886.10 <sup>8</sup>	3,909.10 <sup>12</sup>

Tab. 17: Hodnoty z výpočtů torzních konstant pro jednotlivé varianty rámu vozu

Výpočet torzní konstanty byl proveden dle vzorce:

$$k_t^* = c_t^* \cdot 2a^* \text{ [kN} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^{-1}\text{]}$$

Jelikož z vypočtených hodnot torzních konstant je patrný jen minimální rozdíl, tedy pouze v řádu jednotek a nikoli v exponentu desítky, bude dále uvažována pouze první varianta rámu vozu. Zůstane tedy zachována koncepce rámu vozu, který vychází z předlohového vozu řady Gbgs.

## 5.2. Torzní tuhost 40' kontejneru

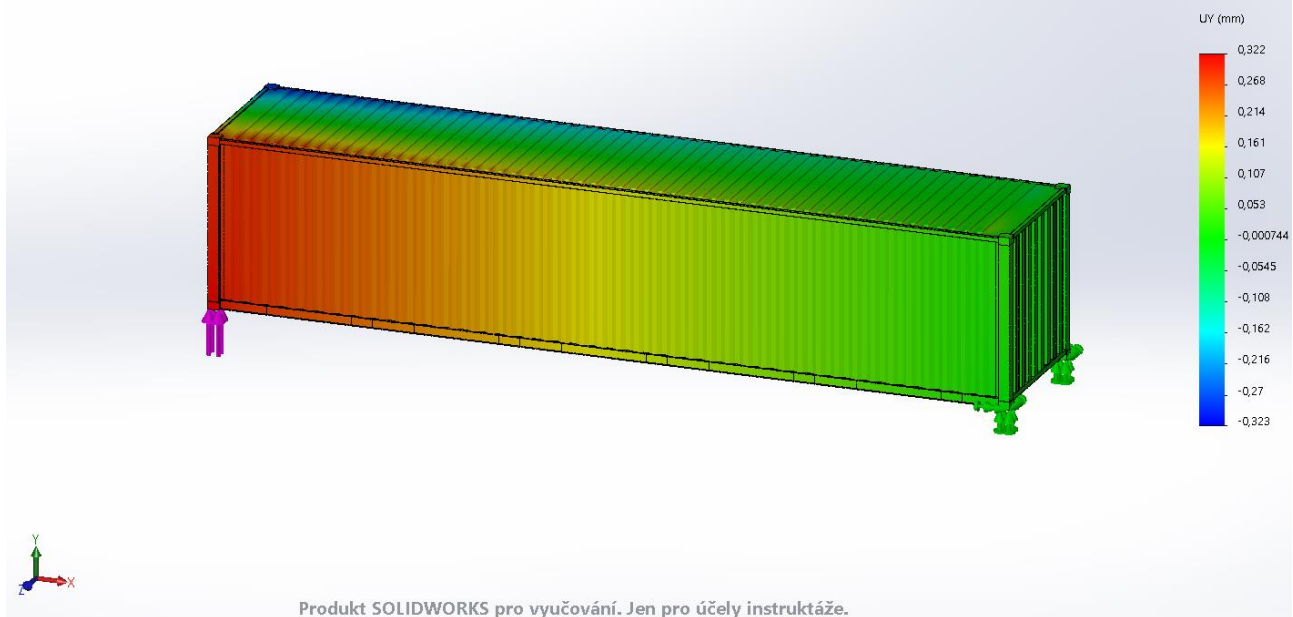
Jak již bylo několikrát zmíněno, základním využitím zkoumaného vozu je uvažována přeprava 40' ISO kontejnerů, které mohou být různě naplněny přepravovaným zbožím. Z tohoto důvodu je potřeba určit torzní tuhost onoho kontejneru, jakožto vstupní údaj pro úvahy ložení vozu prázdným i různě loženým kontejnerem.

Pro pevnostní simulaci byl vytvořen poměrně přesný 3D model 40' kontejneru [9], který byl obdobným způsobem, jako rám vozu, zatížen. Následně byla odměřena posunutí v ose  $y$ . Umístění zkušebních sil a ukotvení kontejneru bylo v tomto případě zvoleno v místě rohových upevňovacích prvků.



Obr. 25: 40' kontejner [22]

Název modelu: 40' Kontejner\_PART  
 Název studie: Torz\_tuh(-Výchozí-)  
 Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí1  
 Měřítko deformace: 5



Obr. 26: Simulace - 40' kontejner

Naměřené a vypočtené hodnoty:

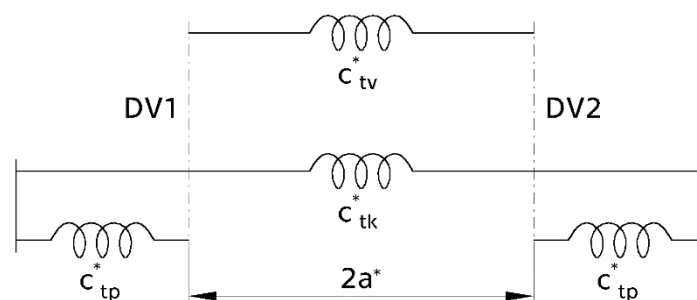
	$h_1$ [mm]	$h_2$ [mm]	$c_t^*$ [N.mm.rad <sup>-1</sup> ]
40' kontejner	+0,292	-0,301	$9,180 \cdot 10^{10}$

Tab. 18: Hodnoty posunutí a torzní tuhosti 40' kontejneru

### 5.3. Torzní tuhost vozu + kontejneru

V situacích, kdy je uvažován stav ložení vozu prázdným či různě loženým kontejnerem, je nutno správně určit výslednou torzní tuhost sestavy „vůz+kontejner“.

Jelikož kontejnerové prvky, které zprostředkovávají spojení mezi vozem a kontejnerem, nejsou umístěny na přímém okraji rámu vozu, nýbrž až v určité vzdálenosti od něj, je zapotřebí uvažovat torzní tuhost představku.



Obr. 27: Schéma torzní tuhosti sestavy "vůz+kontejner"

Výsledná torzní tuhost „sestavy vůz + kontejner“ je tedy určena jako paralelní zapojení torzní tuhosti vozu a součtu sériově zapojených dvou torzních tuhostí představku a kontejneru.

$$c_{tV+K}^* = c_{tV}^* + \frac{c_{tP}^* + c_{tK}^*}{2 \cdot c_{tK}^* + c_{tP}^*} \text{ [kN} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^{-1}\text{]}$$

Nejdříve je tedy nutné provést pevnostní simulaci představku vozu, kde je umístění sil voleno na kraji čelníku a umístění podpěr je zacíleno v místě uložení dvojkolí v rámu vozu.

Název modelu: Gbgs\_Rám  
 Název studie: Torz\_tuh(-Východí-)  
 Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí1



Produkt SOLIDWORKS pro vyučování. Jen pro účely instruktáže.

Obr. 28: Simulace – Představek vozu

Z obrázku ze simulace představku vozu je vidět varianta rámu vozu Gbgs. Je na místě zmínit, že představek je zcela totožný pro všechny verze vyztužení rámu vozu, tedy nezáleží, na které verzi rámu je počítána torzní tuhost představku.

	$h_1$ [mm]	$h_2$ [mm]	$c_t^*$ [N.mm.rad <sup>-1</sup> ]
Představek vozu	+3,47	-3,47	$7,844 \cdot 10^9$
Sestava „vůz+kontejner“			$3,982 \cdot 10^9$

Tab. 19: Hodnoty posunutí a torzních tuhostí sestavy „vůz+kontejner“

## 6. Bezpečnost proti vykolejení výpočtem

Jelikož ložení vozu 40' kontejnerem znamená změnu torzní tuhosti celku, je na místě uvažovat výpočet bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji (dále jen BPV) při různých možnostech ložení daného vozu. Tedy výpočet nejen pro samotný prázdný vůz, ale také pro další 2 mezní stavy, kdy reálně hrozí možnost vykolejení vozu. Celkem jsou tedy uvažovány 3 stavy ložení, ve kterých je proveden podrobný výpočet BPV.

Ověření BPV je provedeno metodou 2 dle ČSN EN 14363 [23]. Jedná se o kombinovanou metodu, která v sobě zahrnuje dvě nezávislé zkoušky. První z nich je tzv. zkrucovací zkouška. Ta má za úkol poskytnout hodnotu minimální svislé kolové síly, která nastává při daných parametrech zkoušení. Druhá zkouška je v principu jízda předmětného vozu obloukem o poloměru 150 m bez převýšení při konstantní rychlosti. Při ní je zaznamenávána příčná vodící síla na nabíhajícím kole. Vyhodnocení celé zkoušky ověření BPV spočívá v porovnání poměru vodící síly  $Y_a$  ku minimální kolové síle  $Q_{\min}$  s mezní hodnotou danou normou.

Vstupní údaje:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Rozvor vozu	$2a^*$	8000	mm
Vzdálenost styčných kružnic kol	$2w_w$	1500	mm
Vzdálenost středů vypružení	$2w_s$	2000	mm
Torzní tuhost rámu vozu z FEM	$c_t^*$	$2,204 \cdot 10^8$	N.mm.rad <sup>-1</sup>
Torzní tuhost sestavy „vůz+kontejner“	$c_{tV+K}^*$	$3,982 \cdot 10^9$	N.mm.rad <sup>-1</sup>

### 6.1. Prázdný vůz

U prázdného vozu je zřejmé, že zatížení od hmotnosti odpružených částí včetně změny kolových sil vlivem zkušební zborcení se budou pohybovat na spodní větvi charakteristiky svislého vypružení. Z toho důvodu je výpočet jednodušší a plně odpovídá metodice dle normy ČSN EN 14363 [23].

V následujících řádcích je proveden postupný rozbor výpočtu BPV.

#### 6.1.1. Změna kolové síly

Jelikož 2n vůz není osazen podvozky, je uvažována změna kolové síly pouze na vzdálenosti rozvoru vozu.

##### 6.1.1.1. Zkušební zkroucení

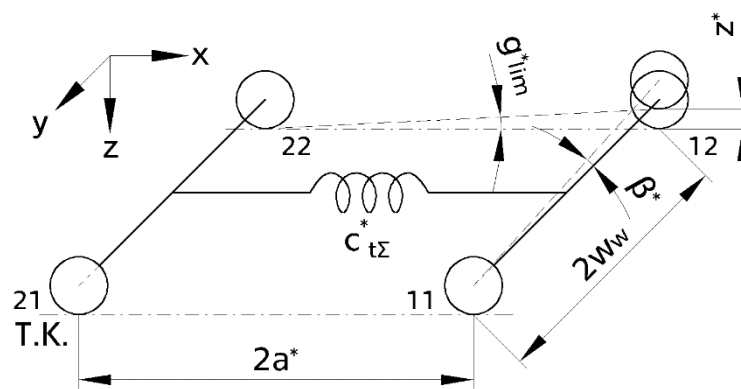
Výpočet zkušební zkroucení rámu vozu metodou 2, je definován normou ČSN EN 14363 [23] pro  $4 \text{ m} < 2a^* < 20 \text{ m}$  takto:

$$g_{\text{lim}}^* = \frac{15}{2a^*} + 2 = \frac{15}{8} + 2 = 3,9 \text{ ‰}$$

##### 6.1.1.2. Zkušební převýšení

Velikost zkušební převýšení rámu vozu lze za pomoci odvození z obrázku vyjádřit tímto způsobem:

$$z^* = g_{\text{lim}}^* \cdot 2a^* = 3,9 \cdot 8 = 31 \text{ mm}$$



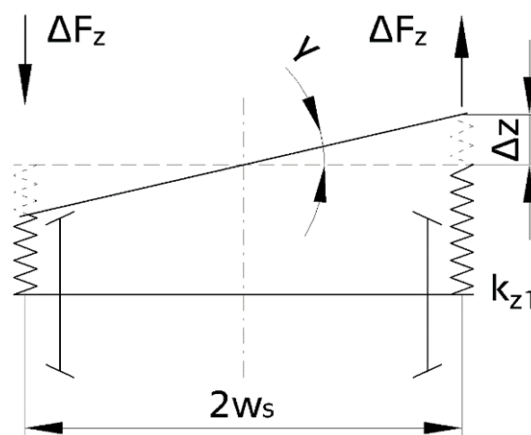
Obr. 29: BPV: Zkušební převýšení

### 6.1.1.3. Úhel natočení dvojkolí dvou podvozků

Vzhledem k vypočtenému zkušebnímu zkroucení rámu vozu dochází k natočení dvojkolí č. 1 okolo osy x, vůči dvojkolí č. 2. Toto natočení se určí, za pomoci Obr. 29 viz výše takto:

$$\beta^* = \frac{z^*}{2w_w} = \frac{31}{1500} = 20,7 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

### 6.1.1.4. Torzní tuhost uložení dvojkolí v rámu vozu



Obr. 30: BPV: Deformace pružnic

Z uvedeného Obr. 30 je patrné, že deformaci pružnice  $\Delta z$  lze vypočítat prostřednictvím funkce tangens úhlu  $\gamma$ . Ovšem z důvodu, že dochází k velmi malým natočením, lze tuto hodnotu považovat za prakticky shodnou se samotným úhlem  $\gamma$ .

$$\Delta z = \gamma \cdot w_s$$

Dále lze spatřit, že dochází ke vzniku momentu  $M_{c_{td}}$ , který vyvolává změna síly vznikající v pružnicích vlivem natočení dvojkolí.

$$\Delta F_z = \Delta z \cdot 2 \cdot k_{z1} = \gamma \cdot w_s \cdot 2 \cdot k_{z1}$$

$$M_{c_{td}} = \Delta F_z \cdot 2w_s = 4 \cdot \gamma \cdot w_s^2 \cdot k_{z1}$$

Jelikož moment, odpovídající změně síly v pružinách, lze taktéž vyjádřit jako součin torzní tuhosti  $c_{td}$  a natočení úhlu  $\gamma$ , je možné vyjádřit torzní tuhost uložení dvojkolí v rámu vozu jako:

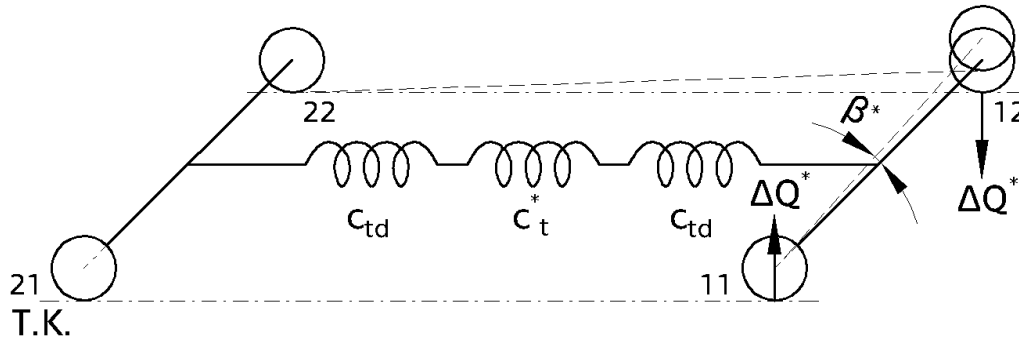
$$M_{c_{td}} = 2 \cdot \gamma \cdot w_s^2 \cdot k_{z1} = c_{td} \cdot \gamma$$



$$\rightarrow c_{td} = 2 \cdot w_s^2 \cdot k_{z1} = 2 \cdot \left(\frac{2000}{2}\right)^2 \cdot 650 = 1,31 \cdot 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

### 6.1.1.5. Torzní tuhost vozu

Torzní tuhost vozu je složena, jak zobrazuje Obr. 31, ze dvou torzních tuhostí uložení dvojkolí v rámu vozu  $c_{td}$  a z torzní tuhosti rámu vozu  $c_t^*$ . Jelikož jsou pomyslné pružiny s těmito torzními tuhostmi řazeny sériově, lze celkovou torzní tuhost vozu vypočítat jako součet převrácených hodnot dílčích tuhostí.



Obr. 31: BPV: Torzní tuhost vozu

$$\frac{1}{c_{t\Sigma}^*} = \frac{1}{c_{td}} + \frac{1}{c_t^*} + \frac{1}{c_{td}} \rightarrow c_{t\Sigma}^* = \frac{c_{td} \cdot c_t^*}{2 \cdot c_t^* + c_{td}} = \frac{1,31 \cdot 10^9 \cdot 2,204 \cdot 10^8}{2 \cdot 2,204 \cdot 10^8 + 1,31 \cdot 10^9} = 1,65 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

### 6.1.1.6. Změna kolové síly

Z Obr. 31 výše lze odvodit momentovou rovnici, ze které se dopočítá změna kolové síly na vzdálenosti rozvoru vozu.

$$M_{\Delta Q^*} = \Delta Q \cdot 2w_w = c_{t\Sigma}^* \cdot \beta^*$$

$$\rightarrow \Delta Q = \frac{c_{t\Sigma}^* \cdot \beta^*}{2w_w} = \frac{1,65 \cdot 10^8 \cdot 20,7 \cdot 10^{-3}}{1500} = 2271 \text{ N}$$

## 6.1.2. Svislá kolová síla na vnějším kole

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, pro vyhodnocení BPV je zapotřebí stanovit minimální svislou kolovou sílu na vnějším nabíhajícím kole  $Q_{\min}$ , která je složena ze všech změn kolových sil  $\Delta Q$  a ze statické kolové síly  $Q_0$ .

$$Q_{\min} = Q_0 - \Delta Q = 26487 - 2271 = 24216 \text{ N}$$

### 6.1.2.1. Statická kolová síla

Jedná se o zatížení působící na jedno kolo vyvolané tíhou vozu v daném stavu ložení.

$$Q_0 = \frac{m_{PV} \cdot g}{4} = \frac{10800 \cdot 9,81}{4} = 26487 \text{ N}$$

## 6.1.3. Vodicí síla

Výpočet vodicí síly je uvažován dvěma způsoby, a to za pomoci řídicí síly  $P_1$ , která je odvozena z Heumannovy metody, a pomocí předpisu ORE B55-RP8.

### 6.1.3.1. Heumannova metoda

Výpočet řídicí síly Heumannovou metodou byl proveden v programu doc. Koláře, jenž je dostupný na úložišti ústavu 12 120.

Vstupní data do výpočtového programu:

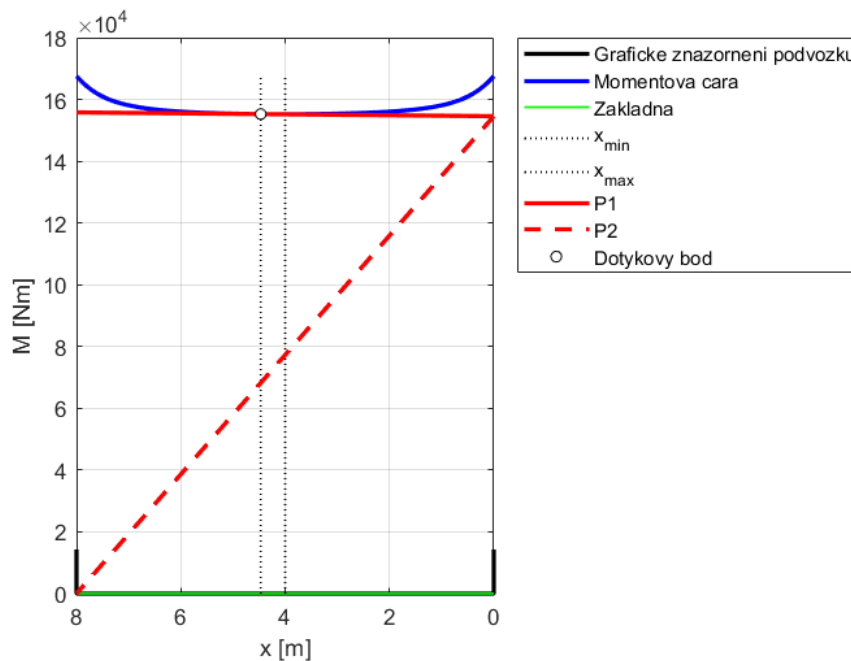
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Svislá kolová síla	$Q_0$	26487	N
Součinitel tření mezi kolem a kolejnici	$f$	0,36	1
Vzdálenost styčných kružnic	$2s$	1500	mm
Rozvor podvozku	$2a$	8000	mm
Poloměr oblouku koleje	$R$	150	m
Vůle v kolejovém kanálu	$2\sigma$	25	mm

Tab. 20: Vstupní data pro výpočet řídicí síly

Výsledkem jsou hodnoty v následující tabulce a také grafické zobrazení.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Řídicí síla	$P_1$	19475	N
Nepravá řídicí síla	$P_2$	-19322	N
Poloha středu tření	$x$	4,5	m
Úhel náběhu	$\alpha_n$	1,71	°

Tab. 21: Výstupy z výpočtu řídicí síly



Obr. 32: Heumannova metoda

Vodící síla  $Y_a$  se potom určí jako rozdíl řídicí síly  $P_1$  a svislé kolové síly vynásobené součinitelem tření  $f$ .

$$Y_a = P_1 - (Q_0 \cdot f) = 19475 - (26487 \cdot 0,4) = 9940 \text{ N}$$

V tomto způsobu určení vodící síly  $Y_a$  je zapotřebí vzít v úvahu velké odlišnosti od předpokladů Heumannovy metody vůči realitě, jako jsou např. dokonale válcová dvojkolá pod.

### 6.1.3.2. ORE B55-RP8

Technická zpráva ORE B55-RP8 [24] vychází z mnoha pokusů na reálných vozech, a tak výpočty pomocí této metody lze považovat za realistické. Jelikož je výpočet založen na empirických vzorcích a opírá se o zkušenosti z provozu, velmi často se využívá ve firmách zabývajících se konstrukcí a výrobou nákladních železničních vozů.

Výpočet je tedy v případě 2n vozu a poloměru oblouku 150 m proveden za pomoci zjednodušeného empirického vztahu:

$$Y_a = Q_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho)_0 = Q_0 \cdot \frac{6,5}{150} \cdot 2a^* = 26487 \cdot \frac{6,5}{150} \cdot 8 = 9182 \text{ N}$$

Kde  $\gamma$  je sklon profilu kola v bodě dotyku kola a kolejnice o hodnotě  $\gamma = 3^\circ$  pro profil kola typu S1002 a  $\rho$  představuje třecí úhel.

### 6.1.4. Poměr vodící síly a svislé kolové síly

Pro ověření, zda je daný vůz s navrženým vypružením vyhovující, dle podmínky bezpečnosti proti vykolejení, je zapotřebí určit poměr vodící síly  $Y_a$  a svislé kolové síly  $Q_{\min}$ .

Jelikož byla vodící síla určena dvěma způsoby, a to pomocí Heumannovy metody, dle které byla určena řídicí síla  $P_1$  a z ní následně vodící síla  $Y_a$  (dále bude uváděno  $Y_a$  dle Heumanna) a dle předpisu ORE B55-RP8, je možné provést vyhodnocení BPV skrze dva odlišné postupy. Podmínka, kterou udává norma ČSN EN 14363 říká, že vypočtená hodnota poměru vodící síly a svislé kolové síly musí být menší nebo maximálně rovna hodnotě 1,2.

$$Y_a \text{ dle Heumanna ... } \left( \frac{Y_{a \text{ Heu}}}{Q_{\min}} \right)_{\text{PV}} = \frac{9940}{24216} = 0,410 < 1,2 \rightarrow \text{Vůz je vyhovující pro provoz}$$

$$Y_a \text{ dle ORE B55-RP8 ... } \left( \frac{Y_{a \text{ ORE}}}{Q_{\min}} \right)_{\text{PV}} = \frac{9182}{24216} = 0,379 < 1,2 \rightarrow \text{Vůz je vyhovující pro provoz}$$

Tato podmínka je u obou způsobů výpočtu dodržena čili vůz je z hlediska bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji zcela vyhovující.

## 6.2. Vůz ložený prázdným kontejnerem

Jestliže je prázdný vůz osazen 40' kontejnerem, automaticky se zvýší torzní tuhost sestavy a taktéž naroste zatížení vypružení o celou hmotnost prázdného kontejneru.

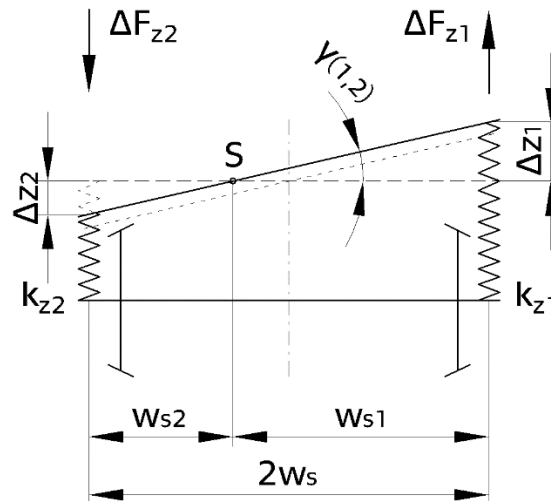
V charakteristice svislého vypružení je zapotřebí znázornit sílu působící na pružnici vlivem zatížení a taktéž hodnoty sil vlivem změn kolových sil odvíjejících se od zkušební zborcení. Z toho je následně možné určit, zda dochází na některém z kol k přechodu do horní větve charakteristiky vypružení.

$Q_0$ [kN]	$F_{OD}$ [kN]	$F_{PŘ}$ [kN]	$F_{zc}$ [kN]
35,8	29,0	43,2	41,1

Tab. 22: Svislé síly působící na vypružení vozu s prázdným kontejnerem

Z výše uvedených hodnot je patrné, že k překročení bodu zlomu v charakteristice svislého vypružení dochází, čímž se následný výpočet BPV stává komplikovanějším.

Na úvod tohoto složitějšího výpočtu je zapotřebí provést úvahu nad rozбором situace vzhledem k chování dvojkolí a jeho vypružení na zborcené koleji.



Obr. 33: BPV: Schéma posunutí středu natáčení

Z obrázku je patrné, že z důvodu rozdílných tuhostí vypružení na jednotlivých kolech dochází k přesunu bodu, ve kterém má rám vozu nulovou hodnotu svislého posuvu vlivem natočení dvojkolí. Tento stav je možné popsat rovnicemi, které vycházejí z rovnosti sil vznikajících ve vypružení a z natočení rámu vozu vlivem zborcené koleje.

Jelikož se zvětší (zmenší) vzdálenost od středu otáčení S a zároveň se zmenší (zvětší) tuhost vypružení  $\rightarrow \Delta F_{z1} = \Delta F_{z2}$ .

$$\Delta z_1 = \gamma_{(1,2)} \cdot w_{s1} \text{ a zároveň } \Delta z_2 = \gamma_{(1,2)} \cdot w_{s2} \text{ a zároveň } w_{s1} + w_{s2} = 2w_s$$

$$\Delta F_{z1} = \Delta z_1 \cdot k_{z1} \text{ a zároveň } \Delta F_{z2} = \Delta z_2 \cdot k_{z2}$$

Z výše uvedených rovnic lze přímo odvodit velikosti jednotlivých vzdáleností mezi středem otáčení S a pružnicemi:

$$\Delta F_{z1} = \Delta F_{z2}$$

$$\Delta z_1 \cdot k_{z1} = \Delta z_2 \cdot k_{z2}$$

$$\gamma_{(1,2)} \cdot w_{s1} \cdot k_{z1} = \gamma_{(1,2)} \cdot w_{s2} \cdot k_{z2}$$

$$\rightarrow w_{s1} = w_{s2} \cdot \frac{k_{z2}}{k_{z1}}$$

$$\text{Z rovnice } w_{s1} + w_{s2} = 2w_s \rightarrow w_{s2} \cdot \left(1 + \frac{k_{z2}}{k_{z1}}\right) = 2w_s \rightarrow w_{s2} = \frac{2w_s}{1 + \frac{k_{z2}}{k_{z1}}}$$

Díky tomuto rozboru je možné určit torzní tuhost uložení dvojkolí v rámu vozu:

$$M_{(S)} = \Delta F_{z1} \cdot w_{s1} + \Delta F_{z2} \cdot w_{s2} = c_{td(1,2)} \cdot \gamma_{(1,2)}$$

$$\rightarrow c_{td(1,2)} = \frac{M_{(S)}}{\gamma_{(1,2)}} = \frac{\Delta F_{z1} \cdot w_{s1} + \Delta F_{z2} \cdot w_{s2}}{\gamma_{(1,2)}} = \dots = \frac{2 \cdot w_s^2}{\left(1 + \frac{k_{z2}}{k_{z1}}\right)^2} \cdot \left(k_{z2} + \frac{k_{z2}^2}{k_{z1}}\right) [\text{N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

Teď je již možné určit celkovou torzní tuhost vozu:

$$c_{t\Sigma(1,2)}^* = \frac{c_{td(1,2)} \cdot c_t^*}{2 \cdot c_t^* + c_{td(1,2)}} [\text{N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

Z důvodu přechodu tuhosti vypružení z jedné větve charakteristiky na druhou, je nutné rozdělit vznikající změny kolových sil na dvě části, a to na vznikající do lomu charakteristiky a za lomem charakteristiky vypružení. Tedy zjednodušeně řečeno, část změny kolové síly, na kterou má vliv nižší tuhost vypružení  $k_{z1}$  a na část, na kterou má vliv vyšší tuhost vypružení  $k_{z2}$ .

V praxi dochází k ložení vozu napříč celým spektrem možného zatížení, a proto je na místě odvodit výpočet změny kolových sil  $\Delta Q$  právě pro obecné zatížení vozu.

Pro odvozování budu uvažovat stav, kdy účinek statické kolové síly  $Q_0$  na pružnici leží na dolní větvi charakteristiky vypružení. Pokud by se nacházel na horní větvi, odvození by bylo podobné, avšak hlavní rozdíl je v tom, že dochází k přechodu z  $k_{z2}$  na  $k_{z1}$ .

Nejprve je nutné určit natočení dvojkolí do lomu charakteristiky  $\beta_{DLCH}$ .

Začne se vyjádřením stlačení pružnice od hmotnosti vypružených částí vozu a ložení, jenž působí na jednu pružnici:

$$s_m = \frac{Q_0}{k_{z1}} \text{ [mm]}$$

Za pomoci tohoto údaje je možné vyjádřit změnu stlačení pružnice do lomu charakteristiky vypružení. Pro lepší představu pomůže charakteristika vypružení.

$$\Delta s_{DLCH} = s_{zc} - s_m \text{ [mm]}$$

Za pomoci obdobné myšlenky, jako u Obr. 33, tedy že úhel natočení lze určit z trojúhelníku definovaného změnou stlačení a vzdáleností od „pólu natočení“, je možné odvodit natočení rámu vozu do lomu charakteristiky vypružení:

$$\gamma_{DLCH} = \frac{\Delta s_{DLCH}}{w_s} \text{ [rad]}$$

Ted' je již možné určit natočení dvojkolí do lomu charakteristiky vypružení, a to při znalosti torzních tuhostí  $c_{td}$  a  $c_{t\Sigma}$ , tedy přepočtu mezi natočením rámu vozu a dvojkolím.

$$\beta_{DLCH} = \frac{c_{td(1,1)}}{c_{t\Sigma(1,1)}} \cdot \gamma_{DLCH} \text{ [rad]}$$

Jestliže úhel natočení dvojkolí  $\beta$ , přepočítaný ze zkušebního zkroucení  $g_{lim}$ , bude rozdělen na natočení do lomu charakteristiky vypružení a za lomem char. vypruž., potom platí rovnice:

$$\beta = \beta_{DLCH} + \beta_{ZLCH} \text{ [rad]}$$

Z onoho vyjádření, při znalosti dvou ze tří členů, je možné určit neznámou veličinu:

$$\beta_{ZLCH} = \beta - \beta_{DLCH} \text{ [rad]}$$

Aby bylo možné při pohledu do diagramu charakteristiky vypružení říci, zda dochází k přechodu přes lom char. vypruž., je zapotřebí určit sílu na odlehčené  $F_{OD}$  a přitížené  $F_{PŘ}$  pružnici vlivem natočení dvojkolí a rámu vozu od zkušebního zkroucení.

Nejprve bude zaměřeno na vyjádření síly na přitížené pružnici  $F_{PŘ}$ , kde se předpokládá přechod na horní větev char. vypruž. Postup je z větší části obdobný, jako při vyjadřování natočení dvojkolí do lomu char. vypruž.  $\beta_{DLCH}$ , pouze reverzně.

Jestliže je známo natočení dvojkolí za lomem char. vypruž.  $\beta_{ZLCH}$ , je možné odvodit úhel natočení rámu vozu za lomem char. vypruž.:

$$\gamma_{ZLCH} = \frac{c_{t\Sigma(1,2)}^*}{c_{td(1,2)}} \cdot \beta_{ZLCH} \text{ [rad]}$$

Z toho lze následně určit změnu stlačení pružnice za lomem char. vypruž.:

$$\Delta s_{ZLCH} = \gamma_{ZLCH} \cdot w_{s2} \text{ [mm]}$$

V následujícím kroku se již postup dostává přímo k odlehčenému kolu. S pomocí charakteristiky vypružení a již odvozených hodnot je možné vyjádřit stlačení odlehčené pružnice:

$$s_{PŘ} = s_{zc} + \Delta s_{ZLCH} \text{ [mm]}$$

Síla na přetížené pružnici  $F_{PŘ}$  se určí především ze znalosti, že dochází k přechodu z dolní větve char. vypruž. na horní, a tak je zapotřebí rozdělit silový účinek na část odpovídající dolní větvi ( $F_{zc}$ ) a na část odpovídající horní větvi.

$$F_{PŘ} = F_{zc} + \Delta s_{ZLCH} \cdot k_{z2} \text{ [N]}$$

Vyjádření síly na odlehčené pružnici  $F_{OD}$  je již jednodušší, neboť nedochází k překročení lomu charakteristiky vypružení.

Z předchozího důvodu tak lze vyjádřit natočení rámu vozu při tuhosti  $k_{z1}$  na pravém i levém kole:

$$\gamma_{(1,1)} = \frac{c_{t\Sigma(1,1)}^*}{c_{td(1,1)}} \cdot \beta \text{ [rad]}$$

Tedy je možné určit stlačení odlehčené pružnice:

$$s_{OD} = \gamma_{(1,1)} \cdot w_s \text{ [mm]}$$

Následně již lze vyjádřit sílu na odlehčovaném kole. Nesmí se však opomenout, že silový účinek stlačení odlehčené pružnice je odečítán od hodnoty kolové síly  $Q_0$ .

$$F_{OD} = Q_0 - (s_{OD} \cdot k_{z1}) \text{ [N]}$$

V této fázi je již z hlediska představ a vyjádřených hodnot zcela legitimní určit změny kolových sil do lomu charakteristiky vypružení  $\Delta Q_{DLCH}$  a za lomem char. vypruž.  $\Delta Q_{ZLCH}$ .

Změna kolové síly do lomu char. vypruž. je odvozena z odpovídajícího natočení dvojkolí:

$$\Delta Q_{DLCH} = \frac{c_{t\Sigma(1,1)}^* \cdot \beta_{DLCH}}{2w_w} \text{ [N]}$$

A obdobně je určena změna kolové síly za lomem char. vypruž.:

$$\Delta Q_{ZLCH} = \frac{c_{t\Sigma(1,2)}^* \cdot \beta_{ZLCH}}{2w_w} \text{ [N]}$$

Celková změna kolové síly je pak určena součtem její dílčích hodnot:

$$\Delta Q = \Delta Q_{DLCH} + \Delta Q_{ZLCH} \text{ [N]}$$

V následných krocích je zapotřebí určit hodnoty pro ověření bezpečnosti proti vykolejení zcela totožně, jako v případech, kdy není uvažován ani předpokládán přechod z jedné větve charakteristiky vypružení do druhé.

Z výše odvozovaných vztahů je tak na závěr možné spočítat minimální kolovou sílu na nabíhající kole  $Q_{\min}$ , díky které spolu s vodící silou  $Y_a$  je dán poměr  $\frac{Y_a}{Q_{\min}}$ :

$$Y_a \text{ dle Heumanna ... } \left( \frac{Y_a \text{ Heu}}{Q_{\min}} \right)_{V+K} = \frac{13418}{27792} = 0,483 < 1,2 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$Y_a \text{ dle ORE B55-RP8 ... } \left( \frac{Y_a \text{ ORE}}{Q_{\min}} \right)_{V+K} = \frac{12396}{27792} = 0,446 < 1,2 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### 6.3. Vůz + kontejner + ložení na mez změny tuhosti vypružení

Tato varianta uvažuje, že vůz osazený 40' kontejnerem je zatížen tak, aby na přetíženém kole působila pouze horní větev charakteristiky a na odlehčeném kole se výsledná síla dostala na bod lomu charakteristiky zleva čili pro praktický výpočet je uvažována hodnota síly o 1 N menší, než je síla na lomu charakteristiky vypružení  $F_{zc}$ .

$Q_0$ [kN]	$F_{OD}$ [kN]	$F_{PŘ}$ [kN]	$F_{zc}$ [kN]
59,9	41,1	78,7	41,1

Tab. 23: Svislé síly působící na vypružení vozu složeným kontejnerem

Výpočet je obdobný jako v bodě 6.2 jen s tím rozdílem, že přechod pracovního bodu na charakteristice vypružení je z horní větve na větev dolní.

Určení celkové torzní tuhosti vozu při uvažování rozdílných tuhostí na levé a pravé pružnici téhož dvojkolí je zcela totožné jako v bodě 6.2, neboť  $c_{t\Sigma(1,2)}^* = c_{t\Sigma(2,1)}^*$ .

Z charakteristiky vypružení a výše uvedeného vysvětlení je patrné, že změna síly na pružnici do lomu charakteristiky vypružení (Pozor! Směr shora dolů!) je rozdíl vlivu statické kolové síly  $Q_0$  na pružnici a síly na lomu char. vypruž.  $F_{zc}$ . Změna síly na pružnici za lomem charakteristiky je pak právě onen 1 N.

Výše uváděný stav zatížení je velmi specifický. Je možné přímo říci, jak velké hodnoty sil, potažmo rozdíly sil, působí na pružnici a při znalosti torzních tuhostí a roztečí mezi pružnicemi a koly je možné poměrně jednoduše přepočítat tyto hodnoty na změny kolových sil  $\Delta Q$ .

Nejprve je nutné opět určit natočení dvojkolí do lomu charakteristiky  $\beta_{DLCH}$ .

Vyjádření stlačení pružnice od hmotnosti vypružených částí vozu a ložení, jenž působí na jednu pružnici:

$$s_m = s_{zc} + \frac{Q_0 - F_{zc}}{k_{z2}} \text{ [mm]}$$

Za pomoci tohoto údaje je možné vyjádřit změnu stlačení pružnice do lomu charakteristiky vypružení. Pro lepší představu pomůže charakteristika vypružení.

$$\Delta s_{DLCH} = s_m - s_{zc} \text{ [mm]}$$

Z trojúhelníku definovaného změnou stlačení a vzdáleností od „pólu natočení“ lze odvodit natočení rámu vozu do lomu charakteristiky vypružení:

$$\gamma_{DLCH} = \frac{\Delta s_{DLCH}}{w_s} \text{ [rad]}$$

Nyní se určí natočení dvojkolí do lomu charakteristiky vypružení, a to při znalosti torzních tuhostí  $c_{td}$  a  $c_{t\Sigma}$ .

$$\beta_{DLCH} = \frac{c_{td(2,2)}}{c_{t\Sigma(2,2)}} \cdot \gamma_{DLCH} \text{ [rad]}$$

Úhel natočení dvojkolí  $\beta$ , přepočítaný ze zkušebního zkroucení  $g_{lim}$ , lze rozdělit na natočení do lomu charakteristiky vypružení a za lomem char. vypruž.:

$$\beta = \beta_{DLCH} + \beta_{ZLCH} \text{ [rad]}$$

Z tohoto vyjádření, při znalosti dvou ze tří členů, je již možné určit neznámou veličinu:

$$\beta_{ZLCH} = \beta - \beta_{DLCH} \text{ [rad]}$$

Pro stanovení, zda dochází k přechodu přes lom char. vypruž., je zapotřebí určit sílu na odlehčené  $F_{OD}$  a přetížené  $F_{PŘ}$  pružnici vlivem natočení dvojkolí a rámu vozu od zkušebního zkroucení.

Nejprve vyjádření síly na odlehčené pružnici  $F_{OD}$ , kde je předpokládán přechod na nižší větve char. vypruž.

Jestliže je známo natočení dvojkolí za lomem char. vypruž.  $\beta_{ZLCH}$ , lze odvodit úhel natočení rámu vozu za lomem char. vypruž.:

$$\gamma_{ZLCH} = \frac{c_{t\Sigma(2,1)}^*}{c_{td(2,1)}} \cdot \beta_{ZLCH} \text{ [rad]}$$

Z toho se určí změna stlačení pružnice za lomem char. vypruž.:

$$\Delta s_{ZLCH} = \gamma_{ZLCH} \cdot w_{s1} \text{ [mm]}$$

Nyní je již možné vyjádřit stlačení odlehčené pružnice:

$$s_{OD} = s_{zc} - \Delta s_{ZLCH} \text{ [mm]}$$

Síla na odlehčené pružnici  $F_{OD}$  je dána samotnou podstatou tuhosti vypružení, tedy síla ku stlačení.

$$F_{OD} = s_{OD} \cdot k_{z1} \text{ [N]}$$

Vyjádřit sílu na přetížené pružnici  $F_{PŘ}$  již nebude náročné, neboť je známo, že zde nedochází k překročení lomu charakteristiky vypružení.

Lze tedy vyjádřit natočení rámu vozu při tuhosti  $k_{z2}$  na pravém i levém kole:

$$\gamma_{(2,2)} = \frac{c_{t\Sigma(2,2)}^*}{c_{td(2,2)}} \cdot \beta \text{ [rad]}$$

Dále je možné určit stlačení přetížené pružnice:

$$s_{PŘ} = \gamma_{(2,2)} \cdot w_s \text{ [mm]}$$

Následně již nic nebrání vyjádření síly na přetíženém kole. Jen je třeba dávat pozor na fakt, že silový účinek stlačení přetížené pružnice se přičítá k hodnotě svislé kolové síly  $Q_0$ .

$$F_{PŘ} = (s_{PŘ} \cdot k_{z2}) + Q_0 \text{ [N]}$$



Ted' jsou známé veškeré potřebné údaje pro určení změn kolových sil do lomu charakteristiky vypružení  $\Delta Q_{DLCH}$  a za lomem char. vypruž.  $\Delta Q_{ZLCH}$ .

Změna kolové síly do lomu char. vypruž. je odvozena z odpovídajícího natočení dvojkolí:

$$\Delta Q_{DLCH} = \frac{c_{t\Sigma(2,2)}^* \cdot \beta_{DLCH}}{2w_w} \text{ [N]}$$

A obdobně je určena změna kolové síly za lomem char. vypruž.:

$$\Delta Q_{ZLCH} = \frac{c_{t\Sigma(2,1)}^* \cdot \beta_{ZLCH}}{2w_w} \text{ [N]}$$

Celková změna kolové síly je pak určena jako součet jejích dílčích hodnot:

$$\Delta Q = \Delta Q_{DLCH} + \Delta Q_{ZLCH} \text{ [N]}$$

V následných krocích je zapotřebí určit hodnoty pro dopočítání bezpečnosti proti vykolejení zcela totožně, jako v případech, kdy není uvažován ani předpokládán přechod z jedné větve charakteristiky vypružení do druhé.

Na závěr se lze již spočítat stejným způsobem jako v bodě 6.1.2 a 6.1.3 svislou kolovou sílu  $Q_{\min}$  a vodící sílu  $Y_a$ , ze kterých je definován poměr  $\frac{Y_a}{Q_{\min}}$ :

$$Y_a \text{ dle Heumanna ... } \left( \frac{Y_a \text{ Heu}}{Q_{\min}} \right)_{\text{LNMZTV}} = \frac{22479}{42693} = 0,527 < 1,2 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$Y_a \text{ dle ORE B55-RP8 ... } \left( \frac{Y_a \text{ ORE}}{Q_{\min}} \right)_{\text{LNMZTV}} = \frac{20766}{22851} = 0,486 < 1,2 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

#### 6.4. Shrnutí ověření BPV

Z hodnot poměrů  $\frac{Y_a}{Q_{\min}}$ , které byli vypočteny je patrné že stav, při kterém je vůz zatížen na mez změny tuhosti vypružení, je horší než stav prázdného vozu. Tím je potvrzeno, že ověřování bezpečnosti proti vykolejení na zborceného koleji pro všechny potencionálně nebezpečné stavy ložení je důležité a má velký význam.

V následující tabulce je uveden souhrn koeficientů vykolejení  $\frac{Y_a}{Q_{\min}}$  pro všechny uvažované stavy ložení:

Stav ložení	s $Y_a$ dle Heumanna	s $Y_a$ dle ORE B55-RP8
Prázdný vůz	0,410	0,379
Vůz s prázdným kontejnerem	0,483	0,446
Vůz se zatížením na mez změny tuhosti vypružení	0,527	0,486

Tab. 24: Koeficienty vykolejení pro všechny stavy ložení

## 7. Výpočtové simulace

Pro zjištění chování vozu o daných parametrech byl vytvořen matematický model v prostředí softwaru SIMPACK. Ten je složen ze základních prvků, které definují jeho vlastnosti důležité pro chování při jízdě a uvažovaných zkouškách.

### 7.1. Popis modelu

Vzhledem k tomu, že účelem výpočtových simulací je se co nejvíce přiblížit reálným zkouškám prováděných na skutečných vozech, je nutné co nejpřesněji specifikovat výpočtový model tak, aby bylo docíleno požadovaných výstupů.

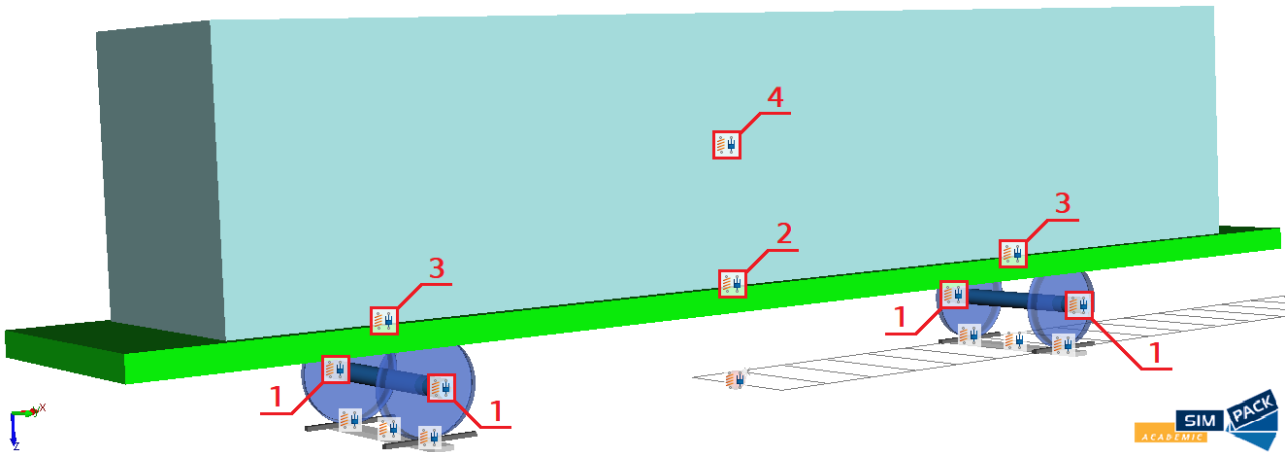
Model je tvořen tělesy, která jsou navzájem spojena silovými vazbami. Jednotlivá tělesa jsou definována svou hmotností, momenty setrvačnosti k jednotlivým osám a polohou těžiště. Silové vazby jsou konkretizovány dle svého charakteru. Tedy pokud se jedná například o vypružení, tak je silová vazba definována charakteristikou čili závislostí síly na posunutí. Vazba kolo-kolejnice je specifická a je definována přímo samotným softwarem s možností úpravy dílčích parametrů, jako je např. součinitel tření a další.

Co se týče hmotností, momentů setrvačnosti a poloh těžišť jednotlivých částí, tak ty byly přesně odečteny z podrobných 3D CAD modelů, které jsou popsány v kapitole 2.1.

Vůz se skládá z několika částí: dvojkolí, rám vozu, kontejner, mover. Jedná se o zjednodušené části, které vyžadují komentář:

- |               |  |
|---------------|--|
| Dvojkolí ...  | Těleso dvojkolí představuje ve výpočtovém modelu sestavu včetně ložiskových skříní a částí pružnic. Tedy parametry pro specifikaci tělesa byli získány z 3D CAD modelu sestavy výše uvedených částí. Podrobnější popis viz kapitola 2.1.2.   |
| Rám vozu ...  | Rám je členěn do několika částí, a to z důvodu zanesení torzních tuhostí, které mají zásadní vliv na chování vozu při simulacích. Jeho částmi jsou dva předstávky a dva střední díly. Do hmotnosti rámu jsou také zahrnuty závěsy, rozsochy a části pružnic. Detailní popis viz kapitola 2.1.1.                                    |
| Kontejner ... | Obdobně jako u rámu vozu je kontejner rozdělen na více částí (v tomto případě na dvě), a to proto, aby bylo možné zaneset jeho torzní tuhost. Jednotlivé části jsou pevně spojeny s částmi rámu vozu, a to v místech kontejnerových prvků. Obsáhlejší popis viz kapitola 2.2.  |
| Mover ...     | Pro docílení jízdy vozidla konstantní rychlostí bez vlivu jízdnicích odporů bylo zapotřebí doplnit celkový model vozu o bezrozměrné těleso, kterému je předepsána rychlost a je pevně spojeno s rámem vozu. Neovlivňuje tedy jakkoliv mechanické vlastnosti vozu, ale pouze napomáhá funkčnosti jednotlivých výpočtových simulací. |

V níže vyobrazeném pohledu na výpočtový model jsou znázorněny jednotlivé vstupní parametry definující zkoumaný vůz, respektive vůz ložený 40' kontejnerem.



Obr. 34: Simulace: Popis modelu

Pozice 1	$k_x$	Charakteristika vypružení v podélném směru
	$k_y$	Charakteristika vypružení v příčném směru
	$k_z$	Charakteristika vypružení ve svislém směru
	-	Třecí tlumení v podélném směru
	-	Třecí tlumení v příčném směru
	-	Třecí tlumení ve svislém směru
	-	Vůle v rozsochovém vedení v podélném směru
	-	Vůle v rozsochovém vedení v příčném směru
Pozice 2	$c_{tV}^*$	Torzni konstanta rámu vozu
Pozice 3	$c_{tP}^*$	Torzni konstanta představku
Pozice 4	$c_{tK}^*$	Torzni konstanta 40' kontejneru

Tab. 25: Parametry výpočtového modelu

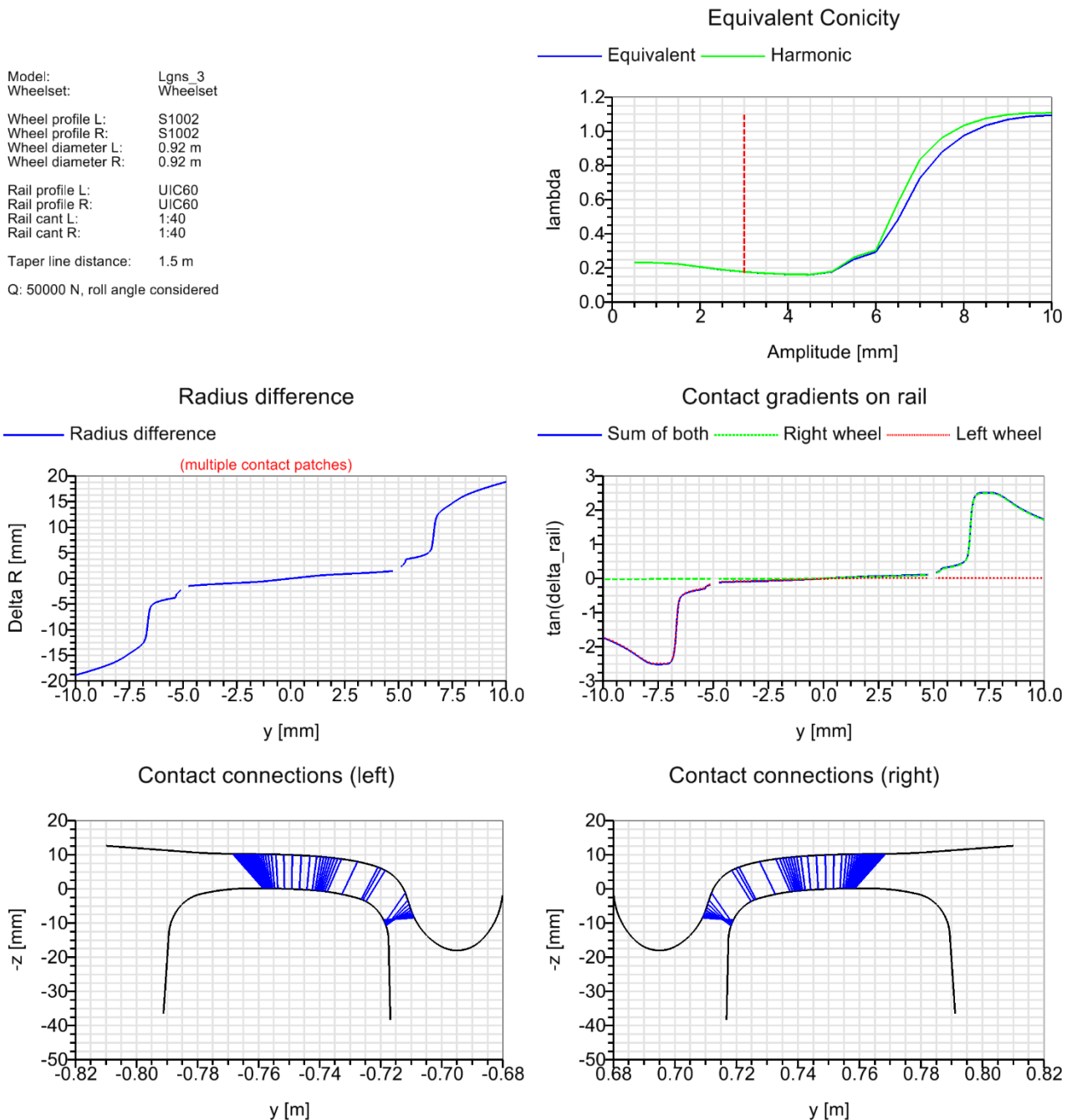
Pro silové vazby v pozicích 2, 3 a 4 je specifické to, že mají pouze 1° volnosti, a to otáčení kolem osy x. Tím je docíleno uvažování torzních konstant tak, jak byly definovány v kapitole 5.

Dvojkolí, kterými je vůz osazen, mají jízdní profil S1002 a průměr 920 mm. Vzdálenost styčných kružnic má hodnotu 1500 mm. Vůz se pohybuje po koleji tvořené kolejnicemi typu UIC 60. Jejich rozchod je normální, čili 1435 mm, a sklon upevnění kolejnic 1:40. Součinitel tření mezi kolem a kolejnicí byl nastaven na hodnotu 0,36.

Další údaje ke kontaktní geometrii jsou uvedeny na obrázku níže.

## Contact geometry

Model: Lgns\_3  
 Wheelset: Wheelset  
 Wheel profile L: S1002  
 Wheel profile R: S1002  
 Wheel diameter L: 0.92 m  
 Wheel diameter R: 0.92 m  
 Rail profile L: UIC60  
 Rail profile R: UIC60  
 Rail cant L: 1:40  
 Rail cant R: 1:40  
 Taper line distance: 1.5 m  
 Q: 50000 N, roll angle considered



Obr. 35: Kontaktní geometrie modelu

## 7.2. Validace modelu

Za účelem ověření, že výsledky ze simulací mají vypovídací hodnotu a nabývají věrohodných hodnot, bylo zapotřebí provést validaci matematického modelu. Ta byla pojata jako kontrola funkčnosti jednotlivých typů simulačních zkoušek.

### 7.2.1. Jízda nepřevýšeným obloukem

Pro vyhodnocení bezpečnosti vozu proti vykolejení na zborcené koleji metodou 2 dle ČSN EN 14363 je zapotřebí provést dvě dílčí zkoušky, z jejichž jednotlivých výstupních parametrů se provádí posouzení BPV. První uvažovanou zkouškou je právě jízda vozu nepřevýšeným obloukem o poloměru 150 m při konstantní rychlosti.

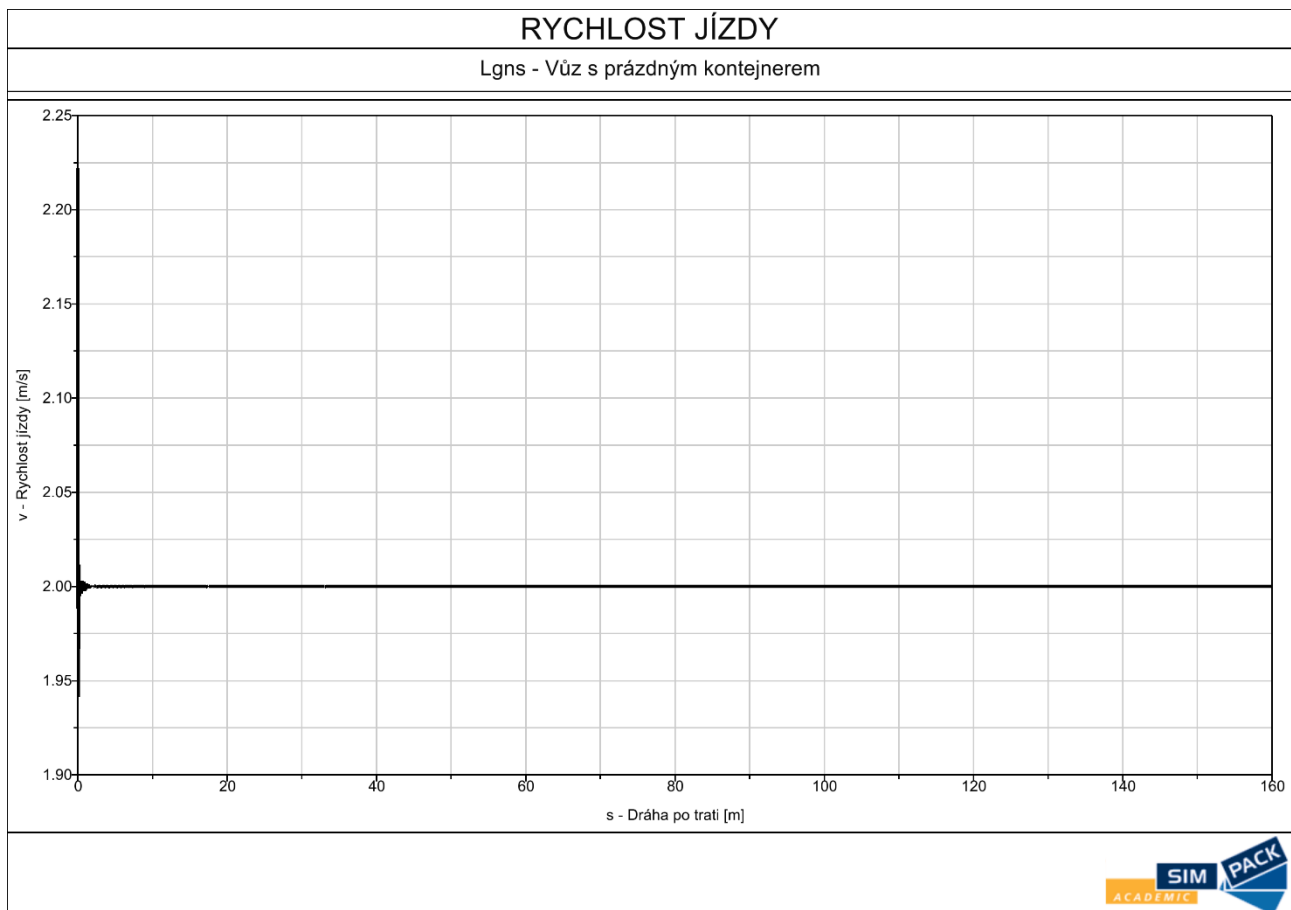
### 7.2.1.1. Rychlost jízdy

Jako první se nabízí kontrola rychlosti jízdy vozu. Vstupní hodnota pro simulaci byla zvolena rychlost  $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Že vůz skutečně projížděl při dané výpočtové simulaci oblouk definovanou rychlostí, je patrné z přiloženého průběhu.

Hlavním důvodem této kontroly byl problém na počátku tvorby simulací, kdy docházelo k zastavení vozu v oblouku. Přišlo se na něj právě díky zobrazení průběhu rychlosti v celém úseku zkoušky a následně tak byla provedena náprava změnou dílčích parametrů modelu.

Na začátku průběhu je patrná skoková změna. Tato odchylka od konstantní hodnoty je zapříčiněna ustálením výšky pružin vlivem zatížení, neboť výchozí předpětí ve svislém vypružení je uvažováno pro prázdný vůz (tzv. Preload) vzhledem k jednodušší definici charakteristiky svislého vypružení.

Obdobný konstantní průběh rychlosti jízdy vozu vykazují výsledky výpočtových simulací i pro ostatní stavy zatížení.



Obr. 36: Simulace BPV: Rychlost jízdy nepřevýšeným obloukem (V+PK)

### 7.2.1.2. Vodicí síly

Vzhledem k tomu, že je vozidlo při jízdě kolejí vedeno, je možné jednoduše stanovit odstředivou sílu, která je projevem setrvačnosti vozidla. Její výpočet je dán součinem hmotnosti vozu a příčného zrychlení. Jelikož je dán poloměr projížděného oblouku, lze jednoduše definovat i příčné zrychlení:

$$a_y = \frac{v^2}{R} = \frac{2^2}{150} = 0,027 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_{y(V+PK)} = m_{V+PK} \cdot a_y = (10,8 + 3,78) \cdot 10^3 \cdot 0,027 = 388,8 \text{ N}$$

Dále lze konstatovat, jestliže vůz svým odstředivým účinkem při jízdě obloukem vyvolává sílu  $F_y$ , musí být tato síla ve formě reakcí zachycena v koleji. K tomu dochází skrze vodící síly, a tak lze říci, že odstředivá síla  $F_y$  musí být rovna součtu vodících sil na jednotlivých kolech  $\Sigma Y_i$ . Hodnoty  $Y_i$  se získají jako výsledek dané zkoušky viz kapitola 7.3.2.

$$F_{y(V+PK)} = \Sigma Y_{i(V+PK)}$$

$$388,8 \text{ N} \cong 322,4 \text{ N}$$

I přestože výsledek není zcela stejný lze konstatovat, že vzhledem ke složitosti výpočtového modelu a uvažování třecího tlumení je očekávaná podmínka naplněna.

### 7.2.2. Zkruřovací zkouška

Cílem zkruřovací zkoušky je získat minimální hodnotu kolové síly při daném zborcení koleje pro ověření bezpečnosti vozu proti vykolejení na zborcené koleji. Vzhledem k tomu že se při této zkoušce pracuje s hodnotami kolových sil, nabízí se provést ověření, zda součet kolových sil na všech kolech  $\Sigma Q_i$  odpovídá celkové tíze zkoušeného vozu  $G$ .

$$G_{V+PK} = m_{V+PK} \cdot g = (10,8 + 3,78) \cdot 9,81 = 143,0 \text{ kN}$$

$$\Sigma Q_{i(V+PK)} = 143,0 \text{ kN}$$

$$\rightarrow G_{V+PK} = \Sigma Q_{i(V+PK)}$$

Podmínka byla ověřena i pro ostatní stavy ložení a ve všech případech je vyhovující.

Další ověření funkčnosti zkoušky je patrné přímo z výsledků, a to přesněji ze zkruřovací křivky viz kapitola 7.3.1. V ní je vyneseno zkušební úhel natočení  $\beta$  jakožto konstantní funkce (vodorovná přímka). Je tedy zřejmé, že skutečně dochází k nakroucení jednotlivých dvojkolí, a to o hodnotu vyšší, než je hodnota zkušebního natočení  $\beta$ . K tomu je přistoupeno z důvodu hystereze vlivem tření ve vypružení a také jak uvádí norma ČSN EN 14363.

### 7.2.3. Jízdě-technické zkoušky

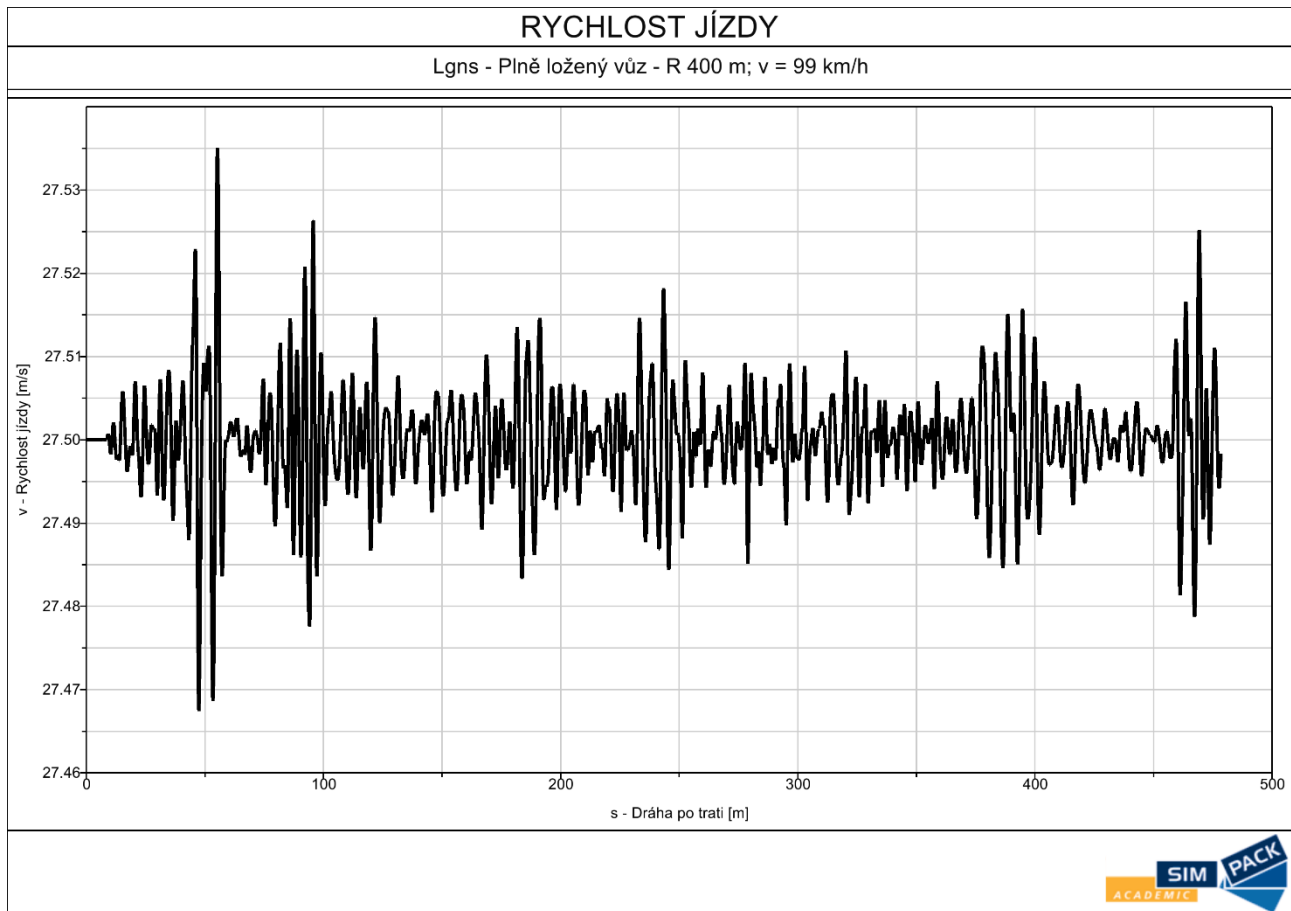
Simulace zkoušky jízdě-technických vlastností byla provedena na reálné koleji, tedy s aplikací dat o nerovnostech naměřených na skutečné trati. Vzhledem k tomu, a také ke skutečnosti že je využito třecí tlumení, jsou průběhy výsledků simulace „chlupaté“.

Ověřit funkčnost simulace lze za pomoci stejných principů, jako u dílčích výpočtových zkoušek BPV.

#### 7.2.3.1. Rychlost jízdy

Uvažovaná rychlost plně loženého vozu (LV) při jízdě tratí s obloukem o poloměru  $R$  400 m byla  $v = 99 \text{ km/h} = 27,5 \text{ m/s}$ . Z níže uvedeného průběhu je patrná oscilace

kolem hodnoty  $v = 27,5 \text{ m/s}$  a tak lze konstatovat, že dochází k jízdě vozidla požadovanou rychlostí.



Obr. 37: Simulace JTZ: Rychlost jízdy tratí s obloukem R 400 m (LV)

### 7.2.3.2. Vodicí síly

Pro možné porovnání součtu vodicích sil na všech kolech  $\Sigma Y_i$  s odstředivou silou  $F_y$  je zapotřebí určit vodicí síly  $Y_i$  a zrychlení při průjezdu obloukem  $a_y$ . Problém však nastává při pohledu na průběh veličin, neboť vzhledem k třecímu charakteru vypružení a nerovnostem koleje nastává velmi proměnný signál. Ten je pro účely porovnávání skalárů zapotřebí filtrovat. K tomu byl využit 50% percentil dané veličiny v oblouku.

$$a_{y(LV)} = 1,523 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$F_{y(LV)} = m_{LV} \cdot a_y = 45 \cdot 1,523 = 68,5 \text{ kN}$$

$$\Sigma Y_{i(LV)} = 64,4 \text{ kN}$$

Vzhledem k proměnnosti průběhů jednotlivých veličin lze považovat porovnání výše uvedených hodnot za uspokojivé.

### 7.2.3.3. Kolové síly

Součet kolových sil na všech kolech  $\Sigma Q_i$  by měl odpovídat celkové tíze zkoušeného vozu  $G$ . V tomto případě bylo opět pro získání porovnatelné hodnoty zapotřebí provést filtraci signálu 50% percentilem v oblouku.

$$G_{LV} = m_{LV} \cdot g = 45 \cdot 9,81 = 441,5 \text{ kN}$$

$$\Sigma Q_{i(LV)} = 449,9 \text{ kN}$$

Vzhledem k velmi proměnnému průběhu kolových sil lze považovat porovnání výše uvedených hodnot za uspokojivé.

### 7.3. Ověření bezpečnosti proti vykolejení

Stejně jako v kapitole 6 i zde byla využita metoda 2 pro určení bezpečnosti vozu proti vykolejení na zborcené koleji. Tedy nejdříve bylo nutné provést zkrucovací zkoušku pro zjištění minimální svislé kolové síly  $Q_{\min}$  a také simulaci jízdy zkoumaného vozu v oblouku o poloměru 150 m bez převýšení nízkou konstantní rychlostí, ze které byla vyhodnocena příčná vodící síla na vnějším nabíhající kole  $Y_a$ . Následně mohlo dojít k ověření BPV, jakožto poměru  $\frac{Y_a}{Q_{\min}}$ , který musí nabývat menších hodnot, než udává norma ČSN EN 14363.

Přesto, že hlavním cílem výpočtových simulací bylo se co nejvíce přiblížit reálnému chování skutečného vozu, byla za účelem ověření funkčnosti simulací a pro prvotní zamyšlení nad jejich realističností provedena zkouška na prázdném voze s ekvivalentním hydraulickým tlumením. To svými parametry přibližně odpovídá třecímu tlumení v daném stavu ložení.

Základním požadavkem pro definování hydraulického tlumení byla znalost hystereze charakteristiky vypružení v daném směru, neboť z ní lze určit tlumicí sílu pro daný stav ložení vozu. Tu se podařilo získat ze zkušebního protokolu parabolické pružnice, který byl poskytnut vedoucím práce. Dále z předpokladu harmonického pohybu lze určit předpis budicí síly:

$$F_b = b \cdot \dot{z} = b \cdot z_0 \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

Pro popis ekvivalentního hydraulického tlumení postačí určit amplitudu budicí síly:

$$F_b = b \cdot \dot{z} = b \cdot z_0 \cdot \omega = b \cdot z_0 \cdot 2 \cdot \pi \cdot f$$

Z takto definovaného vzorce je následně možné vyjádřit tlumicí konstantu  $b$ . V následujících řádcích je rozepsán postup určení tlumicí konstanty pro svislý směr. Do ostatních směrů je výpočet obdobný.

Tlumicí síla pro prázdný vůz ve svislém směru ...  $F_{tz(PV)} = 4,1 \text{ kN}$

Amplituda výchylky ...  $z_0 = 5 \text{ mm}$  (odhad)

Konstanta tlumení ...  $b_{z(PV)} = \frac{F_{tz(PV)}}{z_0 \cdot 2 \cdot \pi \cdot f} = \dots = 46,2 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$

Směr	Tlumicí síla	Amplituda výchylky	Frekvence	Konstanta tlumení
x	4,1 kN	5 mm	2,8 Hz	46,2 kN.s.m <sup>-1</sup>
y	805 N	5 mm	2,8 Hz	9,1 kN.s.m <sup>-1</sup>
z	240 N	5 mm	2,8 Hz	2,7 kN.s.m <sup>-1</sup>

Tab. 26: Parametry hydraulického tlumení PV

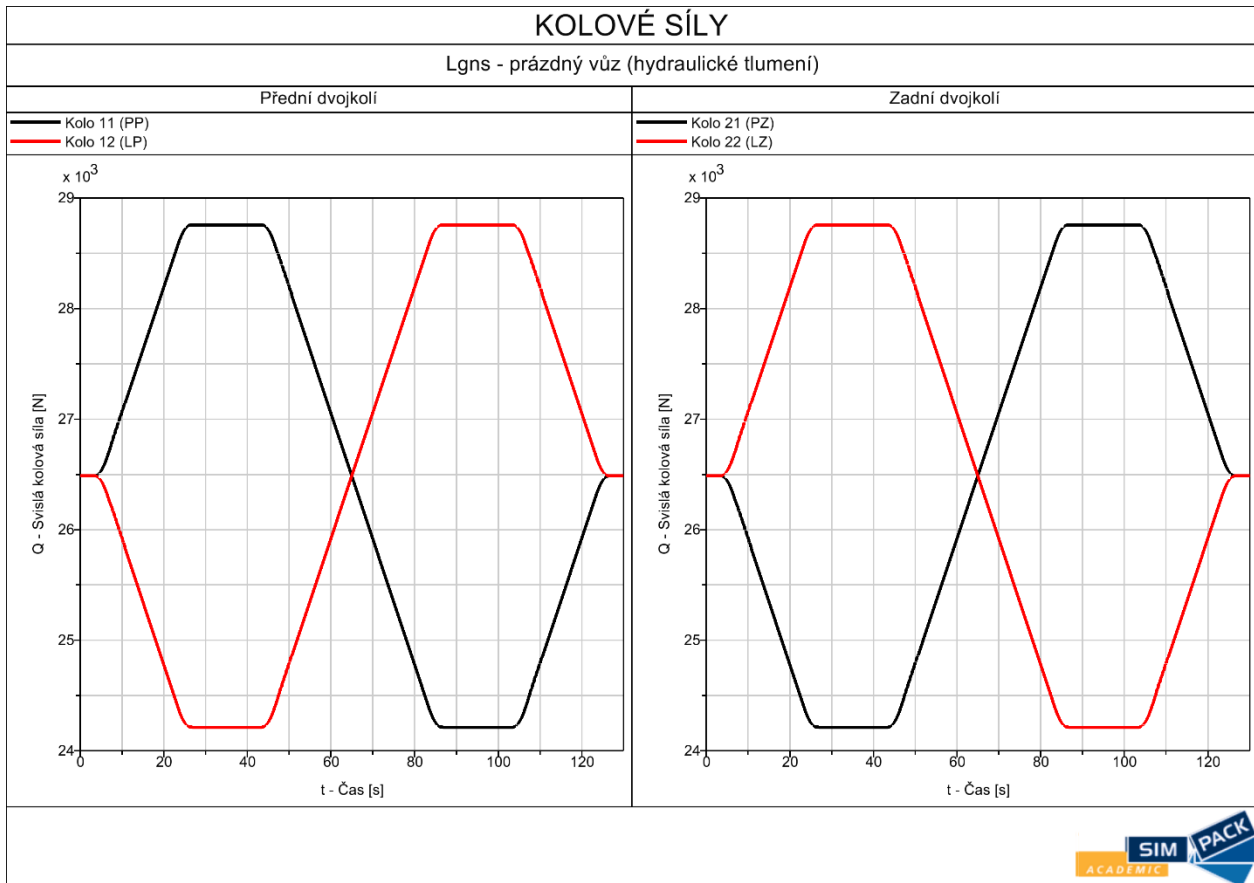


### 7.3.1. Zkrucovací zkouška

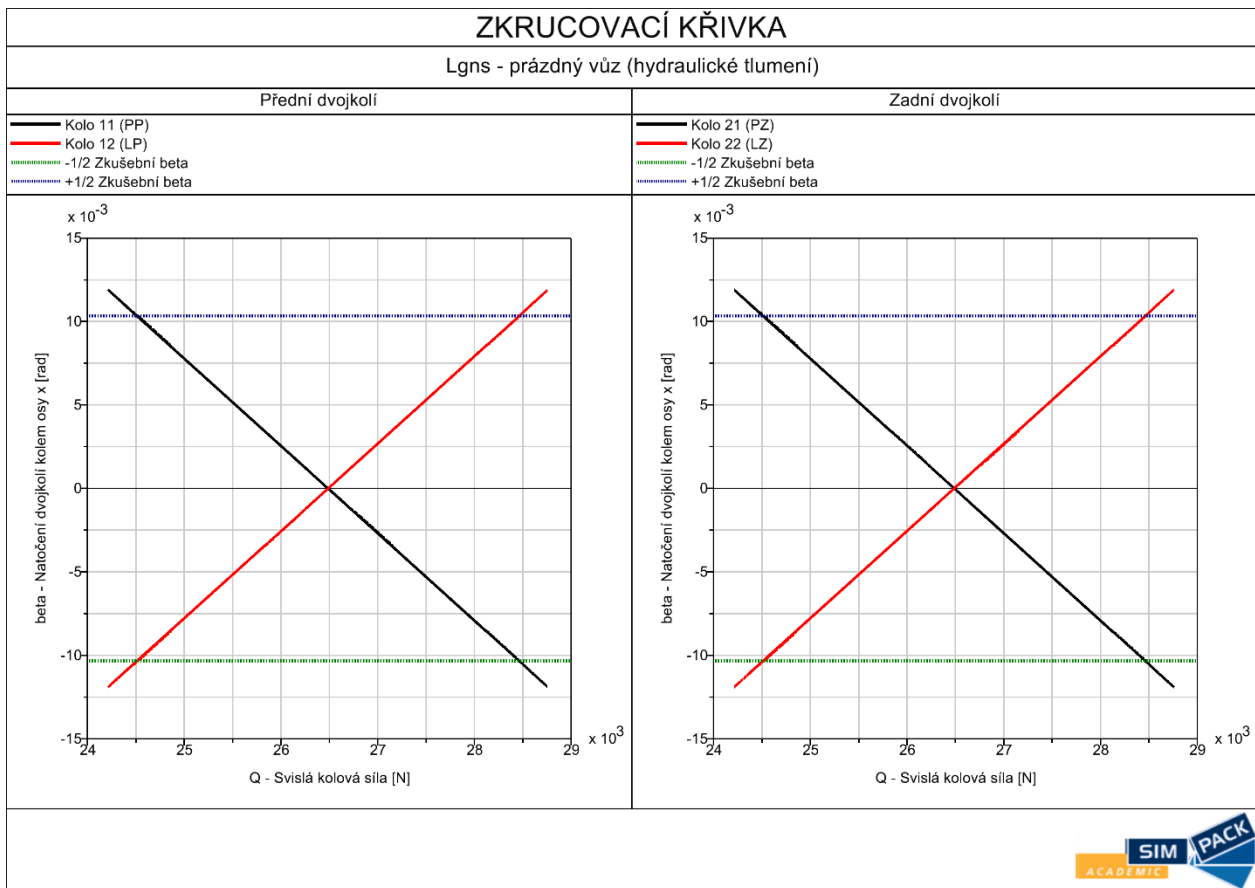
Výpočtový model byl za účelem zjištění minimální kolové síly  $Q_{\min}$  podroben zkroucení o požadovanou hodnotu dle normy. Ta musela být však navýšena o 10 %, neboť z důvodu hystereze, vlivem třecího tlumení, by nebylo jinak možné správně odečíst změny kolových sil ze zkrucovací křivky.

Výstupem zkoušky jsou 2 diagramy – průběh kolových sil a zkrucovací křivka, a to pro každý uvažovaný stav ložení.

#### 7.3.1.1. Prázdný vůz s hydraulickým tlumením



Obr. 38: Simulace BPV: Kolové síly PV – Hydraulické tlumení



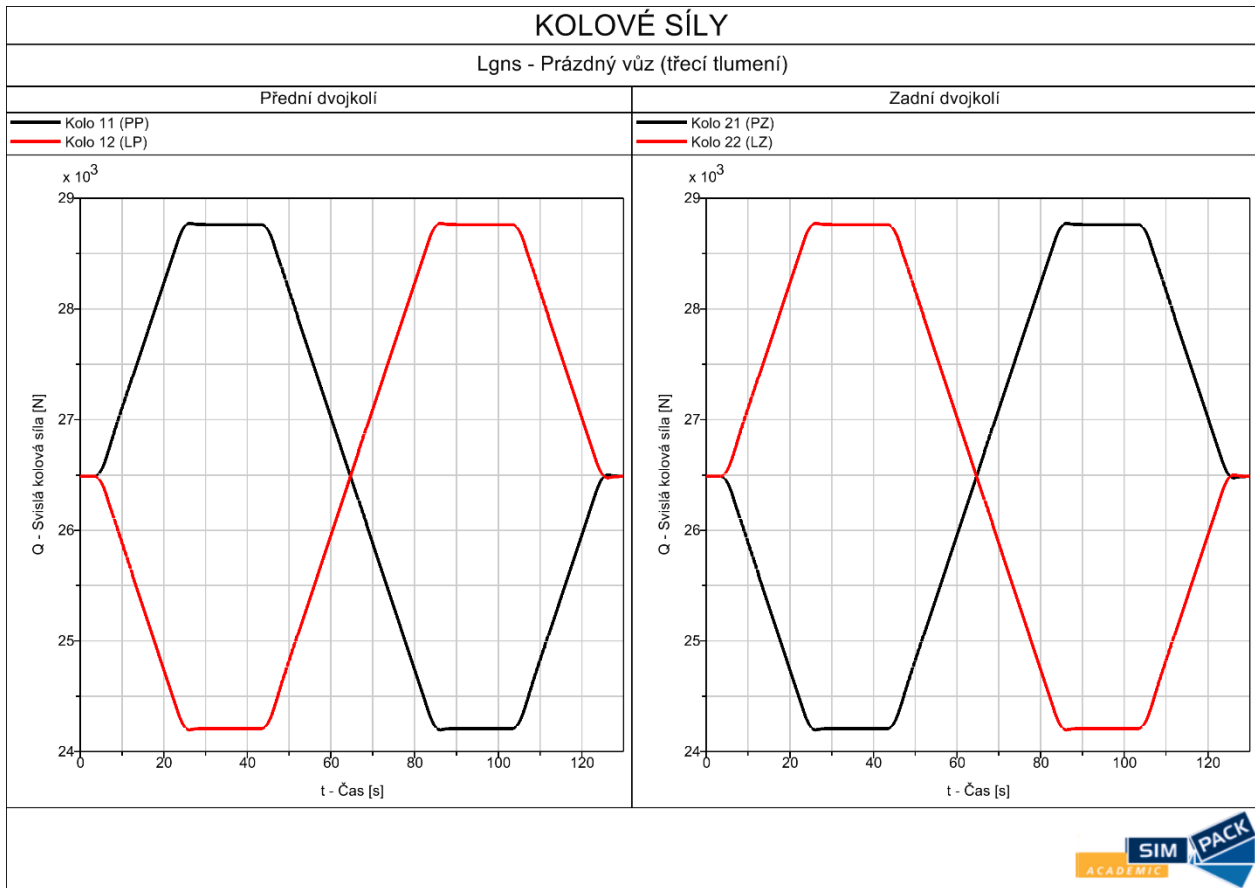
Obr. 39: Simulace BPV: Zkrucovací křivka – Hydraulické tlumení

Výsledky ze simulace:

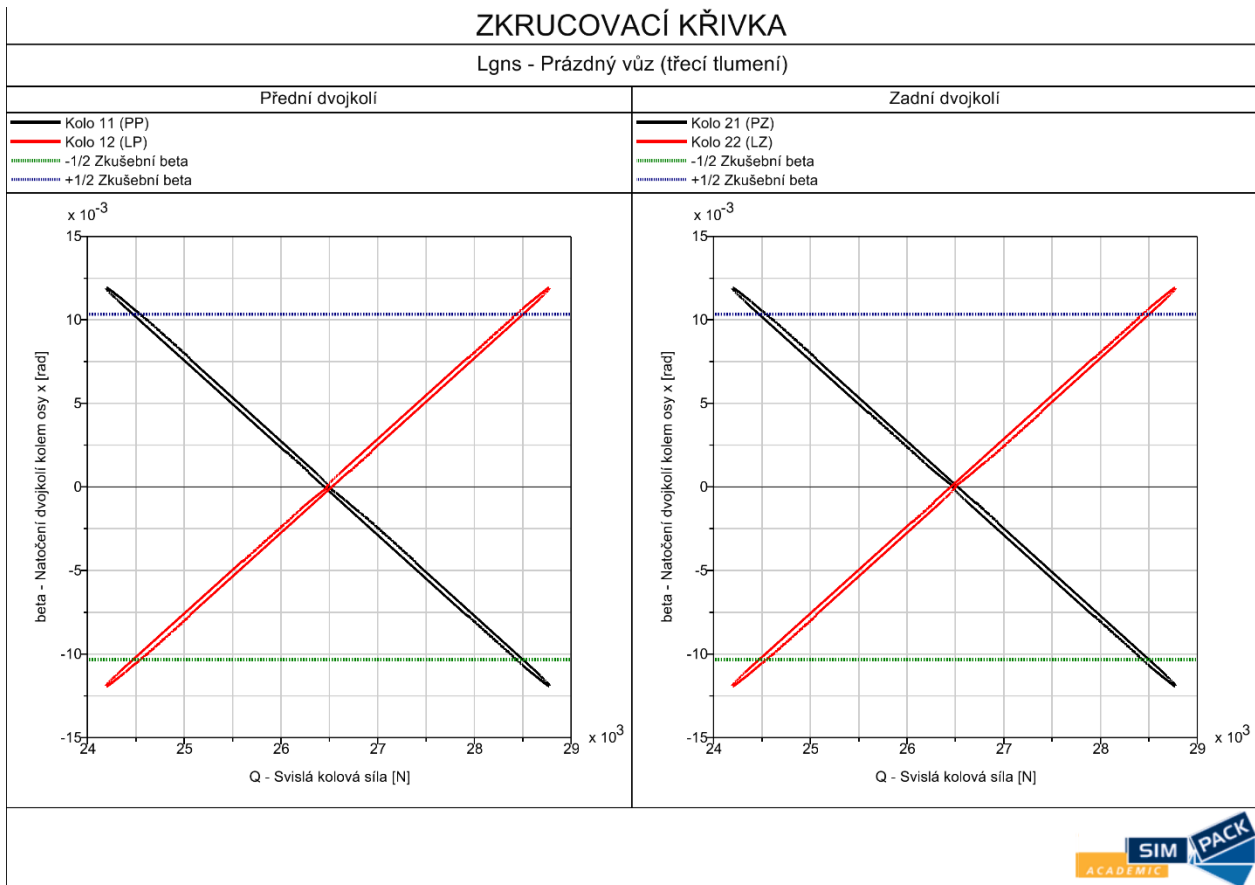
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Kolová síla	$Q_{0(PV-HT)}$	26,5	kN
Změna kolových sil	$\Delta Q_{(PV-HT)}$	2,0	kN
Odchylka statické kolové síly vlivem hystereze	$Q_f(PV-HT)$	0	kN
Minimální kolová síla	$Q_{min(PV-HT)}$	24,5	kN

Tab. 27: Výstupy zkrucovací zkoušky PV – Hydraulické tlumení

### 7.3.1.2. Prázdný vůz



Obr. 40: Simulace BPV: Kolové síly PV



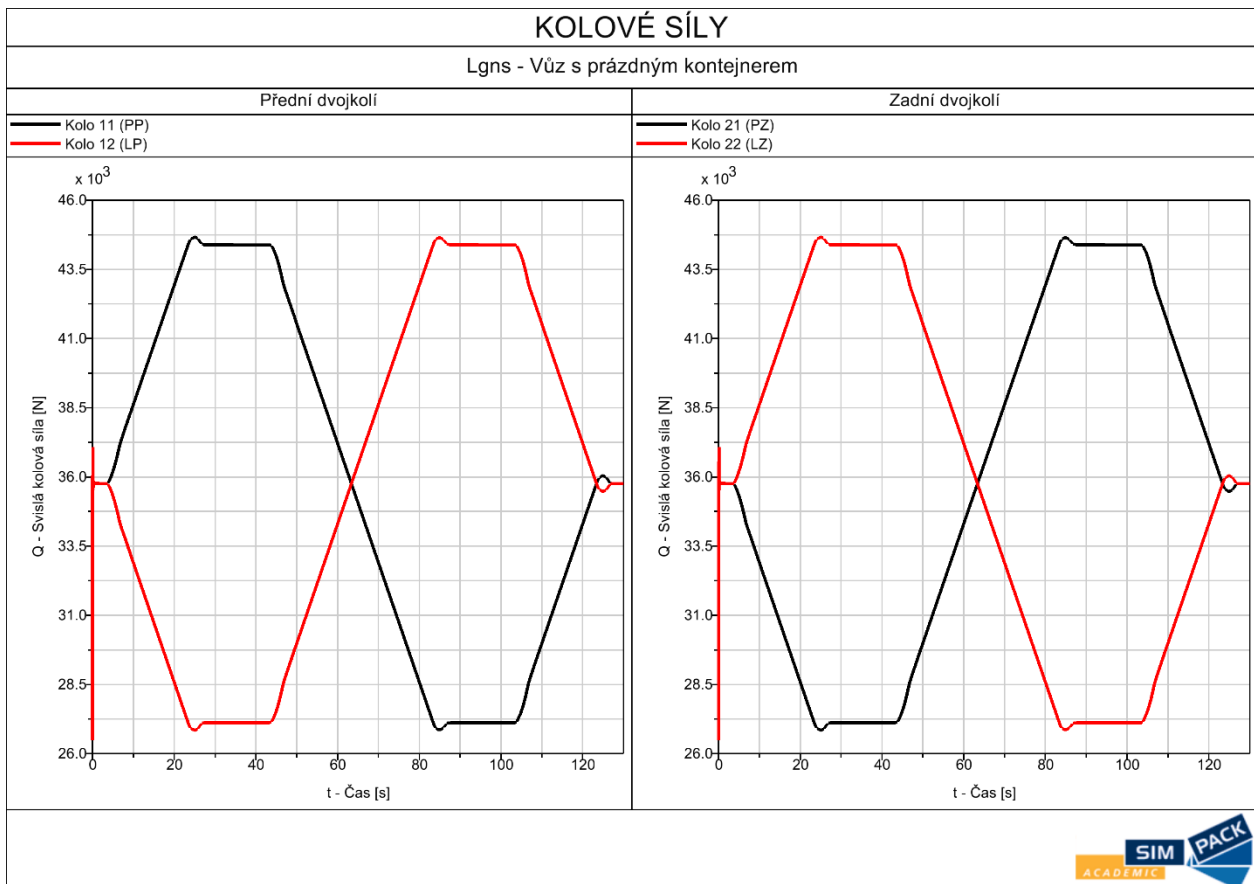
Obr. 41: Simulace BPV: Zkrucovací křivka PV

Výsledky ze simulace:

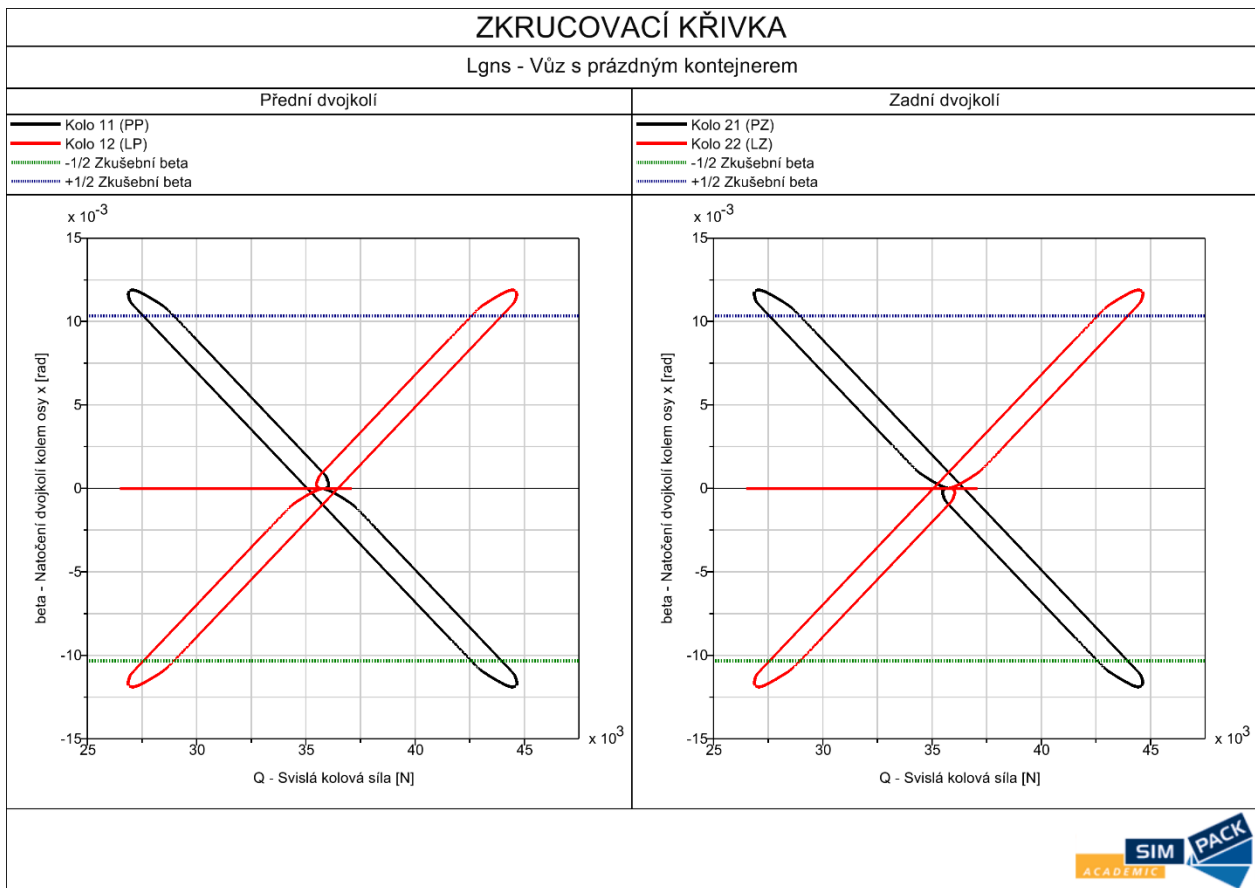
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Kolová síla	$Q_{0(PV)}$	26,49	kN
Změna kolových sil	$\Delta Q_{(PV)}$	2,02	kN
Odchylna statické kolové síly vlivem hystereze	$Q_{f(PV)}$	0,07	kN
Minimální kolová síla	$Q_{min(PV)}$	24,47	kN

Tab. 28: Výstupy zkrucovací zkoušky PV

### 7.3.1.3. Vůz s prázdným kontejnerem



Obr. 42: Simulace BPV: Kolové síly V+PK



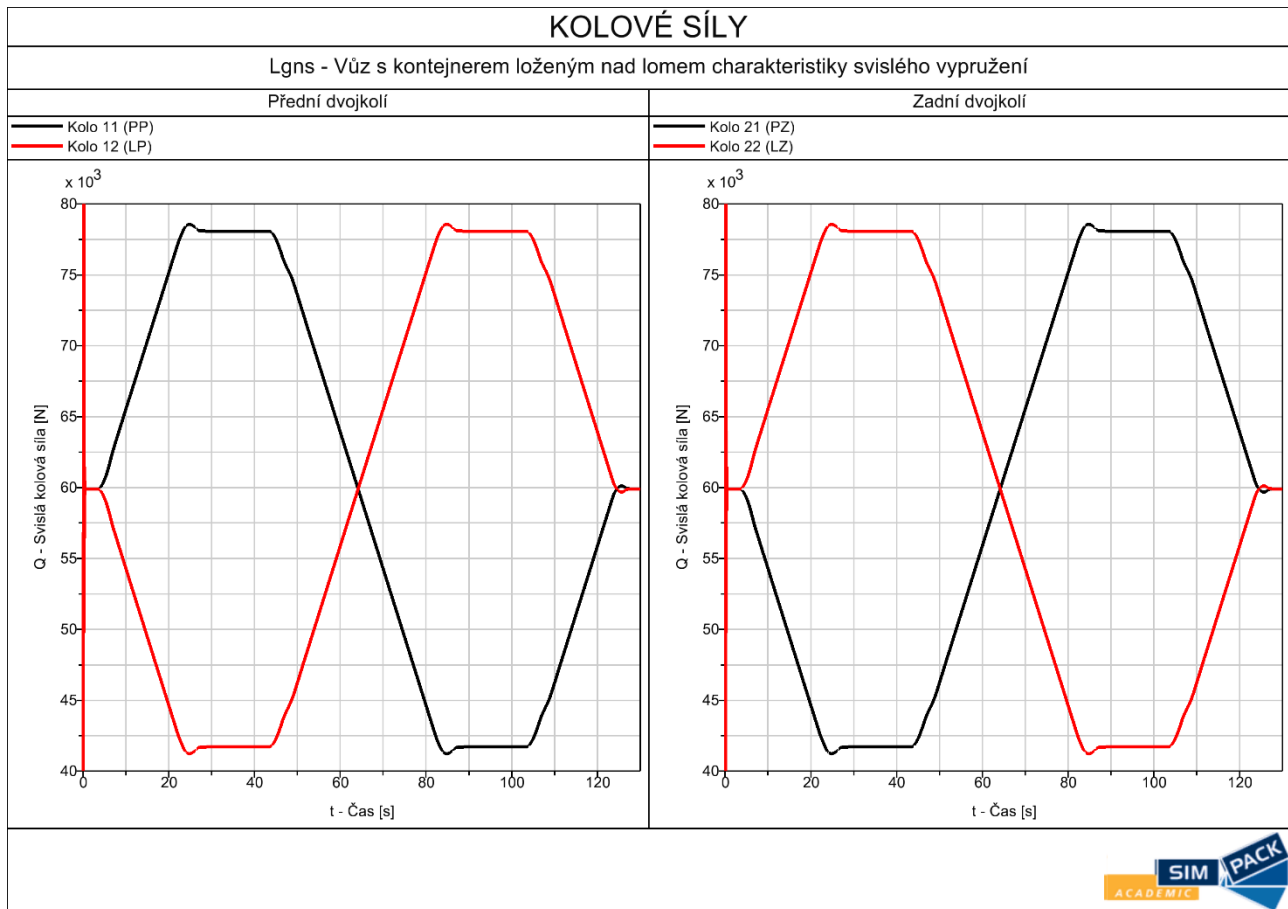
Obr. 43: Simulace BPV: Zkrucovací křivka V+PK

Výsledky ze simulace:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Kolová síla	$Q_{0(V+PK)}$	35,76	kN
Změna kolových sil	$\Delta Q_{(V+PK)}$	8,22	kN
Odchylka statické kolové síly vlivem hystereze	$Q_{f(V+PK)}$	1,36	kN
Minimální kolová síla	$Q_{min(V+PK)}$	27,54	kN

Tab. 29: Výstupy zkrucovací zkoušky V+PK

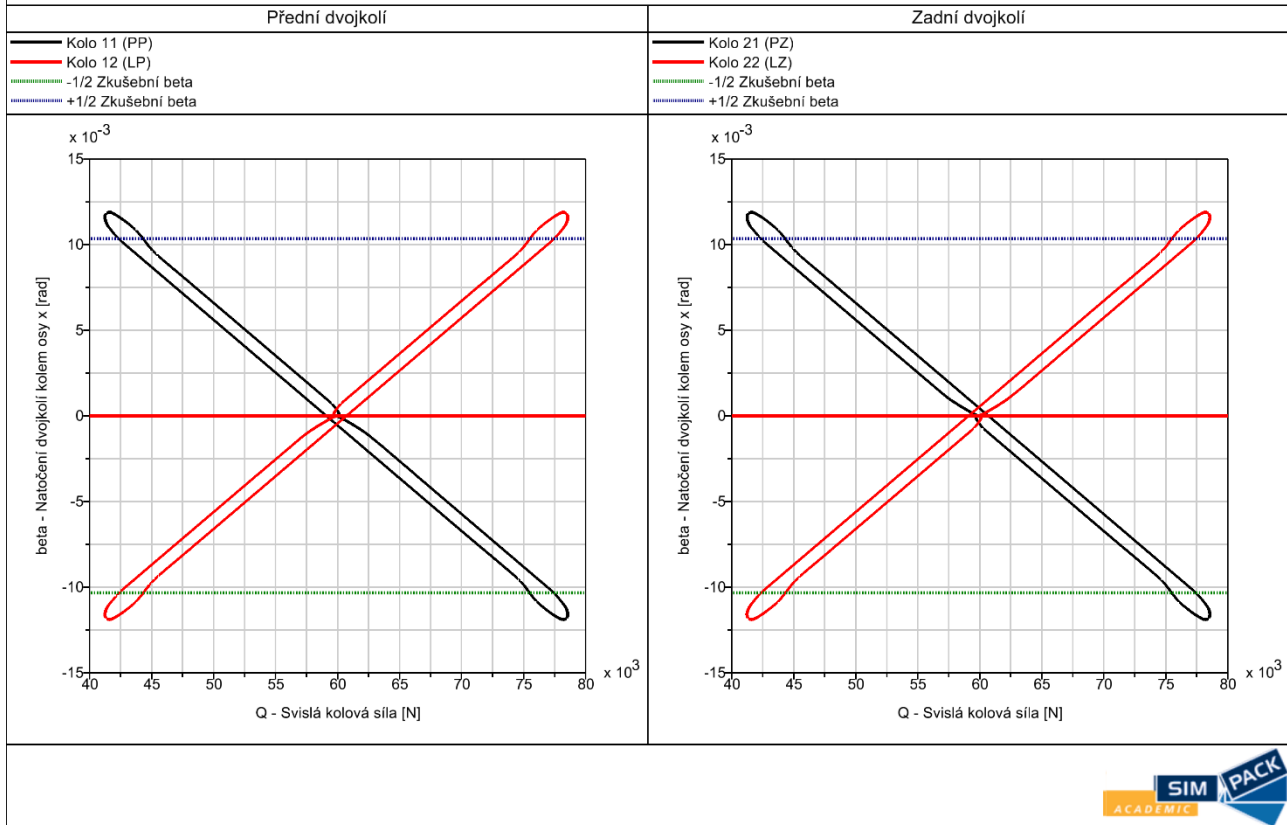
### 7.3.1.4. Vůz s kontejnerem loženým na mez změny tuhosti vypružení



Obr. 44: Simulace BPV: Kolové síly V+K+ZLCH

**ZKRUCOVACÍ KŘIVKA**

Lgns - Vůz s kontejnerem loženým nad lomem charakteristiky svislého vypružení



Obr. 45: Simulace BPV: Zkrucovací křivka V+K+ZLCH

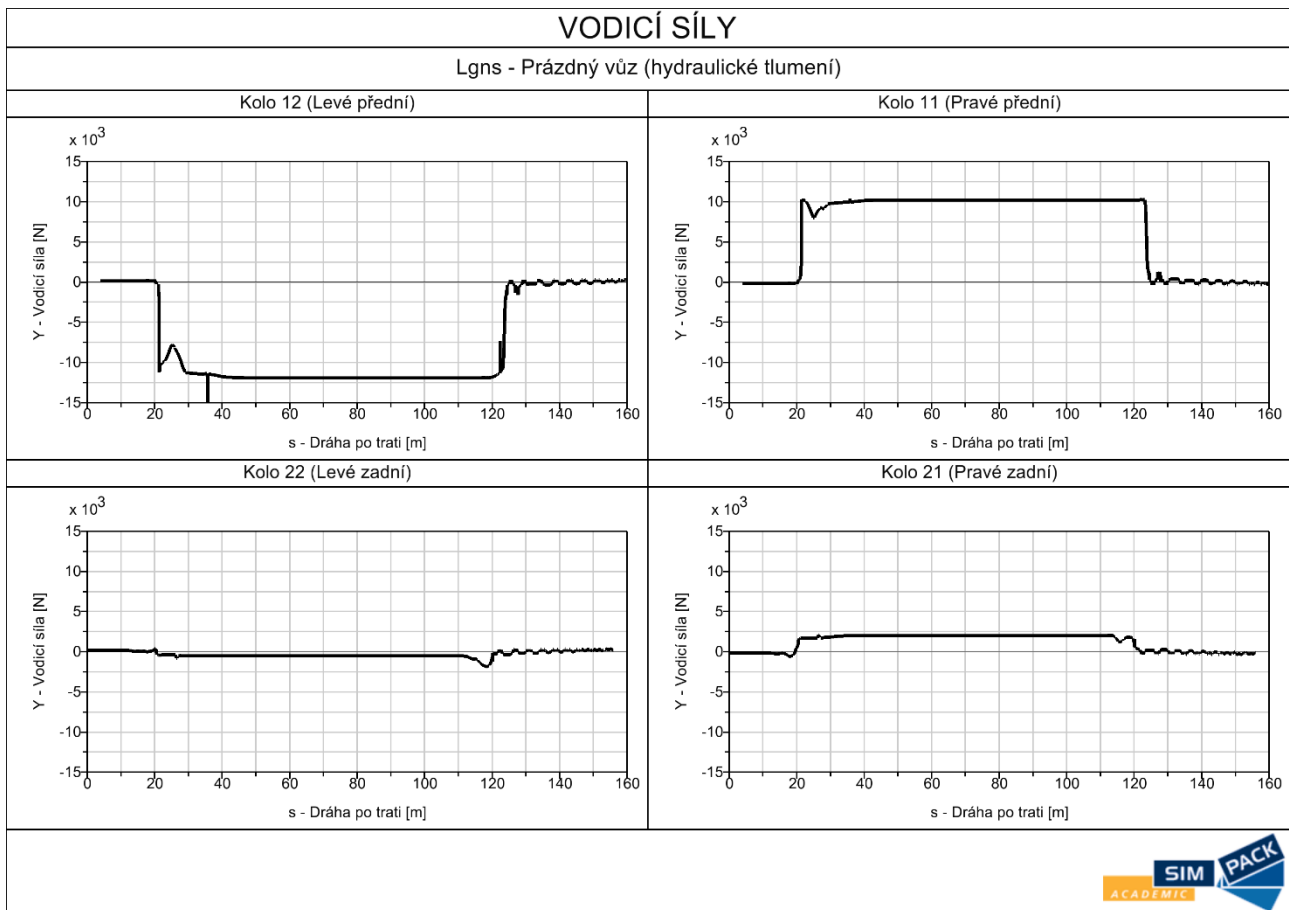
Výsledky ze simulace:

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Kolová síla	$Q_{0(V+K+ZLCH)}$	59,90	kN
Změna kolových sil	$\Delta Q_{(V+K+ZLCH)}$	17,54	kN
Odchylka statické kolové síly vlivem hystereze	$Q_{f(V+K+ZLCH)}$	1,89	kN
Minimální kolová síla	$Q_{\min(V+K+ZLCH)}$	42,36	kN

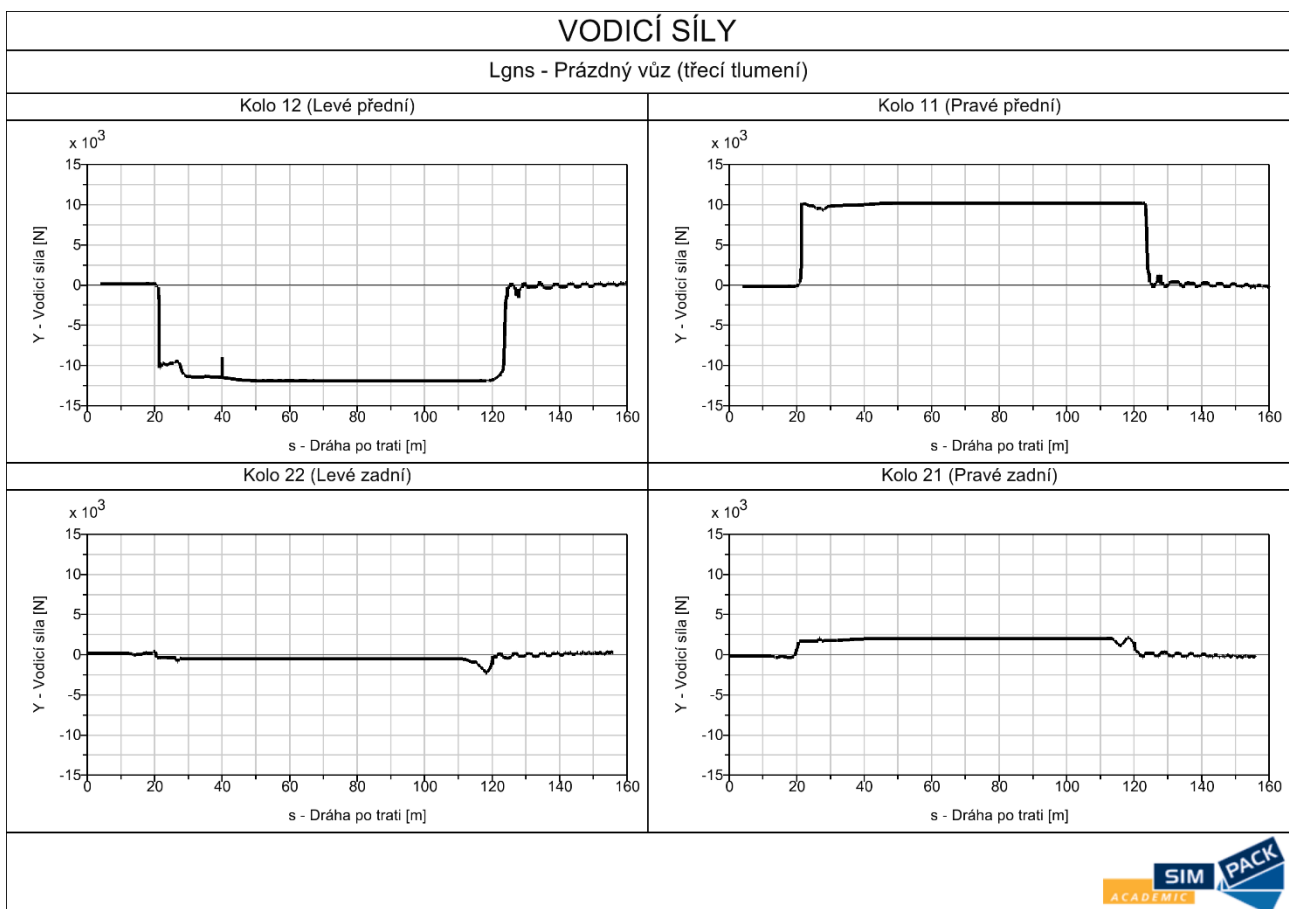
Tab. 30: Výstupy zkrucovací zkoušky V+K+ZLCH

### 7.3.2. Jízda nepřevýšeným obloukem

Z důvodu určení vodící síly na nabíhajícím kole byl výpočtový model podroben simulaci jízdy nepřevýšeným obloukem o poloměru 150 m konstantní rychlostí  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Výstupem zkoušky jsou průběhy vodících sil na jednotlivých kolech.

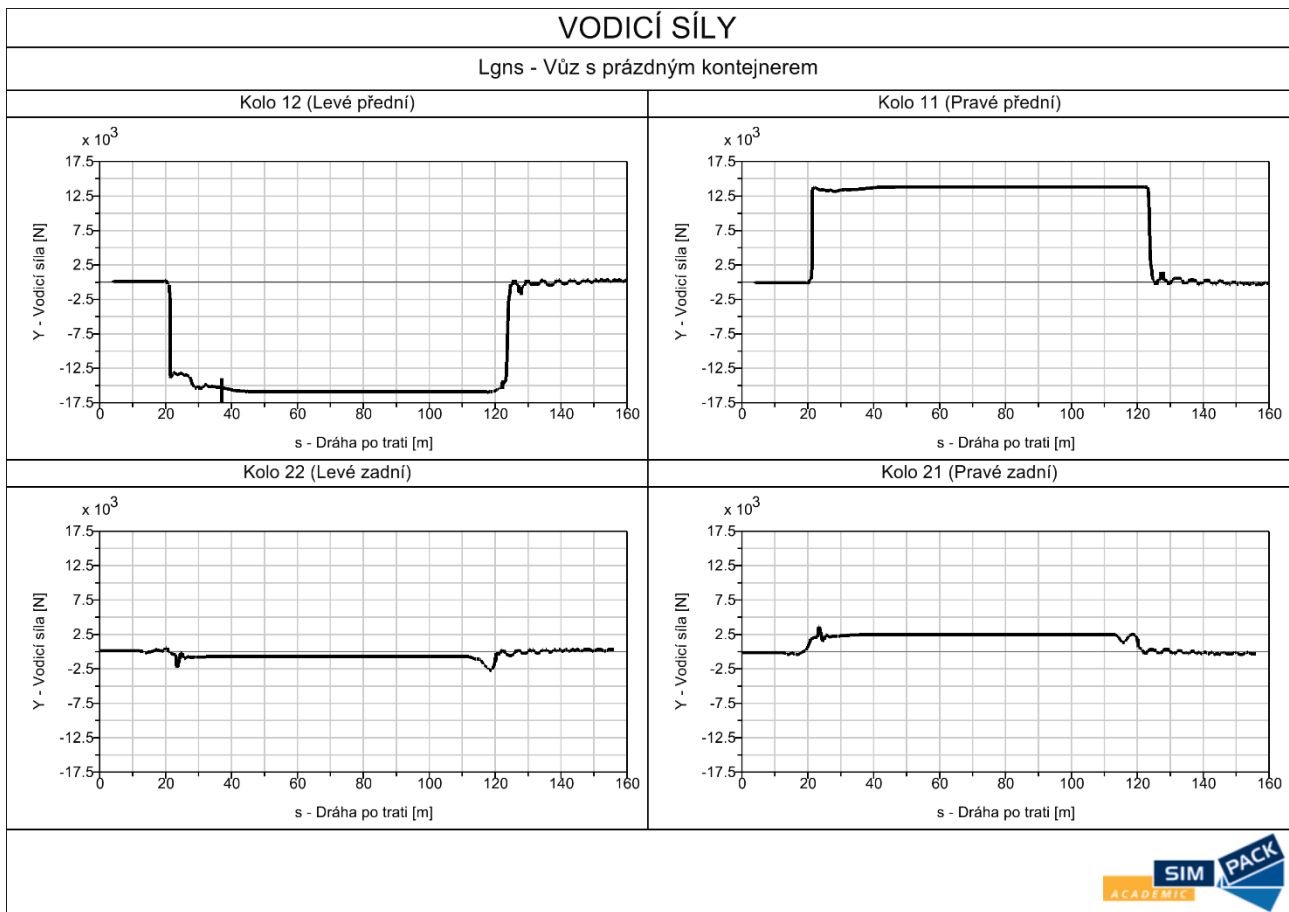


Obr. 46: Simulace BPV: Vodící síly PV – Hydraulické tlumení

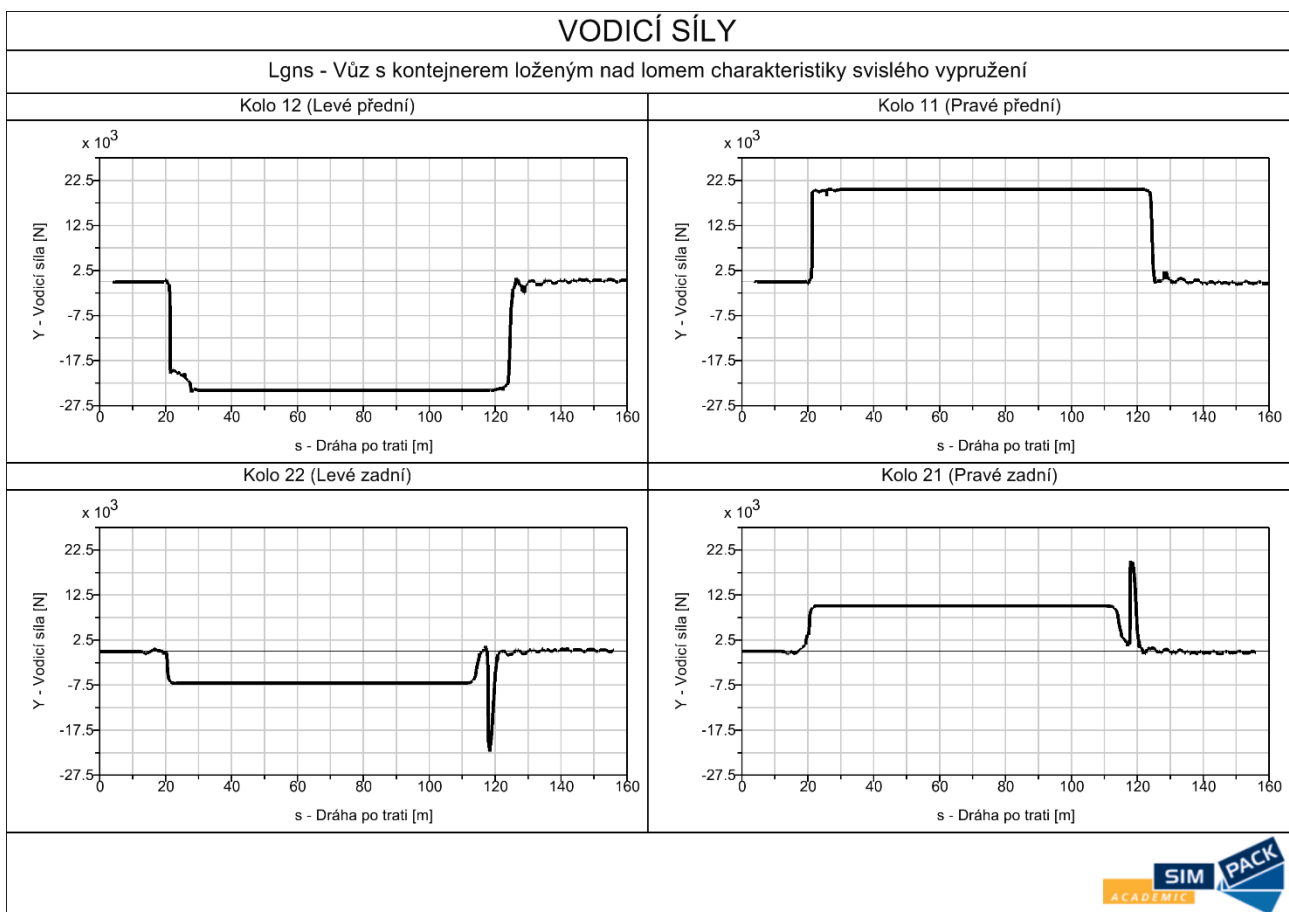


Obr. 47: Simulace BPV: Vodící síly PV





Obr. 48: Simulace BPV: Vodicí síly V+PK



Obr. 49: Simulace BPV: Vodicí síly V+K+ZLCH

Po odečtení z průběhů vodících sil na nabíhající kole (Kola 12) vycházejí tyto hodnoty:

Stav ložení	Značka	Hodnota	Jednotka
Prázdný vůz – hydraulické tlumení	$Y_{a(PV-HT)}$	11,92	kN
Prázdný vůz	$Y_{a(PV)}$	11,92	kN
Vůz s prázdným kontejnerem	$Y_{a(V+PK)}$	15,91	kN
Vůz s kontejnerem loženým na mez změny tuhosti vypružení	$Y_{a(V+K+ZLCH)}$	24,15	kN

Tab. 31: Výstupy z jízd nepřevýšeným obloukem

### 7.3.3. Vyhodnocení BPV ze simulací

Kritériem pro hodnocení bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji dle ČSN EN 14363 je tzv. koeficient vykolejení, tedy poměr definovaný vodící silou na nabíhající kole  $Y_a$  a minimální svistou kolovou silou vlivem zkušebního zborcení  $Q_{min}$ . Tyto poměry bylo zapotřebí formulovat pro jednotlivé stavy ložení, které byli při výpočtových simulacích uvažovány a jsou pokládány za rizikové. V následujících řádcích je provedeno porovnání jednotlivých poměrů  $\frac{Y_a}{Q_{min}}$  s mezní hodnotou 1,2, která je dána normou pro kola s úhlem okolku 70° a součinitel tření 0,36.

$$\text{Prázdný vůz s hydraulickým tlumením ... } \left( \frac{Y_a}{Q_{min}} \right)_{PV-HT} = \frac{11,92}{24,50} = 0,486 < 1,2$$

$$\text{Prázdný vůz ... } \left( \frac{Y_a}{Q_{min}} \right)_{PV} = \frac{11,92}{24,47} = 0,487 < 1,2$$

$$\text{Vůz s prázdným kontejnerem ... } \left( \frac{Y_a}{Q_{min}} \right)_{V+PK} = \frac{15,91}{27,54} = 0,578 < 1,2$$

$$\text{Vůz s kontejnerem loženým na mez změny tuhosti vypružení ... } \left( \frac{Y_a}{Q_{min}} \right)_{V+K+ZLCH} = \frac{24,15}{42,36} = 0,570 < 1,2$$

Z výše uvedených porovnání je prokázáno, že vůz dle výpočtových simulací VYHOVUJE kritériu bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji dle ČSN EN 14363.

Výsledek koeficientu vykolejení z výpočtových simulací pro vůz se zatížením na mez změny tuhosti vypružení vyšel v porovnání s koeficientem vykolejení pro vůz s prázdným kontejnerem menší, což neodpovídá analytickým výpočtům. Tam došlo u koeficientu vykolejení pro vůz se zatížením na mez změny tuhosti vypružení k nárůstu. Autor se nad správností výsledků pozastavil a snažil se tento rozpor objasnit. Z důvodu nedostatku času však nebylo možné přesně určit, z jakého důvodu k tomu došlo.

Při porovnávání výsledků BPV ze simulací s výsledky z analytických výpočtů je zapotřebí brát v potaz, že u simulací dochází vlivem hystereze ve vypružení k poklesu minimální kolové síly  $Q_{min}$ . Hodnoty odchylek statických kolových sil vlivem hystereze u simulací se však pohybují v rozmezí (0,3 ÷ 3,8) %  $Q_0$ , a tak s nimi nebylo v analytických výpočtech uvažováno.

Stav ložení	S $Y_a$ dle Heumanna	S $Y_a$ dle ORE B55-RP8	Ze simulací
Prázdný vůz	0,410	0,379	0,487
Vůz s prázdným kontejnerem	0,483	0,446	0,578
Vůz se zatížením na mez změny tuhosti vypružení	0,527	0,486	0,570

Tab. 32: Porovnání koeficientů vykolejení z analytických výpočtů a simulací

## 7.4. Simulace jízdně-technických zkoušek

Sestavený a odzkoušený výpočtový model vozu Lgns byl dále podroben simulacím tzv. jízdně-technických zkoušek, a to pro různé stavy ložení. Pojem „jízdně-technické zkoušky“ v sobě ukrývá soubor několika zkoušek, díky kterým je možné posoudit chování vozidla při jízdě danou tratí.

Chování zkoumaného vozu bylo posuzováno v několika oblastech: jízdní bezpečnost, stabilita a zatížení koleje. Jedná se o základní poznatky o chování vozu zkoumané tzv. normální metodou dle ČSN EN 14363.

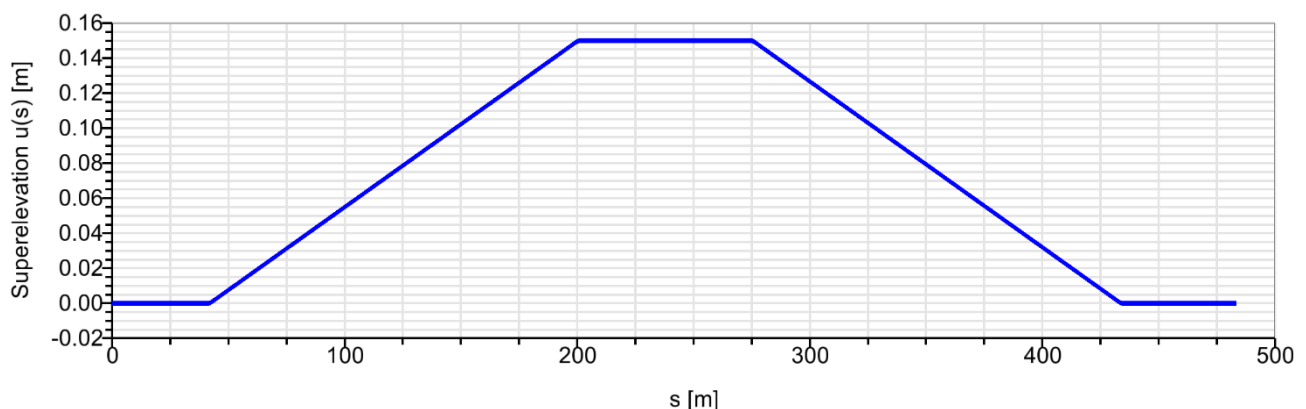
Celkem bylo vytvořeno 5 zkušebních tratí zahrnutých do 4 zkušebních oblastí (dle normy):

Č.	Trať	Zkušební rychlost [km/h]	Poloměr oblouku [m]	Zkušební nedostatek převýšení [mm]	Převýšení [mm]	Zkušební oblast	Stav ložení
1	Přímá	132	-	-	-	1	PV
2	Oblouk	132	702	143	150	2	LV
3	Oblouk	122	600	143	150	3	LV
4	Oblouk	99	400	143	150	3	LV
5	Oblouk	78	250	143	150	4	LV

Tab. 33: Parametry zkušebních tratí pro simulace JTZ

Maximální zkušební rychlost je dána jako násobek maximální konstrukční rychlosti. V tomto případě tedy:  $v_{\max} = 1,1 \cdot v_{\text{adm}} = 1,1 \cdot 120 = 132 \text{ km/h}$ .

Ve 2.–5. případě zkušební trati je stavební převýšení totožné, a to 150 mm. Jeho průběh je znázorněn takto:



Obr. 50: Simulace JTZ: Průběh převýšení u tratí 2–5

U tratí, které obsahují oblouk o daném poloměru, tedy tratě č. 2–5, je vyhodnocování požadovaných veličin prováděno pouze v onom oblouku. Z toho důvodu jsou výsledky

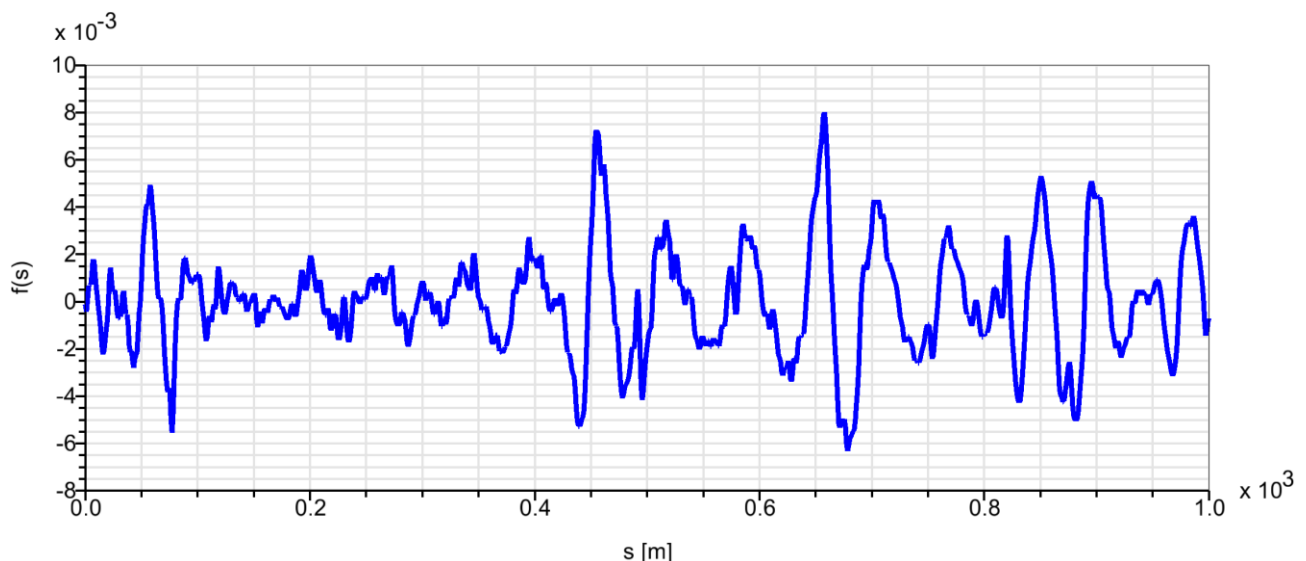
některých veličin v požadované úpravě (filtraci) signálu zaneseny do průběhy před finální filtrací (světle modrá čerchovaná čára) – typicky se jedná o vodící a kolové síly. A to z toho důvodu, aby byl patrný průběh v celé simulované oblasti. Hranice oblouku jsou znázorněny zelenou (začátek) a červenou (konec) čárkovanou čarou.

Jelikož se jedná o výpočtové simulace jízdy skutečného vozidla po reálné trati, jsou do modelu koleje zavedeny nerovnosti. Ty vycházejí z měření konkrétní trati a byly poskytnuty vedoucím práce. Jedná se o odchylky střednice koleje příčně a svisle, tzv. roll a odchylky rozchodu. Jejich průběhy jsou znázorněny v příložených grafech.

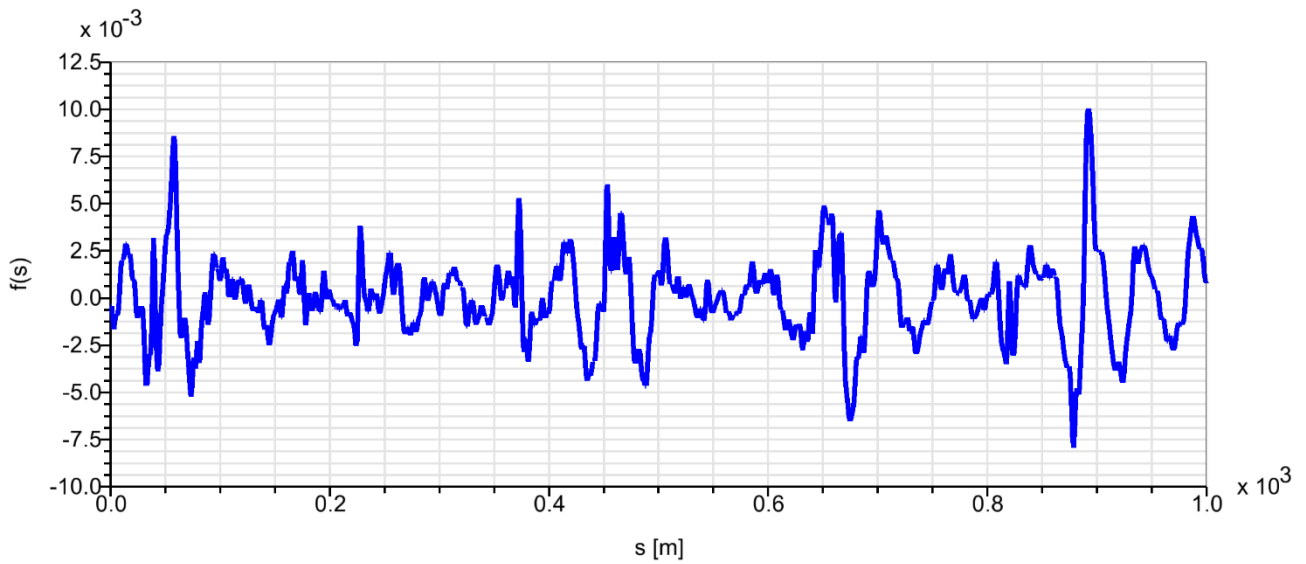
K jednotlivým posuzovaným veličinám jsou normou specifikovány mezní hodnoty, které nesmějí být ve zkoumané části průběhu překročeny. U některých veličin se jedná o pevně danou konstantu a u některých je dána výpočtem. V následující tabulce jsou shrnuty mezní hodnoty pro všechny posuzované veličiny v uvažovaných stavech ložení.

Posuzovaná veličina	Značka	Mezní hodnota
<b>Jízdni bezpečnost – PV</b>		
Součet vodících sil levého a pravého kola	$\Sigma Y_{\max}$	23,5 kN
Koeficient vykolejení	$(Y/Q)_{\max}$	0,8
Příčné zrychlení ve skříní vozidla nad pojezdem	$\ddot{y}_{\max}^*$	3 m.s <sup>-2</sup>
Svislé zrychlení ve skříní vozidla nad pojezdem	$\ddot{z}_{\max}^*$	5 m.s <sup>-2</sup>
<b>Stabilita – PV</b>		
RMS součtu vodících sil levého a pravého kola	$\Sigma Y_{\text{rms}}$	11,8 kN
<b>Jízdni bezpečnost – LV</b>		
Součet vodících sil levého a pravého kola	$\Sigma Y_{\max}$	71,0 kN
Koeficient vykolejení	$(Y/Q)_{\max}$	0,8
Příčné zrychlení ve skříní vozidla nad pojezdem	$\ddot{y}_{\max}^*$	3 m.s <sup>-2</sup>
Svislé zrychlení ve skříní vozidla nad pojezdem	$\ddot{z}_{\max}^*$	5 m.s <sup>-2</sup>
<b>Zatížení koleje – LV</b>		
Kvazistatická vodící síla	$Y_{\text{qst}}$	60 kN
Kvazistatická svislá kolová síla	$Q_{\text{qst}}$	145 kN
Maximální svislá kolová síla	$Q_{\max}$	200 kN

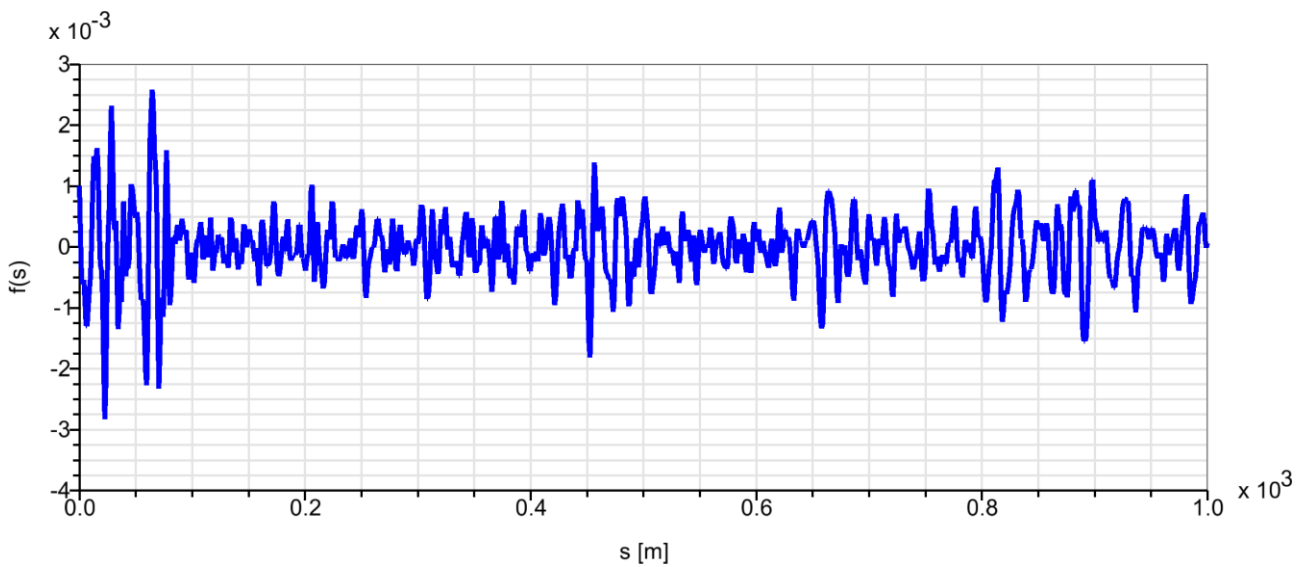
Tab. 34: Mezní hodnoty pro vyhodnocení JTZ [23]



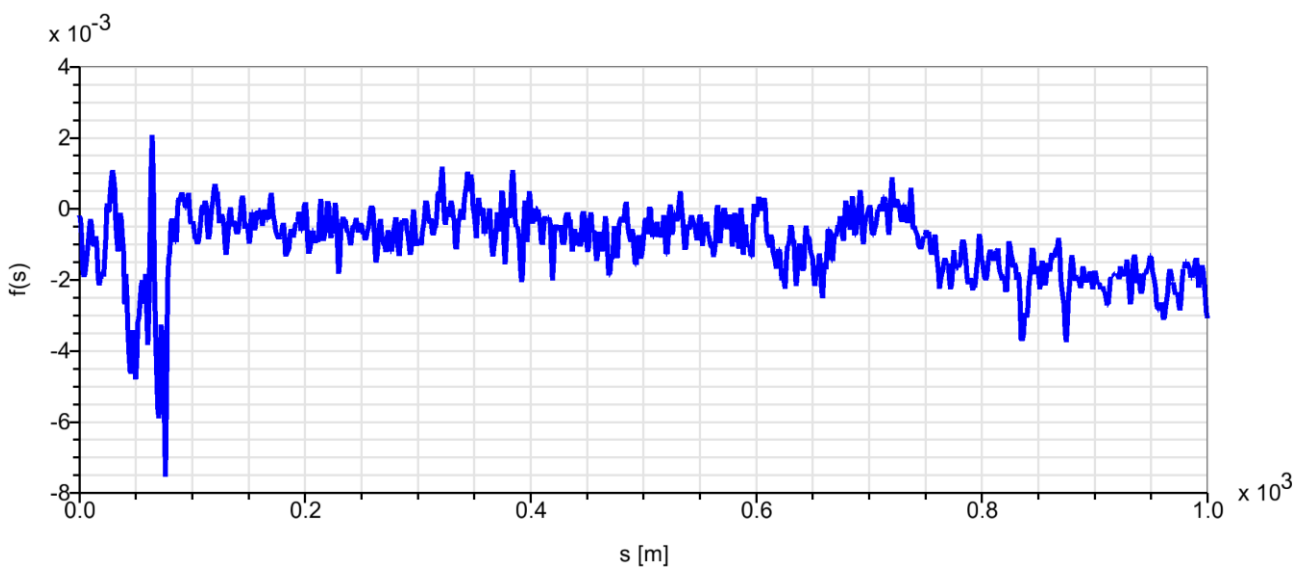
Obr. 51: Simulace JTZ: Příčné odchylky střednice koleje



Obr. 52: Simulace JTZ: Svislé odchytky střednice koleje



Obr. 53: Simulace JTZ: Roll odchytky koleje

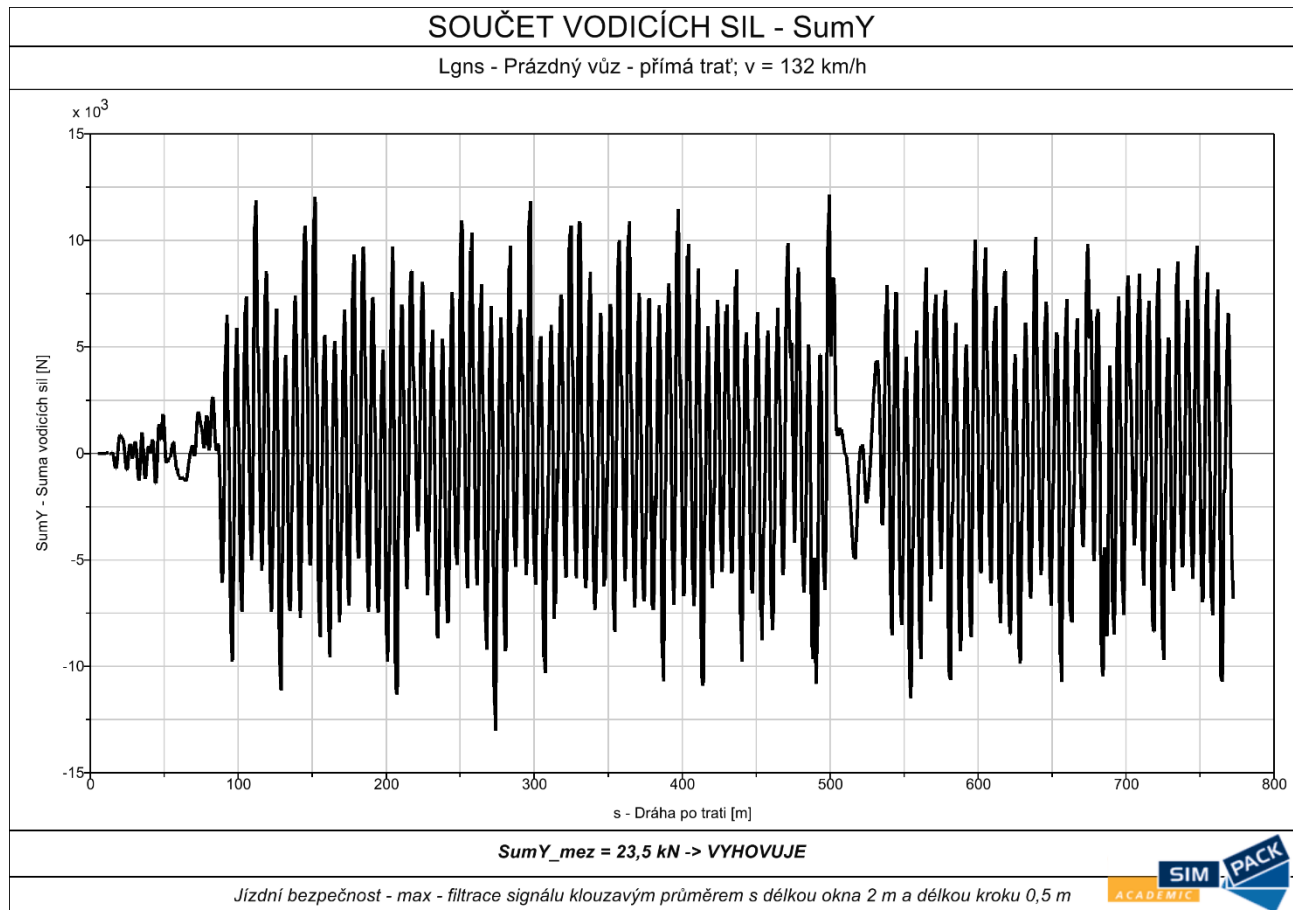


Obr. 54: Simulace JTZ: Odchytky rozchodu koleje

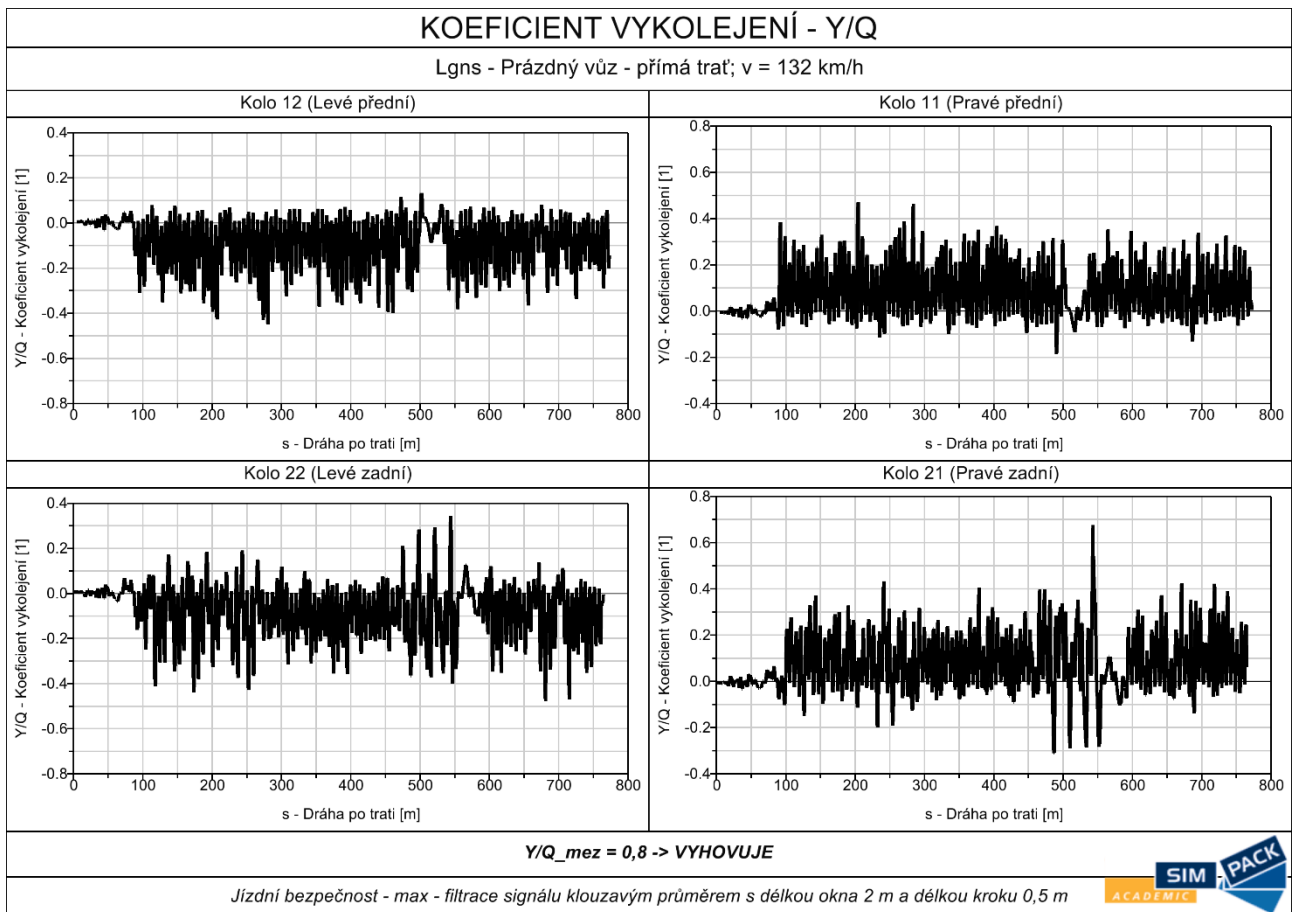
Jednotlivé průběhy posuzovaných veličin u výsledků simulací jízdně-technických zkoušek musí být filtrovány z důvodu statistického hodnocení a dalšího zpracování. To znamená, že na jednotlivé průběhy jsou použity požadované filtry dle ČSN EN 14363, které jsou uvedeny v zápatí výstupů ze simulací.

### 7.4.1. Simulace JTZ č. 1 – přímá kolej

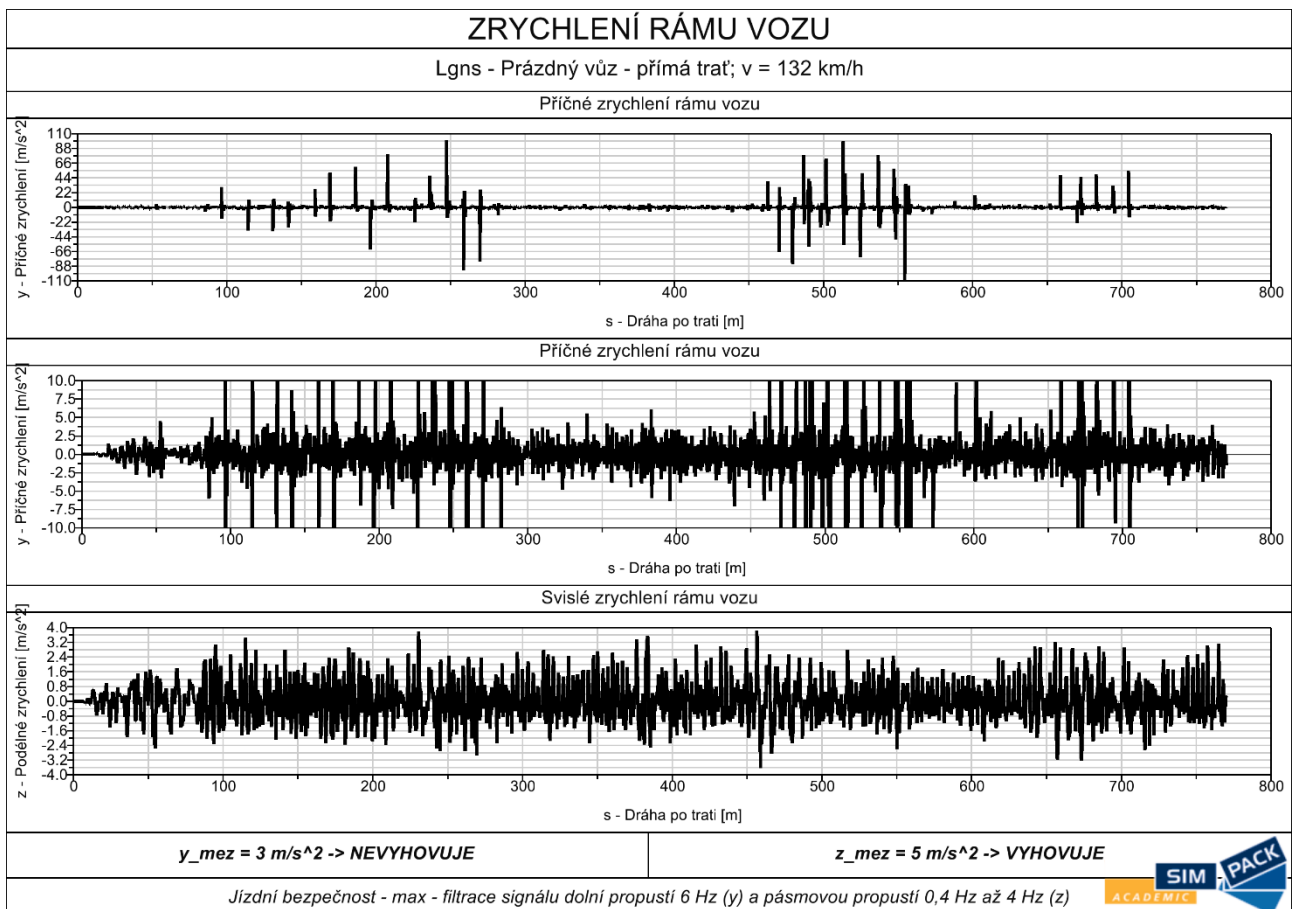
První simulace je provedena na přímé trati s prázdným vozem o rychlosti 132 km/h. Jelikož se jedná o přímou trať, byla vyhodnocována jízdní bezpečnost a stabilita jízdy.



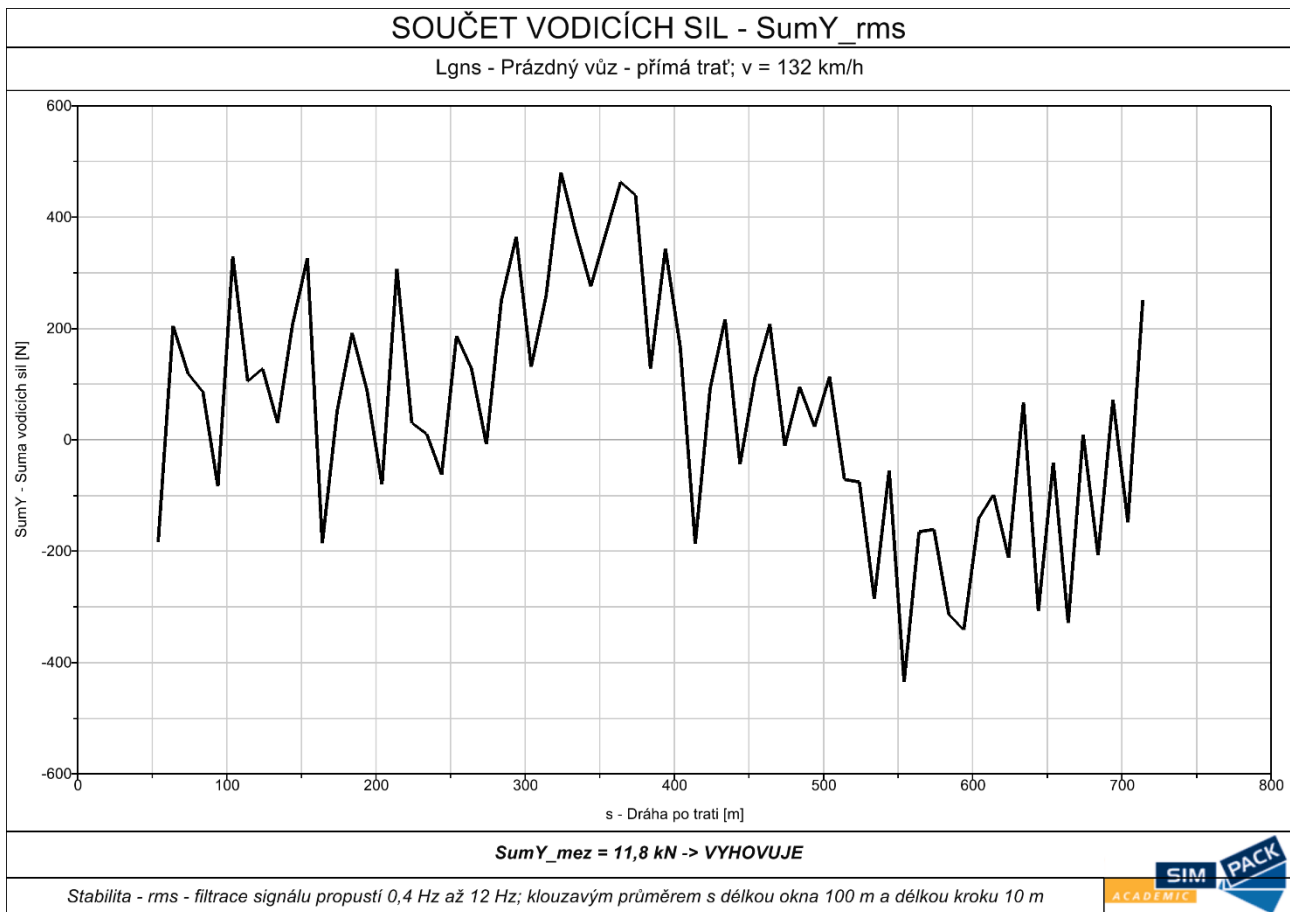
Obr. 55: Simulace JTZ č.1: Součet vodicích sil



Obr. 56: Simulace JTZ č.1: Koefficient vykolejení



Obr. 57: Simulace JTZ č.1: Zrychlení rámu vozu



Obr. 58: Simulace JTZ č.1: Součet vodících sil – rms

## Vyhodnocení:

Vzhledem k tomu, že průběh součtu vodících sil  $\Sigma Y$  nepřekračuje mezní hodnotu 71 kN, je možné považovat vůz v tomto ohledu za vyhovující.

Z hlediska bezpečnosti proti vykolejení je vůz zcela vyhovující, neboť se hodnoty poměru  $\frac{Y}{Q}$  pohybují hluboko pod mezní hodnotou 0,8.

Příčné zrychlení rámu vozu  $\ddot{y}$  v místě nad předním dvojkolím vykazuje ve špičkách velmi vysoké hodnoty (viz Obr. 57). To však může být zapříčiněno chováním použitého třecího tlumení, vyčerpáním vůlí v dorazech anebo z jiných neznámých příčin. Z časových důvodů autora nebylo však možné hlouběji prozkoumat příčinu tohoto jevu. Pro náhled, jaký charakter vykazuje signál příčného zrychlení bez špiček, byl přiložen průběh v mezích  $(-10 \div 10) \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

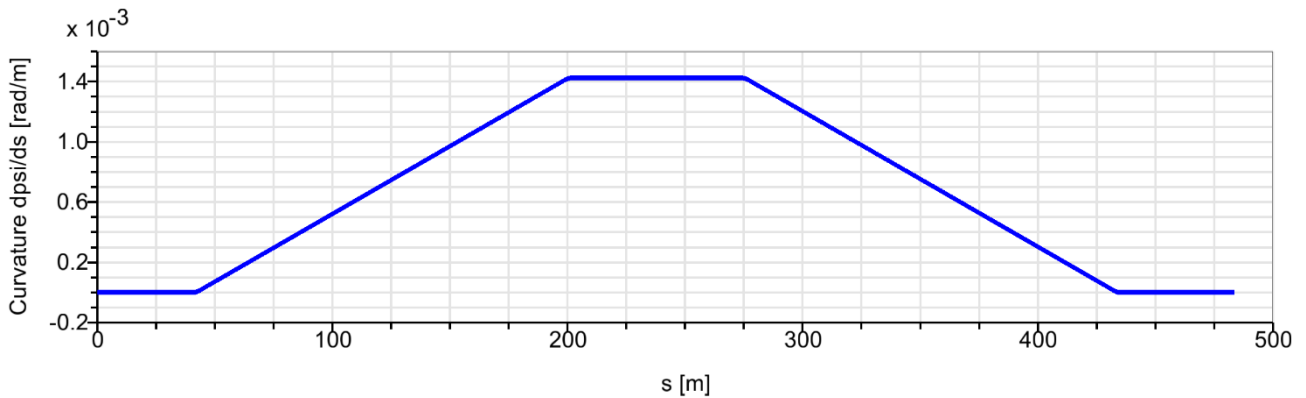
Průběh svislého zrychlení rámu vozu  $\ddot{z}$  v místě nad předním dvojkolím je vyhovující, neboť leží pod mezní hodnotou  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Posledním kritériem při posuzování vozu v této trati byla efektivní hodnota (RMS) součtu vodících síly  $\Sigma Y_{\text{rms}}$ , která s velkou rezervou vyhovuje kritériu stability, že její hodnoty leží pod mezí 35,5 kN.

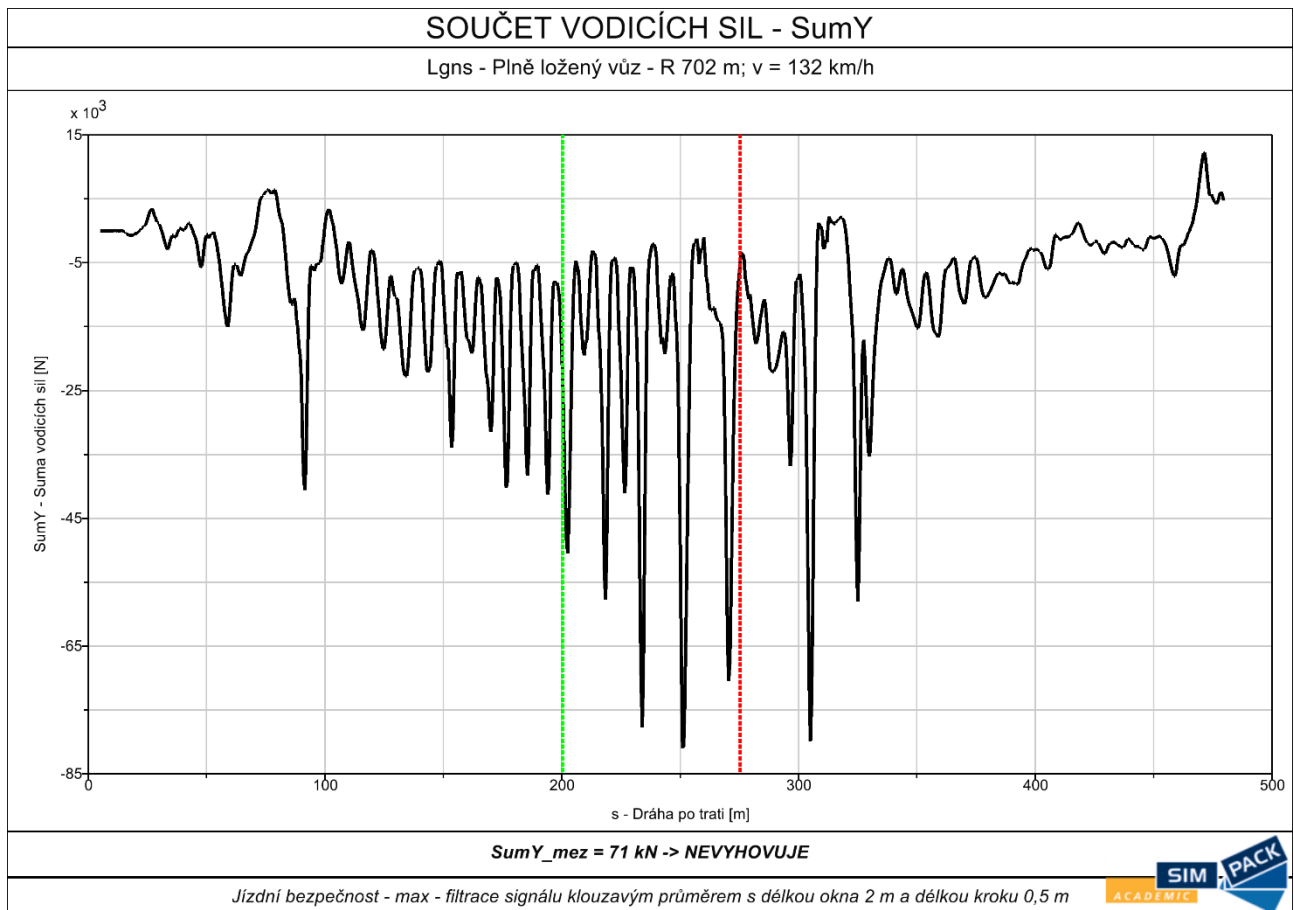


## 7.4.2. Simulace JTZ č. 2 – oblouk R 702 m

Druhá simulace proběhla s plně loženým vozem po trati s obloukem o poloměru 702 m rychlostí 132 km/h. Posuzována byla jízdní bezpečnost a zatížení koleje.



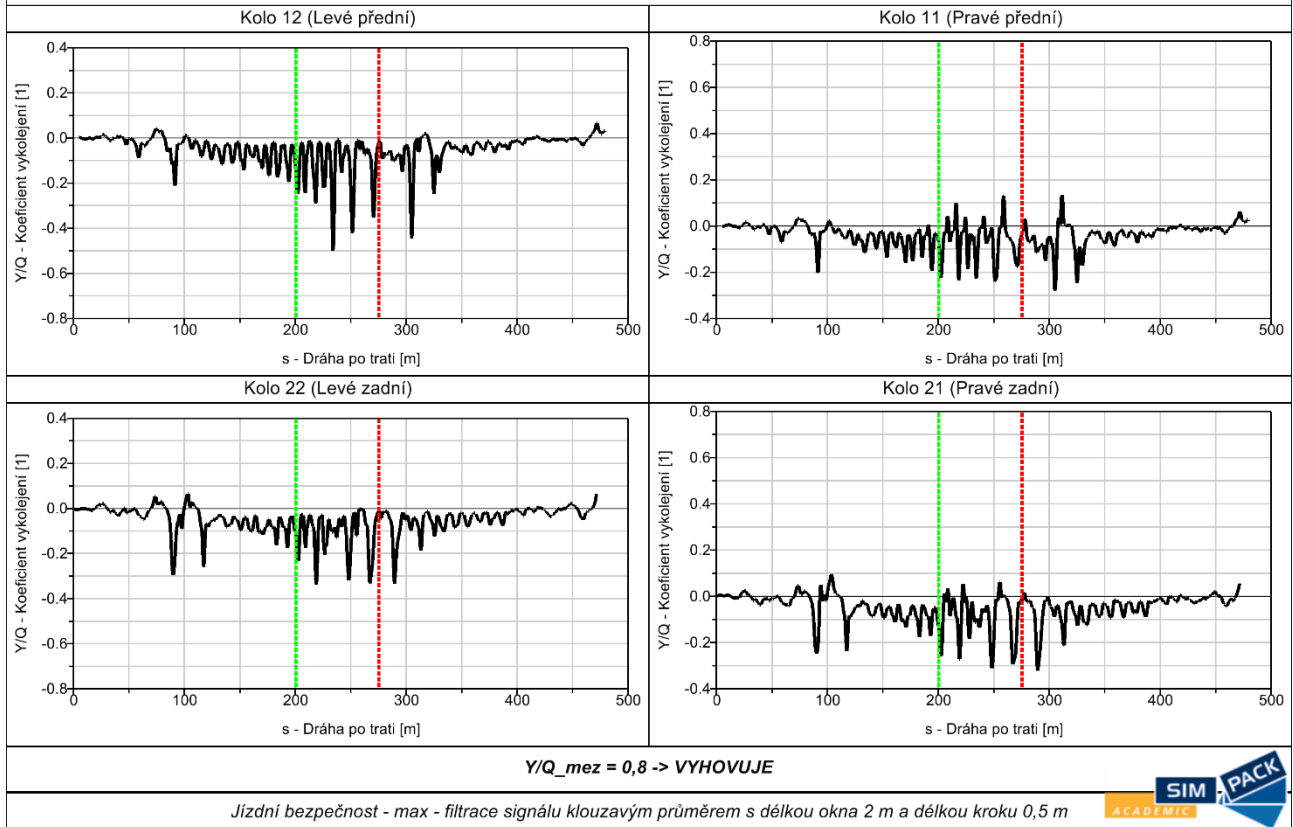
Obr. 59: Simulace JTZ č.2: Křivost trati



Obr. 60: Simulace JTZ č.2: Součet vodících sil

### KOEFICIENT VYKOLEJENÍ - Y/Q

Lgns - Plně ložený vůz - R 702 m; v = 132 km/h

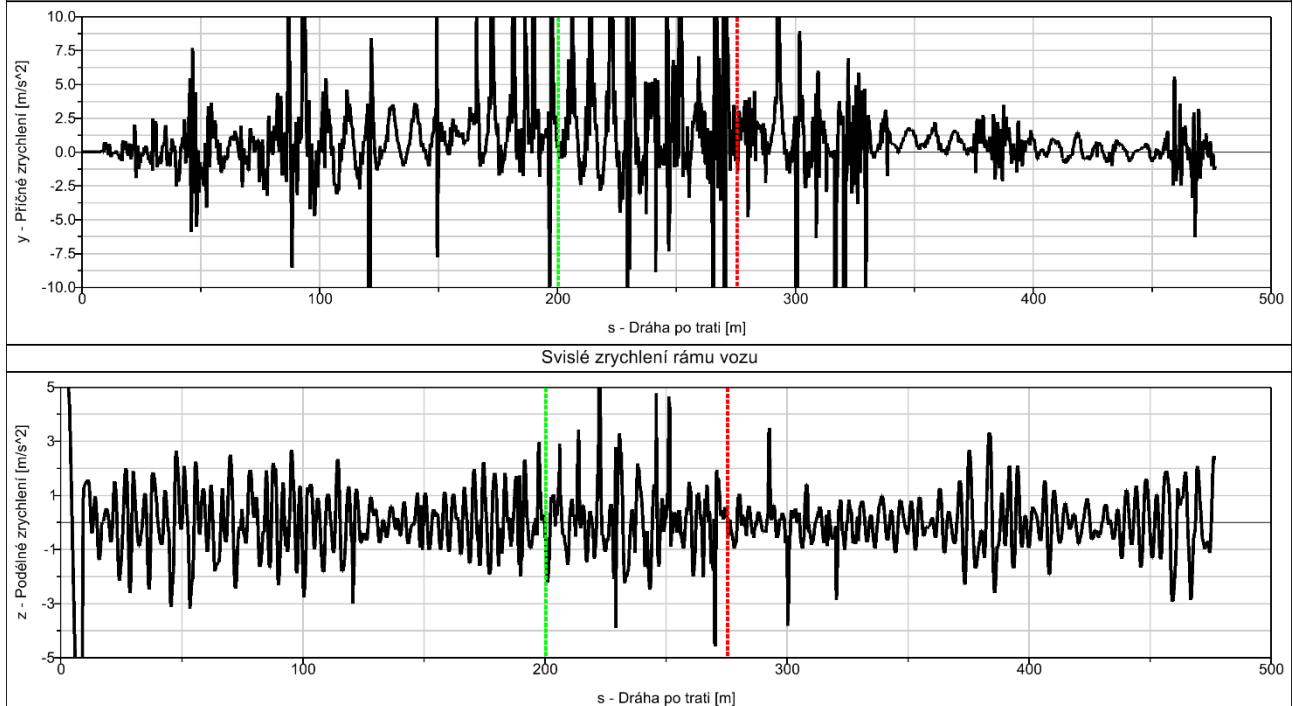


Obr. 61: Simulace JTZ č.2: Koefficient vykolejení

### ZRYCHLENÍ RÁMU VOZU

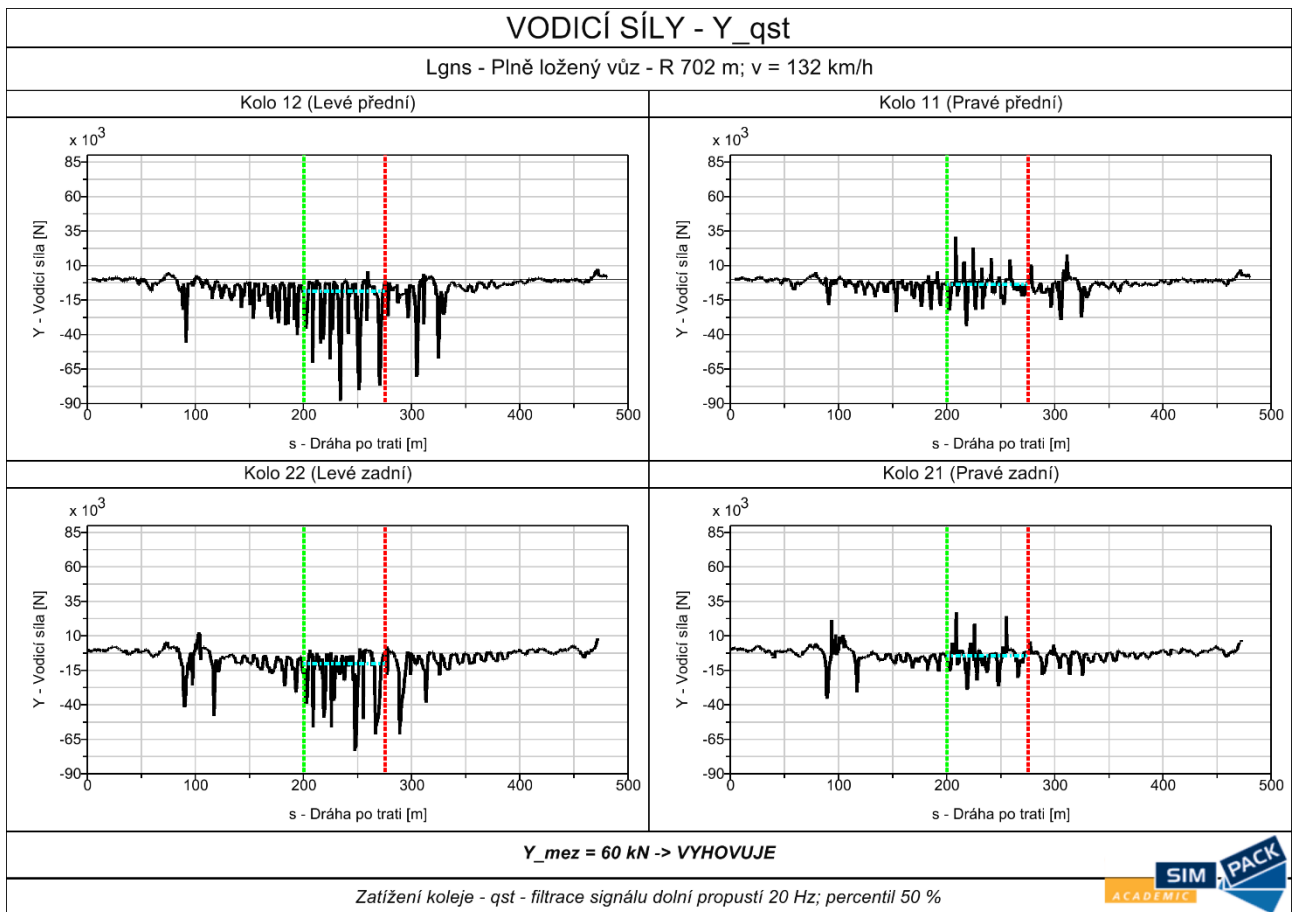
Lgns - Plně ložený vůz - R 702 m; v = 132 km/h

Příčné zrychlení rámu vozu

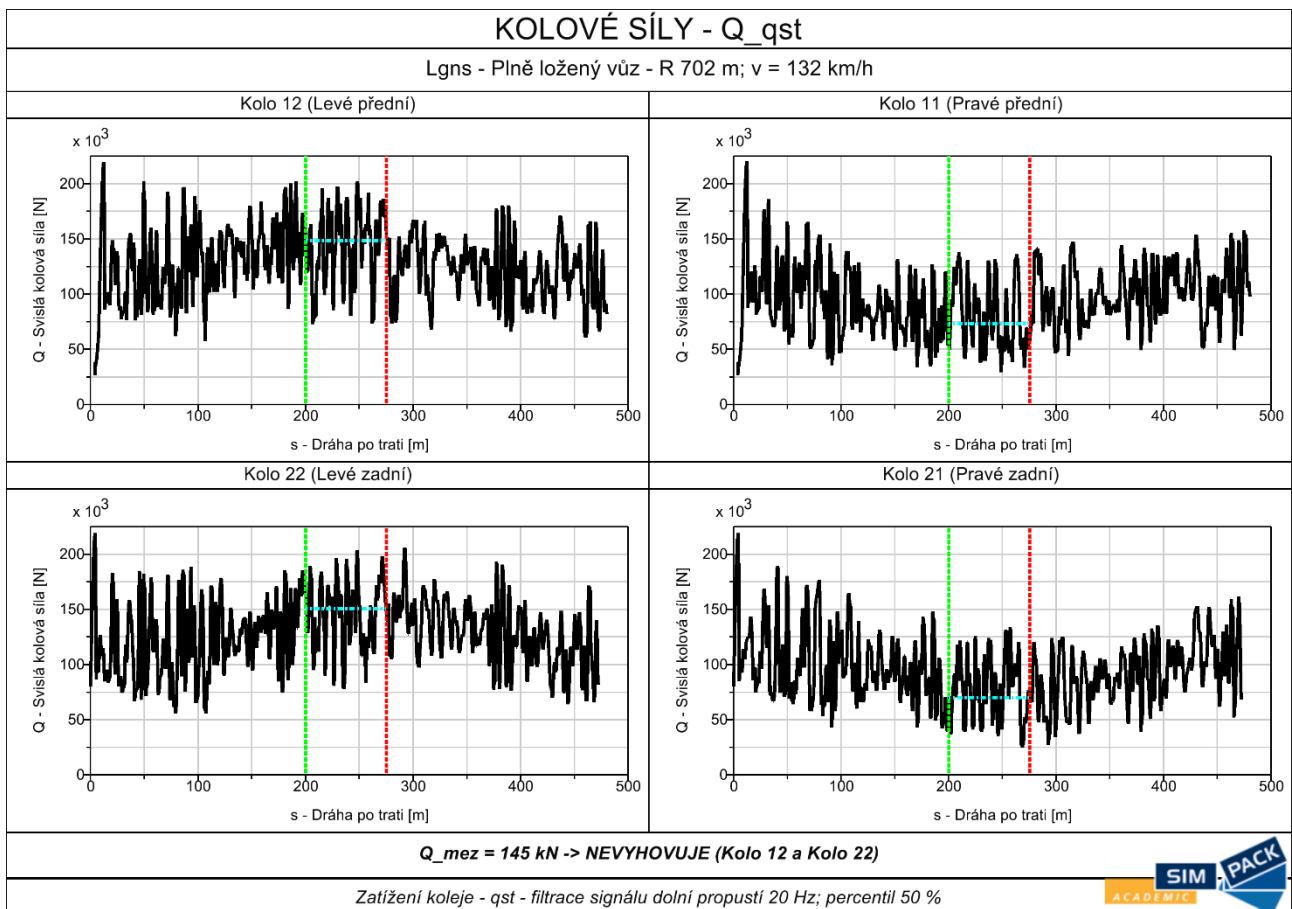


Jízdní bezpečnost - max - filtrace signálu dolní propustí 6 Hz (y) a pásmovou propustí 0,4 Hz až 4 Hz (z)

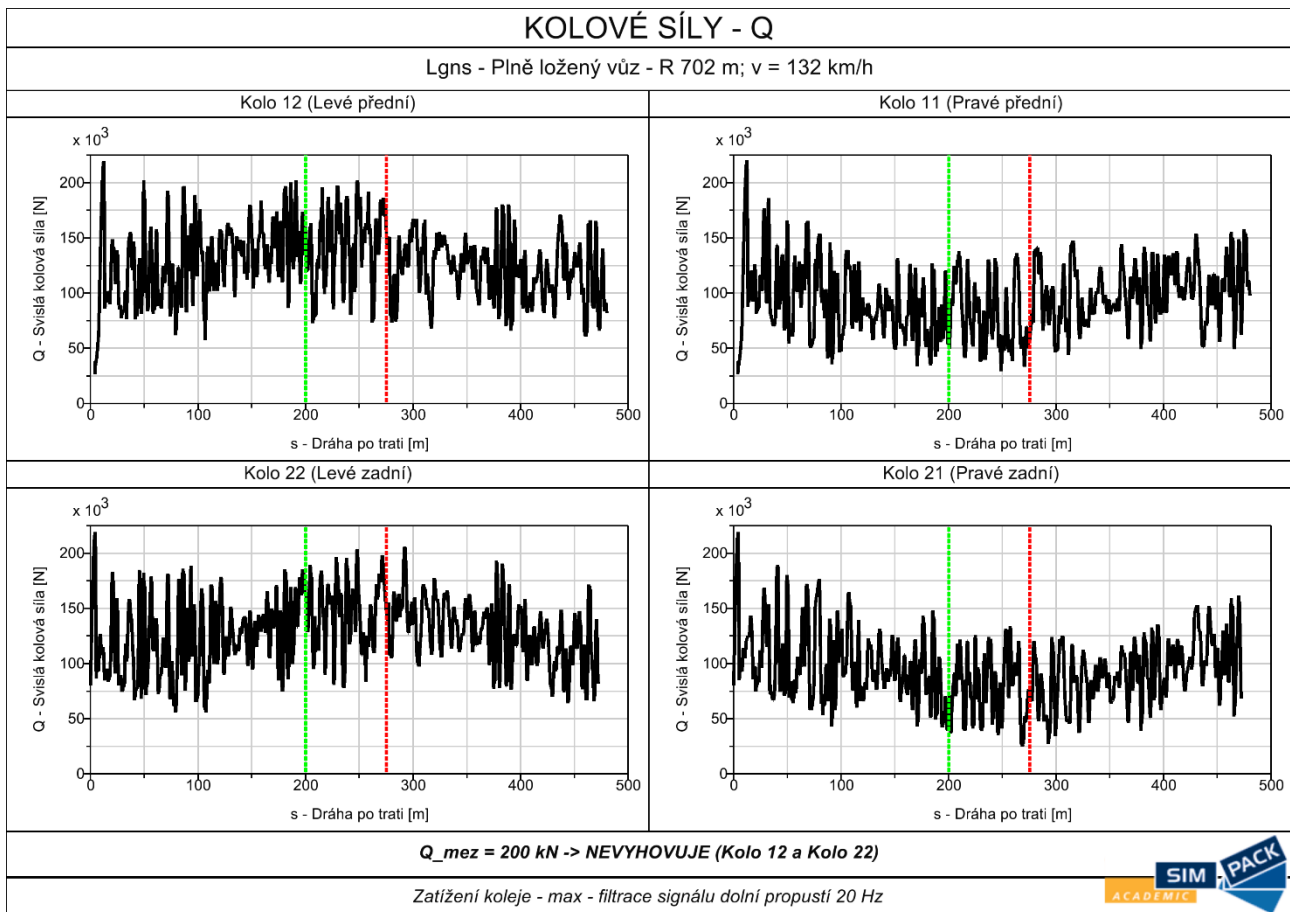
Obr. 62: Simulace JTZ č.2: Zrychlení rámu vozu



Obr. 63: Simulace JTZ č.2: Vodicí síly



Obr. 64: Simulace JTZ č.2: Kolové síly kvazistatické



Obr. 65: Simulace JTZ č.2: Kolové síly maximální

## Vyhodnocení:

Průběh součtu vodicích sil  $\Sigma Y$  přesahuje mezní hodnotu 71 kN, a tím pádem nevyhovuje požadavkům.

Koeficient vykolejení  $\frac{Y}{Q}$  se po celé délce oblouku, a to u všech kol, pohybuje pod mezní hodnotou 0,8. Vzhledem k tomu je vůz v tomto kritériu vyhovující.

U příčného zrychlení rámu vozu  $\ddot{y}$  v místě nad předním dvojkolím opět dochází k velmi vysokým hodnotám u špiček v celém průběhu, a to z ne zcela vyjasněných důvodů.

Svislé zrychlení rámu vozu  $\ddot{z}$  v místě nad předním dvojkolím se pohybuje pod hodnotou  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , díky čemuž je vyhovující.

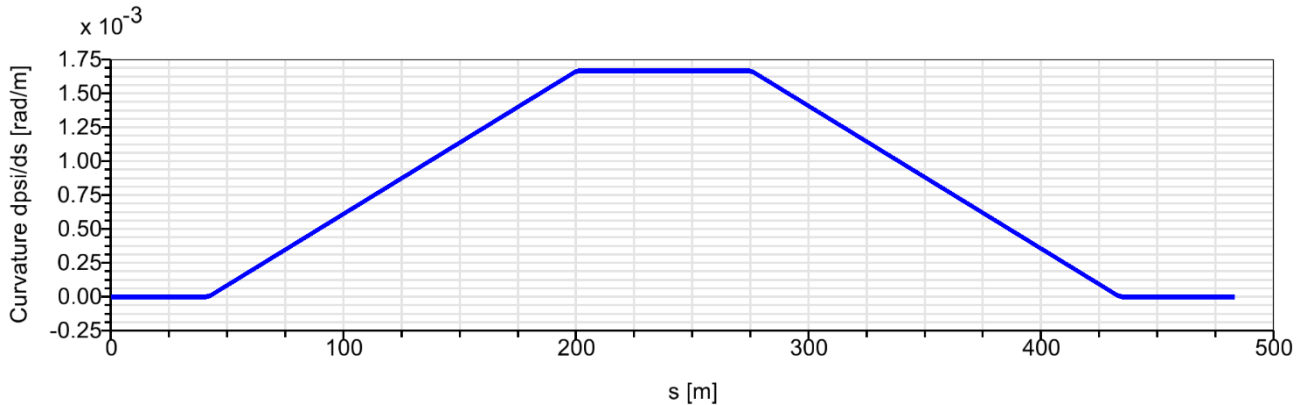
Průběh kvazistatických vodicích sil  $Y_{qst}$  v oblouku je hluboko pod mezní hodnotou 60 kN, a tak vyhovuje podmínce.

Průběh kvazistatických kolových sil  $Q_{qst}$  v oblouku se u kola 12 a kola 22 nachází nad mezní hodnotou 145 kN, čímž nesplňuje požadavek a byl označen za nevyhovující.

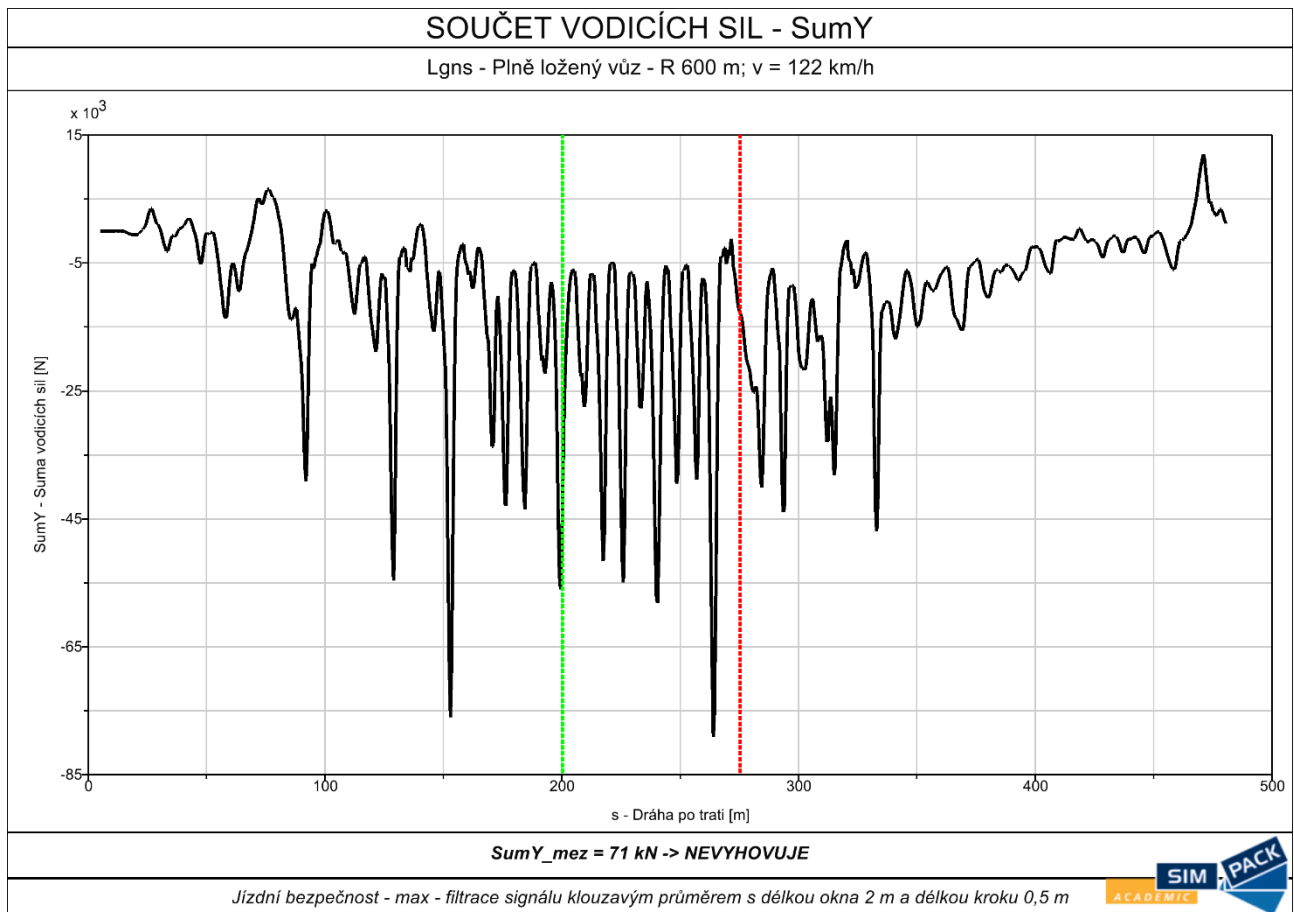
Kolové síly  $Q$  se u kola 12 a kola 22 pohybují nad mezí 200 kN, a z toho důvodu bylo konstatováno, že jsou nevyhovující vzhledem k požadavku.

### 7.4.3. Simulace JTZ č. 3 – oblouk R 600 m

Třetí simulace proběhla s plně loženým vozem na trati s obloukem o poloměru 600 m rychlostí 122 km/h. Posuzována byla jízdní bezpečnost a zatížení koleje.



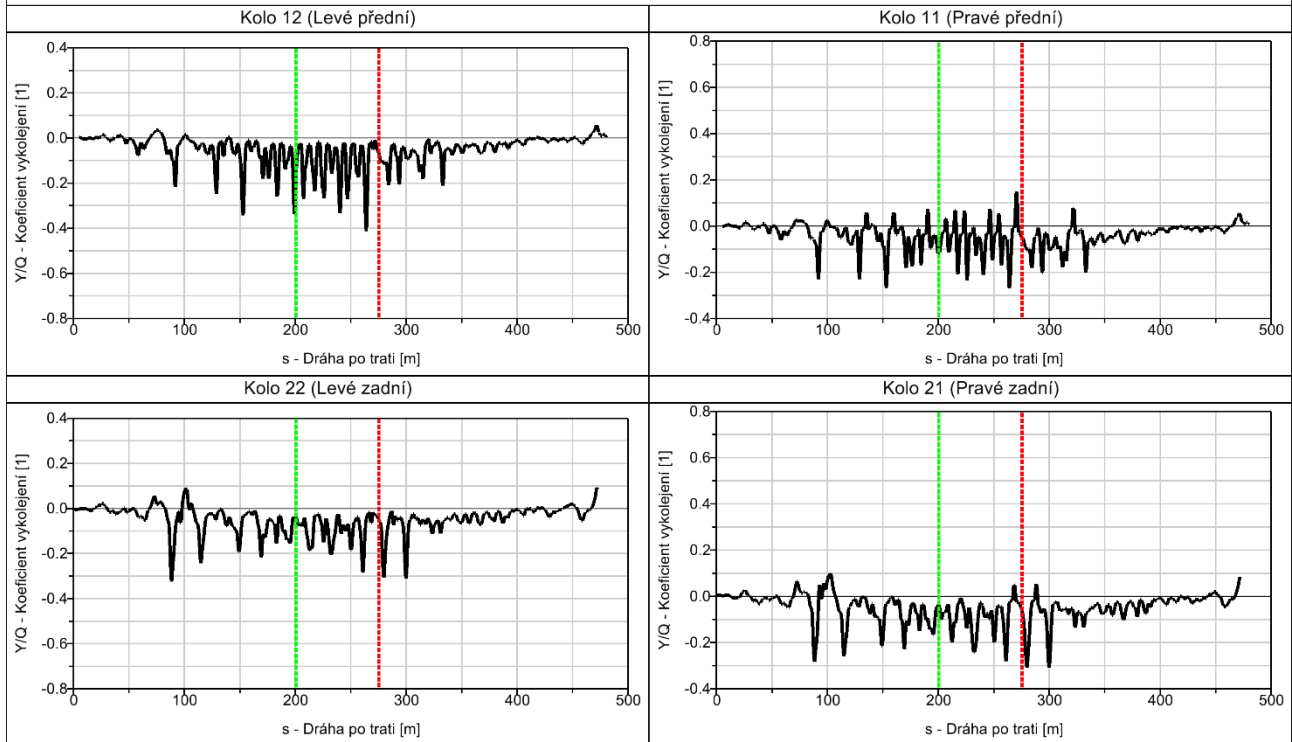
Obr. 66: Simulace JTZ č.3: Křivost trati



Obr. 67: Simulace JTZ č.3: Součet kolových sil

### KOEFICIENT VYKOLEJENÍ - Y/Q

Lgns - Plně ložený vůz - R 600 m; v = 122 km/h



**Y/Q<sub>mez</sub> = 0,8 -> VYHOVUJE**

Jízdní bezpečnost - max - filtrace signálu klouzavým průměrem s délkou okna 2 m a délkou kroku 0,5 m

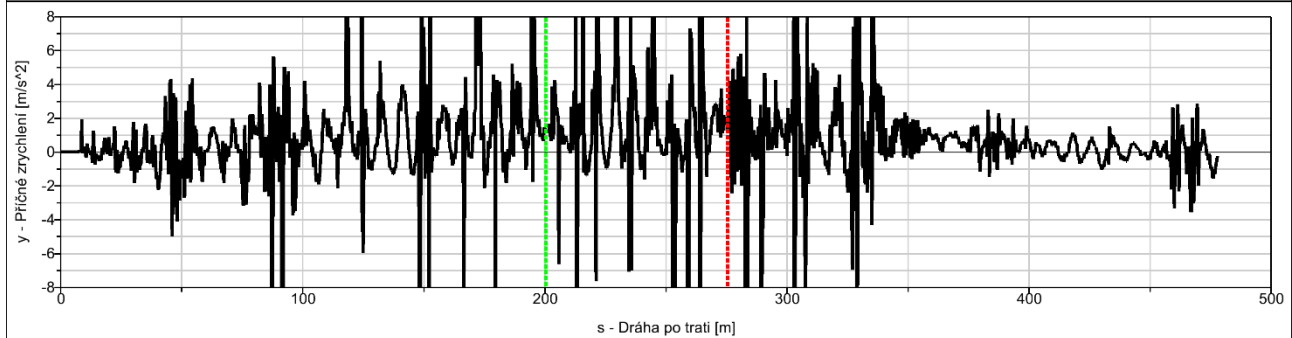


Obr. 68: Simulace JTZ č.3: Koeficient vykolejení

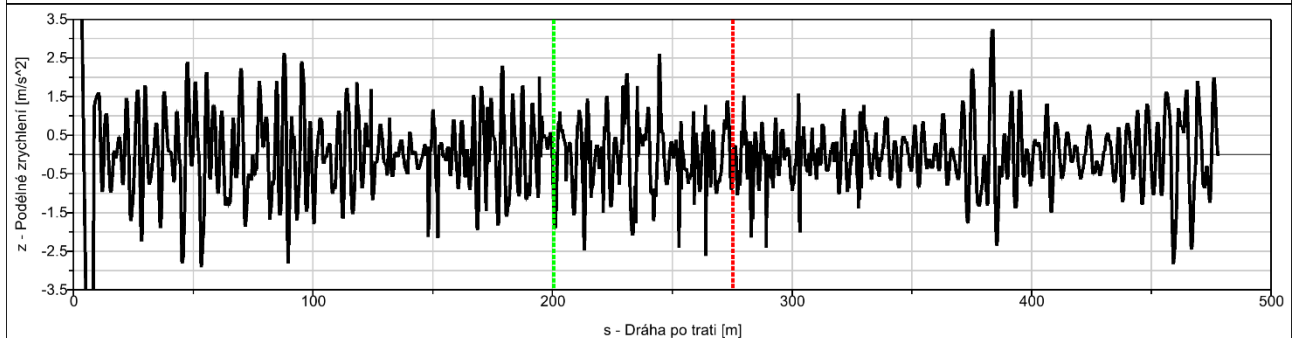
### ZRYCHLENÍ RÁMU VOZU

Lgns - Plně ložený vůz - R 600 m; v = 122 km/h

Příčné zrychlení rámu vozu



Svislé zrychlení rámu vozu



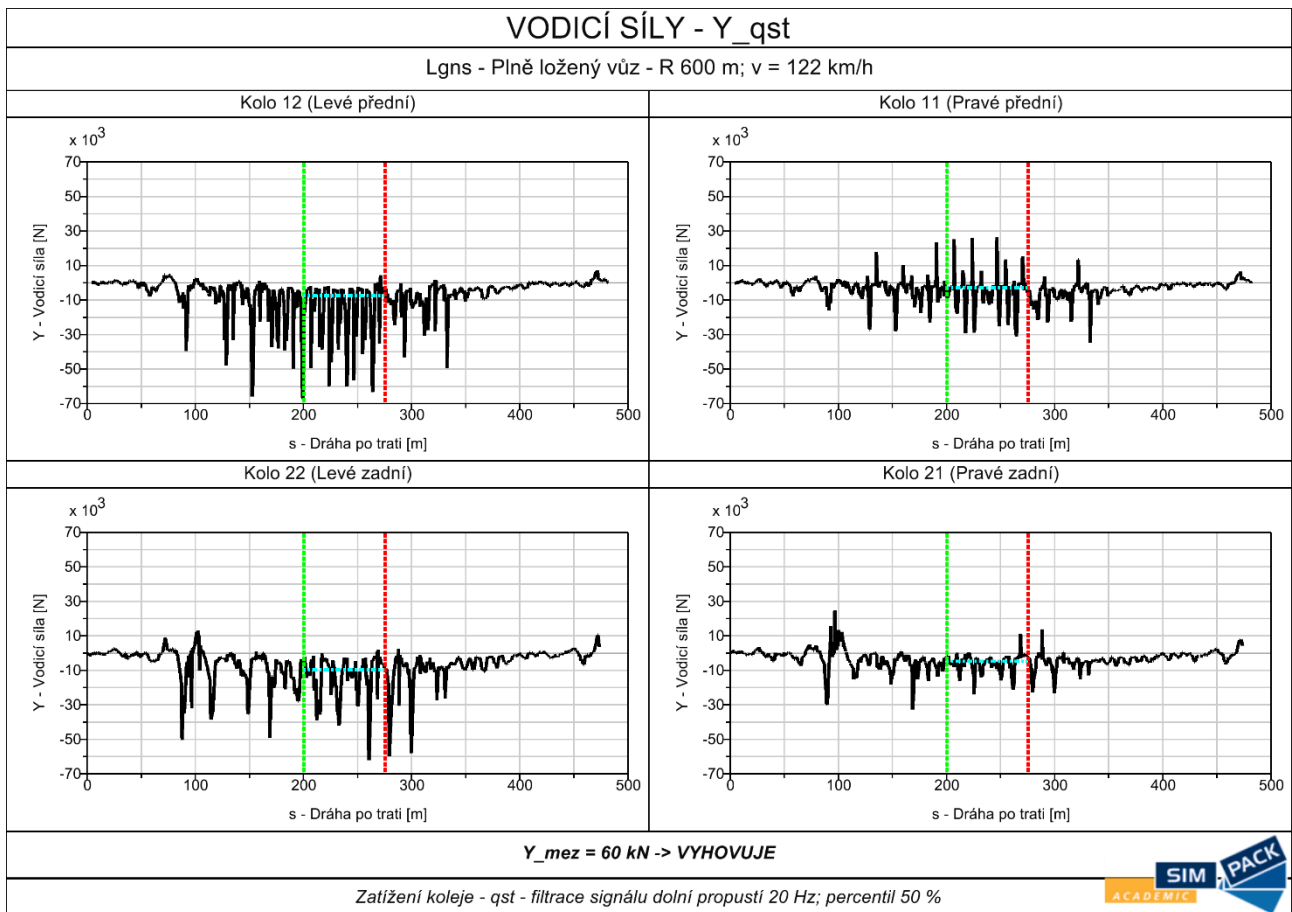
**y<sub>mez</sub> = 3 m/s<sup>2</sup> -> NEVYHOVUJE**

**z<sub>mez</sub> = 5 m/s<sup>2</sup> -> VYHOVUJE**

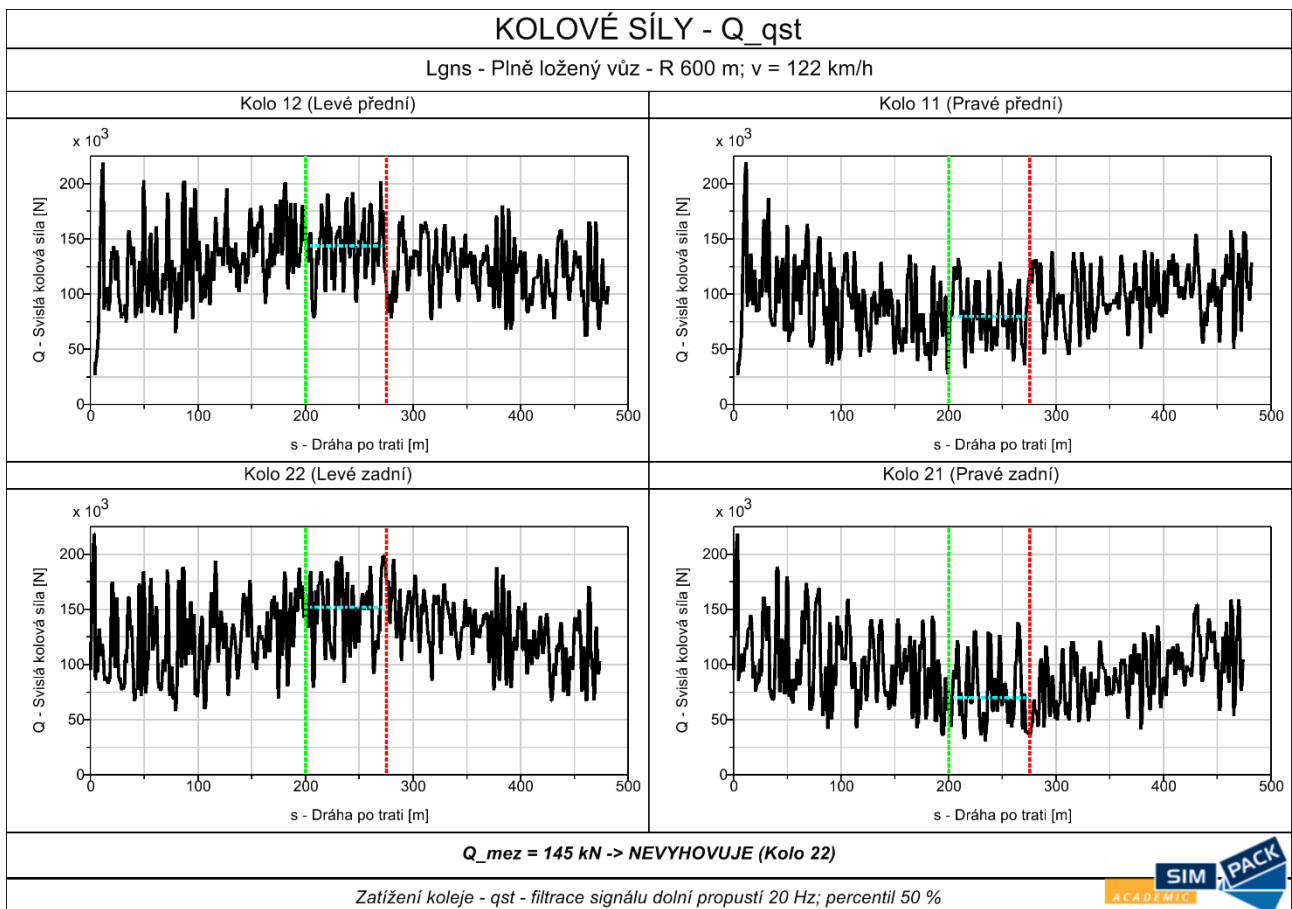
Jízdní bezpečnost - max - filtrace signálu dolní propustí 6 Hz (y) a pásmovou propustí 0,4 Hz až 4 Hz (z)



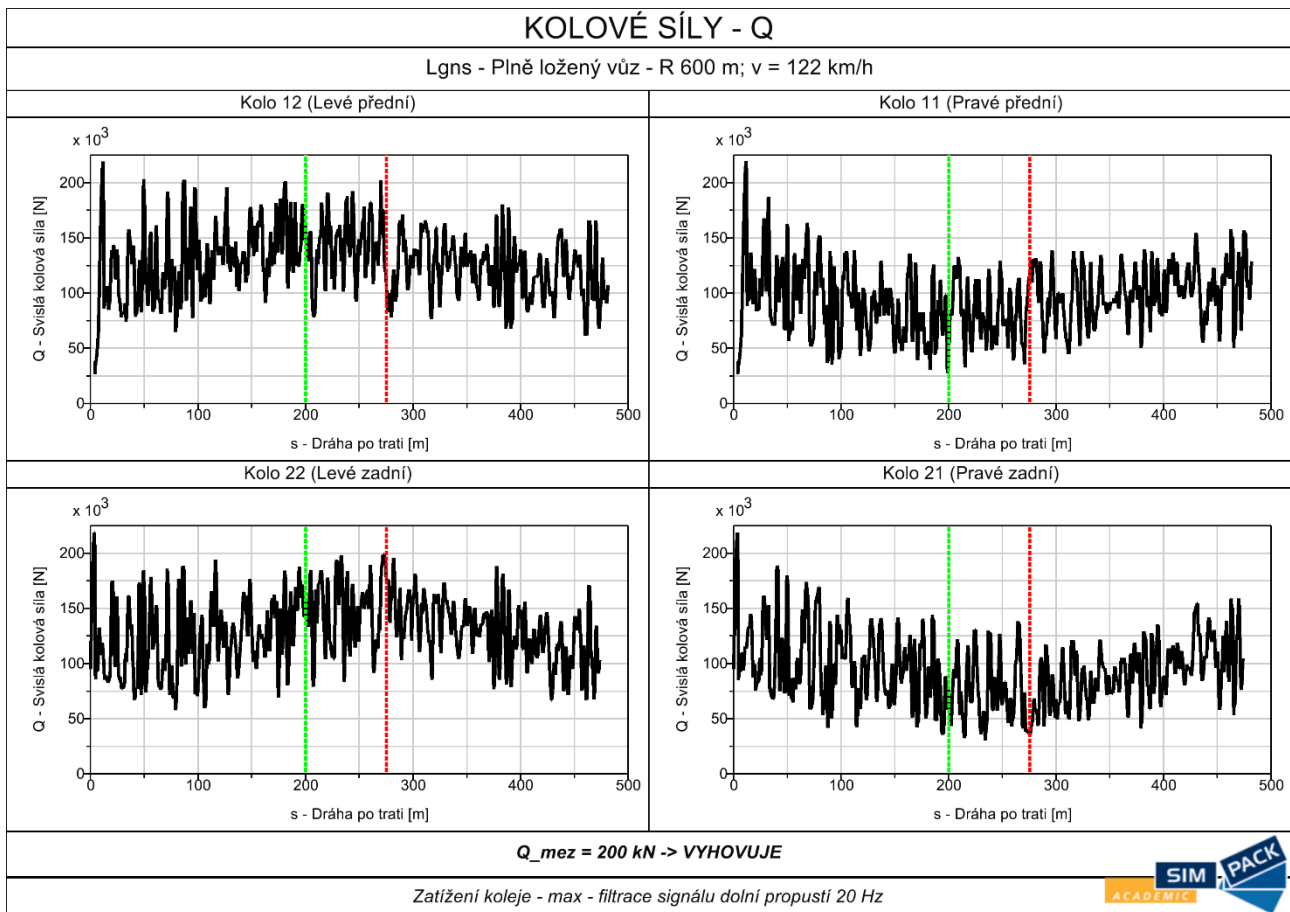
Obr. 69: Simulace JTZ č.3: Zrychlení rámu vozu



Obr. 70: Simulace JTZ č.3: Vodicí síly



Obr. 71: Simulace JTZ č.3: Kolové síly kvazistatické



Obr. 72: Simulace JTZ č.3: Kolové síly maximální

### Vyhodnocení:

Průběh součtu vodicích sil  $\Sigma Y$  přesahuje mezní hodnotu 71 kN, vlivem čehož je vzhledem k požadavku nevyhovující.

Koeficient vykolejení  $\frac{Y}{Q}$  se u všech kol pohybuje pod mezí 0,8. Tím pádem je zcela vyhovující.

U příčného zrychlení rámu vozu  $\ddot{y}$  opět dochází k velmi vysokým hodnotám v celém jeho průběhu.

Svislé zrychlení rámu vozu  $\ddot{z}$  se pohybuje pod mezní hodnotou  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , a tak lze konstatovat splnění požadavku.

Průběh kvazistatických vodicích sil  $Y_{qst}$  v oblouku je opět hluboko pod mezní hodnotou 60 kN, díky čemuž je vyhovující.

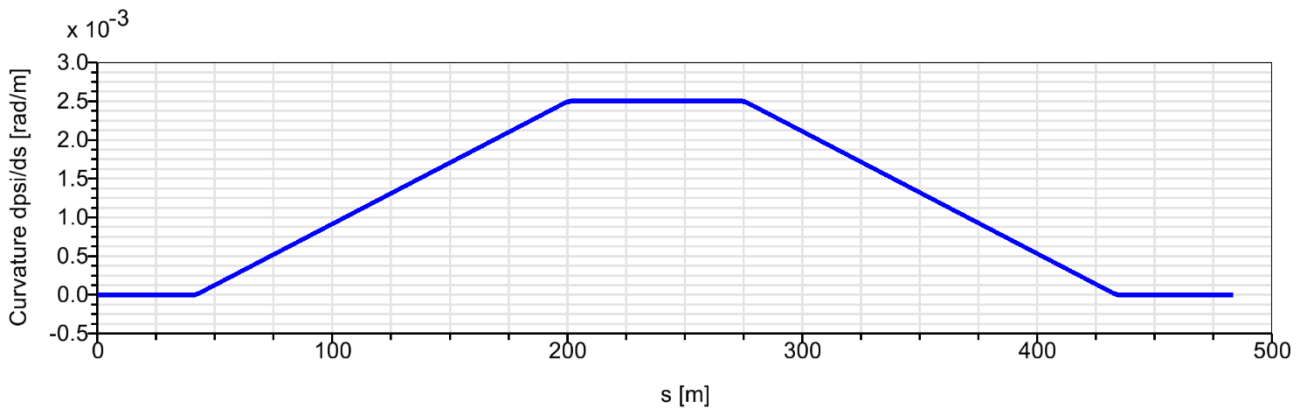
Průběh kvazistatických kolových sil  $Q_{qst}$  se u kola 22 pohybuje nad hranicí 145 kN, čímž je nevyhovující.

Průběh kolové síly  $Q$  se v celém průběhu trati nachází pod mezní hodnotou 200 kN, a vzhledem k tomu je vyhovující.

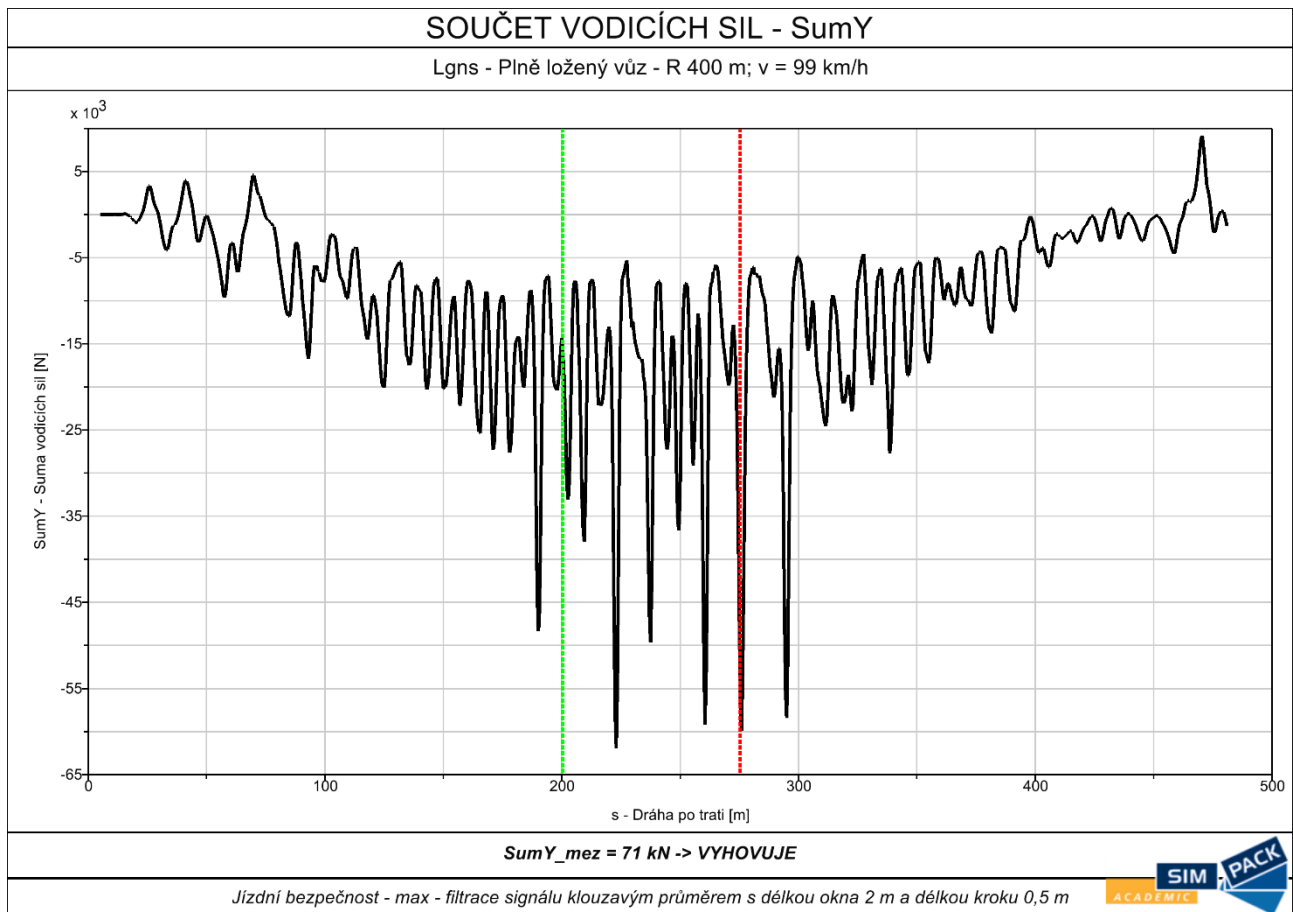


### 7.4.4. Simulace JTZ č. 4 – oblouk R 400 m

Čtvrtá simulace proběhla s plně loženým vozem na trati s obloukem o poloměru 400 m rychlostí 99 km/h. Posuzována byla jízdní bezpečnost a zatížení koleje.



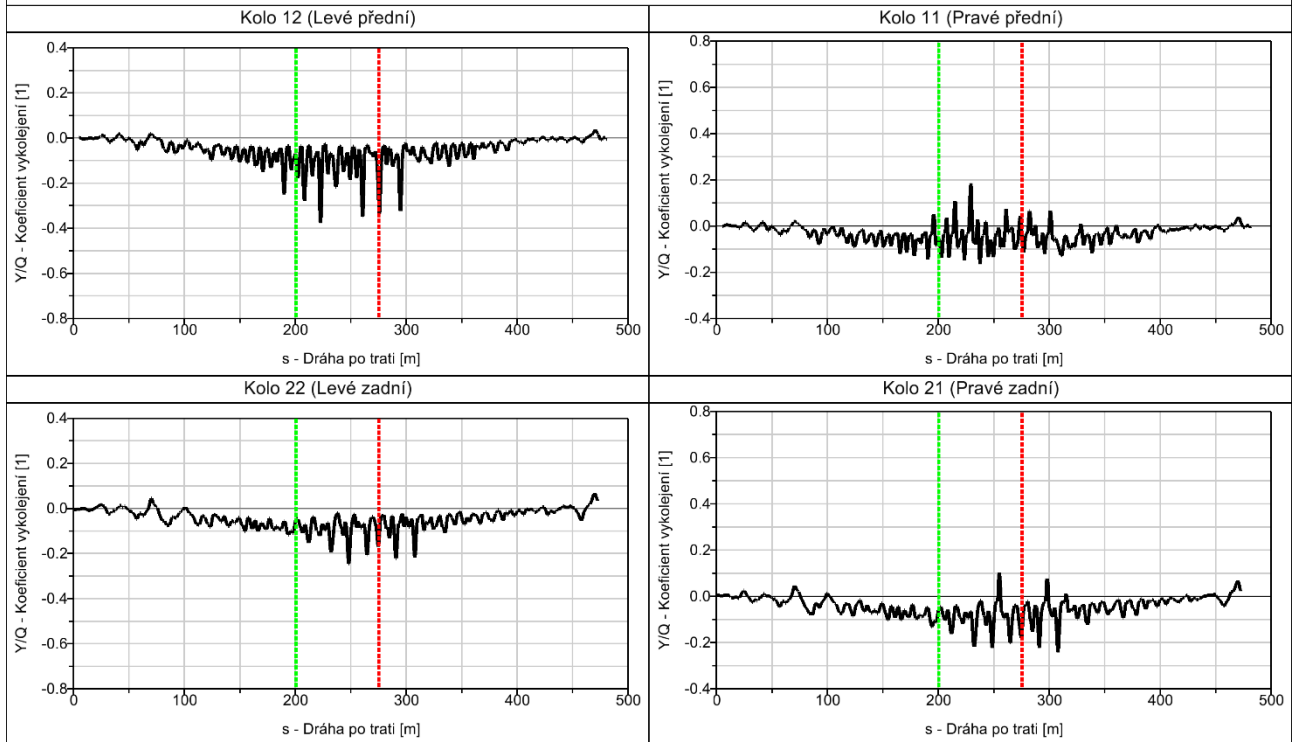
Obr. 73: Simulace JTZ č.4: Křivost trati



Obr. 74: Simulace JTZ č.4: Součet kolových sil

### KOEFICIENT VYKOLEJENÍ - Y/Q

Lgns - Plně ložený vůz - R 400 m; v = 99 km/h



**Y/Qmez = 0,8 -> VYHOVUJE**

Jízdní bezpečnost - max - filtrace signálu klouzavým průměrem s délkou okna 2 m a délkou kroku 0,5 m

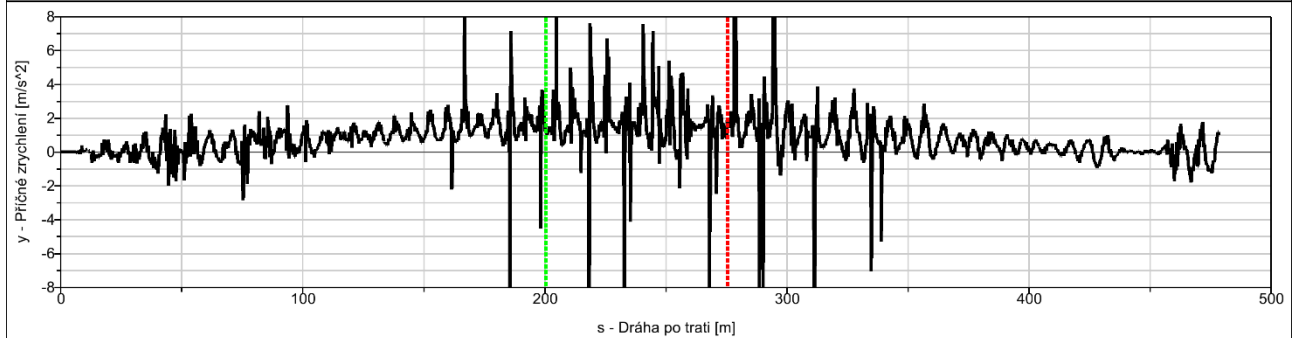


Obr. 75: Simulace JTZ č.4: Koeficient vykolejení

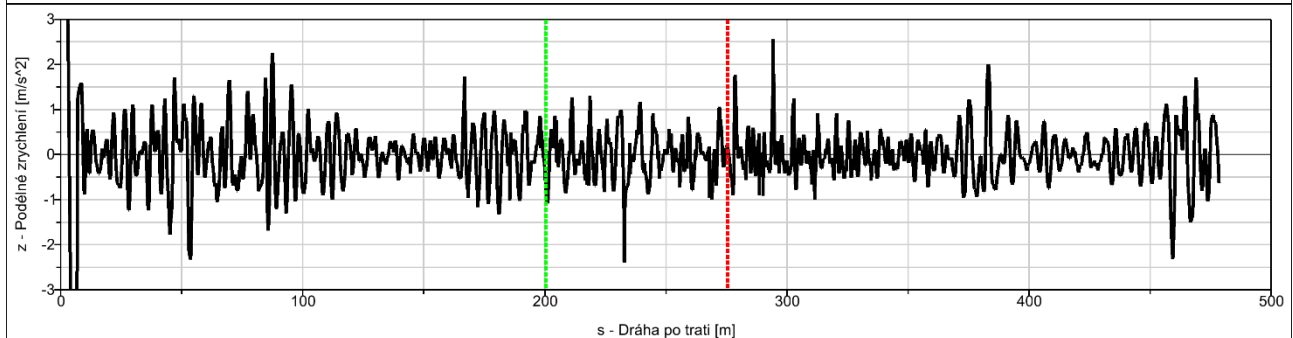
### ZRYCHLENÍ RÁMU VOZU

Lgns - Plně ložený vůz - R 400 m; v = 99 km/h

Příčné zrychlení rámu vozu



Svislé zrychlení rámu vozu



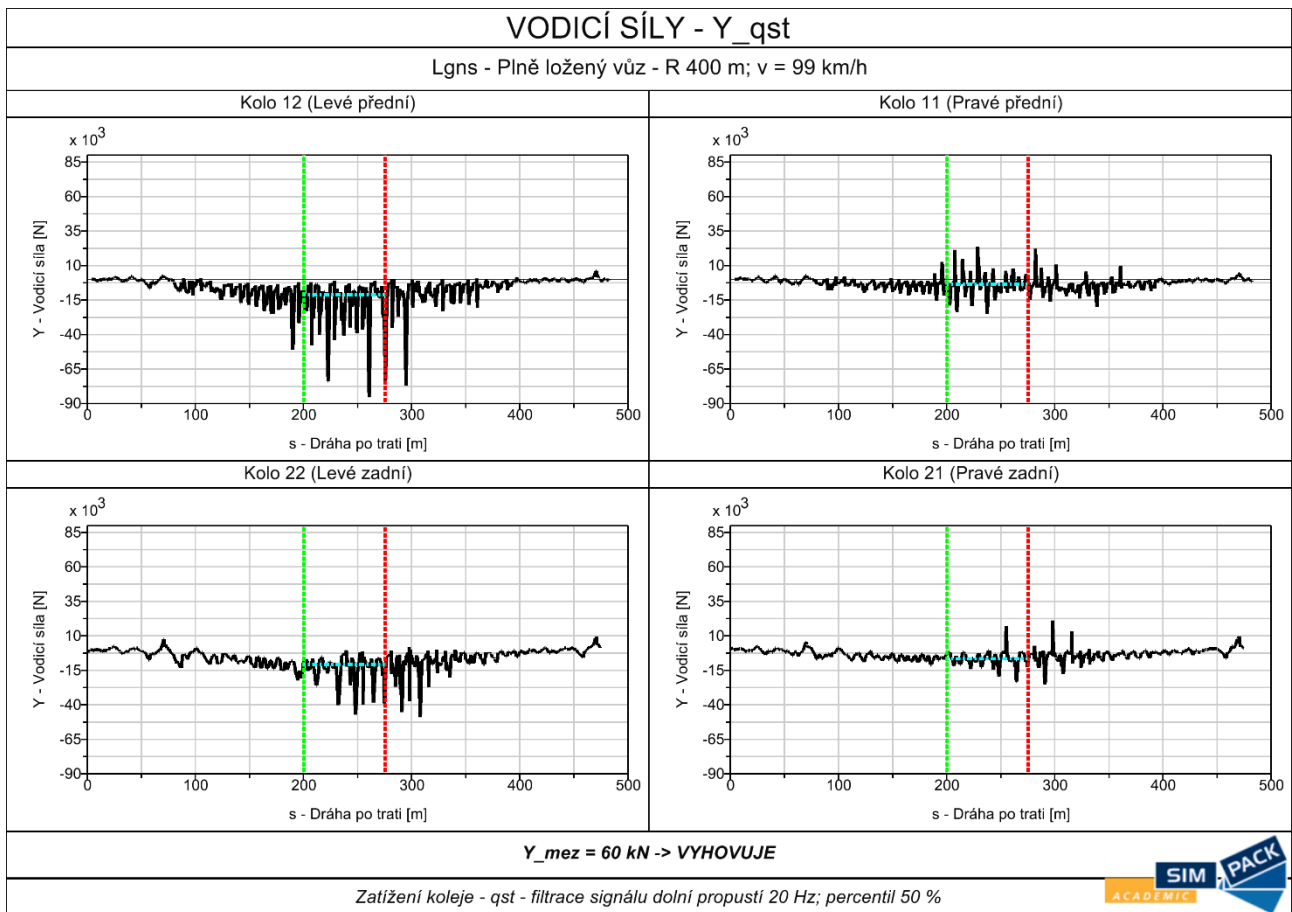
**ymez = 3 m/s^2 -> NEVYHOVUJE**

**zmez = 5 m/s^2 -> VYHOVUJE**

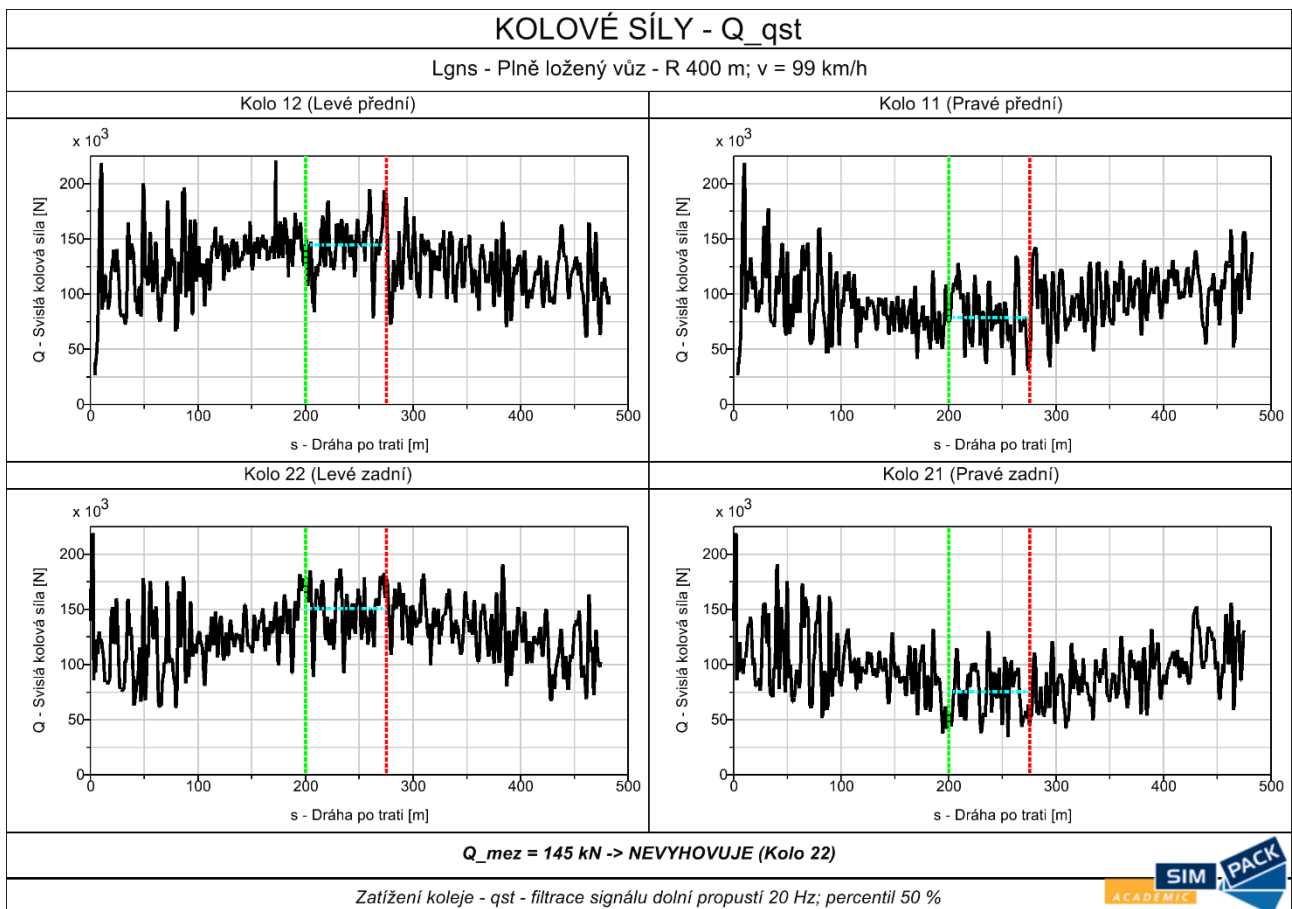
Jízdní bezpečnost - max - filtrace signálu dolní propustí 6 Hz (y) a pásmovou propustí 0,4 Hz až 4 Hz (z)



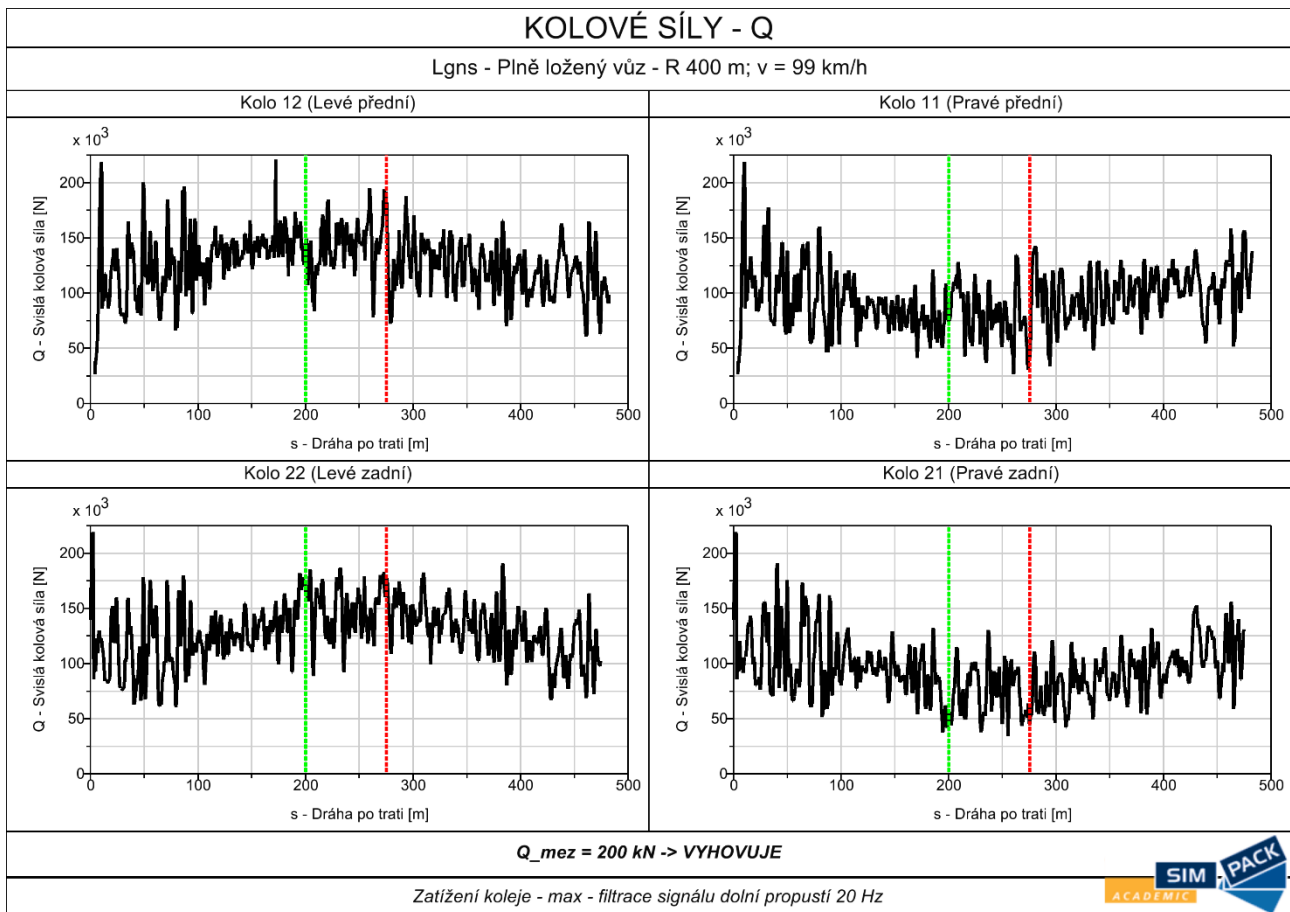
Obr. 76: Simulace JTZ č.4: Zrychlení rámu vozu



Obr. 77: Simulace JTZ č.4: Vodicí síly



Obr. 78: Simulace JTZ č.4: Kolové síly kvazistatické



Obr. 79: Simulace JTZ č.4: Kolové síly maximální

### Vyhodnocení:

Součet vodicích sil  $\Sigma Y$  nepřesahuje mezní hodnotu 71 kN → vyhovující.

Koeficient vykolejení  $\frac{Y}{Q}$  se u všech kol nachází pod mezí 0,8 → vyhovující.

U příčného zrychlení rámu vozu  $\ddot{y}$  opět dochází k velmi vysokým hodnotám v celém jeho průběhu.

Svislé zrychlení rámu vozu  $\ddot{z}$  se pohybuje pod hranicí  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  → vyhovující.

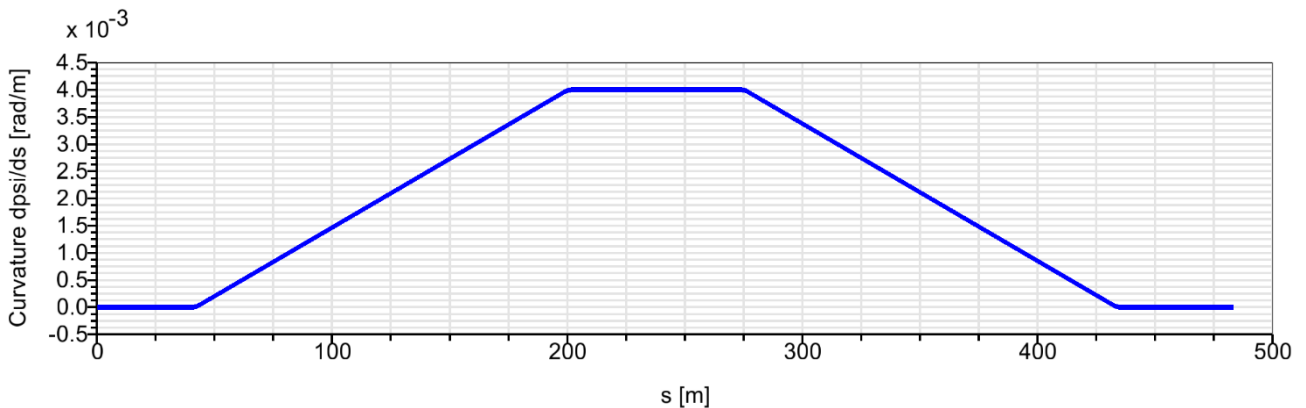
Průběh kvazistatických vodicích sil  $Y_{qst}$  se vyskytuje pod mezí 60 kN → vyhovující.

Průběh kvazistatických kolových sil  $Q_{qst}$  se u kola 22 opět pohybuje nad mezní hodnotou 145 kN → nevyhovující.

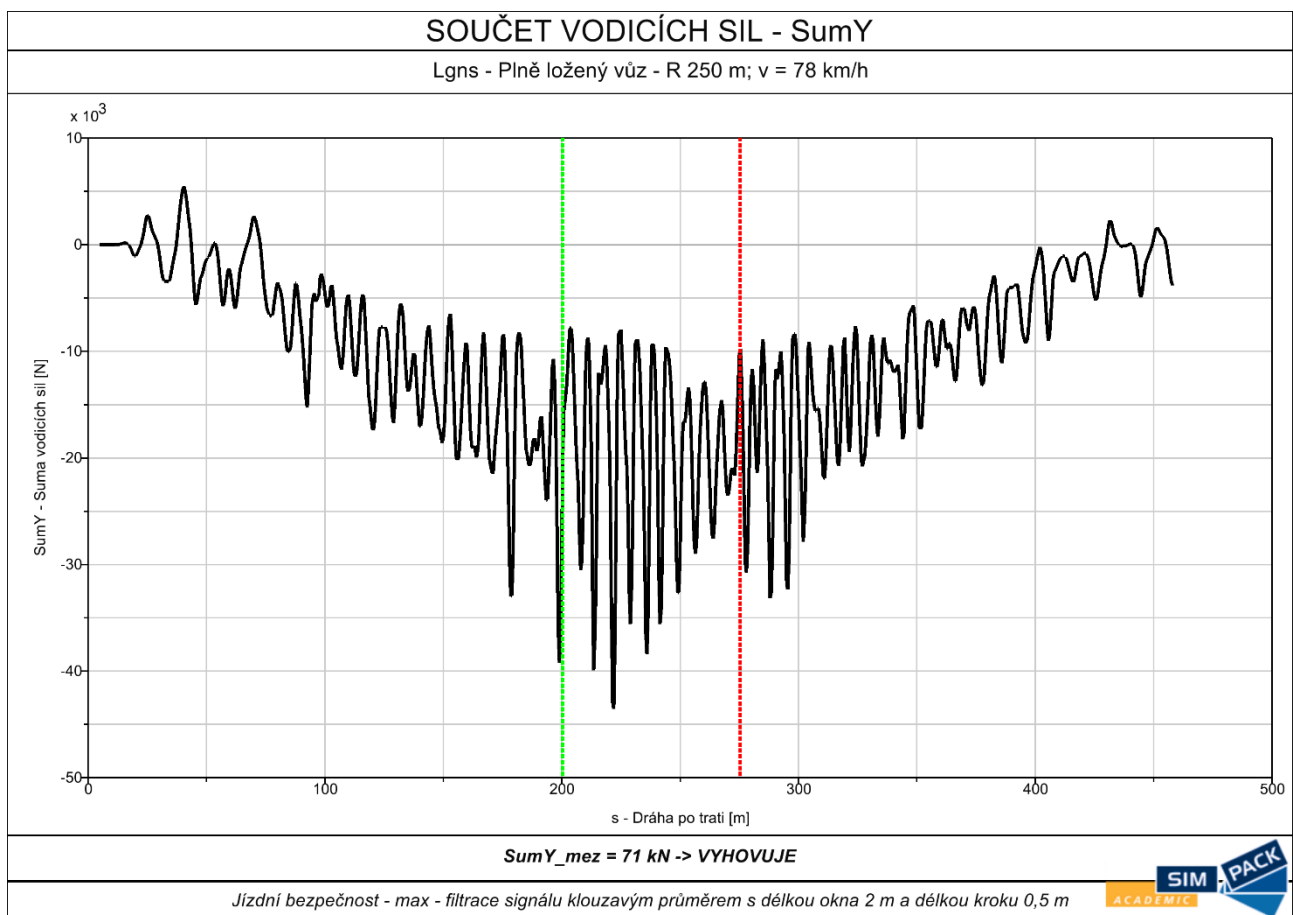
Průběh kolové síly  $Q$  se vyskytuje pod mezní hodnotou 200 kN → vyhovující.

### 7.4.5. Simulace JTZ č. 5 – oblouk R 250 m

Pátá simulace proběhla s plně loženým vozem na trati s obloukem o poloměru 250 m rychlostí 78 km/h. Posuzována byla jízdní bezpečnost a zatížení koleje.



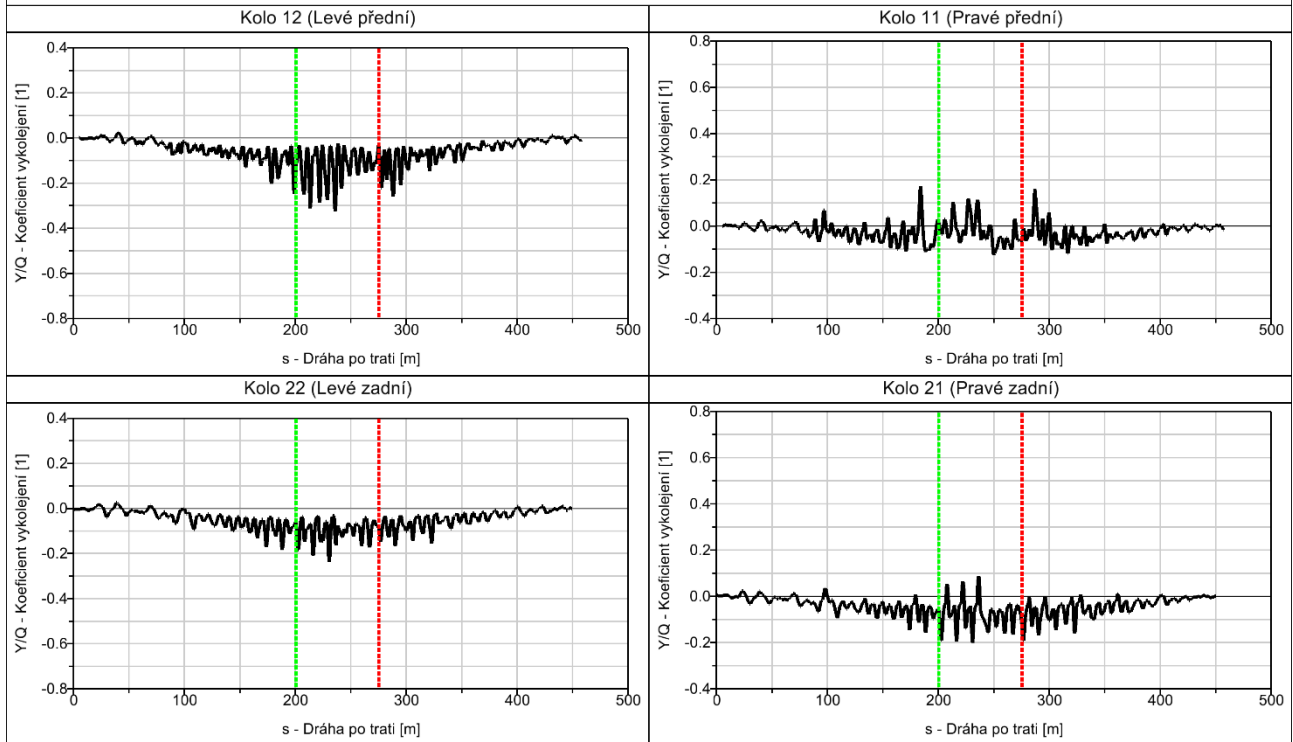
Obr. 80: Simulace JTZ č.5: Křivost trati



Obr. 81: Simulace JTZ č.5: Součet vodících sil

### KOEFICIENT VYKOLEJENÍ - Y/Q

Lgns - Plně ložený vůz - R 250 m; v = 78 km/h



**Y/Qmez = 0,8 -> VYHOVUJE**

Jízdní bezpečnost - max - filtrace signálu klouzavým průměrem s délkou okna 2 m a délkou kroku 0,5 m

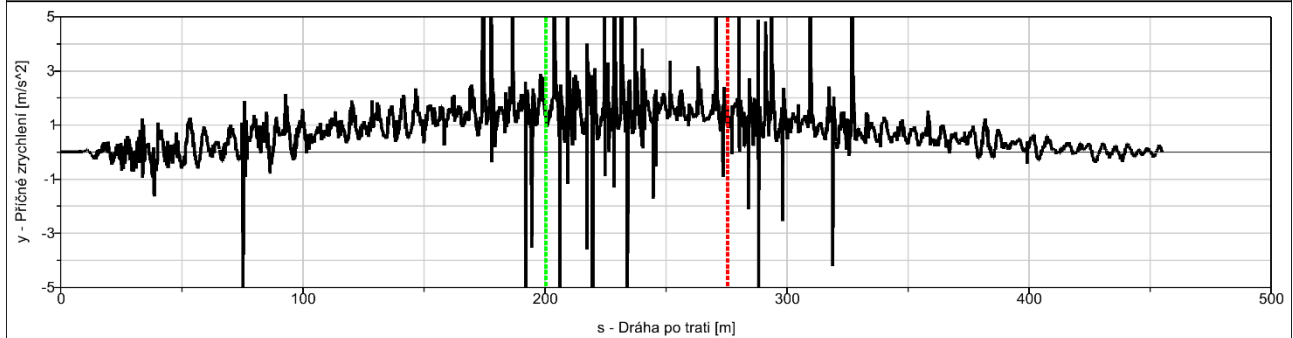


Obr. 82: Simulace JTZ č.5: Koeficient vykolejení

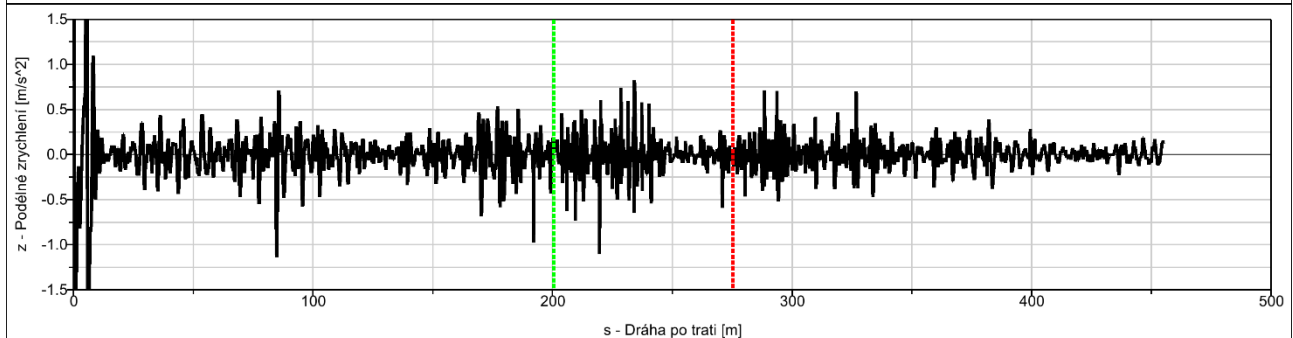
### ZRYCHLENÍ RÁMU VOZU

Lgns - Plně ložený vůz - R 250 m; v = 78 km/h

Příčné zrychlení rámu vozu



Svislé zrychlení rámu vozu



**ymez = 3 m/s^2 -> NEVYHOVUJE**

**zmez = 5 m/s^2 -> VYHOVUJE**

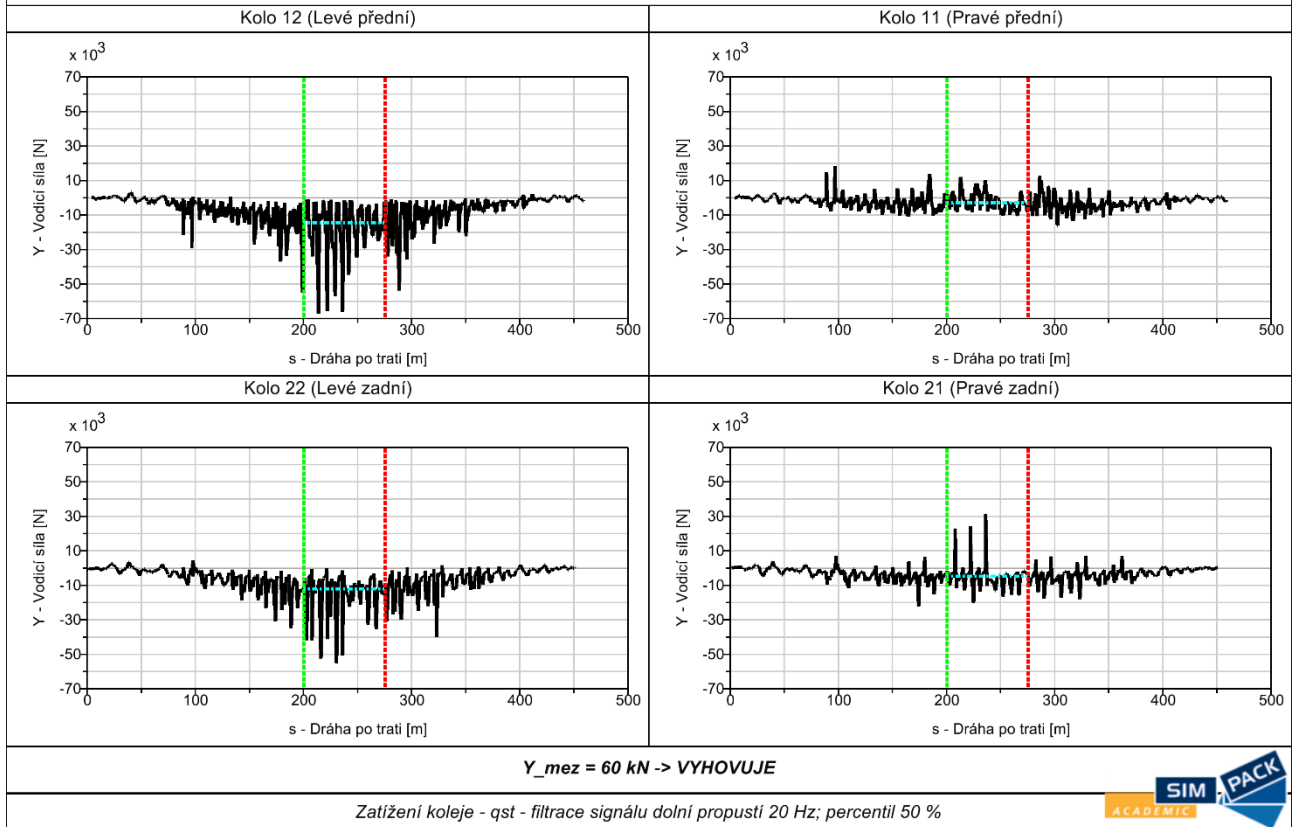
Jízdní bezpečnost - max - filtrace signálu dolní propustí 6 Hz (y) a pásmovou propustí 0,4 Hz až 4 Hz (z)



Obr. 83: Simulace JTZ č.5: Zrychlení rámu vozu

### VODICÍ SÍLY - $Y_{qst}$

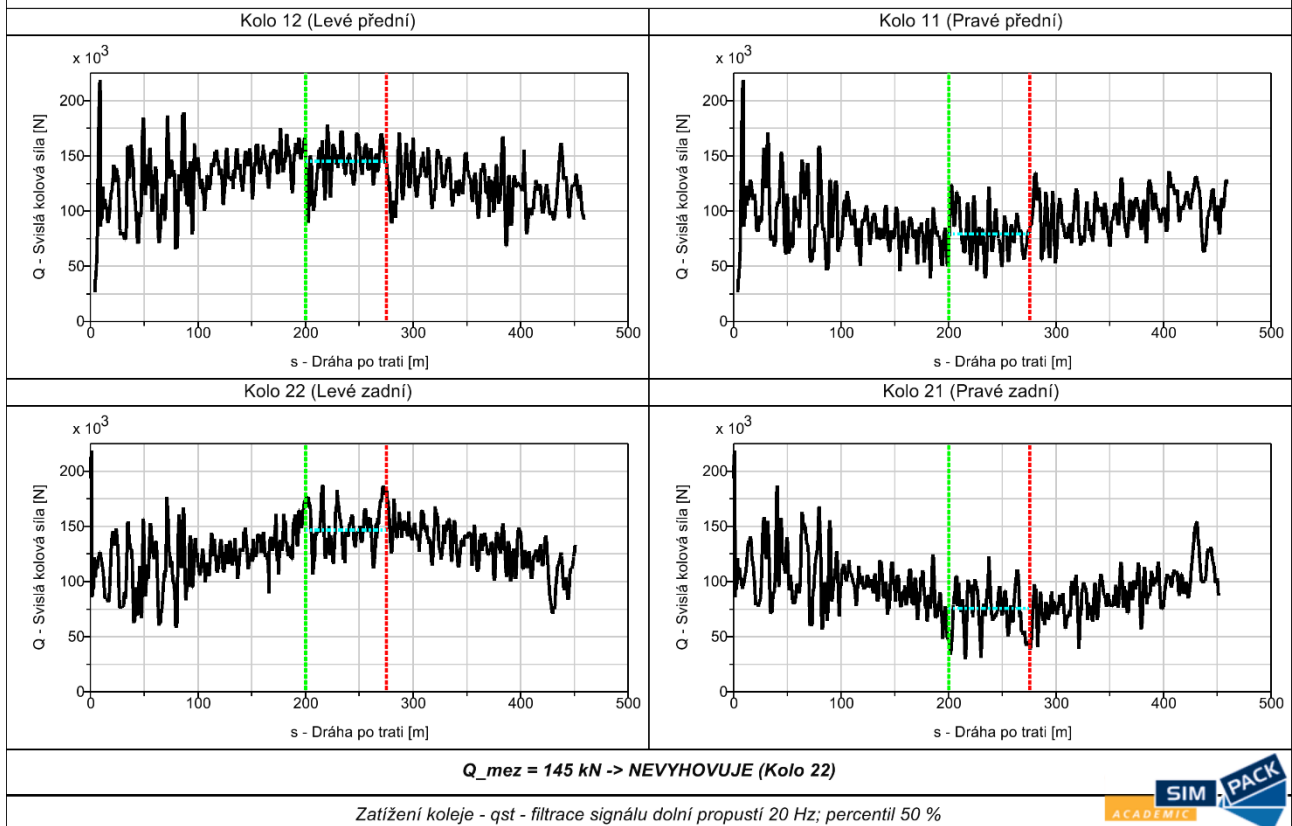
Lgns - Plně ložený vůz - R 250 m; v = 78 km/h



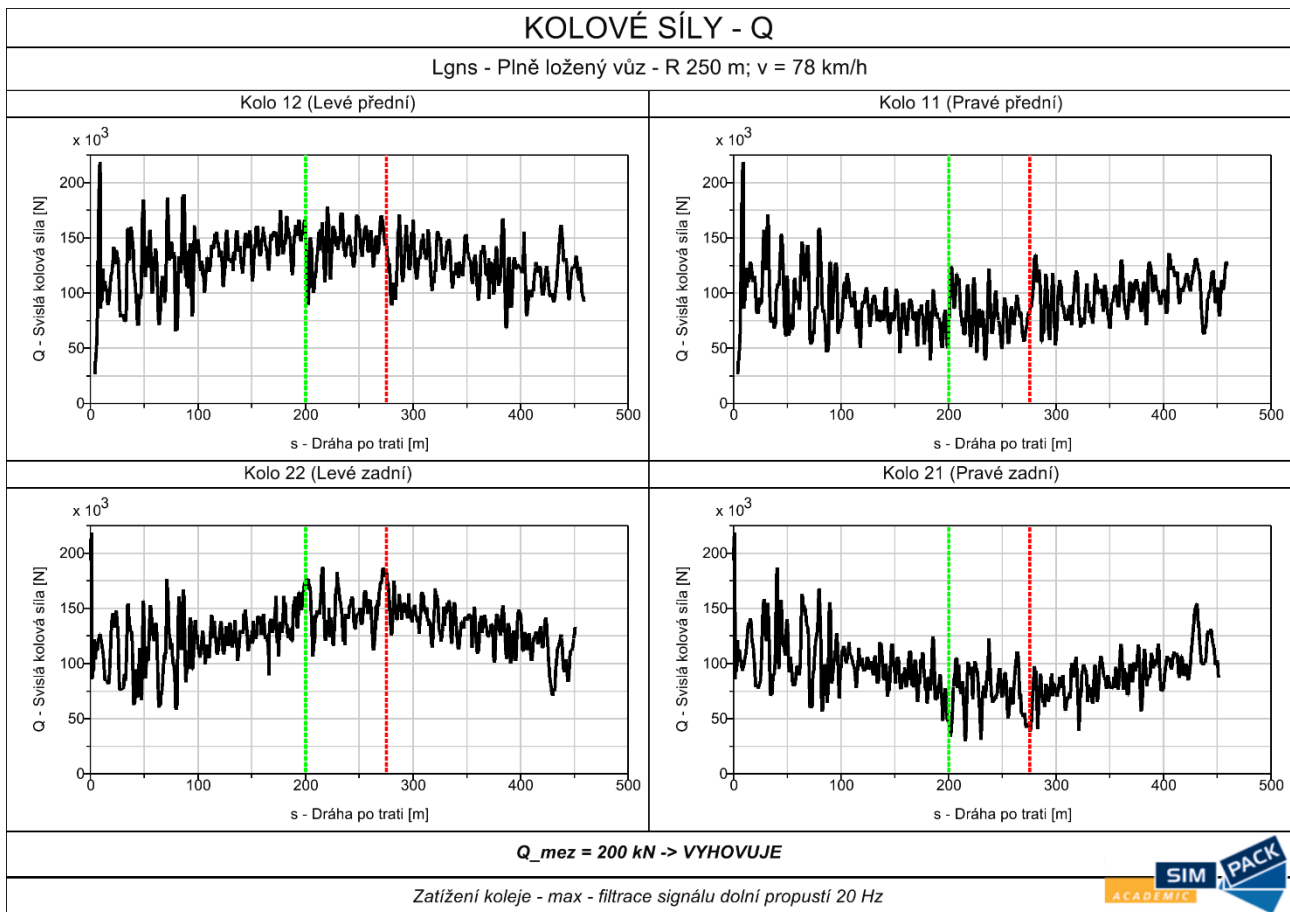
Obr. 84: Simulace JTZ č.5: Vodicí síly

### KOLOVÉ SÍLY - $Q_{qst}$

Lgns - Plně ložený vůz - R 250 m; v = 78 km/h



Obr. 85: Simulace JTZ č.5: Kolové síly kvazistatické



Obr. 86: Simulace JTZ č.5: Kolové síly maximální

### Vyhodnocení:

Součet vodicích sil  $\Sigma Y$  se nachází pod mezí 71 kN → vyhovující.

Koeficient vykolejení  $\frac{Y}{Q}$  u všech kol nepřesahuje mezní hodnotu 0,8 → vyhovující.

U příčného zrychlení rámu vozu  $\ddot{y}$  opět dochází k velmi vysokým hodnotám v celém jeho průběhu.

Svislé zrychlení rámu vozu  $\ddot{z}$  nepřekračuje hraniční hodnotu  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  → vyhovující.

Průběh kvazistatických vodicích sil  $Y_{qst}$  se vyskytuje pod hranicí 60 kN → vyhovující.

Průběh kvazistatických kolových sil  $Q_{qst}$  se u kola 22 opět pohybuje nad mezní hodnotou 145 kN → nevyhovující.

Průběh kolové síly  $Q$  nepřekračuje mez 200 kN → vyhovující.



## 8. Závěr

Náplní diplomové práce bylo vytvoření 3D CAD modelu a modelu pro výpočtové simulace odpovídajícího dvounápravového nákladního vozu pro přepravu kontejnerů s označením Lgns, který představuje jeden z nejčastěji se vyskytujících vozů dané řady na evropských železnicích. Ten následně podrobit výpočtovým simulacím v softwaru SIMPACK, a to za účelem ověření způsobilosti modelu pro ověřování bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji a určení jízdně-technických vlastností.

Vzhledem k potřebě matematického modelu, který by se svými parametry co nejvíce přibližoval skutečnému vozu, byl vytvořen 3D CAD model zkoumaného vozu, který vycházel z přestavby krytého vysokostěnného vozu Gbgs. Výrobní dokumentaci, ze které autor vycházel, poskytla společnost Tatravagónka Poprad a.s. ze svých archivů, díky níž bylo docíleno přesných údajů o geometrii a mechanických vlastnostech. Nejen však konstrukce samotného vozu má vliv na jeho chování, ale také konstrukce uvažovaného nákladu, kterým je 40' kontejner. Z toho důvodu byl i v tomto případě vytvořen také 3D CAD model za pomoci technických podmínek k onomu kontejneru, poskytnutých od společnosti HZ Kontejnery s.r.o.

Jako jeden ze základních parametrů potřebných pro schválení vozidla do provozu byl proveden výpočet kinematického obrysu pro konstrukci vozu dle ČSN EN 15273-2. Výsledkem bylo ověřeno, že zkoumaný vůz je schopen k provozu bez omezení na tratích s obrysem G1. Výsledek výpočtu je vyobrazen v příloze 2 (DP-JB-02).

Jelikož je zkoumaný vůz osazen vypružením parabolickými pružnicemi se závěsy typu Niesky 2, bylo zapotřebí sestavit charakteristiky vypružení v jednotlivých směrech. Ve svislém směru byla odvozena z vyhlášky UIC 517. V podélném a příčném směru byly charakteristiky vypružení vyčísleny pro stavy ložení potřebné pro výpočtové simulace, neboť jsou v tomto případě přímo závislé na zatížení vozu. Vypružení v příčném směru vycházelo ze samotné podstaty závěsu, avšak při vyčíslování charakteristiky vypružení v podélném směru bylo uvažováno tření v čepech závěsu a složitý výpočet byl převzat z uváděných zdrojů.

Vzhledem k dílčímu cíli práce, tedy ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji metodou 2 dle ČSN EN 14636, a to za pomoci výpočtových simulací, bylo nejdříve provedeno toto ověření analytickým způsobem. K tomu bylo přistoupeno poněkud komplexněji, tedy napříč stavy ložení. Bylo tak možné ověřit bezpečnost i při jiných potencionálně nebezpečných stavech ložení vozu než jen pro vůz prázdný. Ve všech uvažovaných stavech ložení vůz podmínce dle normy vyhověl.

Ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji výpočtovými simulacemi bylo provedeno stejnou metodou a pro stejné stavy ložení, jako v analytickém ověření, aby bylo možné výsledky těchto dvou výpočtových metod porovnat. Určení koeficientu vykolejení bylo rozděleno do dvou výpočtových simulací, a to na jízdu nepřevýšeným obloukem o poloměru 150 m a zkrucovací zkoušku. Zkrucovací křivky, jakožto výstup zkrucovací zkoušky, vykazují funkčnost třecího tlumení, neboť je patrná hystereze. Výsledky ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji za pomoci softwaru

SIMPACK vykazují obdobné hodnoty, jako u analytického výpočtu, a tedy že vůz je ve všech uvažovaných stavech ložení vzhledem k podmínce dle ČSN EN 14363 vyhovující.

Zjišťování jízdně-technických vlastností bylo provedeno pro prázdný vůz (stabilita) a pro plně ložený vůz (jízdni bezpečnost a zatížení koleje). Ve všech případech byla uvažována jízda vozu po reálné koleji, tedy byli aplikovány nerovnosti koleje z naměřených údajů získaných ze skutečné trati. Provedeno bylo celkem 5 simulací, přičemž byli aplikovány všechny 4 tzv. zkušební zóny dle ČSN EN 14363, a to: přímá kolej; oblouky velkých poloměrů; oblouky malých poloměrů a oblouky velmi malých poloměrů. Výstupem jsou záznamy měřených veličin v celém průběhu zkušebních úseků trati. U většiny zkoumaných veličin vůz dle normou definovaných mezních hodnot vyhověl. Největší problém, z hlediska uvolnění vozu do provozu, představovaly kvazistatické kolové síly, které ve většině případech nevyhověly. Nejasný průběh vykazovalo příčné zrychlení rámu vozu, kde se objevovali velmi vysoké špičky. To může být zapříčiněno chováním použitého třecího tlumení, vyčerpáním vůlí v dorazech anebo z jiných neznámých příčin. Z časových důvodů autora však nebylo možné hlouběji prozkoumat příčinu tohoto jevu.

Při odladování simulací se autor setkal s několika problémy funkčnosti výpočtového modelu, jako například zastavení vozidla při jízdě obloukem anebo nesprávného fungování třecího tlumení, ale vše se nakonec podařilo zprovoznit. Základní funkčnost simulačního modelu vozidla se 40' kontejnerem byla ověřena. Během řešení se vyskytly některé otevřené body, které však nebylo možné v čase vyměřeném pro vypracování práce dořešit.

Námětem pro další zkoumání chování vozů vypružených listovými pružnicemi (ať už trapézovými či parabolickými) je podrobnější rozbor třecího tlumení, tedy se co nejvíce přiblížit chování vypružení reálných vozů. Tím by se mohlo docílit velmi podobných výsledků, jako u reálných zkoušek, díky nimž by bylo možné objasnit otázky, které se kolem vozů s pružnicemi v odborných kruzích vyskytují, aniž by bylo nutné provádět nákladné a časově náročné zkoušky na reálných vozech.

## Použité zdroje

- [1] Odborný zdroj. Interní informace. (2020).
- [2] MSV Studénka. Kontejnerový vůz Lgnss. 1998. 459.9.233.00.00.1.
- [3] ROZHODNUTÍ KOMISE ze dne 14. listopadu 2012 o technické specifikaci pro interoperabilitu týkající se subsystému „provoz a řízení dopravy“ železničního systému v Evropské unii a o změně rozhodnutí 2007/756/ES. místo neznámé : Úřední věstník Evropské unie, 2012. L 345/1.
- [4] ŽOS Trnava. Dvojnápravový nákladný vozeň rady Lgs určený výhradně na prevoz 40ft kontajnerov typ 1A. 2008. 935.9.112.00.00.06.
- [5] ZAS. Zweckverband Abfallverwertung Südostbayern. [Online] <https://www.zas-burgkirchen.de/>.
- [6] ĐURO ĐAKOVIĆ Specijalna vozila. Dvounápravový plošinový vůz Lgnss. 1999. ZEO-00-0.
- [7] LokoTrans Slovakia. Dvojčlánkový 4-nápravový vozeň Laagss. LT-N-002-00-00-00-0.
- [8] Vagonka Poprad. Dvouosý krytý nákladní vůz řady Zts/Gbgs. 1971. 4-423.4.
- [9] HZ KONTEJNERY s.r.o. Technical specification for steel dry cargo container 40'x8'x8'6" ISO 1AA type.
- [10] ČSN EN 15273-2+A1: Železniční aplikace - Průjezdny průřezы tratí a obrysy vozidel - Část 2: Obrysy vozidel. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, květen 2017.
- [11] ČSN EN 14200: Železniční aplikace - Součásti vypružení - Ocelové parabolické pružnice. Praha : Český normalizační institut, Srpen 2004.
- [12] UIC CODE 517: Wagons - Suspension gear - Standardisation. Paris : International Union of Railways (UIC), May 2007. ISBN 2-7461-1010-5.
- [13] Maruna, Zdeněk, a další. Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky. Praha : České vysoké učení technické v Praze, 1988.
- [14] VPI-EMG 02: Údržba nákladních vozů: Spodky, podvozky. vydání 4.0. Hamburg : VPI European Rail Service GmbH (VERS), 2019.
- [15] Jech, Richard, Došek, Aleš a Synek, Josef. KV5-B-2010: Údržba a opravy železničních vozů ČD Cargo, a.s. Praha : ČD Cargo a.s., 2017.
- [16] ČSN EN 10089: Oceli válcované za tepla na zušlechtěné pružiny - Technické dodací podmínky. Praha : Český normalizační institut, Únor 2006.
- [17] ČSN EN 13906-1: Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 1: Tlačné pružiny. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Leden 2014.
- [18] Prostý kružnicový oblouk. VUT v Brně, Fakulta stavební, Ústav pozemních komunikací, Silnice a dálnice. [Online] [Citace: 08. 12. 2020] <https://www.fce.vutbr.cz/PKO/SaD/>.

- [19] Piotrowsky, Jerzy. Model of the UIC link suspension for freight wagons. Archive of Applied Mechanics. [Online] 2003. [https://www.researchgate.net/publication/225736463\\_Model\\_of\\_the\\_UIC\\_link\\_suspension\\_for\\_freight\\_wagons](https://www.researchgate.net/publication/225736463_Model_of_the_UIC_link_suspension_for_freight_wagons).
- [20] Pejša, Jan. Dvounápravový podvozek nákladního vozu s vypružením parabolickými pružnicemi. Praha: Diplomová práce. Fakulta strojní ČVUT v Praze, 2019.
- [21] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 321/2013 ze dne 13. března 2013 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému "kolejová vozidla - nákladní vozy" železničního systému v Evropské unii a o zrušení rozhodnutí Komise 2006/861/ES. : Úřední věstník Evropské unie, 2013. L 104.
- [22] BanSar. Shipping Container. China : autor neznámý, 2020. [cit. 22.12.2020]. Dostupné z: <https://www.bansarchina.com/shipping-container-guide>.
- [23] ČSN EN 14363: Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Zář 2017.
- [24] ORE B 55/RP 8: Bezpečnost nákladních vozů proti vykolejení v kolejových přepadech. Utrecht : Výzkumný a zkušební ústav Mezinárodní železniční unie, Duben 1983.

## Seznam obrázků

Obr. 1: Typový výkres Lgs – ŽOS Trnava [4].....	4
Obr. 2: Typový výkres Lgnss – ĐURO ĐAKOVIĆ [6].....	5
Obr. 3: Typový výkres Laagss – LokoTrans Slovakia [7].....	6
Obr. 4: Typový výkres Gbgs – Vagonka Poprad n.p. [8] .....	7
Obr. 5: 3D CAD model vozu.....	7
Obr. 6: 3D CAD model rámu vozu .....	8
Obr. 7: 3D CAD model pojezdu vozu (typ Niesky 2).....	9
Obr. 8: 3D CAD model 40' kontejneru.....	10
Obr. 9: Schéma parabolické pružnice [12].....	12
Obr. 10: Závislost dolního a horního napětí cyklu [17].....	16
Obr. 11: Závislost vlastní frekvence na ložení .....	18
Obr. 12: Schéma kružnicového oblouku .....	19
Obr. 13: Schéma pružnice v závěsu .....	19
Obr. 14: Závislost rozteče ok pružnice a úhlu závěsu na hmotnosti vozu.....	20
Obr. 15: Schéma závěsu v rovině yz .....	21
Obr. 16: Závislost průmětu závěsu do roviny yz a příčné tuhosti na hmotnosti vozu.	21
Obr. 17: Charakteristika příčného vypružení .....	22
Obr. 18: Čtyřkloubový mechanismus v převrácené poloze [19] .....	23
Obr. 19: Charakteristika vypružení v podélném směru .....	23
Obr. 20: Schéma výpočtu torzní tuhosti.....	24
Obr. 21: Simulace – Rám vozu Gbgs.....	25
Obr. 22: Rám s vyplněnými vzpínadly a příčnými výztuhami.....	26
Obr. 23: Simulace – Rám s vyplněnými vzpínadly .....	26
Obr. 24: Simulace – Rám s vyplněnými vzpínadly a příčnými výztuhami .....	26
Obr. 25: 40' kontejner [22].....	27
Obr. 26: Simulace - 40' kontejner .....	28
Obr. 27: Schéma torzní tuhosti sestavy "vůz+kontejner" .....	28
Obr. 28: Simulace – Představek vozu.....	29
Obr. 29: BPV: Zkušební převýšení.....	31
Obr. 30: BPV: Deformace pružnic.....	31
Obr. 31: BPV: Torzní tuhost vozu.....	32
Obr. 32: Heumannova metoda .....	33
Obr. 33: BPV: Schéma posunutí středu natáčení.....	35
Obr. 34: Simulace: Popis modelu.....	42
Obr. 35: Kontaktní geometrie modelu .....	43
Obr. 36: Simulace BPV: Rychlost jízdy nepřevýšeným obloukem (V+PK).....	44
Obr. 37: Simulace JTZ: Rychlost jízdy tratí s obloukem R 400 m (LV) .....	46
Obr. 38: Simulace BPV: Kolové síly PV – Hydraulické tlumení.....	48
Obr. 39: Simulace BPV: Zkruvací křivka – Hydraulické tlumení.....	49
Obr. 40: Simulace BPV: Kolové síly PV.....	50
Obr. 41: Simulace BPV: Zkruvací křivka PV .....	50
Obr. 42: Simulace BPV: Kolové síly V+PK.....	51
Obr. 43: Simulace BPV: Zkruvací křivka V+PK.....	52
Obr. 44: Simulace BPV: Kolové síly V+K+ZLCH.....	53
Obr. 45: Simulace BPV: Zkruvací křivka V+K+ZLCH.....	54

Obr. 46: Simulace BPV: Vodicí síly PV – Hydraulické tlumení.....	55
Obr. 47: Simulace BPV: Vodicí síly PV.....	55
Obr. 48: Simulace BPV: Vodicí síly V+PK.....	56
Obr. 49: Simulace BPV: Vodicí síly V+K+ZLCH.....	56
Obr. 50: Simulace JTZ: Průběh převýšení u tratí 2–5.....	58
Obr. 51: Simulace JTZ: Příčné odchytky střednice koleje.....	59
Obr. 52: Simulace JTZ: Svislé odchytky střednice koleje.....	60
Obr. 53: Simulace JTZ: Roll odchytky koleje.....	60
Obr. 54: Simulace JTZ: Odchytky rozchodu koleje.....	60
Obr. 55: Simulace JTZ č.1: Součet vodicích sil.....	61
Obr. 56: Simulace JTZ č.1: Koeficient vykolejení.....	62
Obr. 57: Simulace JTZ č.1: Zrychlení rámu vozu.....	62
Obr. 58: Simulace JTZ č.1: Součet vodicích sil – rms.....	63
Obr. 59: Simulace JTZ č.2: Křivost trati.....	64
Obr. 60: Simulace JTZ č.2: Součet vodicích sil.....	64
Obr. 61: Simulace JTZ č.2: Koeficient vykolejení.....	65
Obr. 62: Simulace JTZ č.2: Zrychlení rámu vozu.....	65
Obr. 63: Simulace JTZ č.2: Vodicí síly.....	66
Obr. 64: Simulace JTZ č.2: Kolové síly kvazistatické.....	66
Obr. 65: Simulace JTZ č.2: Kolové síly maximální.....	67
Obr. 66: Simulace JTZ č.3: Křivost trati.....	68
Obr. 67: Simulace JTZ č.3: Součet kolových sil.....	68
Obr. 68: Simulace JTZ č.3: Koeficient vykolejení.....	69
Obr. 69: Simulace JTZ č.3: Zrychlení rámu vozu.....	69
Obr. 70: Simulace JTZ č.3: Vodicí síly.....	70
Obr. 71: Simulace JTZ č.3: Kolové síly kvazistatické.....	70
Obr. 72: Simulace JTZ č.3: Kolové síly maximální.....	71
Obr. 73: Simulace JTZ č.4: Křivost trati.....	72
Obr. 74: Simulace JTZ č.4: Součet kolových sil.....	72
Obr. 75: Simulace JTZ č.4: Koeficient vykolejení.....	73
Obr. 76: Simulace JTZ č.4: Zrychlení rámu vozu.....	73
Obr. 77: Simulace JTZ č.4: Vodicí síly.....	74
Obr. 78: Simulace JTZ č.4: Kolové síly kvazistatické.....	74
Obr. 79: Simulace JTZ č.4: Kolové síly maximální.....	75
Obr. 80: Simulace JTZ č.5: Křivost trati.....	76
Obr. 81: Simulace JTZ č.5: Součet vodicích sil.....	76
Obr. 82: Simulace JTZ č.5: Koeficient vykolejení.....	77
Obr. 83: Simulace JTZ č.5: Zrychlení rámu vozu.....	77
Obr. 84: Simulace JTZ č.5: Vodicí síly.....	78
Obr. 85: Simulace JTZ č.5: Kolové síly kvazistatické.....	78
Obr. 86: Simulace JTZ č.5: Kolové síly maximální.....	79

## Seznam tabulek

Tab. 1: Technická data Lgs – ŽOS Trnava [4].....	4
Tab. 2: Technická data Lgnss – ĐURO ĐAKOVIĆ [6].....	5
Tab. 3: Technická data Laagss – LokoTrans Slovakia [7].....	6
Tab. 4: Technická data Lgns.....	8
Tab. 5: Technická data odpružených částí Lgns.....	8
Tab. 6: Technická data neodpružených částí Lgns.....	9
Tab. 7: Technická data 40' kontejneru .....	10
Tab. 8: Specifikace parabolické pružnice [12] .....	12
Tab. 9: Mechanické vlastnosti materiálu listů pružnic [16].....	13
Tab. 10: Parametry 1. setu listů parabolické pružnice [12].....	14
Tab. 11: Parametry 2. setu listů parabolické pružnice [12].....	15
Tab. 12: Základní parametry parabolické pružnice [12] .....	16
Tab. 13: Základní hodnoty zatížení jedné pružnice .....	17
Tab. 14: Základní hodnoty stlačení jedné pružnice .....	17
Tab. 15: Rozteče ok pružnice a úhly závěsů pro základní stavy ložení .....	20
Tab. 16: Průmět závěsu do svislé roviny pro základní stavy ložení.....	20
Tab. 17: Hodnoty z výpočtů torzních konstant pro jednotlivé varianty rámu vozu.....	27
Tab. 18: Hodnoty posunutí a torzní tuhosti 40' kontejneru.....	28
Tab. 19: Hodnoty posunutí a torzních tuhostí sestavy „vůz+kontejner“ .....	29
Tab. 20: Vstupní data pro výpočet řídicí síly .....	33
Tab. 21: Výstupy z výpočtu řídicí síly .....	33
Tab. 22: Svislé síly působící na vypružení vozu s prázdným kontejnerem .....	34
Tab. 23: Svislé síly působící na vypružení vozu složeným kontejnerem .....	38
Tab. 24: Koeficienty vykolejení pro všechny stavy ložení.....	40
Tab. 25: Parametry výpočtového modelu.....	42
Tab. 26: Parametry hydraulického tlumení PV .....	47
Tab. 27: Výstupy zkrucovací zkoušky PV – Hydraulické tlumení.....	49
Tab. 28: Výstupy zkrucovací zkoušky PV .....	51
Tab. 29: Výstupy zkrucovací zkoušky V+PK.....	52
Tab. 30: Výstupy zkrucovací zkoušky V+K+ZLCH .....	54
Tab. 31: Výstupy z jízd nepřevýšeným obloukem.....	57
Tab. 32: Porovnání koeficientů vykolejení z analytických výpočtů a simulací.....	58
Tab. 33: Parametry zkušebních tratí pro simulace JTZ .....	58
Tab. 34: Mezní hodnoty pro vyhodnocení JTZ [23] .....	59

## Seznam příloh

Příloha 1: Typový výkres vozu Lgns (DP-JB-01)

Příloha 2: Kinematický obrys pro konstrukci vozu Lgns (DP-JB-02)

Příloha 3: Charakteristika vypružení (DP-JB-03)