



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A KOLEJOVÝCH VOZIDEL**



**Osobní vůz pro rychlost do 200 km/h  
s podvozkou s vypružením ocelovými pružicími  
prvky**

**Passenger car for speed 200 km/h fitted with  
bogies with coil spring suspension**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2021**

**Bc. Michal KUNEŠ**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kuneš** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **459969**  
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:

**Osobní vůz pro rychlost 200 km/h s podvozky s vypružením ocelovými pružicemi prvky**

Název diplomové práce anglicky:

**Passenger car for speed 200 km/h fitted with bogies with coil spring suspension**

Pokyny pro vypracování:

1. Navrhněte uspořádání a základní parametry osobního vozu pro rychlost 200 km/h.
2. Navrhněte uspořádání podvozku vozidla a stanovte hodnoty parametrů jeho vypružení.
3. Návrh dokumentujte 3D modelem vozu a podvozků.
4. Vytvořte výpočtový model vozu a podvozku v prostředí programu SIMPACK.
5. Proveďte základní validaci výpočtového modelu.
6. Proveďte výpočty obrysu pro konstrukci vozidla a bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji.
7. Ověřte jízdně-technické vlastností vozu výpočtovými simulacemi.

Seznam doporučené literatury:

Odborná periodika  
ČSN EN 14363, ČSN EN 15273-2

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 Vitek, 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 práci vypracoval samostatně s použitím literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

Datum: .....

.....

Bc. Michal KUNEŠ

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval panu Ing. Tomáši Heptnerovi za veškeré cenné rady a věcné připomínky, které mi během zpracování diplomové práce poskytnul.

Dále bych rád poděkoval panu Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a odborných konzultací, které souvisely s tvorbou výpočtového modelu a provedení simulací jízd osobního vozu v programu Simpack.

## **Abstrakt**

Diplomová práce se zabývá návrhem osobního vozu pro rychlost do 200 km/h vybaveného podvozky s vypružením ocelovými pružicími prvky, což zahrnuje stanovení parametrů vypružení. Ověřují se jízdní vlastnosti a bezpečnost jízdy osobního vozu, které jsou prokázány simulací jízdy vozidla v programu Simpack. Výpočtový model osobního vozu je validován analytickým výpočtem bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji.

## **Abstract**

The diploma thesis deals with the design of the passenger car for speeds up to 200 km/h fitted with bogies with coil spring suspension, which includes the determination of suspension parameters. Passenger car running properties and running safety are verified, which are determined by running simulation in the Simpack program. The simulation model of a passenger car is validated by an analytical calculation of safety against derailment on the twisted track.

## Anotační list

Jméno autora: Bc. Michal Kuneš

Název práce: Osobní vůz pro rychlost do 200 km/h s podvozky s vypružením ocelovými pružicími prvky

Name of thesis: Passenger car for speed 200 km/h fitted with bogies with coil spring suspension

Akademický rok: 2020/2021

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Obor studia: Kolejová vozidla

Ústav: 12 120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner

Rozsah práce: počet stran: 102  
počet obrázků: 73  
počet tabulek: 88  
počet příloh: 4

Klíčová slova: osobní vůz, podvozek, vypružení, flexi-coil pružina, bezpečnost proti vykolejení, zkoušky jízdních vlastností, simulace

Keywords: passenger car, bogie, suspension, flexi-coil spring, resistance to derailment, running dynamics test, simulation

## Obsah

1.	Úvod .....	1
2.	Přehled osobních vozů pro rychlost do 200 km/h .....	2
2.1.	Vůz Bmpz <sup>891</sup> .....	2
2.2.	Vůz Bmpeer.....	3
2.3.	Vůz WLB .....	4
2.4.	Vůz Bmpz 20-90 .....	5
3.	Přehled podvozků pro osobní vozy .....	6
3.1.	Podvozek Y32.....	6
3.2.	Podvozek Fiat Y0270.....	7
3.3.	Podvozek 25ANa6.....	8
4.	Návrh osobního vozu.....	9
4.1.	Parametry vozidla a podvozku.....	9
4.2.	Popis osobního vozu .....	10
4.3.	Popis podvozku .....	11
4.3.1.	Dvojkolí.....	11
4.3.2.	Vedení dvojkolí a nápravová ložiska .....	12
4.3.3.	První stupeň vypružení.....	12
4.3.4.	Rám podvozku .....	13
4.3.5.	Druhý stupeň vypružení .....	14
4.3.6.	Spojení podvozku se skříňí vozu.....	15
4.3.7.	Brzdová jednotka.....	16
5.	Základní hmotnostní bilance .....	17
5.1.	Hmotnost a poloha těžiště vozu .....	18
5.1.1.	Výška těžiště vozu při provozním zatížení.....	18
5.2.	Nápravové zatížení .....	19
6.	Základní návrh svislého vypružení.....	20
6.1.	Maximální užitečné zatížení vozu .....	20
6.2.	Minimální tuhost svislého vypružení.....	21
6.3.	Optimalizace rozdělení minimální svislé tuhosti do 1. a 2. stupně vypružení .....	21
6.3.1.	Optimální poměr tuhosti.....	23
6.3.2.	Tuhost primárního a sekundárního stupně vypružení .....	23
6.3.3.	Tuhosti pružin primárního a sekundárního stupně vypružení.....	23

6.3.4.	Vlastní frekvence netlumené dvoumotové soustavy.....	24
7.	Návrh pružícího prvku primárního vypružení .....	25
7.1.	Návrh parametrů pružin primárního vypružení .....	26
7.2.	Bilance zatížení prvku .....	28
7.2.1.	Zatížení duplexní pružiny primárního vypružení.....	28
7.3.	Materiálové parametry pružin .....	30
7.4.	Geometrická podmínka a podmínka smontovatelnosti.....	30
7.5.	Svislá tuhost vypružení na kyvném rameni .....	31
7.5.1.	Momentová rovnováha kyvného ramene.....	31
7.5.2.	Svislá tuhost duplexní pružiny uložené na kyvném rameni .....	34
7.6.	Tuhost duplexní pružiny .....	35
7.6.1.	Svislá tuhost vnější a vnitřní pružiny .....	35
7.6.2.	Příčná tuhost vnější a vnitřní pružiny .....	36
7.7.	Kontrola délky maximálně stlačené duplexní pružiny.....	37
7.8.	Pevnostní kontrola duplexní pružiny .....	38
7.8.1.	Mezní napětí pružin primárního vypružení.....	38
7.8.2.	Provozní zatížení duplexní pružiny .....	38
7.8.3.	Korekční součinitel pružin .....	41
7.8.4.	Napětí v pružinách primárního vypružení.....	41
7.8.5.	Pracovní body pružin v Goodmanově diagramu .....	43
8.	Návrh pružícího prvku sekundárního vypružení .....	44
8.1.	Návrh parametrů pružin a silentbloků.....	45
8.1.1.	Parametry flexi-coil pružiny .....	46
8.1.2.	Parametry silentbloku .....	46
8.2.	Bilance zatížení prvku .....	47
8.2.1.	Zatížení pružin sekundárního vypružení .....	47
8.3.	Materiálové parametry pružin .....	48
8.4.	Svislá tuhost navržených pružin .....	48
8.5.	Kontrola délky maximálně stlačených pružin .....	49
8.6.	Příčná tuhost navržených pružin .....	49
8.7.	Materiálové parametry silentbloku.....	51
8.7.1.	Redukovaný modul pružnosti v tlaku .....	51
8.8.	Svislá a příčná tuhost silentbloku .....	51
8.8.1.	Svislá tuhost silentbloku.....	51



8.8.2.	Příčná tuhost silentbloku.....	52
8.9.	Tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení .....	52
8.10.	Kontrola vychýlení silentbloku .....	53
8.10.1.	Stlačení silentbloku ve svislém směru.....	53
8.10.2.	Vychýlení silentbloku v příčném směru .....	53
8.11.	Pevnostní kontrola pružin.....	55
8.11.1.	Mezní napětí pružiny sekundárního vypružení .....	55
8.11.2.	Korekční součinitel pružiny .....	55
8.11.3.	Napětí pružin sekundárního vypružení .....	56
8.11.4.	Pracovní body pružin v Goodmanově diagramu .....	57
9.	Obrys pro konstrukci vozidla .....	59
9.1.	Vztažná linie kinematického obrysu .....	59
9.2.	Příčné posuvy.....	60
9.2.1.	Geometrické posuvy.....	60
9.2.2.	Kvazistatické posuvy.....	60
9.2.3.	Jednostranné šířkové zúžení .....	60
9.3.	Obrys pro konstrukci osobního vozu .....	61
9.3.1.	Příčná vůle vozové skříně a rámu podvozku .....	61
9.3.2.	Proměnné příčné vůle v oblouku .....	62
9.3.3.	Jednostranné šířkové zúžení osobního vozu.....	64
9.3.4.	Pološířka obrysu pro konstrukci .....	66
10.	Dynamický model vozidla pro výpočtové simulace .....	67
10.1.	Sestava osobního vozu .....	67
10.2.	Sestava podvozku .....	68
10.3.	Příčné narážky.....	70
10.4.	Sestava dvojkolí .....	71
10.5.	Parametry tratí pro ověření jízdních vlastností vozidla.....	73
10.5.1.	Trať pro ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji.....	73
10.5.2.	Trať pro jízdně – technické zkoušky .....	74
11.	Analýza vlastností linearizovaného modelu .....	75
11.1.	Výpočtový model vozu Simpack .....	75
12.	Ověření jízdních vlastností vozidla .....	77
12.1.	Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji .....	77
12.1.1.	Zkruvací zkouška – zjištění kolových sil na zborcené koleji.....	77

12.1.2. Průjezd nepřevýšeným obloukem o poloměru $R = 150$ m .....	83
12.1.3. Bezpečnost proti vykolejení na zborčené koleji .....	86
12.2. Simulace jízdně – technických zkoušek .....	87
12.2.1. Zkušební oblasti na trati .....	87
12.2.2. Měřené a vyhodnocované veličiny .....	88
12.2.3. Vyhodnocení simulace pro jednotlivé případy .....	90
12.2.4. Vyhodnocení součinitele poddajnosti vypružení .....	91
13. Závěr .....	94
14. Seznam použité literatury .....	95
15. Seznam obrázků .....	98
16. Seznam tabulek .....	100
17. Seznam příloh .....	102

## Seznam použitých veličin

Značení	Jednotka	Popis
$a_y$	$[m \cdot s^{-2}]$	Nevyrovnané příčné zrychlení
$a_y^+$	$[m \cdot s^{-2}]$	Příčné zrychlení podvozku
$a_{y_{max}}^+$	$[m \cdot s^{-2}]$	Maximální příčné zrychlení na rámu podvozku nad ložiskovou skříní
$a_{y_{rms}}^+$	$[m \cdot s^{-2}]$	Střední kvadratická hodnota příčného zrychlení na rámu podvozku nad ložiskovou skříní
$a_y^*$	$[m \cdot s^{-2}]$	Příčné zrychlení vozové skříně
$a_{y_{q,max}}^*$	$[m \cdot s^{-2}]$	Maximální příčné zrychlení ve skříní vozidla
$a_{y_{s,max}}^*$	$[m \cdot s^{-2}]$	Maximální příčné zrychlení ve skříní vozidla nad pojezdem
$a_z^*$	$[m \cdot s^{-2}]$	Svislé zrychlení vozové skříně
$a_{z_{q,max}}^*$	$[m \cdot s^{-2}]$	Maximální svislé zrychlení ve skříní vozidla
$a_{z_{s,max}}^*$	$[m \cdot s^{-2}]$	Maximální svislé zrychlení ve skříní vozidla nad pojezdem
$A_0$	$[N]$	Nápravové zatížení (rovnoměrné rozložení)
$A_1$	$[N]$	Nápravové zatížení (nerovnoměrné rozložení – 1. dvojkolí)
$A_2$	$[N]$	Nápravové zatížení (nerovnoměrné rozložení – 2. dvojkolí)
$A_3$	$[N]$	Nápravové zatížení (nerovnoměrné rozložení – 3. dvojkolí)
$A_4$	$[N]$	Nápravové zatížení (nerovnoměrné rozložení – 4. dvojkolí)
$b_{r_{z2}}$	$[1]$	Poměrné útlumy houpání skříně
$b_{r_{\varphi_{x2}}}$	$[1]$	Poměrné útlumy kolébání skříně (kolem dolního nebo horního bodu)
$b_{r_{\varphi_{y2}}}$	$[1]$	Poměrné útlumy kývání skříně
$b_{r_{\varphi_{z2}}}$	$[1]$	Poměrné útlumy vrcení skříně
$b_{Va}$	$[m]$	Pološířka obrysu pro konstrukci vně středů podvozků
$b_{Vi}$	$[m]$	Pološířka obrysu pro konstrukci mezi středy podvozků
$b_{z2_{krit}}$	$[Ns \cdot m^{-1}]$	Hodnota kritického tlumení sekundárního vypružení
$b_{z2_{tl}}$	$[Ns \cdot m^{-1}]$	Hodnota tlumící konstanty tlumiče sekundárního vypružení
$b_0$	$[m]$	Pološířka vztažného kinematického obrysu
$BP$	$[Hz]$	Pásmová propust
$c_{z1p-KR}$	$[mm]$	Poměr svislé tuhosti vypružení vůči samostatné pružině
$d_{s2}$	$[mm]$	Vnitřní průměr silentbloku
$d_{SK}$	$[mm]$	Průměr tyče torzního stabilizátoru
$d_{1_{ext}}$	$[mm]$	Průměr drátu vnější pružiny prvního stupně vypružení
$d_{1_{int}}$	$[mm]$	Průměr drátu vnitřní pružiny prvního stupně vypružení
$d_2$	$[mm]$	Průměr drátu flexi-coil pružiny druhého stupně vypružení
$D_{e1_{ext}}$	$[mm]$	Vnější průměr vnější pružiny prvního stupně vypružení
$D_{e1_{int}}$	$[mm]$	Vnější průměr vnitřní pružiny prvního stupně vypružení
$D_{e2}$	$[mm]$	Vnější průměr flexi-coil pružiny druhého stupně vypružení
$D_{i1_{ext}}$	$[mm]$	Vnitřní průměr vnější pružiny prvního stupně vypružení
$D_{i1_{int}}$	$[mm]$	Vnitřní průměr vnitřní pružiny prvního stupně vypružení

$D_{i2}$	[mm]	Vnitřní průměr flexi-coil pružiny druhého stupně vypružení
$D_{s2}$	[mm]	Vnější průměr silentbloku
$D_K$	[mm]	Průměr kol
$D_{1_{ext}}$	[mm]	Střední průměr vnější pružiny prvního stupně vypružení
$D_{1_{int}}$	[mm]	Střední průměr vnitřní pružiny prvního stupně vypružení
$D_{1_{max}}$	[mm]	Mezní zástavbový průměr pružiny primárního vypružení
$D_2$	[mm]	Střední průměr flexi-coil pružiny druhého stupně vypružení
$D_{2_{max}}$	[mm]	Mezní zástavbový průměr pružiny sekundárního vypružení
$e_{DV}$	[mm]	Rozchod dvojkolí
$e_{KOL}$	[mm]	Rozchod koleje
$E$	[Pa]	Youngův modul
$E_a$	[m]	Vnější jednostranné šířkové zúžení vozu
$E_i$	[m]	Vnitřní jednostranné šířkové zúžení vozu
$E_{r_s}$	[Pa]	Redukovaný modul pružnosti v tlaku (silentblok)
$f$	[1]	Součinitel tření kolo-kolejnice
$f_{z1_{LV}}$	[Hz]	Vlastní frekvence houpání podvozku (plně obsazený vůz)
$f_{z1_{PV}}$	[Hz]	Vlastní frekvence houpání podvozku (prázdný vůz)
$f_{z2}$	[Hz]	Vlastní frekvence houpání skříně
$f_{z2_{LV}}$	[Hz]	Vlastní frekvence houpání skříně (plně obsazený vůz)
$f_{z2_{PV}}$	[Hz]	Vlastní frekvence houpání skříně (prázdný vůz)
$f_{\varphi_x2}$	[Hz]	Vlastní frekvence kolébání skříně (kolem dolního nebo horního bodu)
$f_{\varphi_y2}$	[Hz]	Vlastní frekvence kývání skříně
$f_{\varphi_z2}$	[Hz]	Vlastní frekvence vrcení skříně
$f_0$	[Hz]	Frekvence nestabilního (netlumeného) vlnivého pohybu dvojkolí
$F_{cN}$	[N]	Statické zatížení pružiny (neutrální pozice – vůz obsazen pouze sedícími cestujícími)
$F_{c1}$	[N]	Statické zatížení pružin (prázdný vůz)
$F_{c2}$	[N]	Statické zatížení pružin (plně obsazený vůz)
$F_{c8}$	[N]	Maximální provozní zatížení pružiny
$F_{DV}$	[N]	Zatížení od hmotnosti dvojkolí
$F_x$	[N]	Příčná síla od pružiny
$F_{x_{ext}}$	[N]	Příčná síla vnější pružiny
$F_{x_{int}}$	[N]	Příčná síla vnitřní pružiny
$F_z$	[N]	Svislá síla od pružiny
$F_{z_{ext}}$	[N]	Svislá síla vnější pružiny
$F_{z_{int}}$	[N]	Svislá síla vnitřní pružiny
$F_{1y}$	[N]	Příčné zatížení pružiny (silentbloku) (prázdný vůz)
$F_{2y}$	[N]	Příčné zatížení pružiny (silentbloku) (plně obsazený vůz)
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
$g^+$	[‰]	Zkušební zborcení na bázi rozvoru podvozku
$g^*$	[‰]	Zkušební zborcení na bázi vzdálenosti středů podvozků

$G$	$[Pa]$	Modul pružnosti ve smyku (pružina, stabilizátor kolébání)
$G_s$	$[Pa]$	Modul pružnosti ve smyku (silentblok)
$h_c$	$[m]$	Výška pólu kolébání vozidla
$h_{Fx}$	$[mm]$	Výška působíště sil pružiny od středu uložení ramene
$h_{KR}$	$[mm]$	Výška kyvného ramene od středu uložení
$h_{sv2}$	$[mm]$	Výška vrstvy silentbloku
$h_{s2}$	$[mm]$	Celková výška silentbloku
$i_1$	$[1]$	Poměr vinutí vnější a vnitřní pružiny
$i_2$	$[1]$	Poměr vinutí pružiny sekundárního vypružení
$I_{adm}$	$[mm]$	Jmenovitá hodnota nedostatku převýšení pro kategorii vozidla (osobní vozy)
$I_{ZK}$	$[mm]$	Zkušební nedostatek převýšení
$k_{BPV}$	$[1]$	Míra bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji
$k_{tDV}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost uložení dvojkolí
$k_{tP}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost podvozku
$k_{tRP}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost rámu podvozku
$k_{tS}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost vozové skříně
$k_{tSK}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost stabilizátoru kolébání
$k_{tV}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost podvozku
$k_{txx1k}$	$[Nm/^\circ]$	Kardanická tuhost pryžového kloubu (rotace kolem osy x)
$k_{tyy1k}$	$[Nm/^\circ]$	Torzni tuhost pryžového kloubu (rotace kolem osy y)
$k_{tzz1k}$	$[Nm/^\circ]$	Kardanická tuhost pryžového kloubu (rotace kolem osy z)
$k_{t1}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost primárního vypružení
$k_{t2}$	$[Nm \cdot rad^{-1}]$	Torzni tuhost sekundárního vypružení
$k_{x1k}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Radiální tuhost pryžového kloubu
$k_{x1p}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Příčná tuhost duplexní pružiny primárního vypružení
$k_{y1k}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Axiální tuhost pryžového kloubu
$k_{y2pLV}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Příčná tuhost flexi-coil pružiny (plně obsazený vůz)
$k_{y2pPV}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Příčná tuhost flexi-coil pružiny (prázdný vůz)
$k_{y2s}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Výsledná příčná tuhost silentbloku
$k_{y2vs}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Příčná tuhost vrstvy silentbloku
$k_{y2(p+s)PV}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Příčná tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení (prázdný vůz)
$k_{y2(p+s)LV}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Příčná tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení (plně obsazený vůz)
$k_{zmin}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Minimální tuhost svislého vypružení podvozku
$k_{z1}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost primárního vypružení
$k_{z1k}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Radiální tuhost pryžového kloubu
$k_{z1KR}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Svislá tuhost pružícího prvku primárního vypružení
$k_{z1min}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Minimální tuhost primárního vypružení
$k_{z1p}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Svislá tuhost duplexní pružiny primárního vypružení
$k_{z1pext}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Svislá tuhost vnější pružiny primárního vypružení
$k_{z1pint}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Svislá tuhost vnitřní pružiny primárního vypružení

$k_{z1pmin}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Minimální svislá tuhost pružiny primárního vypružení
$k_{z2}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost sekundárního vypružení
$k_{z2min}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Minimální tuhost sekundárního vypružení
$k_{z2p}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Svislá tuhost pružiny sekundárního vypružení
$k_{z2pmin}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Minimální svislá tuhost pružiny sekundárního vypružení
$k_{z2s}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Výsledná svislá tuhost silentbloku
$k_{z2vs}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Svislá tuhost vrstvy silentbloku
$k_{z2(p+s)}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Svislá tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení
$L_N$	$[mm]$	Délka zatížené pružiny (neutrální pozice – vůz obsazen pouze sedícími cestujícími)
$L_{SK}$	$[mm]$	Délka tyče torzního stabilizátoru
$L_0$	$[mm]$	Délka nezatížené pružiny
$L_1$	$[mm]$	Délka zatížené pružiny (prázdný vůz)
$L_{1max2}$	$[mm]$	Mezní zástavbová délka pružiny sekundárního vypružení (prázdný vůz)
$L_{1Next}$	$[mm]$	Délka zatížené vnější pružiny (neutrální pozice – vůz obsazen pouze sedícími cestujícími)
$L_{1Nint}$	$[mm]$	Délka zatížené vnitřní pružiny (neutrální pozice – vůz obsazen pouze sedícími cestujícími)
$L_{1oext}$	$[mm]$	Délka nezatížené vnější pružiny
$L_{1oint}$	$[mm]$	Délka nezatížené vnitřní pružiny
$L_{11ext}$	$[mm]$	Délka zatížené vnější pružiny (prázdný vůz)
$L_{11int}$	$[mm]$	Délka zatížené vnitřní pružiny (prázdný vůz)
$L_{12ext}$	$[mm]$	Délka zatížené vnější pružiny (plně obsazený vůz)
$L_{12int}$	$[mm]$	Délka zatížené vnitřní pružiny (plně obsazený vůz)
$L_{18ext}$	$[mm]$	Délka zatížené vnější pružiny (maximální provozní zatížení)
$L_{18int}$	$[mm]$	Délka zatížené vnitřní pružiny (maximální provozní zatížení)
$L_2$	$[mm]$	Délka zatížené pružiny (plně obsazený vůz)
$L_{20}$	$[mm]$	Délka nezatížené flexi-coil pružiny
$L_{21}$	$[mm]$	Délka zatížené flexi-coil pružiny (prázdný vůz)
$L_{22}$	$[mm]$	Délka zatížené flexi-coil pružiny (plně obsazený vůz)
$L_{28}$	$[mm]$	Délka zatížené flexi-coil pružiny (maximální provozní zatížení)
$L_8$	$[mm]$	Délka zatížené pružiny (maximální provozní zatížení)
$L_9$	$[mm]$	Mezní délka maximálně stlačené pružiny
$L_{9ext}$	$[mm]$	Mezní délka maximálně stlačené vnější pružiny
$L_{9int}$	$[mm]$	Mezní délka maximálně stlačené vnitřní pružiny
$LP$	$[Hz]$	Dolní propust
$m^+$	$[t]$	Hmotnost podvozku
$m_C$	$[kg]$	Hmotnost cestujícího
$m_{DV}$	$[kg]$	Hmotnost dvojkolí
$m_P$	$[kg]$	Hmotnost podvozku
$m_{PN}$	$[kg]$	Hmotnost pomocného nosníku

$m_{PV}$	[kg]	Hmotnost prázdného vozu
$m_R$	[kg]	Hmotnost rámu podvozku
$m_S$	[kg]	Hmotnost vozové skříně
$m_{už}$	[kg]	Užitečné zatížení vozu
$m_{užN}$	[kg]	Užitečné zatížení vozu (pouze od sedících cestujících)
$m_V$	[kg]	Hmotnost vozu
$m_1$	[kg]	Prvotně odpružená hmota
$m_2$	[kg]	Druhotně odpružená hmota
$m_{2LV}$	[kg]	Druhotně odpružená hmota (plně obsazený vůz)
$m_{2PV}$	[kg]	Druhotně odpružená hmota (prázdný vůz)
$M_a$	[Nm]	Vratný moment vypružení vozu
$M_t$	[Nm]	Moment od pryžového kloubu
$n_a$	[m]	Vzdálenost vně od roviny středu podvozků
$n_C$	[1]	Počet sedadel
$n_{Cst}$	[1/m <sup>2</sup> ]	Hustota obsazení ploch pro stání
$n_{Cst1}$	[1]	Počet stojících cestujících (představek 1)
$n_{Cst2}$	[1]	Počet stojících cestujících (představek 2)
$n_{Cst3}$	[1]	Počet stojících cestujících (středová ulička)
$n_i$	[m]	Vzdálenost uvnitř od roviny středu podvozků
$n_P$	[1]	Počet pružin primárního vypružení na podvozku
$n_S$	[1]	Počet pružin sekundárního vypružení na podvozku
$n_{sv2}$	[1]	Počet vrstev silentbloku
$n_{t1ext}$	[1]	Celkový počet závitů vnější pružiny
$n_{t1int}$	[1]	Celkový počet závitů vnitřní pružiny
$n_{t2}$	[1]	Celkový počet závitů flexi-coil pružiny
$n_z$	[1]	Počet závěrných závitů pružiny
$n_{1ext}$	[1]	Počet činných závitů vnější pružiny
$n_{1int}$	[1]	Počet činných závitů vnitřní pružiny
$n_2$	[1]	Počet činných závitů flexi-coil pružiny
$p$	[mm]	Stavební převýšení koleje
$p_{F0}$	[kN]	Nápravová síla dvojkolí
$P_1^1$	[N]	Řídicí síla (přední podvozek)
$P_1^2$	[N]	Řídicí síla (zadní podvozek)
$q$	[mm]	Příčná vůle podvozku
$Q_{a,qst}$	[kN]	Kvazistatická svislá kolová síla
$Q_{F0}$	[kN]	Kolová síla
$Q_{max}$	[kN]	Maximální svislá kolová síla
$Q_{min}$	[N]	Minimální kolová síla
$Q_0$	[N]	Kolová síla
$r_K$	[mm]	Poloměr kol
$r_{KR}$	[mm]	Poloměr kyvného ramene
$R$	[m]	Poloměr oblouku
$R_{SK}$	[mm]	Délka ramene torzního stabilizátoru

$S_z$	[1]	Součinitel poddajnosti vypružení vozidla
$s_1$	[mm]	Stlačení duplexní pružiny
$S_{2LV}$	[mm]	Stlačení flexi-coil pružiny (plně obsazený vůz)
$S_{2PV}$	[mm]	Stlačení flexi-coil pružiny (prázdný vůz)
$S_{Cst1}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha pro stání (představek 1)
$S_{Cst2}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha pro stání (představek 2)
$S_{Cst3}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha pro stání (středová ulička)
$S_{v_{s2}}$	[mm <sup>2</sup> ]	Volná plocha silentbloku
$S_{z_{s2}}$	[mm <sup>2</sup> ]	Zatížená plocha silentbloku
$Sh_2$	[Shore]	Tvrdost pryže
$TK$	[–]	Spojnice temen kolejnic
$v_1$	[mm]	Skutečná vůle mezi vnější a vnitřní pružinou
$v_{1min}$	[mm]	Minimální vůle mezi vnější a vnitřní pružinou
$\vec{v}_1$	[mm]	Velikost vektoru poloměru kyvného ramene
$\vec{v}_2$	[mm]	Velikost vektoru výšky kyvného ramene
$\vec{v}_3$	[mm]	Velikost vektoru svislé vzdálenosti uložení duplexní pružiny
$\vec{v}_4$	[mm]	Velikost vektoru příčné vzdálenosti uložení duplexní pružiny
$\vec{v}_5$	[mm]	Velikost vektoru svislé vzdálenosti mezi uložení pružiny a pryžového kloubu v rámu podvozku
$\vec{v}_6$	[mm]	Velikost vektoru příčné vzdálenosti mezi uložení pružiny a pryžového kloubu v rámu podvozku
$V$	[km/h]	Rychlost vozidla
$V_{adm}$	[km/h]	Maximální konstrukční rychlost vozidla
$w_{a(R)}$	[m]	Vnější příčná vůle skříně (v oblouku o poloměru R)
$w_{a(150)}$	[mm]	Příčná vůle skříně (v oblouku 150 m; vnější)
$w_{a(250)}$	[mm]	Příčná vůle skříně (v oblouku 250 m; vnější)
$w_{i(R)}$	[m]	Vnitřní příčná vůle skříně (v oblouku o poloměru R)
$w_{i(150)}$	[mm]	Příčná vůle skříně (v oblouku 150 m; vnitřní)
$w_{i(250)}$	[mm]	Příčná vůle skříně (v oblouku 250 m; vnitřní)
$w_\infty$	[mm]	Příčná vůle skříně (na přímé trati)
$x_{KR-p1}$	[mm]	Příčná vzdálenost mezi uložení pružiny a pryžového kloubu v rámu podvozku
$x_{T_{už}}$	[mm]	Poloha těžiště užitečného zatížení v ose x
$x_{1mez}$	[m]	Mezní poloha středu tření
$x_{1min}$	[m]	Minimální poloha středu tření
$x_{1p}$	[mm]	Příčné vychýlení pružiny primárního vypružení
$x_{1skut}^1$	[m]	Poloha středu tření (přední podvozek)
$x_{1skut}^2$	[m]	Poloha středu tření (zadní podvozek)
$y_{T_{už}}$	[mm]	Poloha těžiště užitečného zatížení v ose y
$y_{\alpha p(R)}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení od natočení podvozku při průjezdu obloukem o poloměru R
$y_{2a(150)}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (v oblouku 150 m; vnější)



$y_{2a(250)}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (v oblouku 250 m; vnější)
$y_{2i(150)}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (v oblouku 150 m; vnitřní)
$y_{2i(250)}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (v oblouku 250 m; vnitřní)
$y_{2sLV}$	[mm]	Příčné vychýlení silentbloku (plně obsazený vůz)
$y_{2smax}$	[mm]	Maximální příčné vychýlení silentbloku
$y_{2spv}$	[mm]	Příčné vychýlení silentbloku (prázdný vůz)
$y_{2(150)}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (při průjezdu obloukem o poloměru 150 m)
$y_{2(250)}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (při průjezdu obloukem o poloměru 250 m)
$y_{2(R_{min})}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (při průjezdu obloukem o poloměru $R_{min}$ )
$y_{2\infty}$	[mm]	Příčné vychýlení sekundárního vypružení (přímá trať)
$Y$	[N]	Vodící síla
$Y_{a,qst}$	[kN]	Kvazistatická vodící síla
$z$	[m]	Kinematické zúžení
$z_{KR-p1}$	[mm]	Svislá vzdálenost mezi uložením pružiny a pryžového kloubu v rámu podvozku
$z_{TLV}$	[mm]	Poloha těžiště vozu v ose z (plně obsazený vůz)
$z_{TN}$	[mm]	Poloha těžiště vozu v ose z (obsazený pouze sedícími cestujícími)
$z_{TPV}$	[mm]	Poloha těžiště vozu v ose z (prázdný vůz)
$z_{Tuž}$	[mm]	Poloha těžiště užitečného zatížení v ose z
$z_u$	[mm]	Statické užitečné sednutí vypružení vozu
$z_{1p}$	[mm]	Svislé stlačení pružiny primárního vypružení
$z_{2sLV}$	[mm]	Stlačení silentbloku (plně obsazený vůz)
$z_{2smax}$	[mm]	Maximální stlačení silentbloku
$z_{2spv}$	[mm]	Stlačení silentbloku (prázdný vůz)
$\alpha_{p(R)}$	[rad]	Natočení podvozku při průjezdu obloukem o poloměru R
$\alpha_{SK}$	[rad]	Úhel zkroucení torzního stabilizátoru
$\beta_{ok}$	[°]	Úhel okolku
$\beta_{SK}$	[rad]	Naklonění skříňe vozu vůči rámu podvozku
$\gamma_{2opt}$	[1]	Optimální poměr tuhosti vypružení
$\gamma_{SK}$	[1]	Poměrný úhel zkroucení stabilizátoru kolébání
$\delta$	[°]	Úhel převýšení koleje
$\Delta z_{1p}$	[mm]	Změna svislého stlačení pružiny primárního vypružení
$\Delta F_{c1}$	[N]	Dynamické zatížení pružin (prázdný vůz)
$\Delta F_{c2}$	[N]	Dynamické zatížení pružin (plně obsazený vůz)
$\Delta F_{cN}$	[N]	Dynamické zatížení pružiny (neutrální pozice – vůz obsazen pouze sedícími cestujícími)

$\Delta F_x$	[N]	Změna příčné síly od pružiny
$\Delta F_z$	[N]	Změna svislé síly od pružiny
$\Delta L_N$	[mm]	Stlačení nezatížené pružiny do neutrální pozice
$\Delta L_1$	[mm]	Stlačení nezatížené pružiny (prázdný vůz)
$\Delta L_2$	[mm]	Stlačení nezatížené pružiny (plně obsazený vůz)
$\Delta L_8$	[mm]	Stlačení nezatížené pružiny (maximální provozní zatížení)
$\Delta M_t$	[Nm]	Změna momentu od pryžového kloubu
$\Delta Q^+$	[N]	Změna kolových sil vyvolaná zborcením na bázi rozvoru podvozku
$\Delta Q^*$	[N]	Změna kolových sil vyvolaná zborcením na bázi vzdálenosti středů podvozků
$\Delta Q_0$	[N]	Změna kolové síly
$\eta$	[°]	Naklonění vozidla vůči kolmici na spojnici TK
$\eta_0$	[°]	Úhel asymetrie vozidla
$\lambda_{KOL}$	[1]	Sklon upevnění kolejnic
$\lambda_{1ext}$	[1]	Poměr délky nezatížené pružiny k průměru vinutí (vnější pružina)
$\lambda_{1int}$	[1]	Poměr délky nezatížené pružiny k průměru vinutí (vnitřní pružina)
$\lambda_2$	[1]	Poměr délky nezatížené flexi-coil pružiny k průměru vinutí
$\mu$	[1]	Poissonovo číslo
$\xi_{k_1}$	[1]	Korekční součinitel vnější a vnitřní pružiny
$\xi_{k_2}$	[1]	Korekční součinitel pružiny sekundárního vypružení
$\xi_1$	[1]	Poměr stlačení k délce nezatížené duplexní pružiny
$\xi_{2LV}$	[1]	Poměr stlačení k délce nezatížené pružiny (plně obsazený vůz)
$\xi_{2PV}$	[1]	Poměr stlačení k délce nezatížené pružiny (prázdný vůz)
$\Sigma Y_{max}$	[kN]	Maximální hodnota součtu vodicích sil levého a pravého kola
$\Sigma Y_{rms}$	[kN]	Střední kvadratická hodnota součtu vodicích sil levého a pravého kola
$\tau_{Dext}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Dovolené smykové napětí vnější pružiny
$\tau_{Dint}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Dovolené smykové napětí vnitřní pružiny
$\tau_{Dolext}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Dolní hodnota smykového napětí vnější pružiny
$\tau_{Dolint}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Dolní hodnota smykového napětí vnitřní pružiny
$\tau_{ext}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Celkové napětí vnější pružiny
$\tau_{Horext}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Horní hodnota smykového napětí vnější pružiny
$\tau_{Horint}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Horní hodnota smykového napětí vnitřní pružiny
$\tau_{int}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Celkové napětí vnitřní pružiny
$\tau_{SK}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Napětí torzního stabilizátoru kolébání
$\tau_{SKD}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Dovolené smykového napětí stabilizátoru kolébání
$\tau_{SKdol}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Dolní hodnota smykového napětí stabilizátoru kolébání
$\tau_{SKhor}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Horní hodnota smykového napětí stabilizátoru kolébání
$\tau_{xext}$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	Smykové napětí od příčného zatížení vnější pružiny

$\tau_{x_{int}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Smykové napětí od příčného zatížení vnitřní pružiny
$\tau_{y_D}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dovolené smykové napětí (statické napětí pružiny + dynamické příčné napětí)
$\tau_{y_{Dol}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dolní hodnota smykového napětí (statické napětí dynamické + dynamické svislé napětí)
$\tau_{y_{Hor}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Horní hodnota smykového napětí (statické napětí dynamické + dynamické svislé napětí)
$\tau_{z_D}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dovolené smykové napětí (statické napětí pružiny + dynamické svislé napětí)
$\tau_{z_{Dol}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dolní hodnota smykového napětí (statické napětí pružiny + dynamické svislé napětí)
$\tau_{z_{ext}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Svislé napětí vnější pružiny
$\tau_{z_{Hor}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Horní hodnota smykového napětí (statické napětí pružiny + dynamické svislé napětí)
$\tau_{z_{int}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Svislé napětí vnitřní pružiny
$\tau_1$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Statické napětí pružiny (prázdný vůz)
$\tau_{1y_{dyn}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dynamické napětí pružin v příčném směru (prázdný vůz)
$\tau_{1z_{dyn}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dynamické napětí pružin ve svislém směru (prázdný vůz)
$\tau_2$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Statické napětí pružiny (plně obsazený vůz)
$\tau_{2y_{dyn}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dynamické napětí pružin v příčném směru (plně obsazený vůz)
$\tau_{2z_{dyn}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Dynamické napětí pružin ve svislém směru (plně obsazený vůz)
$\varphi$	$[rad]$	Natočení kyvného ramene z neutrální pozice
$2a^+$	$[m]$	Rozvor podvozku
$2a^*$	$[m]$	Vzdálenost středů podvozků
$2s$	$[mm]$	Vzdálenost styčných kružnic
$2w_{SK}$	$[mm]$	Příčná báze torzního stabilizátoru kolébání
$2w_1$	$[mm]$	Příčná báze primárního vypružení
$2w_2$	$[mm]$	Příčná báze sekundárního vypružení
$2\sigma^*$	$[mm]$	Oboustranná vůle dvojkolí v koleji
$(w + q)_{a(250)}$	$[mm]$	Součet příčných vůli w a q (v oblouku 250 m; vnější)
$(w + q)_{i(250)}$	$[mm]$	Součet příčných vůli w a q (v oblouku 250 m; vnitřní)
$(w + q)_{\infty}$	$[mm]$	Součet příčných vůli w a q (na přímé trati)
$\frac{Y}{Q}$	[1]	Poměr (Y/Q)
$\left(\frac{Y}{Q}\right)_i$	[1]	„Tření“ (poměr na vnitřním kole nabíhajícího dvojkolí)
$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{max}$	[1]	Maximální poměr příčné a svislé kolové síly
$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}$	[1]	Mezní poměr (Y/Q)

## 1. Úvod

Kolejová vozidla jsou z hlediska bezpečnosti v železničním provozu podrobována nejrůznějšímu testování, než jsou připuštěna pro mezinárodní železniční provoz. Podrobují se laboratorním a traťovým zkouškám za realistických jízdních podmínek, aby se zajistila bezpečnost kolejového vozidla v souladu s globálními normami a předpisy, jež jsou pro provoz na evropském železničním systému popsány v technických specifikacích pro interoperabilitu TSI.

Účelem této práce je navržení uspořádání a stanovení základních technických parametrů osobního vozu pro rychlost do 200 km/h, což zahrnuje také uspořádání podvozku, na základě čehož jsou stanoveny parametry vypružení. Výsledný návrh osobního vozu je následně ověřen na jízdní bezpečnost při realistických provozních podmínkách.

Pro pochopení základního konceptu osobních vozů a poukázání na současný stav techniky byla provedena rešerše osobních vozů, které byly uvedeny do provozu po roce 2005 pro evropský železniční systém nebo schopné provozu na něm, na základě čehož je proveden vlastní návrh osobního vozu. Pro návrh podvozku je provedena druhá část rešerše, která je zaměřena na podvozky s druhotným vypružením bezkolébkové koncepce, jež je zajištěno pomocí flexi-coil pružin, kdy je popsána funkčnost klíčových komponent navrženého podvozku.

Cílem práce je návrh a stanovení základních parametrů osobního vozu pro maximální provozní rychlost do 200 km/h, kdy vozidlo musí zaručit jízdní bezpečnost při reálných provozních podmínkách, které jsou popsány v technických specifikacích pro interoperabilitu TSI LOC&PAS, respektive zejména v navazující normě ČSN EN 14363. Prokázání bezpečnosti proti vykolejení je provedeno ve dvou úrovních, kdy je nejprve ověřena pomocí výpočtů, resp. výpočtových simulací, bezpečnost proti vykolejení při jízdě na zborcené koleji za kvazistatických podmínek a poté je ověřena jízdní bezpečnost vozidla při jízdě – technických zkouškách na reálné trati. Nakonec je provedena kontrola obrysu pro konstrukci vozidla pomocí kinematické metody, jenž je stanoven dle normy ČSN EN 15273-2, který je porovnán s obrysem vozové skříně navrženého osobního vozu.

## 2. Přehled osobních vozů pro rychlost do 200 km/h

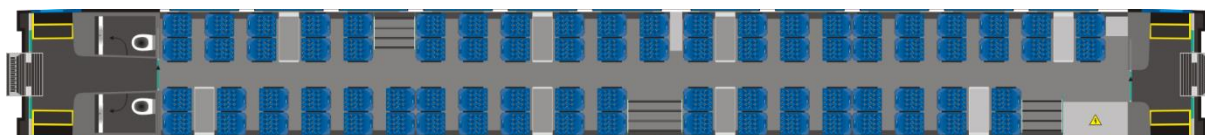
Rešerše osobních vozů pro rychlost do 200 km/h, případně do 160 km/h, je zaměřena na vozy uvedené do provozu po roce 2005 pro evropský železniční systém nebo schopné provozu na něm, které jsou v této práci použity jako inspirace pro vlastní návrh osobního vozu a integraci navrženého podvozku. Tabulky technických údajů v následujícím textu mají jednotnou strukturu. Pokud se některé údaje nepodařilo zjistit, jsou tyto položky proškrtnuté.

### 2.1. Vůz Bmpz<sup>891</sup>

Společnost Siemens v roce 2014 vyrobila pro České dráhy (ČD) vozy značky Viaggio Comfort do netrakovních souprav ČD railjet. Souprava byla sestavena ze 7 vozů, kdy čtyři z nich byly typu Bmpz<sup>891</sup>. Jedná se o osobní vozy 2. třídy s velkoprostorovým oddílem pro cestující a dvěma nástupními prostory na koncích vozu. Velkoprostorový oddíl se středovou uličkou je vybaven řadami dvojsedadel, kde jsou umístěné nejen nosiče pro zavazadla nad sedadly, ale i zvlášť umístěné 3 regály pro velká zavazadla. Vůz je vybaven podvozky Siemens SF 400 bezkolébkové koncepce s druhotným vzduchovým vypružením. [5][22][26][27]



Obr. 1: Osobní vůz Bmpz<sup>891</sup> [20]



Obr. 2: Uspořádání interiéru osobního vozu Bmpz<sup>891</sup> [27]

Tab. 1: Technické údaje osobního vozu Bmpz<sup>891</sup> [27]

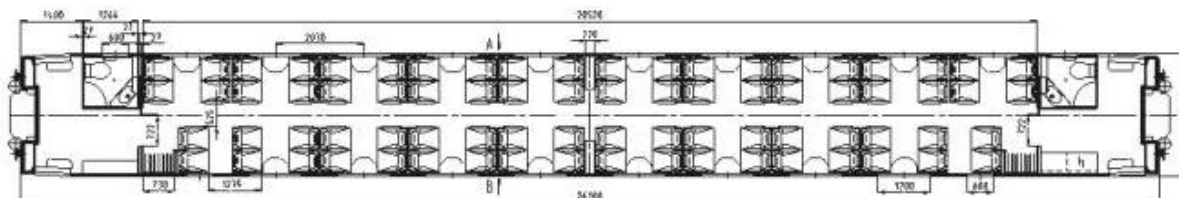
Brzdící váha – ruční brzda	28 t	Rozchod vozu	1 435 mm
Brzdící váha – režim P	59 t	Délka vozu přes nárazníky	26 500 mm
Brzdící váha – režim R	81 t	Vzdálenost otočných čepů podvozků	19 000 mm
Brzdící váha – režim R (potrubní zrychlovač)	87 t	Rozvor podvozku	2 500 mm
Brzdící váha – režim R + Mg (potrubní zrychlovač)	119 t	Hmotnost prázdného vozu	50 t
Maximální rychlost	230 km/h	Hmotnost obsazeného vozu	56 t
Minimální poloměr oblouku	- m	Míst k sezení	80

## 2.2. Vůz Bmpeer

Osobní vůz Bmpeer je vůz 2. třídy vyráběný společností ŽOS Vrútky, kdy vnitřní prostor vozu je rozčleněn na velkoprostorový oddíl pro cestující a dva nástupní prostory na obou koncích vozu, kde se také nachází vakuové WC s uzavřeným odpadovým systémem. Ve velkoprostorovém oddílu se středovou uličkou se nachází řady dvojsedadel uspořádaných proti sobě, kdy nad sedadly se nachází nosiče pro zavazadla. Skříň vozu je uložena na podvozcích Siemens SF 300-2S/MG s vypružením kolébkové koncepce. [18][30]



Obr. 3: Osobní vůz Bmpeer [3]



Obr. 4: Uspořádání interiéru osobního vozu Bmpeer [18]

Tab. 2: Technické údaje osobního vozu Bmpeer [28][30]

<b>Brzdící váha – ruční brzda</b>	23 t	<b>Rozchod vozu</b>	1 435 mm
<b>Brzdící váha – režim P</b>	55 t	<b>Délka vozu přes nárazníky</b>	26 400 mm
<b>Brzdící váha – režim R</b>	75 t	<b>Vzdálenost otočných čepů podvozků</b>	19 000 mm
<b>Brzdící váha – režim R (potrubní zrychlovač)</b>	80 t	<b>Rozvor podvozku</b>	2 500 mm
<b>Brzdící váha – režim R + Mg (potrubní zrychlovač)</b>	110 t	<b>Hmotnost prázdného vozu</b>	48 t
<b>Maximální rychlost</b>	160 km/h	<b>Hmotnost obsazeného vozu</b>	53 t
<b>Minimální poloměr oblouku</b>	150 mm	<b>Míst k sezení</b>	76
<b>Maximální šířka</b>	2 825 mm	<b>Výška vozu od temene kolejnice</b>	4 050 mm

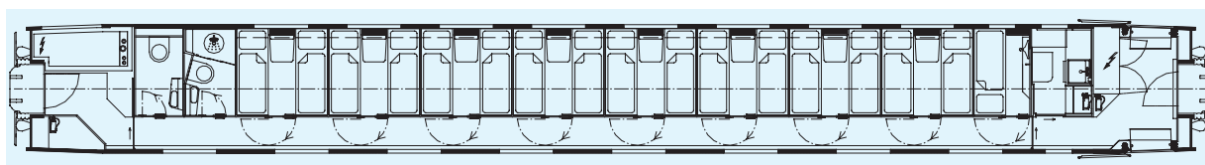


## 2.3. Vůz WLB

Ázerbájdžánská železnice (ADY – Azerbaijan Demir Yollari) si v roce 2014 objednala lůžkové vozy od společnosti Stadler v různých konfiguracích, kdy vozy s řadovým označením WLB jsou osobní vozy 2. třídy, které jsou uspořádány pro 32 lůžek po čtyřlůžkových oddílech. Vozy jsou určeny pro mezinárodní provoz na trati v Ázerbájdžánu, Gruzii a Turecku, jenž zahrnuje změnu rozchodu na trati z ruské širokorozchodné koleje, používané v Ázerbájdžánu a Gruzii, na standardní rozchod používaný v Turecku. Proto jsou podvozky vyvinuté společností Stadler vybaveny dvojkolími s proměnným rozchodem. Podvozky jsou bezkolébkové koncepce s druhotným vypružením pomocí flexi-coil pružin. [23][24]



Obr. 5: Osobní vůz WLB [23]



Obr. 6: Uspořádání interiéru osobního vozu WLB [24]

Tab. 3: Technické údaje osobního vozu WLB [24]

Brzdící váha – ruční brzda	- t	Rozchod vozu	1 435 1 520 mm
Brzdící váha – režim P	- t	Délka vozu přes nárazníky	26 400 mm
Brzdící váha – režim R	- t	Vzdálenost otočných čepů podvozků	- mm
Brzdící váha – režim R (potrubní zrychlovač)	- t	Rozvor podvozku	2 500 mm
Brzdící váha – režim R + Mg (potrubní zrychlovač)	- t	Hmotnost prázdného vozu	- t
Maximální rychlost	160 km/h	Hmotnost obsazeného vozu	- t
Minimální poloměr oblouku	- mm	Počet lůžek	32
Maximální šířka	2 835 mm	Výška vozu od temene kolejnice	4 170 mm

## 2.4. Vůz Bmpz 20-90

Osobní vůz Bmpz 20-90 je vůz 2. třídy vyráběný společností Astra Vagoane Călători, kdy vnitřní prostor vozu je rozčleněn na velkoprostorový oddíl pro cestující a dva nástupní prostory na obou koncích vozu. Ve velkoprostorovém oddílu se středovou uličkou se nachází řady dvojsedadel, kdy nad sedadly se nachází nosiče pro zavazadla. Skříň vozu je uložena na podvozcích bezkolébkové koncepce s druhotným vypružením pomocí flexi-coil pružin. [4][19][21]



Obr. 7: Osobní vůz Bmpz 20-90 [21]



Obr. 8: Uspořádání interiéru osobního vozu Bmpz 20-90 [21]

Tab. 4: Technické údaje osobního vozu Bmpz 20-90 [4][19]

Brzdící váha – ruční brzda	- t	Rozchod vozu	1 435 mm
Brzdící váha – režim P	- t	Délka vozu přes nárazníky	26 400 mm
Brzdící váha – režim R	- t	Vzdálenost otočných čepů podvozků	19 000 mm
Brzdící váha – režim R (potrubní zrychlovač)	- t	Rozvor podvozku	2 560 mm
Brzdící váha – režim R + Mg (potrubní zrychlovač)	- t	Hmotnost prázdného vozu	46 t
Maximální rychlost	200 km/h	Hmotnost obsazeného vozu	51 t
Minimální poloměr oblouku	- mm	Míst k sezení	80
Maximální šířka	- mm	Výška vozu od temene kolejnice	- mm

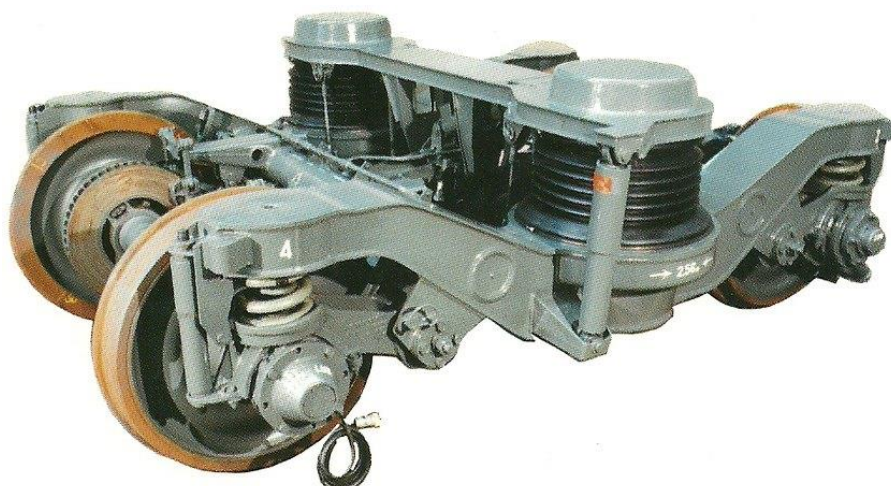


### 3. Přehled podvozků pro osobní vozy

Rešerše podvozků pro osobní vozy je zaměřena na podvozky s druhotným vypružením bezkolébkové koncepce, jež je pomocí flexi-coil pružin, které zajišťují svislé a příčné vypružení skříně vozu. Dále mají vybrané podvozky obdobné prvotní vypružení pomocí vinutých pružin, které jsou uloženy na kyvných ramenech, kdy zároveň kyvná ramena zajišťují vedení dvojkolí v podélném a příčném směru.

#### 3.1. Podvozek Y32

Podvozek Y32 byl v polovině sedmdesátých let 20. století vyvinut ve Francii pro vozy, jež byly určeny pro vlaky vyšší kategorie nazvané CORAIL. Druhotné vypružení podvozku je realizováno pomocí dvojice vinutých pružin, které jsou typicky pro tento podvozek uloženy v dutinách v podélnících rámu podvozku. Dále je přenos podélných sil (tažných a brzdných) mezi skříní vozu a podvozkem zajištěn pomocí podélných lan, jež jsou vázány k podélným výztuhám rámu podvozku a na druhé straně ke svislým konzolám uložených na spodku skříně vozu. [10][17]



Obr. 9: Podvozek Y32 [1]



Obr. 10: Podélné vedení podvozku Y32 [10]

Tab. 5: Technické údaje podvozku Y32 [1][29]

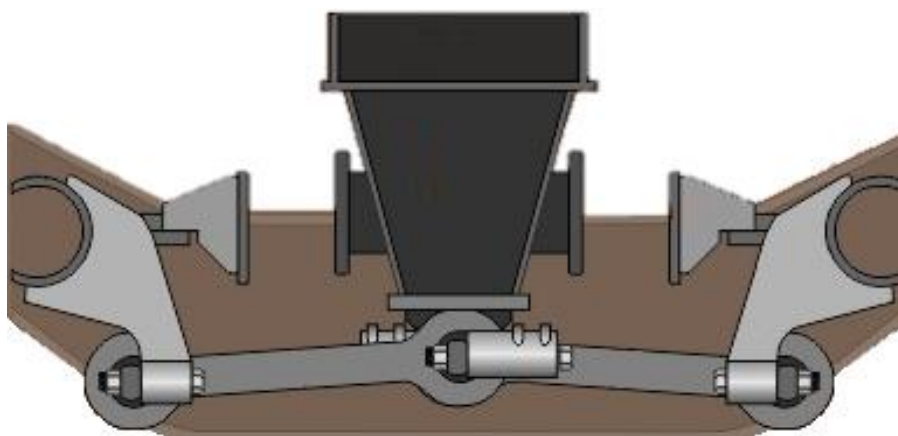
Maximální rychlost	160 km/h	Rozchod	1 435 mm
Šířka uložení skříně	2 000 mm	Rozvor náprav	2 560 mm
Průměr kol	890 mm	Hmotnost podvozku	5,9 t
Typ brzdy	Kotoučová	Nápravové zatížení	15 t
Počet brzdových jednotek na nápravu	2 ks		

### 3.2. Podvozek Fiat Y0270

Podvozek Y0270 byl vyvinut italskou společností Fiat Ferroviaria, který je obdobné koncepce jako podvozek Y32, kdy podvozek Y0270 přispěl k mezinárodnímu rozšíření této koncepce, jelikož v roce 1975 byl vybrán jako standartní podvozek pro vozy Eurofima s jednotnými technickými parametry, které byly později označeny jako UIC typ Z. Oproti podvozku Y32 je druhotné vypružení podvozku Y0270 realizováno pomocí dvojice duplexních vinutých pružin, které jsou složeny ze dvou paralelně uložených pružin se společnou osou a různými průměry, jež jsou uloženy na podélnících rámu podvozku. Přenos podélných sil mezi skříní vozu a podvozkem je zajištěn pomocí lemniskátového mechanismu (Z-mechanismu), kdy je vahadlo mechanismu otočně vázáno k otočnému čepu přivařenému k pomocnému nosníku a konce vahadla jsou dvěma ojnicemi vázány k příčnickům rámu podvozku. [2][10][17]



Obr. 11: Podvozek Fiat Y0270 [16]



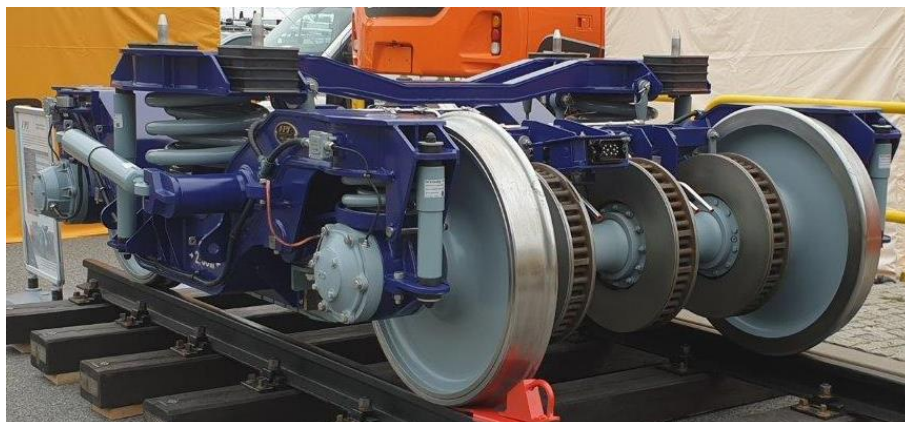
Obr. 12: Podélné vedení podvozku Fiat Y0270 [10]

Tab. 6: Technické údaje podvozku Fiat Y0270 [6]

Maximální rychlost	160 km/h	Rozchod	1 435 mm
Šířka uložení skříně	- mm	Rozvor náprav	2 560 mm
Průměr kol	890 mm	Hmotnost podvozku	6,3 t
Typ brzdy	Kotoučová	Nápravové zatížení	- t
Počet brzdových jednotek na nápravu	2 ks		

### 3.3. Podvozek 25ANa6

Podvozek 25ANa6 vyrábí polská společnost FPS (H. Cegielski – Fabryka Pojazdów Szynowych), který je obdobné koncepce jako podvozek Y0270, kdy druhotné vypružení podvozku je také realizováno pomocí dvojice duplexních vinutých pružin a přenos podélných sil mezi skříní vozu a podvozkem je zajištěn pomocí lemniskátového mechanismu (Z-mechanismu), jenž má oproti podvozku Y0270 otočný čep přišroubován přímo ke spodku skříně vozu. [12]



Obr. 13: Podvozek 25ANa6 [12]



Obr. 14: Lemniskátový mechanismus (Z-mechanismus) podvozku 25ANa6 [12]

Tab. 7: Technické údaje podvozku 25ANa6 [12]

Maximální rychlost	200 km/h	Rozchod	1 435 mm
Šířka uložení skříně	- mm	Rozvor náprav	2 500 mm
Průměr kol	920 mm	Hmotnost podvozku	7,5 t
Typ brzdy	Kotoučová	Nápravové zatížení	16 t
Počet brzdových jednotek na nápravu	3 ks		
Doplňková brzda	Mg brzda		

## 4. Návrh osobního vozu

Pro návrh osobního vozu pro rychlost do 200 km/h byla provedena rešerše, kdy je požadavek navrhnout osobní vůz 2. třídy, jenž má být uspořádán jako velkoprostorový, který bude vybaven podvozky s druhotným vypružením bezkolébkové koncepce pomocí flexi-coil pružin, jež budou případně doplněny pryžovými prvky.

### 4.1. Parametry vozidla a podvozku

V následujících tabulkách (Tab. 8 a Tab. 9) jsou uvedeny parametry vlastního návrhu osobního vozu, jenž je porovnán s parametry osobních vozů a podvozků z provedené rešerše.

Tab. 8: Parametry navrhovaného osobního vozu

		Vlastní návrh vozu	Bmpz <sup>891</sup>	Bmpeer	WLB	Bmpz 20-90
Typ druhotné vypružení		ocelové prvky	vzduchové	ocelové prvky	ocelové prvky	ocelové prvky
Rozchod	mm	1 435	1 435	1 435	1 435 (1 520)	1 435
Rozvor podvozku	mm	2 560	2 500	2 500	2 500	2 560
Vzdálenost otočných čepů	mm	19 000	19 000	19 000	-	19 000
Délka vozu přes nárazníky	mm	26 400	26 500	26 400	26 400	26 400
Max. šířka vozidla	mm	2 825	-	2 825	2 835	-
Výška vozu nad TK	mm	4 050	-	4 050	4 170	-
Max. rychlost	km/h	200	230	160	160	200
Minimální poloměr oblouku	m	150	-	150	-	-
Provozní brzda		kotoučová kolejnicová	kotoučová kolejnicová	kotoučová kolejnicová	-	kotoučová kolejnicová
Hmotnost prázdného vozu	t	45	50	48	-	46
Hmotnost obsazeného vozu (pouze sedící cestující)	t	51	56	53	-	51
Míst k sezení / počet lůžek		80 / 0	80 / 0	76 / 0	0 / 32	80 / 0

Tab. 9: Parametry navrhovaného podvozku

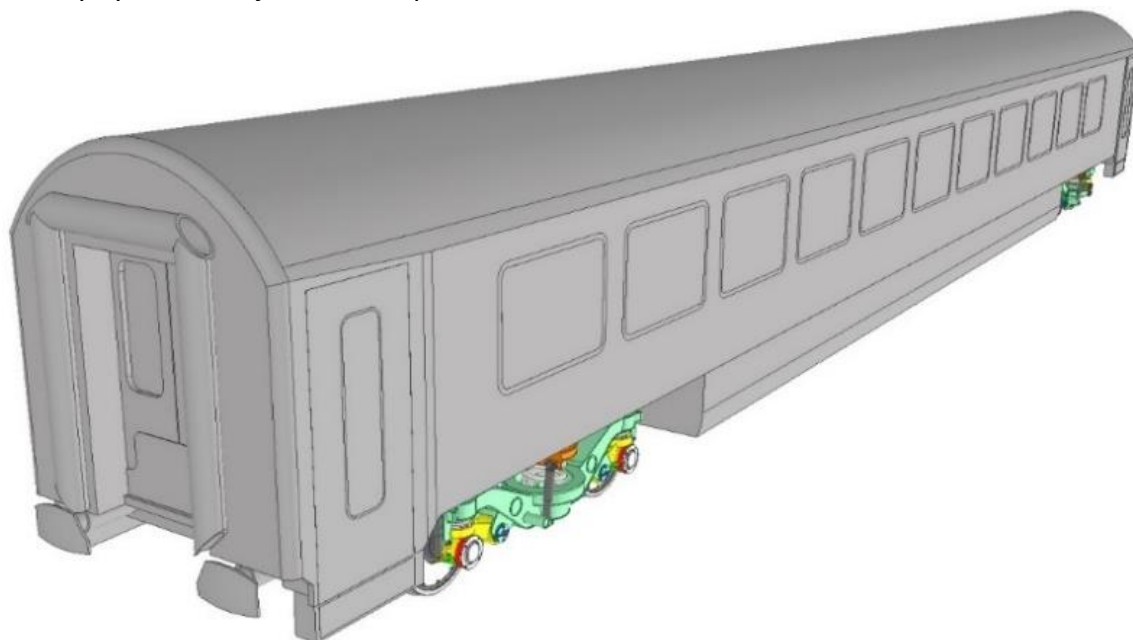
		Vlastní návrh podvozku	Y32	Y0270	25ANa6
Typ druhotné vypružení		ocelové prvky	ocelové prvky	ocelové prvky	ocelové prvky
Max. rychlost	km/h	200	160	160	200
Rozchod	mm	1 435	1 435	1 435	1 435
Rozvor náprav	mm	2 560	2 560	2 560	2 500
Šířka uložení skříně	mm	2 000	2 000	-	-
Průměr kol	mm	920	890	890	920
Provozní brzda		Kotoučová	Kotoučová	Kotoučová	Kotoučová
Počet brzdových jednotek na nápravu	ks	3	2	2	3
Doplňková brzda		Mg brzda	-	-	Mg brzda
Hmotnost podvozku	t	7,3	5,9	6,3	7,5
Nápravové zatížení	t	14	15	-	16



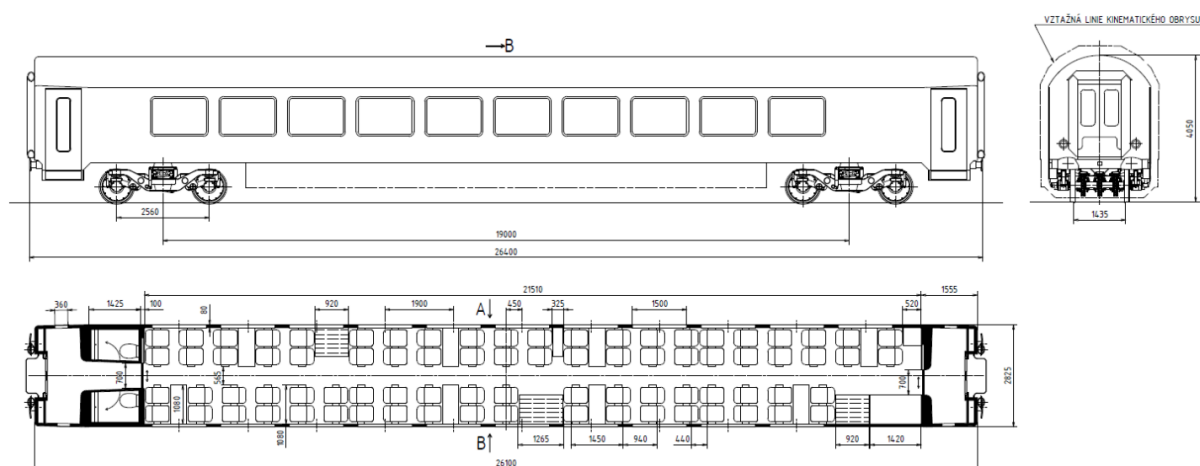
## 4.2. Popis osobního vozu

Osobní vůz pro rychlost do 200 km/h je navržen jako osobní vůz 2. třídy, jenž je uspořádán jako velkoprostorový se středovou uličkou, jehož exteriér je navržen jako vůz typu Z dle specifikací uvedených v normě UIC 567-2, kdy norma předepisuje nejen základní rozměry vozu, ale také požadavky na příčné posuvy komponent a naklání vozu. Zatímco interiér vozu je navržen dle řešerše osobního vozu Bmpz<sup>891</sup>, jenž má prostor rozčleněn na velkoprostorový oddíl pro cestující a dva nástupní prostory na koncích vozu. Velkoprostorový oddíl je vybaven řadami dvojsedadel, kde jsou umístěné nejen nosiče pro zavazadla nad sedadly, ale i zvlášť umístěné 3 regály pro velká zavazadla.

Uspořádání interiéru navrhovaného osobního vozu je znázorněno na Obr. 16, kdy samotný sestavný výkres vozu je uveden v příloze Příl. 4.



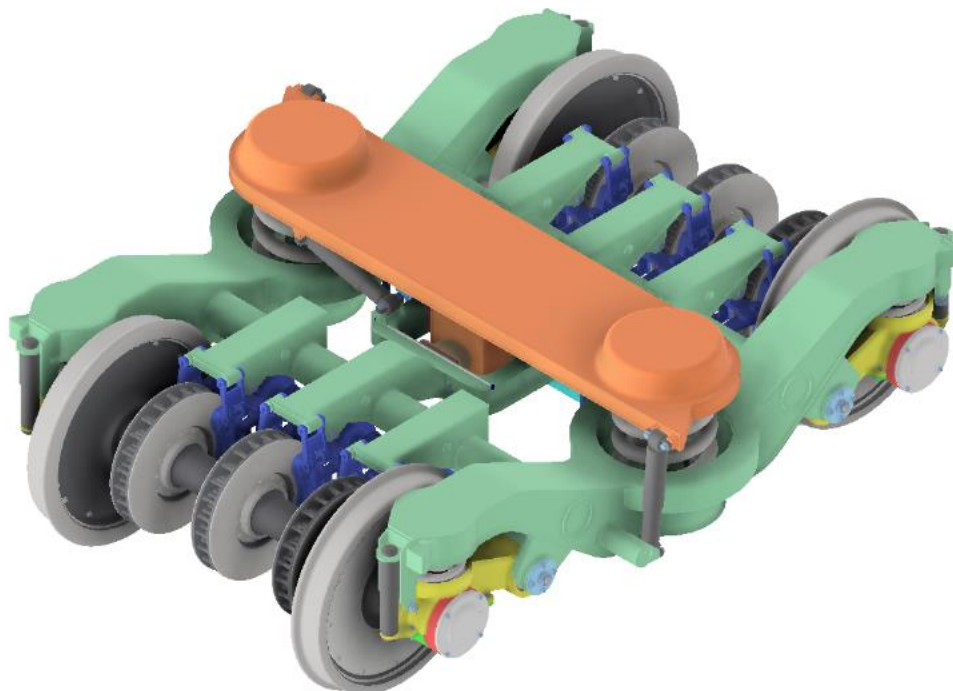
Obr. 15: 3D model návrhu osobního vozu pro rychlost do 200 km/h



Obr. 16: Uspořádání interiéru osobního vozu pro rychlost do 200 km/h

### 4.3. Popis podvozku

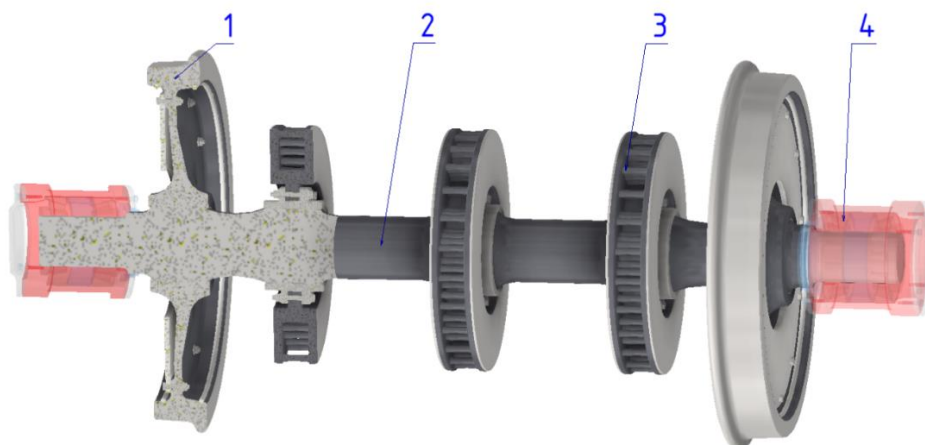
Návrh podvozku osobního vozu vychází z konstrukce podvozku Y32. Podvozek je bezkolébkové koncepce s ocelovým vypružením pro osobní vozy, kdy je skříň vozu uložena přes pomocný nosník přímo na flexi-coil pružinách sekundárního vypružení.



Obr. 17: 3D model návrhu podvozku bezkolébkové koncepce pro osobní vůz

#### 4.3.1. Dvojkolí

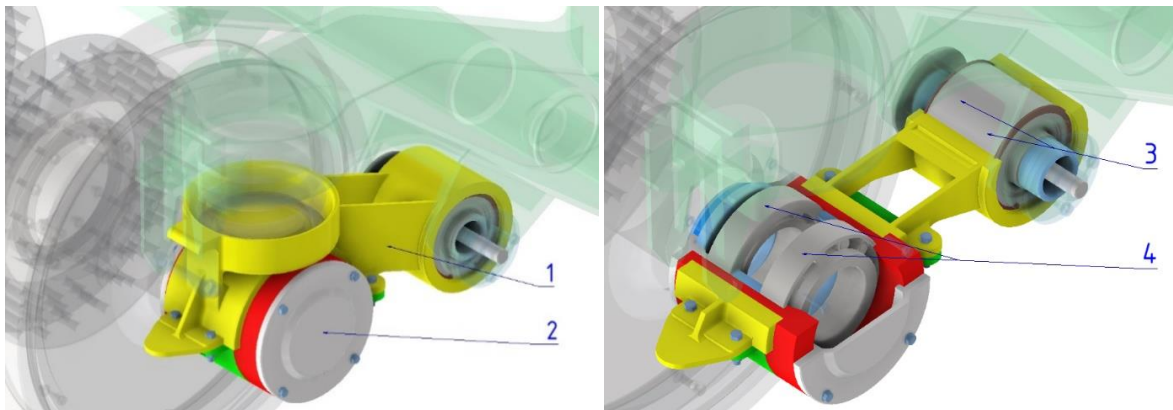
Dvojkolí je vedeno a nesené monoblokovými koly (1) po kolejnicích, kdy kola (1) o průměru 920 mm jsou vyrobena s profilem S 1002 a osazena tlumiči hluku. Na nápravě dvojkolí (2) jsou nalisována dvě kola (1) a náboje tří brzdových kotoučů, kdy brzdové kotouče (3) jsou s náboji spojeny šroubovými spoji. Náprava dvojkolí (2) je uložena v ložiskových jednotkách (4), kdy každá z nich je vybavena dvěma kuželíkovými ložisky.



Obr. 18: 3D model dvojkolí

### 4.3.2. Vedení dvojkolí a nápravová ložiska

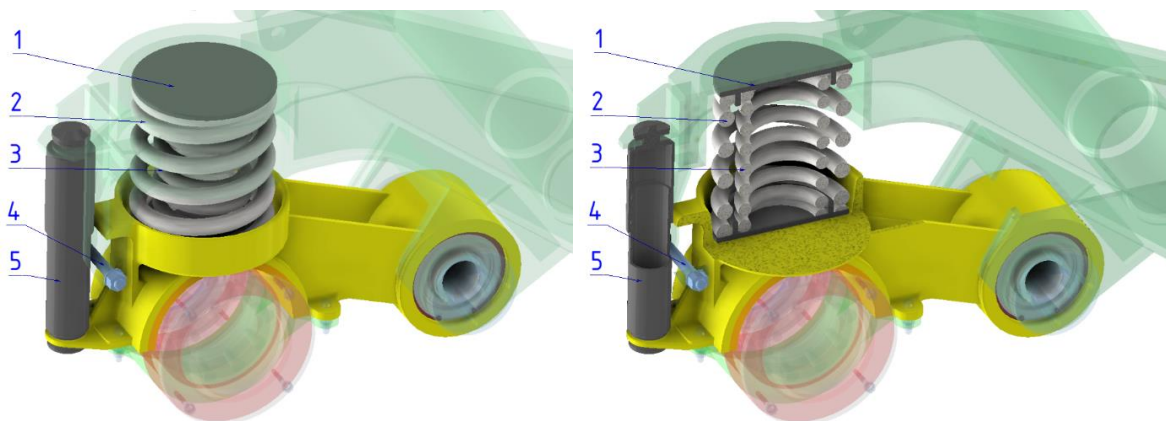
Vedení dvojkolí je v podélném a příčném směru zajištěno pomocí kyvných ramen (1), kdy každé kyvné rameno (1) je jedním koncem uloženo pomocí pryžového kloubu (3) ke konzole rámu podvozku a druhý konec ramene přechází přímo k dělené ložiskové skříní, která se skládá ze tří částí, kde je ložisková jednotka (2) sevřena dvoudílnou objímkou, jež je stažena šrouby. Ložiskovou jednotku (2) tvoří dvě kuželíková ložiska, v nichž je uloženo dvojkolí.



Obr. 19: 3D model vedení dvojkolí a nápravových ložisek

### 4.3.3. První stupeň vypružení

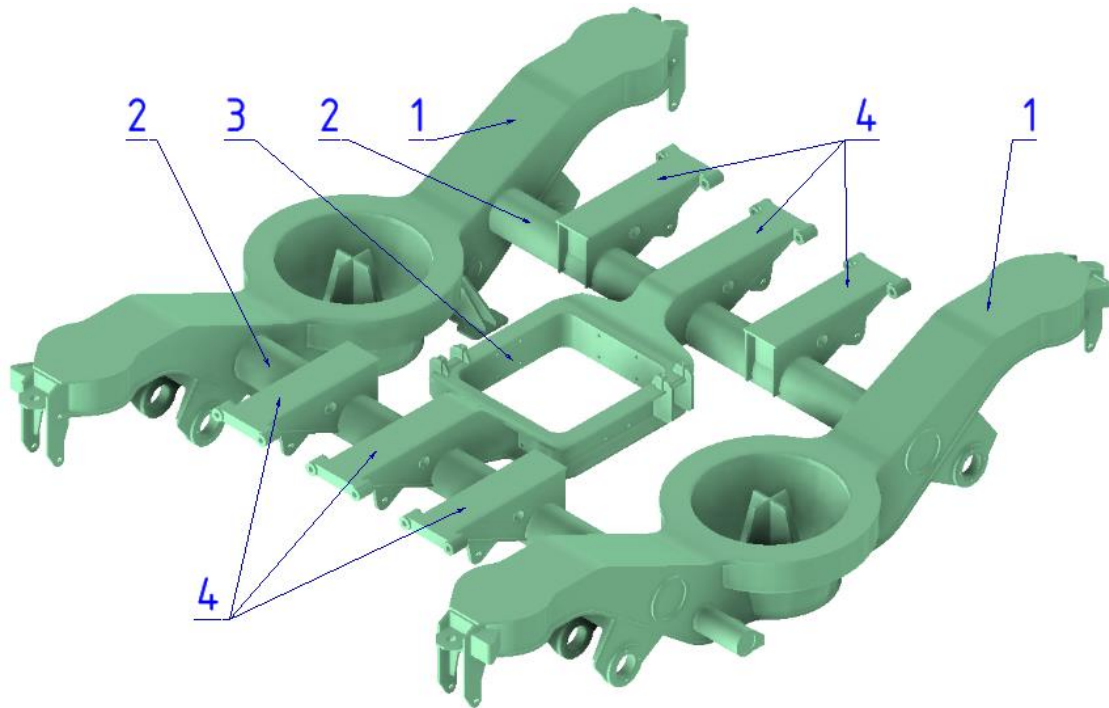
Primární vypružení nese rám podvozku a zajišťuje svislé vypružení ložiskových skříní, kdy je vypružení složeno z duplexní pružiny, vedení pružin (1) a nárážek (4). Dále samotná duplexní pružina je složena z vnější (2) a vnitřní (3) pružiny.



Obr. 20: 3D model prvního stupně vypružení

#### 4.3.4. Rám podvozku

Rám podvozku je tuhá konstrukce, jenž je svařena z ocelových profilů a plechů. Vlastní konstrukce rámu podvozku se skládá z podélníků (1), příčníků (2), pomocného rámu (3) a konzol pro brzdové jednotky (4). Podélníky (1) jsou tvarovány tak, aby byl ve střední části vytvořen prostor mezi rámem podvozku a skříní vozu pro pružiny sekundárního vypružení a nad ložiskovými skříněmi prostor pro pružiny primárního vypružení. Dále je v podélnících vytvořena dutina z důvodu potřeby velké zástavbové výšky pro pružiny v uspořádání flexi-coil. Příčnící (2), trubkového kruhového průřezu, jsou vetknuty mezi zvýšenou a sníženou částí podélníků. Dále pomocný rám (3) slouží k přenosu podélných a příčných sil ze skříně vozu na podvozek.

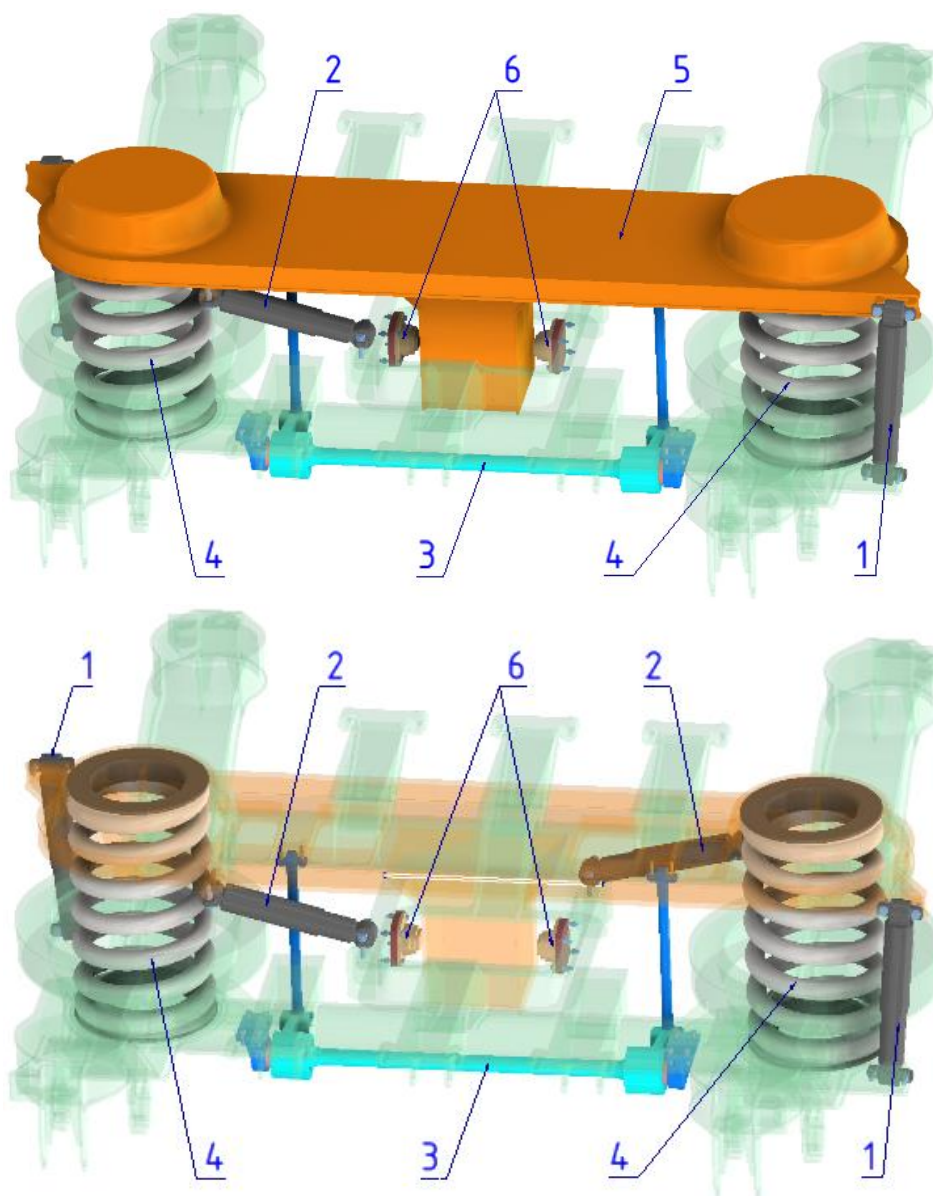


Obr. 21: 3D model rámu podvozku



### 4.3.5. Druhý stupeň vypružení

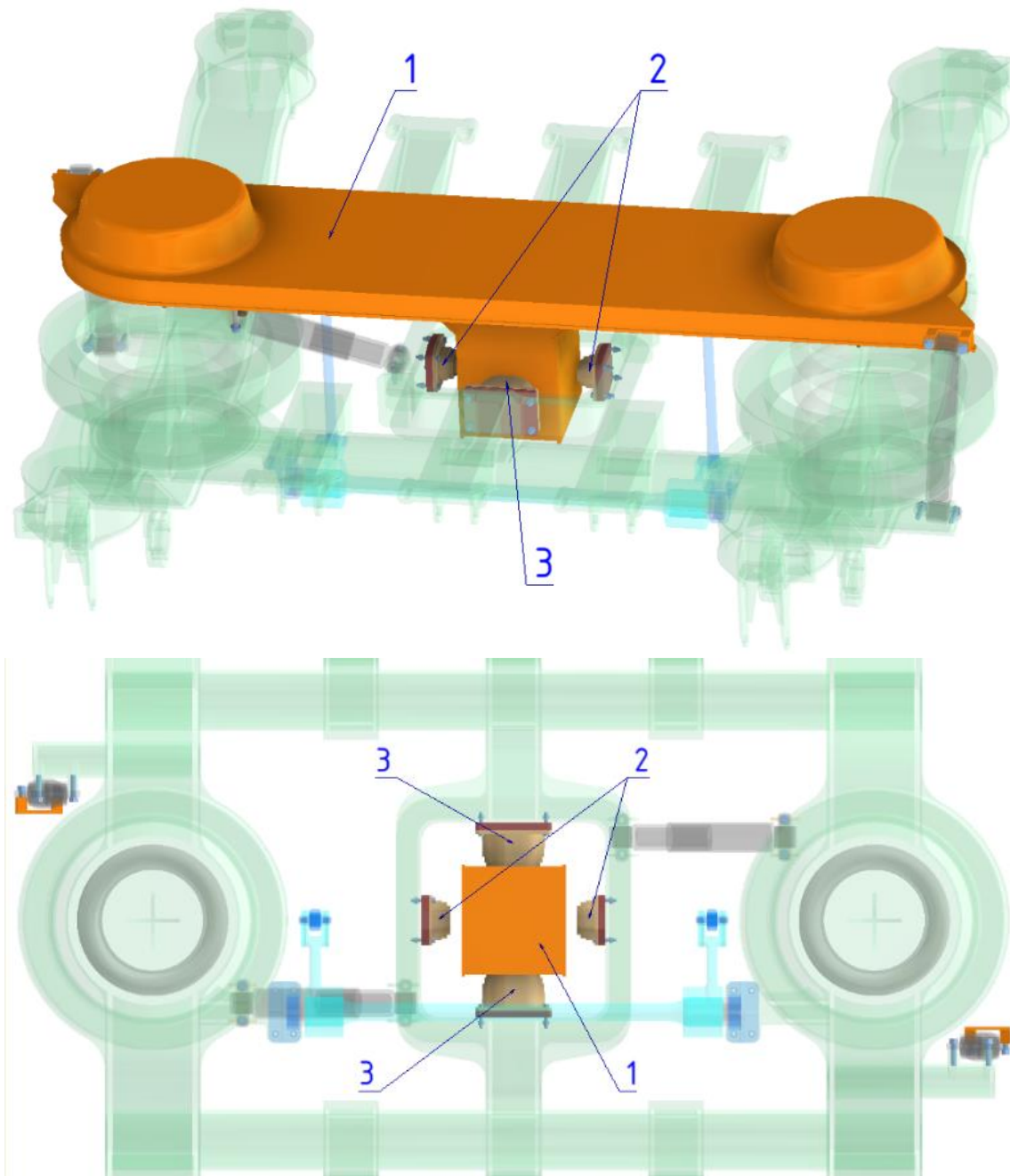
Sekundární vypružení zajišťuje vypružení skříně vozu, která je přímo uložena na pružinách svislého vypružení (4), jenž jsou ve funkci flexi-coil, a doplněna o dva svislé (1) a příčné (2) viskózní tlumiče. Flexi-coil pružiny (4) jsou ve své horní části vázány v pomocném nosníku (5), jenž zajišťuje jejich vedení v podélném a příčném směru. Flexi-coil pružiny (4) zajišťují nejen vypružení ve svislém a příčném směru, ale zároveň také zajišťují natáčení podvozku vůči skříně vozu okolo svislé osy. Velikost příčné vůle mezi skříní vozu a rámem podvozku, ve které je realizováno příčné vypružení, je omezena prostorem mezi dorazy (6), kdy se vůle mění příčnými narážkami s proměnnou příčnou vůlí v závislosti na poloměru projížděného oblouku. Podvozek je dále vybaven stabilizátorem kolébání (3), jenž vytváří vratný účinek, který brání dalšímu naklápění skříně vozu vůči rámu podvozku, čímž navyšuje torzní tuhost sekundárního stupně vypružení.



Obr. 22: 3D model druhého stupně vypružení

#### 4.3.6. Spojení podvozku se skříní vozu

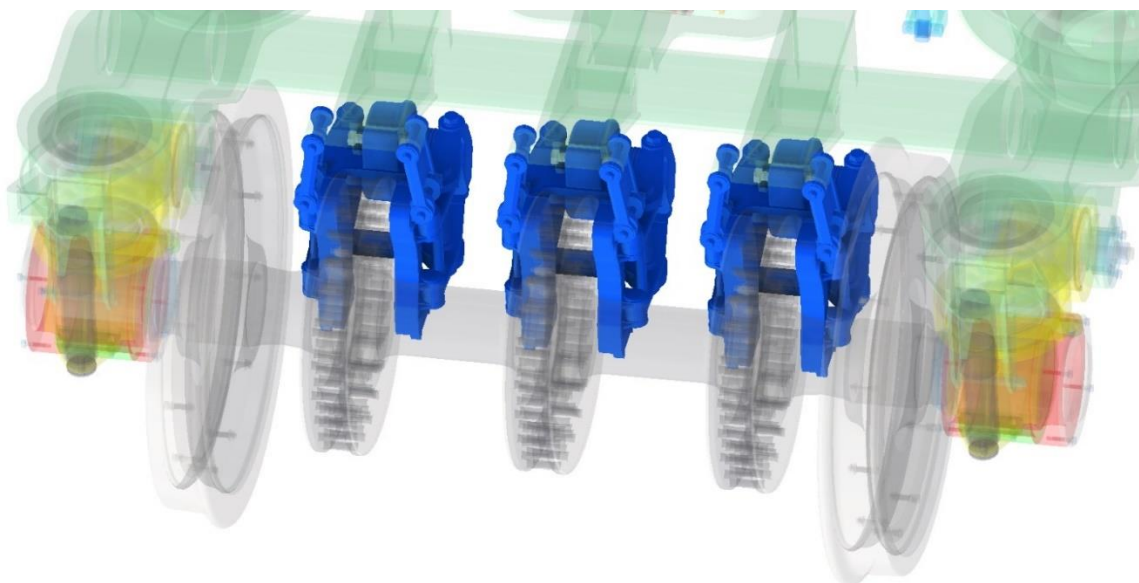
Pomocný nosník (1) je neotočně přišroubován ke spodku skříně vozu, kdy přenos silových účinků v příčném směru je zajištěn sekundárním stupněm vypružení, které je doplněno tlumiči vrcení, jež jsou upevněny přímo k vozové skříní a rámu podvozku. Zatímco silové účinky v podélném směru jsou přenášeny přes pomocný nosník (1) na podélnou narážku (3) na pomocném rámu podvozku. Při běžném provozu vozu je příčná vůle vypružení vymezena pomocí narážek s proměnnou vůlí v oblouku, jež je pojištěna dalšími příčnými dorazy (2) na pomocném rámu podvozku.



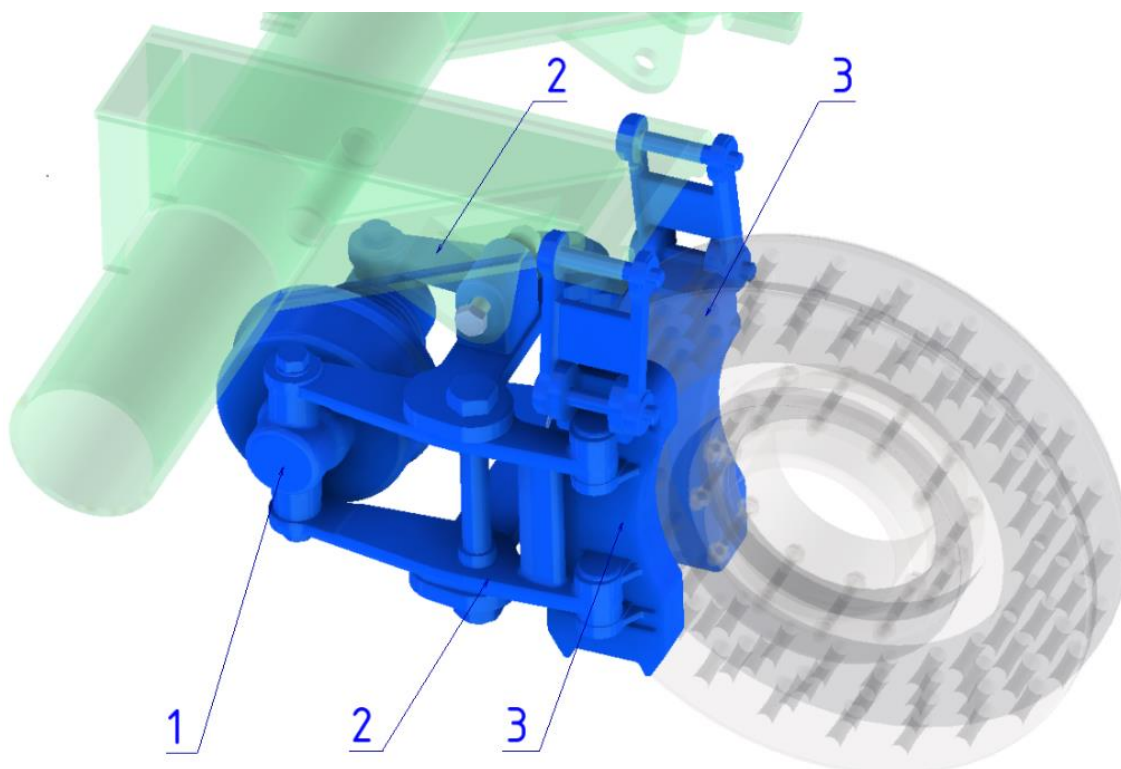
Obr. 23: 3D model spojení podvozku se skříní vozu

### 4.3.7. Brzdová jednotka

Brzdové jednotky jsou uloženy na konzoly pro kotoučovou brzdu na rámu podvozku. Vyvozená síla na píst brzdového válce (1) tlakovým vzduchem od rozváděče samočinné brzdy je vedena na dvojici pák (2), jež vyvodí přítlačnou sílu brzdových čelistí na brzdový kotouč, což vyvodí požadovaný brzdný účinek.



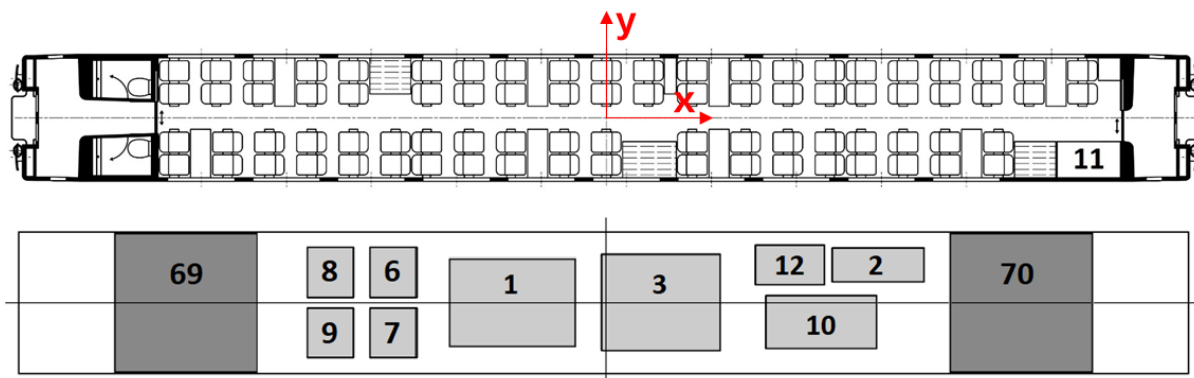
Obr. 24: 3D model uspořádání brzdových jednotek na dvojkolí



Obr. 25: 3D model brzdové jednotky

## 5. Základní hmotnostní bilance

Při základní hmotnostní bilanci bylo provedeno rozvržení jednotlivých komponent osobního vozu, kdy počátek soustavy souřadnic umístění komponent je uvažován od středu vozidla v podélném a příčném směru, zatímco ve svislém směru je uvažována výška nad úroveň TK.



Obr. 26: Schéma rozvržení interiéru vozu a přístrojů pod spodkem vozu

Tab. 10: Hmotnostní bilance navrhovaného osobního vozu

Číslo	Položka	Hmotnost [kg]	Umístění [mm]		
			x	y	z
1	CZE	1200	-2050	0	770
2	vozová baterie	600	6100	900	770
3	jednotka klimatizace	1000	1200	0	770
4	buňka uzavřeného WC – komplet	300	-11025	833	2100
5	buňka uzavřeného WC – komplet	300	-11025	-833	2100
6	vodojem	100	-4800	-700	770
7	vodojem	100	-4800	-700	770
8	fekální nádrž	569	-6200	700	770
9	fekální nádrž	569	-6200	-700	770
10	kontejner přístrojů brzdy	850	4500	-535	770
11	elektrický rozvaděč	400	10785	-933	2100
12	kontejner el. přístrojů pod spodkem vozu	250	3720	900	770
13	předsuvné dveře – jednokřídlové – komplet	200	12250	1373	2040
14	předsuvné dveře – jednokřídlové – komplet	200	12250	-1373	2040
15	předsuvné dveře – jednokřídlové – komplet	200	-12250	1373	2040
16	předsuvné dveře – jednokřídlové – komplet	200	-12250	-1373	2040
17	čelní přechodové dveře – komplet	300	12750	0	2250
18	čelní přechodové dveře – komplet	300	-12750	0	2250
19	hrubá stavba	10500	0	0	2280
20	kabeláž a kabelové trasy	2200	0	0	2280
21	osvětlení a ozvučení	120	0	0	2280
22	kanály klimatizace	250	0	0	2280
23	nátěry	300	0	0	2280
24	podlahy, izolace, obložení	3800	0	0	2280
25	tažné a narážecí ústrojí	450	12975	0	1060
26	tažné a narážecí ústrojí	450	-12975	0	1060
27	okna	800	0	0	2400
28	ostatní	2000	0	0	2280
29	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-9660	793	1685
30	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-8720	793	1685
31	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-7780	793	1685
32	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-6590	793	1685
33	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-5650	793	1685
34	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-4010	793	1685
35	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-3070	793	1685

Číslo	Položka	Hmotnost [kg]	Umístění [mm]		
			x	y	z
36	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-2130	793	1685
37	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-940	793	1685
38	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	0	793	1685
39	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	940	793	1685
40	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	1880	793	1685
41	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	3070	793	1685
42	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	4010	793	1685
43	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	4950	793	1685
44	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	5650	793	1685
45	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	6590	793	1685
46	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	7530	793	1685
47	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	8470	793	1685
48	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	9410	793	1685
49	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	10600	793	1685
50	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-9660	-793	1685
51	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-8470	-793	1685
52	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-7530	-793	1685
53	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-6590	-793	1685
54	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-5650	-793	1685
55	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-4710	-793	1685
56	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-4010	-793	1685
57	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-3070	-793	1685
58	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-2130	-793	1685
59	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	-940	-793	1685
60	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	0	-793	1685
61	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	1925	-793	1685
62	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	3115	-793	1685
63	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	4055	-793	1685
64	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	4995	-793	1685
65	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	5695	-793	1685
66	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	6635	-793	1685
67	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	7575	-793	1685
68	dvousedadlo pro dálkovou dopravu	40	8765	-793	1685
69	podvozek	7304	-9500	0	532
70	podvozek	7304	9500	0	532



## 5.1. Hmotnost a poloha těžiště vozu

Hmotnost vozidla a skutečná poloha těžiště vozu je stanovena rozvržením jednotlivých komponent (viz Tab. 10), kdy v obecných vztazích (5.1.1) až (5.1.4) jsou jednotlivé komponenty popsány obecným indexem  $j$ .

**Hmotnost vozu:**

$$m_{PV} = \sum_{j=1}^n m_j \quad (5.1.1)$$

**Poloha těžiště vozu:**

$$x_{TPV} = \frac{\sum_{j=1}^n m_j \cdot x_j}{\sum_{j=1}^n m_j} \quad (5.1.2)$$

$$y_{TPV} = \frac{\sum_{j=1}^n m_j \cdot y_j}{\sum_{j=1}^n m_j} \quad (5.1.3)$$

$$z_{TPV} = \frac{\sum_{j=1}^n m_j \cdot z_j}{\sum_{j=1}^n m_j} \quad (5.1.4)$$

Tab. 11: Hmotnost a poloha těžiště osobního vozu

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Hmotnost vozu	$m_{PV}$ [kg]	44 716	(5.1.1)
Skutečná poloha těžiště (osa x)	$x_{TPV}$ [mm]	-67	(5.1.2)
Skutečná poloha těžiště (osa y)	$y_{TPV}$ [mm]	0	(5.1.3)
Skutečná poloha těžiště (osa z)	$z_{TPV}$ [mm]	1 518	(5.1.4)

### 5.1.1. Výška těžiště vozu při provozním zatížení

Výška těžiště vozu  $z_T$  je při provozu ovlivněna obsazeností vozu cestujícími, kdy samotná výška těžiště skříňe je tímto zvýšena, ale zároveň je výsledná výška těžiště vozu snížena o užitečnou deformaci vypružení (viz kapitola 6). Provozní výška těžiště vozu nad TK je v jednotlivých stavech zatížení (viz Tab. 13) stanovena také vztahem (5.1.4) z kapitoly 5.1, kdy je zároveň zahrnuta i hmotnost cestujících (viz Tab. 12). Stanovení užitečného zatížení sedícími i stojícími cestujícími je podrobněji popsáno v kapitole 6.1 a stav zatížení vozu, jenž je rozlišen na „prázdný vůz“, „plně obsazený vůz“ a „vůz obsazený pouze sedícími cestujícími (tzv. neutrální pozice)“, je dále podobněji popsán při návrhu primárního a sekundárního stupně vypružení (viz kapitoly 7 a 8).

Tab. 12: Hmotnostní bilance obsazení osobního vozu

Veličina	Hmotnost	Umístění		
Označení	$m_{už}$ [kg]	$x_{T_{už}}$ [mm]	$y_{T_{už}}$ [mm]	$z_{T_{už}}$ [mm]
Zdroj	Tab. 15	Tab. 10 <sup>1</sup>	Tab. 10 <sup>1</sup>	Tab. 10 <sup>1</sup>
Obsazení vozu (sedící cestující)	6 400	0	0	1 885
Obsazení vozu (stojící cestující)	2 960	0	0	2 150

Tab. 13: Výška těžiště vozu v provozních stavech zatížení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Výška těžiště vozu (prázdný vůz)	$z_{TPV}$ [mm]	1 518	(5.1.4) (7.5.9)
Výška těžiště vozu (pouze sedící cestující – neutrální pozice)	$z_{TN}$ [mm]	1 530	(5.1.4) (7.5.9)
Výška těžiště vozu (plně obsazený vůz)	$z_{TLV}$ [mm]	1 546	(5.1.4) (7.5.9)

## 5.2. Nápravové zatížení

Nápravové zatížení osobního vozu je stanoveno pro rovnoměrné rozložení zatížení, tak i pro nerovnoměrné rozložení zatížení, kdy je uvažována skutečná poloha těžiště vozu (viz Tab. 11). Z výsledného porovnání (viz Tab. 14) je patrné, že rozdíl nápravového zatížení je zanedbatelný. Dále v této práci je zjednodušeně uvažována neměnná poloha těžiště ( $x_T$  a  $y_T$ ) ve středu vozu a pouze počítána změna výšky těžiště  $z_T$ .

**Rovnoměrné rozložení (bez uvažování změny polohy těžiště od středu vozidla):**

$$A_0 = \frac{m_{PV} \cdot g}{4} \quad (5.2.1)$$

**Nerovnoměrné rozložení (uvažování změny polohy těžiště od středu vozidla):**

$$A_1 = A_2 = A_0 + m_{PV} \cdot g \cdot \frac{x_{TPV}}{2a^*} \quad (5.2.2)$$

$$A_3 = A_4 = A_0 - m_{PV} \cdot g \cdot \frac{x_{TPV}}{2a^*} \quad (5.2.3)$$

Tab. 14: Nápravové zatížení osobního vozu

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Nápravové zatížení (rovnoměrné rozložení)	$A_0$ [N]	109 665	(5.2.1)
Nápravové zatížení (nerov. rozložení – 1. dvojkolí)	$A_1$ [N]	109 677	(5.2.2)
Nápravové zatížení (nerov. rozložení – 2. dvojkolí)	$A_2$ [N]	109 677	(5.2.2)
Nápravové zatížení (nerov. rozložení – 3. dvojkolí)	$A_3$ [N]	109 654	(5.2.3)
Nápravové zatížení (nerov. rozložení – 4. dvojkolí)	$A_4$ [N]	109 654	(5.2.3)

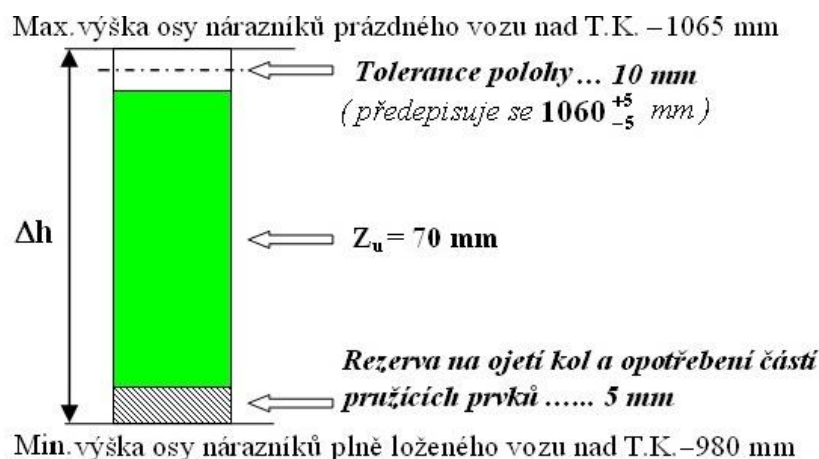
<sup>1</sup> Souřadnice umístění těžiště cestujících je navrženo obdobně jako u ostatních jednotlivých komponent navrhovaného osobního vozu v Tab. 10.

## 6. Základní návrh svislého vypružení

Stanovení minimální tuhosti svislého vypružení vozidla je z hlediska splnění požadavků na dodržení výšky nárazníků, bezpečného provozu a zajištění potřebného jízdního komfortu rozhodující veličinou, neboť s ní je svázána i vlastní frekvence houpání vozové skříně.

Výška osy nárazníků prázdného osobního vozu je povolena v rozsahu  $1060 \pm 5 \text{ mm}$  nad rovinou TK a minimální výška nárazníků plně obsazeného osobního vozu byla s ohledem na použití mezivozových přechodových můstek stanovena hodnotou  $980 \text{ mm}$  nad rovinou TK. Z uvedené výškové tolerance  $85 \text{ mm}$  se odvozuje maximální využitelný rozsah sednutí primárního a sekundárního stupně vypružení, kdy při návrhu užitečného sednutí je dále nutné vzít v úvahu ojetí kol a opotřebení pružicích prvků. [14]

U osobních vozů, které používají ocelové vypružení a výškové stavění skříně (např. vypodkládání podložkami o tloušťce  $5, 10, 15, 35 \text{ mm}$ ), lze pro statické užitečné sednutí  $z_u$  využít  $70 \text{ mm}$ , které je vhodně rozděleno mezi primární a sekundární stupeň vypružení v kapitole 6.3.



Obr. 27: Statické užitečné sednutí vypružení osobních vozů [14]

### 6.1. Maximální užitečné zatížení vozu

Maximální užitečné zatížení osobního vozu je dosaženo, když je vůz plně obsazen jak sedícími, tak stojícími cestujícími. Osobní vůz je vybaven sedadly pro  $80$  cestujících  $n_C$  a plochami pro stání (představky a ulička) pro dalších  $37$  cestujících ( $n_{Cst1}$ ,  $n_{Cst2}$  a  $n_{Cst3}$ ), kdy je osobní vůz plně obsazen celkově  $117$  cestujícími. Hmotnost každého cestujícího  $m_C$  je počítána na  $80 \text{ kg}$  včetně zavazadel a hustota obsazení ploch pro stání jsou  $2$  cestující na  $1 \text{ m}^2$ .

$$\text{Neutrální pozice:} \quad m_{užN} = m_C \cdot n_C \quad (6.1.1)$$

(obsazený pouze sedícími cestujícími)

$$\text{Plně obsazený vůz:} \quad m_{už} = m_C \cdot (n_C + n_{Cst1} + n_{Cst2} + n_{Cst3}) \quad (6.1.2)$$



Obr. 28: Rozložení ploch pro stání osobního vozu

Tab. 15: Užitečné zatížení osobního vozu

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Hmotnost cestujícího	$m_C$ [kg]	80	
Hustota obsazení ploch pro stání	$n_{C_{st}}$ [1/m <sup>2</sup> ]	2	
Počet sedadel	$n_C$ [1]	80	Obr. 28
Plocha pro stání (představek 1)	$S_{C_{st1}}$ [m <sup>2</sup> ]	3,78	Obr. 28
Plocha pro stání (představek 2)	$S_{C_{st2}}$ [m <sup>2</sup> ]	2,64	Obr. 28
Plocha pro stání (středová ulička)	$S_{C_{st3}}$ [m <sup>2</sup> ]	12,75	Obr. 28
Počet stojících cestujících (představek 1)	$n_{C_{st1}}$ [1]	7	$\doteq (n_{C_{st}} \cdot S_{C_{st1}})$
Počet stojících cestujících (představek 2)	$n_{C_{st2}}$ [1]	5	$\doteq (n_{C_{st}} \cdot S_{C_{st2}})$
Počet stojících cestujících (středová ulička)	$n_{C_{st3}}$ [1]	25	$\doteq (n_{C_{st}} \cdot S_{C_{st3}})$
Užitečné zatížení (pouze sedící cestující)	$m_{užN}$ [kg]	6 400	(6.1.1)
Užitečné zatížení (plně obsazený vůz)	$m_{už}$ [kg]	9 360	(6.1.2)

## 6.2. Minimální tuhost svislého vypružení

Minimální tuhost svislého vypružení podvozku  $k_{zmin}$ , z hlediska splnění požadavku na statické užitečné sednutí  $z_u$  primárního a sekundárního stupně vypružení, je při dosažení plné obsazenosti osobního vozu  $m_{už}$ , jež je rovnoměrně rozloženo mezi oba podvozky.

$$k_{zmin} = \frac{m_{už} \cdot g}{2 z_u} \quad (6.2.1)$$

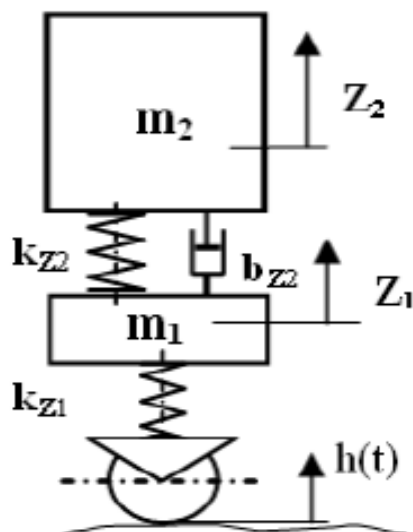
Tab. 16: Minimální svislá tuhost vypružení osobního vozu

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Statické užitečné sednutí vypružení vozu	$z_u$ [mm]	70	Obr. 27
Minimální tuhost svislého vypružení podvozku	$k_{zmin}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	655 869	(6.2.1)

## 6.3. Optimalizace rozdělení minimální svislé tuhosti do 1. a 2. stupně vypružení

Při optimalizaci svislé tuhosti vypružení je osobní vůz modelován zjednodušeně jako dvouhmotová soustava, kdy je viskózní tlumič uvažován pouze v sekundárním stupni vypružení (viz Obr. 29). Prvotně odpruženou hmotou soustavy je rám podvozku s vypružením a sekundárně odpruženou hmotou je polovina vozové skříně, pomocný nosník podvozku a polovina užitečného zatížení. [15]





Obr. 29: Model dvouhmotové soustavy osobního vozu [14]

**Prvotně odpružená hmota:**

$$m_1 = m_R \quad (6.3.1)$$

**Druhotně odpružená hmota:**

Prázdný vůz: 
$$m_{2PV} = \frac{m_S + 2 \cdot m_{PN}}{2} \quad (6.3.2)$$

Plně obsazený vůz: 
$$m_{2LV} = m_{2PV} + \frac{m_{už}}{2} = \frac{m_S + 2 \cdot m_{PN} + m_{už}}{2} \quad (6.3.3)$$

Tab. 17: Parametry modelu dvouhmotové soustavy osobního vozu

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Hmotnost vozu	$m_V$ [kg]	44 716	Tab. 11
Hmotnost podvozku	$m_P$ [kg]	7 304	Tab. 10
Hmotnost vozové skříňe	$m_S$ [kg]	30 107	$m_V - 2 \cdot m_P$
Hmotnost rámu podvozku s vypružením	$m_R$ [kg]	3 678	Tab. 10 <sup>2</sup>
Hmotnost pomocného nosníku	$m_{PN}$ [kg]	598	Tab. 10 <sup>2</sup>
Hmotnost dvojkolí	$m_{DV}$ [kg]	1 514	Tab. 10 <sup>2</sup>
Prvotně odpružená hmota	$m_1$ [kg]	3 678	(6.3.1)
Druhotně odpružená hmota (prázdný vůz)	$m_{2PV}$ [kg]	15 652	(6.3.2)
Druhotně odpružená hmota (plně obsazený vůz)	$m_{2LV}$ [kg]	20 332	(6.3.3)

<sup>2</sup> Jednotlivé hmotnosti komponent podvozku, jež jsou v Tab. 10 stručně popsány celkovou hmotností podvozku.

### 6.3.1. Optimální poměr tuhosti

U osobních vozů se užitečné zatížení mění a je vhodné pro stanovení optimálního poměru tuhostí uvažovat druhotně odpruženou hmotu jako průměrnou hodnotu při prázdném a plně obsazeném voze. [15]

$$\gamma_{2opt} = 2 + \frac{m_1}{m_2} = 2 + \frac{m_1}{\frac{m_{2PV} + m_{2LV}}{2}} \quad (6.3.4)$$

Tab. 18: Optimální poměr tuhosti vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Optimální poměr tuhosti vypružení	$\gamma_{2opt}$ [1]	2,204	(6.3.4)

### 6.3.2. Tuhost primárního a sekundárního stupně vypružení

Minimální svislá tuhost vypružení podvozku je pomocí optimálního poměru tuhostí  $\gamma_{2opt}$  rozdělena mezi primární a sekundární stupeň vypružení. [15]

**Minimální tuhost primárního stupně vypružení:**

$$k_{z1min} = (1 + \gamma_{2opt}) \cdot k_{zmin} \quad (6.3.5)$$

**Minimální tuhost sekundárního stupně vypružení:**

$$k_{z2min} = \frac{(1 + \gamma_{2opt})}{\gamma_{2opt}} \cdot k_{zmin} \quad (6.3.6)$$

Tab. 19: Minimální tuhost primárního a sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Minimální tuhost primárního vypružení	$k_{z1min}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	2 101 666	(6.3.5)
Minimální tuhost sekundárního vypružení	$k_{z2min}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	953 395	(6.3.6)

### 6.3.3. Tuhosti pružin primárního a sekundárního stupně vypružení

Jednotlivé hodnoty minimální tuhosti primárního a sekundárního stupně vypružení jsou přepočteny na jednotlivé pružící prvky.

**Tuhost pružiny primárního stupně vypružení:**

Pružícím prvkem primárního stupně vypružení podvozku jsou čtyři duplexní pružiny  $n_p$  uložené na kyvných ramenech náprav vozu (viz kapitola 4.3.3 a 7).

$$k_{z1pmin} = \frac{k_{z1min}}{n_p} \quad (6.3.7)$$

**Tuhost pružiny sekundárního stupně vypružení:**

Pružícím prvkem sekundárního stupně vypružení podvozku jsou dvě flexi-coil pružiny  $n_s$  (viz kapitola 4.3.5 a 8).

$$k_{z2pmin} = \frac{k_{z2min}}{n_s} \quad (6.3.8)$$

Tab. 20: Tuhosti pružin primárního a sekundárního stupně vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Minimální svislá tuhost pružiny primárního vypružení	$k_{z1p_{min}}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	525 417	(6.3.7)
Minimální svislá tuhost pružiny sekundárního vypružení	$k_{z2p_{min}}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	476 698	(6.3.8)

### 6.3.4. Vlastní frekvence netlumené dvoumotové soustavy

Prvotní návrh rozdělení tuhostí mezi první a druhý stupeň vypružení je předběžně posuzován z hlediska komfortu jízdy pomocí hodnot vlastních frekvencí houpání vozové skříně a podvozku (1. a 2. frekvence vlastních kmitů soustavy dle Obr. 29), které lze stanovit vztahy pro netlumenou soustavu za předpokladu, že poměrné útlumy vypružení budou v rozsahu 20 ÷ 30 % kritického tlumení. Vlastní frekvence svislých kmitů vozové skříně osobního vozu pro požadovaný komfort jízdy je v rozsahu 1 ÷ 1,2 Hz. V obecném vztahu (6.3.9) jsou jednotlivé vlastní tvary kmitu rozlišeny indexy  $z_2$  (vozové skříně) a  $z_1$  (podvozku), kdy stav zatížení vozu je popsán obecným indexem  $i$ . [14][15]

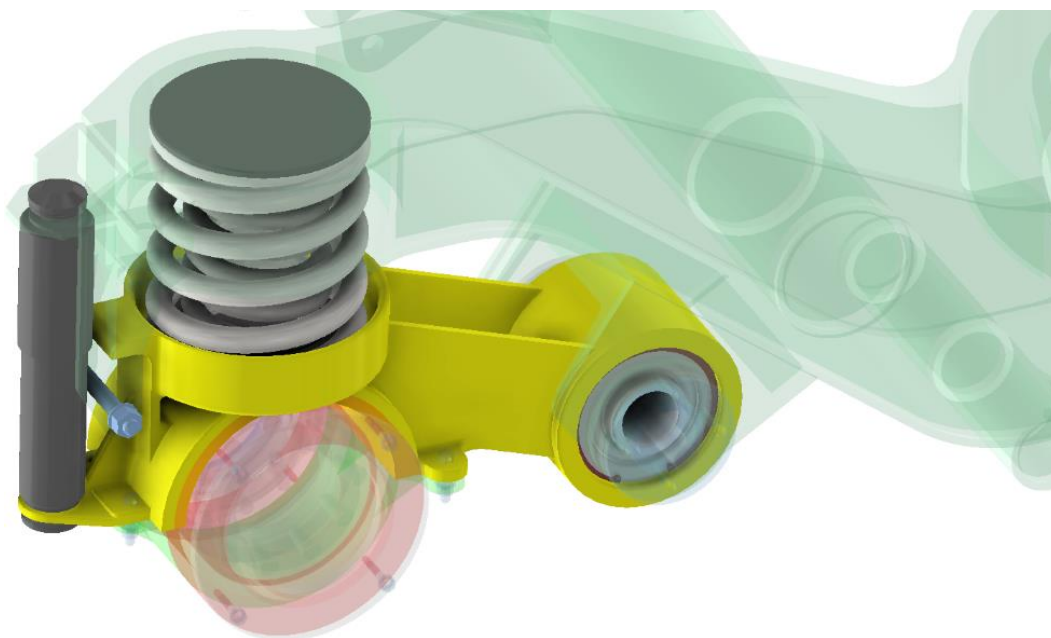
$$f_{z_2, z_1 i} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{z2}}{2m_{2i}} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_{z2}}{2m_{2i}} + \frac{k_{z1} + k_{z2}}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{m_1 \cdot m_{2i}}}} \quad (6.3.9)$$

Tab. 21: Vlastní frekvence houpání vozové skříně a podvozku (prvotní návrh rozdělení tuhosti vypružení podvozku)

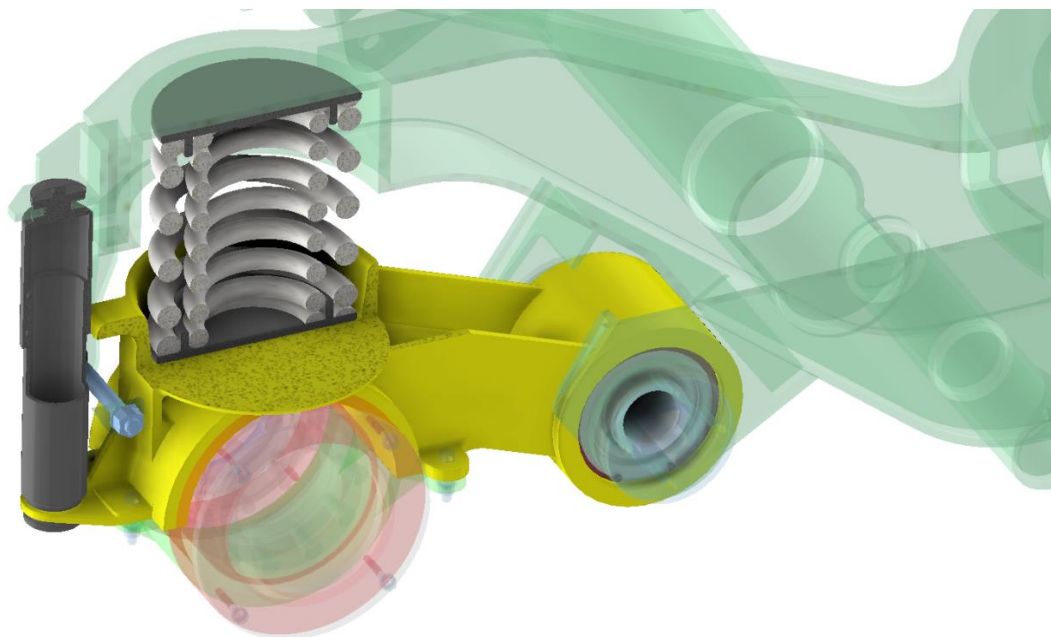
Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Vlastní frekvence houpání vozové skříně (prázdný vůz) (frekvence 1. vlastního tvaru kmitů)	$f_{z2pV}$ [Hz]	1,02	(6.3.9)
Vlastní frekvence houpání vozové skříně (plně obsazený vůz) (frekvence 1. vlastního tvaru kmitů)	$f_{z2LV}$ [Hz]	0,9	(6.3.9)
Vlastní frekvence houpání podvozku (prázdný vůz) (frekvence 2. vlastního tvaru kmitů)	$f_{z1pV}$ [Hz]	4,64	(6.3.9)
Vlastní frekvence houpání podvozku (plně obsazený vůz) (frekvence 2. vlastního tvaru kmitů)	$f_{z1LV}$ [Hz]	4,63	(6.3.9)

## 7. Návrh pružicího prvku primárního vypružení

Vedení dvojkolí je zajištěno pomocí kyvných ramen uložených pomocí pryžových kloubů k rámu podvozku, kdy je primární vypružení ve svislém směru zajištěno duplexní pružinou, která se skládá z dvojice vinutých pružin (vnější a vnitřní). Zástavbové rozměry pro dvojici pružin jsou dány konstrukcí podvozku, kdy maximální vnější průměr pružiny je  $D_{1max} = 285$  mm a délka pružin při zatížení v neutrální pozici (vůz obsazen pouze sedícími cestujícími) je  $L_{1N} = 280$  mm.



Obr. 30: Pružicí prvek primárního stupně vypružení



Obr. 31: Řez pružícím prvkem primárního vypružení

## 7.1. Návrh parametrů pružin primárního vypružení

Pro návrh parametrů vnější a vnitřní pružiny primárního vypružení se vychází z předběžného návrhu parametrů pružiny, které byly stanoveny na základě výchozí předlohy podvozku Y32. Konečné řešení návrhu primárního vypružení je výsledkem několika iterací, kdy dále je popisován pouze výsledný návrh, jenž vyhovuje všem požadovaným parametrům.

### Parametry vnější pružiny:

Vnější průměr vnější pružiny je navrhován s respektováním maximálního průměru pro zástavbu, jenž je u navrhovaného podvozku  $D = 285$  mm a výška pružiny je navrhována na maximální výšku zástavbového prostoru pro vypružení  $L_{1N} = 280$  mm ve stavu při zatížení v neutrální pozici, kdy je vůz zatížen pouze sedícími cestujícími.

Tab. 22: Parametry vnější pružiny primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Průměr drátu pružiny	$d_{1ext}$ [mm]	37	Návrh (iterace)
Střední průměr pružiny	$D_{1ext}$ [mm]	240	Návrh (iterace)
Vnější průměr pružiny	$D_{e1ext}$ [mm]	277	Výpočet ( $D_2 + d_2$ )
Vnitřní průměr pružiny	$D_{i1ext}$ [mm]	203	Výpočet ( $D_2 - d_2$ )
Počet činných závitů	$n_{1ext}$ [1]	5,3	Návrh (iterace)
Celkový počet závitů	$n_{t1ext}$ [1]	6,8	Výpočet ( $n_2 + n_{z2}$ )
Délka nezatížené pružiny	$L_{1oext}$ [mm]	424	Výpočet (7.6.5)
Délka zatížené pružiny (prázdný vůz)	$L_{11ext}$ [mm]	293	Výpočet (7.7.1)
Délka zatížené pružiny (neutrální pozice)	$L_{1Next}$ [mm]	280	Návrh (parametr podvozku)
Délka zatížené pružiny (plně obsazený vůz)	$L_{12ext}$ [mm]	274	Výpočet (7.7.2)
Délka zatížené pružiny (maximální provozní zatížení)	$L_{18ext}$ [mm]	265	Výpočet (7.7.3)

### Parametry vnitřní pružiny:

Vnější průměr vnitřní pružiny je navrhován s respektováním vnitřního průměru vnější pružiny, jenž je  $D_{1ext} = 203$  mm a výška pružiny je navrhována také na maximální výšku zástavbového prostoru pro vypružení  $L_{1N} = 280$  mm ve stavu při zatížení v neutrální pozici.

Tab. 23: Parametry vnitřní pružiny primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Průměr drátu pružiny	$d_{1int}$ [mm]	25,9	Návrh (iterace)
Střední průměr pružiny	$D_{1int}$ [mm]	168	Návrh (iterace)
Vnější průměr pružiny	$D_{e1int}$ [mm]	193,9	Výpočet ( $D_2 + d_2$ )
Vnitřní průměr pružiny	$D_{i1int}$ [mm]	142,1	Výpočet ( $D_2 - d_2$ )
Počet činných závitů	$n_{1int}$ [1]	8	Návrh (iterace)
Celkový počet závitů	$n_{t1int}$ [1]	9,5	Výpočet ( $n_2 + n_{z2}$ )
Délka nezatížené pružiny	$L_{10int}$ [mm]	424	Výpočet (7.6.5)
Délka zatížené pružiny (prázdný vůz)	$L_{11int}$ [mm]	293	Výpočet (7.7.1)
Délka zatížené pružiny (neutrální pozice)	$L_{1Nint}$ [mm]	280	Návrh (parametr podvozku)
Délka zatížené pružiny (plně obsazený vůz)	$L_{12int}$ [mm]	274	Výpočet (7.7.2)
Délka zatížené pružiny (maximální provozní zatížení)	$L_{18int}$ [mm]	265	Výpočet (7.7.3)

### Parametry pryžového kloubu:

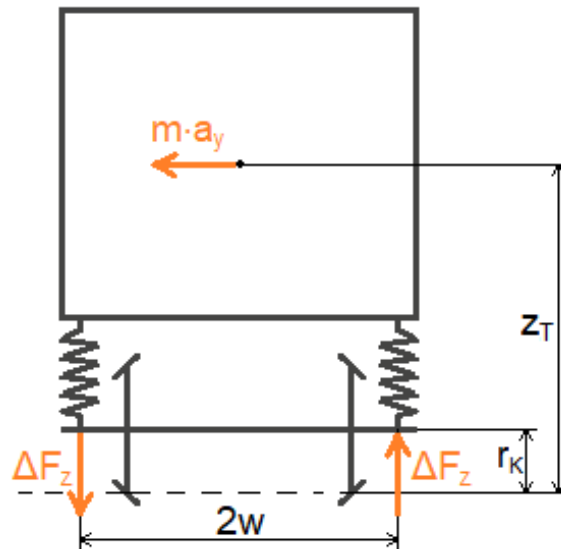
Pryžový kloub kyvného ramene je popsán parametry tuhostí vůči jednotlivým osám, které jsou stanoveny na základě firemní literatury (GMT).

Tab. 24: Parametry pryžového kloubu primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Radiální tuhost kloubu	$k_{x1k}$ [N/m]	25 000 000	Parametr pryž. kloubu ([11])
Axiální tuhost kloubu	$k_{y1k}$ [N/m]	8 000 000	Parametr pryž. kloubu ([11])
Radiální tuhost kloubu	$k_{z1k}$ [N/m]	25 000 000	Parametr pryž. kloubu ([11])
Kardanická tuhost kloubu (rotace kolem osy x)	$k_{txx1k}$ [Nm/°]	700	Parametr pryž. kloubu ([11])
Torzní tuhost kloubu (rotace kolem osy y)	$k_{tyy1k}$ [Nm/°]	160	Parametr pryž. kloubu ([11])
Kardanická tuhost kloubu (rotace kolem osy z)	$k_{tzz1k}$ [Nm/°]	700	Parametr pryž. kloubu ([11])

## 7.2. Bilance zatížení prvku

Zatížení pružícího prvku je stanoveno pro dva provozní stavy, kdy je vůz prázdný nebo plně obsazený, jenž dále zahrnuje změnu kvazistatického zatížení od nevyrovnaného příčného zrychlení v oblouku.



Obr. 32: Dynamické zatížení primárního vypružení od nevyrovnaného příčného zrychlení při průjezdu obloukem

Tab. 25: Parametry uložení primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Příčná báze primárního vypružení	$2w_1$ [mm]	2 000	Návrh

### 7.2.1. Zatížení duplexní pružiny primárního vypružení

#### 7.2.1.1. Statické zatížení duplexní pružiny

Primární vypružení vozu je zatíženo hmotností vozu  $m_V$ , jež je ponížena o nevypružené hmoty dvojkolí  $m_{DV}$ , které je rozděleno na jednotlivé pružící prvky vozu. Při obsazení vozu je vypružení dále zatíženo užitečným zatížením pouze sedícími cestujícími  $m_{Nuž}$  nebo plně obsazeného sedícími i stojícími cestujícími  $m_{už}$ .

Prázdný vůz:

$$F_{c1} = \frac{m_1 \cdot g}{n_p} = \frac{\left(\frac{m_{PV}}{2} - n_{DV} \cdot m_{DV}\right) \cdot g}{n_p} \quad (7.2.1)$$

Neutrální pozice:

$$F_{cN} = \frac{\left(m_1 + \frac{m_{užN}}{2}\right) \cdot g}{n_p} = \frac{\left(\frac{m_{PV}}{2} - n_{DV} \cdot m_{DV} + \frac{m_{užN}}{2}\right) \cdot g}{n_p} \quad (7.2.2)$$

Plně obsazený vůz:

$$F_{c2} = \frac{\left(m_1 + \frac{m_{už}}{2}\right) \cdot g}{n_p} = \frac{\left(\frac{m_{PV}}{2} - n_{DV} \cdot m_{DV} + \frac{m_{už}}{2}\right) \cdot g}{n_p} \quad (7.2.3)$$

### 7.2.1.1. Dynamické zatížení duplexní pružiny

Dynamické zatížení duplexní pružiny je způsobeno nevyrovnaným příčným zrychlením vozu  $a_y$  při průjezdu obloukem. Výška těžiště vozu  $z_T$  je při obsazeném stavu ovlivněna cestujícími, kdy samotná výška těžiště skříně je zvýšena, ale zároveň je výsledná výška těžiště vozidla dále snížena o užitečnou deformaci vypružení vozu. Výpočet výšky těžiště nad TK byl již stanoven v kapitole 5.1.1.

Prázdný vůz:

$$\Delta F_{c1} = \frac{m_1 \cdot a_y \cdot z_{TPV} - r_K}{n_p \cdot 2w_1} = \frac{\left(\frac{m_{PV}}{2} - n_{DV} \cdot m_{DV}\right) \cdot a_y \cdot z_{TPV} - r_K}{n_p \cdot 2w_1} \quad (7.2.4)$$

Neutrální pozice:

$$\Delta F_{cN} = \frac{\left(m_1 + \frac{m_{užN}}{2}\right) \cdot a_y \cdot z_{TN} - r_K}{n_p \cdot 2w_1} = \frac{\left(\frac{m_{PV}}{2} - n_{DV} \cdot m_{DV} + \frac{m_{užN}}{2}\right) \cdot a_y \cdot z_{TN} - r_K}{n_p \cdot 2w_1} \quad (7.2.5)$$

Plně obsazený vůz:

$$\Delta F_{c2} = \frac{\left(m_1 + \frac{m_{už}}{2}\right) \cdot a_y \cdot z_{TLV} - r_K}{n_p \cdot 2w_1} = \frac{\left(\frac{m_{PV}}{2} - n_{DV} \cdot m_{DV} + \frac{m_{už}}{2}\right) \cdot a_y \cdot z_{TLV} - r_K}{n_p \cdot 2w_1} \quad (7.2.6)$$

Tab. 26: Výška těžiště osobního vozu

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Výška těžiště vozu (prázdný vůz)	$z_{TPV}$ [mm]	1 518	Tab. 13
Výška těžiště vozu (neutrální pozice)	$z_{TN}$ [mm]	1 530	Tab. 13
Výška těžiště vozu (plně obsazený vůz)	$z_{TLV}$ [mm]	1 546	Tab. 13

Tab. 27: Dynamické zatížení duplexní pružiny primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Statické zatížení pružin (neutrální pozice)	$F_{cN}$ [N]	55 252	(7.2.2)
Statické zatížení pružin (prázdný vůz)	$F_{c1}$ [N]	47 404	(7.2.1)
Statické zatížení pružin (plně obsazený vůz)	$F_{c2}$ [N]	58 882	(7.2.3)
Dynamické zatížení pružin (neutrální pozice)	$\Delta F_{cN}$ [N]	5 201	(7.2.5)
Dynamické zatížení pružin (prázdný vůz)	$\Delta F_{c1}$ [N]	4 347	(7.2.4)
Dynamické zatížení pružin (plně obsazený vůz)	$\Delta F_{c2}$ [N]	5 542	(7.2.6)



### 7.3. Materiálové parametry pružin

Materiálové parametry pružin primárního vypružení jako Youngův modul  $E$ , Poissonovo číslo  $\mu$  a modul pružnosti ve smyku  $G$  jsou stanoveny pro pružiny vyrobené z legované pružinové oceli.

**Modul pružnosti ve smyku:**

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (7.3.1)$$

Tab. 28: Materiálové parametry pružin primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Youngův modul	$E$ [Pa]	2,1E+11	Návrh (pro ocel)
Poissonovo číslo	$\mu$ [1]	0,28	Návrh (pro ocel)
Modul pružnosti ve smyku	$G$ [Pa]	8,2E+10	Výpočet (7.3.1)

### 7.4. Geometrická podmínka a podmínka smontovatelnosti

Při návrhu duplexní pružiny je zapotřebí dodržet geometrickou podmínku, kdy poměr průměru drátu pružiny ku střednímu průměru pružiny je stejný pro obě pružiny. Dále je zapotřebí splnit podmínku smontovatelnosti duplexní pružiny, aby nedocházelo ke kontaktu vnějšího průměru vnitřní pružiny a vnitřního průměru vnější pružiny, kdy je požadovaná minimální vůle 5 mm.

**Geometrická podmínka:**

Geometrická podmínka byla splněna při předběžném návrhu pružin.

$$\frac{d_{1ext}}{D_{1ext}} = \frac{d_{1int}}{D_{1int}} \quad (7.4.1)$$

**Podmínka smontovatelnosti:**

$$v_1 = D_{i1ext} - D_{e1int} \quad (7.4.2)$$

Tab. 29: Geometrická podmínka a podmínka smontovatelnosti duplexní pružiny primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Poměr ( $d_{1ext} / D_{1ext}$ )	$\frac{d_{1ext}}{D_{1ext}}$ [1]	0,1542	(7.4.1)
Poměr ( $d_{1int} / D_{1int}$ )	$\frac{d_{1int}}{D_{1int}}$ [1]	0,1542	(7.4.1)
Min. vůle mezi vnější a vnitřní pružinou	$v_{1min}$ [mm]	5	
Vůle mezi vnější a vnitřní pružinou	$v_1$ [mm]	9,1	(7.4.2)

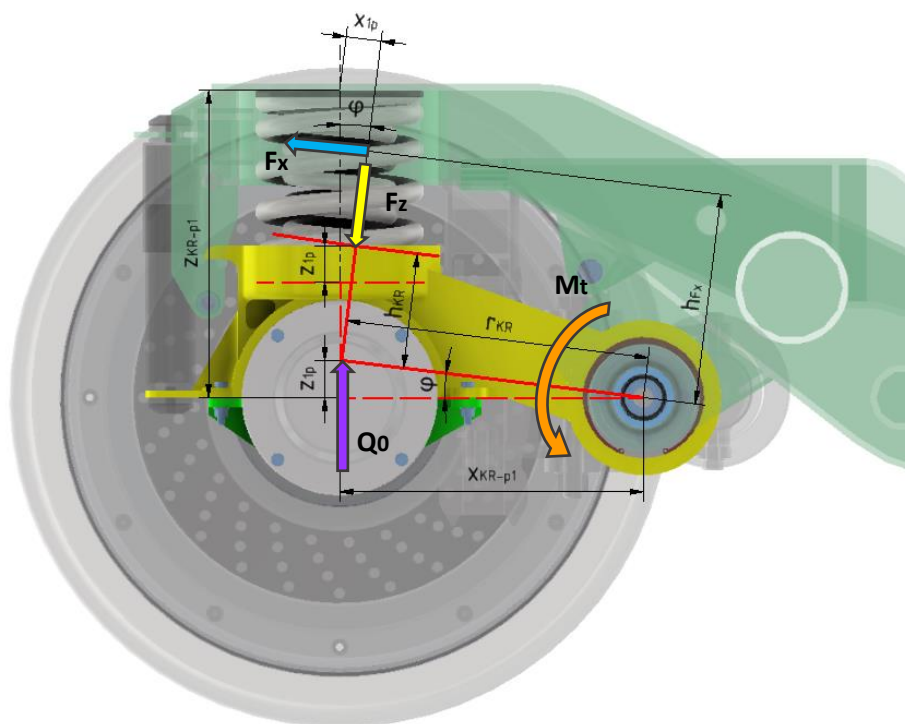
## 7.5. Svislá tuhost vypružení na kyvném rameni

Svislé vypružení primárního stupně vypružení je zajištěno pomocí duplexních pružin uložených na kyvných ramenech, jež jsou uložena pomocí pryžových kloubů ke konzole rámu podvozku, kdy při změně zatížení dochází k natáčení kyvných ramen, což je již podrobněji popsáno v kapitole 4.3. Důsledkem takového uložení není duplexní pružina pouze svisle stlačována nebo odlehčována, ale dochází k pohybu po kružnici uložení pružiny na kyvném rameni. Výsledkem čehož při změně zatížení z neutrální pozice dochází nejen ke svislému stlačení (odlehčení) pružiny, ale také k příčnému vychýlení pružiny (viz Obr. 33), což způsobí navýšení svislé tuhosti primárního vypružení oproti samotné svislé tuhosti duplexní pružiny (viz Obr. 35). Výsledná svislá tuhost primárního vypružení je výsledkem nejen svislé a příčné tuhosti duplexní pružiny, ale také torzní tuhosti pryžového kloubu. Výsledky všech potřebných parametrů pro stanovení charakteristiky svislé tuhosti, jež jsou popsány v této kapitole, jsou uvedeny podrobněji v příloze Příl. 1.

### 7.5.1. Momentová rovnováha kyvného ramene

Momentová rovnováha kyvného ramene (7.5.1) je dána vratnými momenty pryžového kloubu  $M_t$  při natočení kyvného ramene  $\varphi$  a duplexní pružiny od jejího svislého stlačení  $s_{1p}$  a příčnému vychýlení  $x_{1p}$ , jež je reakcí na moment od kolového zatížení  $Q_0$ .

$$F_z \cdot r_{KR} + F_x \cdot h_{F_x} + M_t = Q_0 \cdot r_{KR} \cdot \cos(\varphi) \quad (7.5.1)$$



Obr. 33: Natočení kyvného ramene vůči neutrální pozici

Duplexní pružina je navržena tak, aby při stavu zatížení vozu pouze sedícími cestujícími bylo kyvné rameno v neutrální pozici  $\varphi = 0^\circ$ . Tento stav je zajištěn předepnutím pružiny  $F_{CN}$ , jenž je dáno pouze svislou tuhostí samotné duplexní pružiny  $k_{z1p}$  a jejího stlačení z volné délky  $L_0$  při montáži kyvného ramene k rámu podvozku. Důsledkem čehož se vratné momenty od příčného vychýlení pružiny  $x_{1p}$  a natočení pryžového kloubu  $\varphi$  projeví pouze při natočení kyvného ramene z neutrální pozice  $\varphi = 0^\circ$ , proto je rovnice momentové rovnováhy kyvného ramene (7.5.2) upravena pouze pro změnu jednotlivých silových účinků při natočení kyvného ramene z neutrální pozice.

$$\Delta F_z \cdot r_{KR} + \Delta F_x \cdot h_{F_x} + \Delta M_t = \Delta Q_0 \cdot r_{KR} \cdot \cos(\varphi) \quad (7.5.2)$$

Vratné silové účinky od pryžového kloubu  $\Delta M_t$  a pružiny  $\Delta F_z$ ,  $\Delta F_x$  jsou zapříčiněny natočením kyvného ramene  $\varphi$  z neutrální pozice, kdy je pružina dále svisle stlačena  $z_{1p}$  a příčně vychýlena  $x_{1p}$ .

$$k_{z1p} \cdot z_{1p} \cdot r_{KR} + k_{x1p} \cdot x_{1p} \cdot h_{F_x} + k_{t_{yy}1k} \cdot \varphi = \Delta Q_0 \cdot r_{KR} \cdot \cos(\varphi) \quad (7.5.3)$$

Kladný směr natočení kyvného ramene, jenž je znázorněn na Obr. 33, je popsán pro stav zatížení vozu, kdy je kyvné rameno zatíženo větší kolovou silou  $Q_0$  než v neutrální pozici (např. vůz plně obsazen cestujícími). Naopak pokud je zatíženo menší kolovou silou (např. prázdný vůz), je kyvné rameno natočeno opačným směrem, čímž dojde ke změně působení vratných silových účinků, kdy stále pryžový kloub a příčná síla pružiny vytváří vratný moment směrem k neutrální pozici, ale rozdílem je odlehčení pružiny ve svislém směru  $\Delta F_z$ . Popsaná momentová rovnice (7.5.3) platí pro oba směry natočení kyvného ramene, kdy změna směru působení sil je zapříčiněna zápornou hodnotou natočení kyvného ramene  $\varphi$ , z kterého se zároveň stanoví i záporné stlačení  $z_{1p}$  a vychýlení  $x_{1p}$  pružiny, jenž je dále popsáno v kapitole 7.5.1.1.

### 7.5.1.1. Vychýlení pružicích prvků na kyvném rameni

Jak již bylo popsáno dříve, změna zatížení  $Q_0$  kyvného ramene zapříčiní natočení kyvného ramene  $\varphi$ , kdy jsou vyvozeny patřičné vratné silové účinky, které jsou dány tuhostí a vychýlením daného prvku (viz momentová rovnice (7.5.3)).

#### 7.5.1.1.1. Vychýlení pryžového kloubu

Vratný moment pryžového kloubu  $\Delta M_t$  je vyvozen natočením kyvného ramene  $\varphi$  z neutrální pozice, kdy torzní tuhost pryžového kloubu je  $k_{t_{yy}} = 160 \text{ Nm/}^\circ = 9\,167 \text{ Nm/rad}$  (viz Tab. 24 v kapitole 7.1)

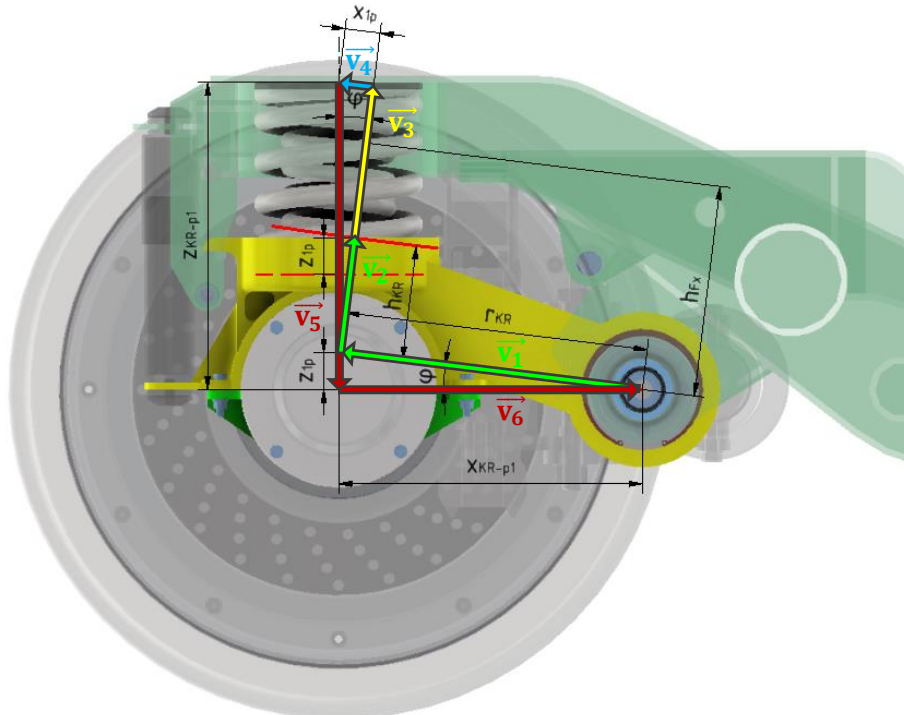
#### 7.5.1.1.2. Vychýlení duplexní pružiny

Vratný moment pružiny je vyvozen silovými účinky  $\Delta F_z$  a  $\Delta F_x$  od svislého stlačení pružiny  $z_{1p}$  a jejího příčného vychýlení  $x_{1p}$ , které jsou závislé na natočení kyvného ramene  $\varphi$  z neutrální pozice. Stanovení velikosti svislého stlačení  $z_{1p}$  je relativně jednoduché (viz rovnice (7.5.5)), oproti velikosti příčné výchylky  $x_{1p}$  (viz rovnice (7.5.4), jenž je určena pomocí vektorové smyčky, která je znázorněna na Obr. 34 a popsána vektorovou rovnicí (7.5.6).

**Příčné a svislé vychýlení duplexní pružiny:**

$$x_{1p} = \frac{z_{KR-p1} - r_{KR} \cdot \sin \varphi - h_{KR} \cdot \sin \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right) - \left[ x_{KR-p1} - r_{KR} \cdot \cos \varphi - h_{KR} \cdot \cos \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right) \right] \cdot \operatorname{tg} \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right)}{\sin \varphi - \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right)} \quad (7.5.4)$$

$$z_{1p} = r_{KR} \cdot \sin(\varphi) \quad (7.5.5)$$



Obr. 34: Vektorová smyčka natočení kyvného ramene pro stanovení příčné výchylky

**Vektorová rovnice smyčky kyvného ramene:**

Vektorová smyčka je popsána vektory poloměru  $\vec{v}_1$  a výšky  $\vec{v}_2$  kyvného ramene, vektory uložení duplexní pružiny  $\vec{v}_3$  a  $\vec{v}_4$  v kyvném rameni vůči uložení v rámu podvozku, kdy je smyčka uzavřena vektory vzdálenosti  $\vec{v}_5$  a  $\vec{v}_6$  mezi uložení pružiny a pryžového kloubu v rámu podvozku.

$$\vec{v}_1 + \vec{v}_2 + \vec{v}_3 + \vec{v}_4 + \vec{v}_5 + \vec{v}_6 = \vec{0} \quad (7.5.6)$$

**Skalární rovnice smyčky kyvného ramene:**

Požadovaným hledaným parametrem je velikost vektoru  $v_3$ , která udává velikost příčné výchylky pružiny  $x_{1p}$ , jež je stanovena ze skalárních rovnic smyčky natočení kyvného ramene (7.5.7) a (7.5.8).

$$x: \quad r_{KR} \cdot \cos \varphi + h_{KR} \cdot \cos \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right) + v_3 \cdot \cos \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right) + v_4 \cdot \cos \varphi = x_{KR-p1} \quad (7.5.7)$$

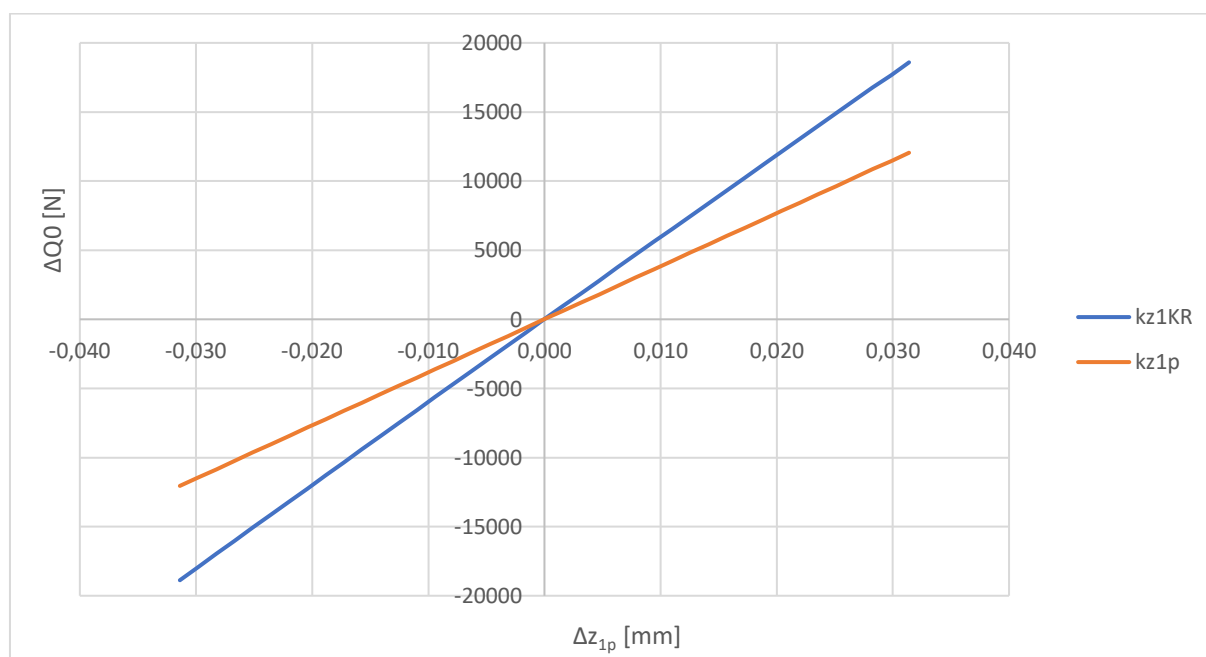
$$z: \quad r_{KR} \cdot \sin \varphi + h_{KR} \cdot \sin \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right) + v_3 \cdot \sin \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right) + v_4 \cdot \sin \varphi = z_{KR-p1} \quad (7.5.8)$$

### 7.5.2. Svislá tuhost duplexní pružiny uložené na kyvném rameni

Svislá tuhost vypružení na kyvném rameni je dána jako poměr změny kolové síly  $\Delta Q_0$  od zatížení v neutrální pozici  $F_{cN}$  a svislého vychýlení pružiny  $z_{1p}$ .

$$k_{z1KR} = \frac{\Delta Q_0}{z_{1p}} = \frac{k_{z1p} \cdot z_{1p} \cdot r_{KR} + k_{x1p} \cdot x_{1p} \cdot h_{Fx} + k_{t_{yy}} \cdot \varphi}{z_{1p} \cdot r_{KR} \cdot \cos(\varphi)} \quad (7.5.9)$$

Kompletní výpočet pro stanovení svislé tuhosti pružiny  $k_{z1KR}$  uložené na kyvném rameni je proveden v rozsahu natočení kyvných ramen  $\pm 4^\circ$  od neutrální pozice, což s dostatečnou rezervou pokrývá celý pracovní rozsah natočení kyvných ramen při provozu vozu  $\varphi = (-2,6 \div 2)^\circ$  (orientace natočení znázorněna na Obr. 33). Dále je výsledná svislá tuhost primárního stupně vypružení kontrolována vůči minimální požadované tuhosti vypružení, jež byla stanovena při optimalizaci rozdělení minimální tuhosti vypružení podvozku  $k_{zmin}$  do 1. a 2. stupně vypružení (viz. kapitola 6.3.3). Svislá a příčná tuhost samotné duplexní pružiny  $k_{z1p}$  a  $k_{x1p}$  je dále stanovena v kapitole 7.6.



Obr. 35: Porovnání svislé tuhosti samotné duplexní pružiny  $k_{z1p}$  a tuhosti pružícího prvku primárního vypružení  $k_{z1KR}$

Tab. 30: Svislá tuhost duplexní pružiny uložené na kyvném rameni

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Minimální požadovaná svislá tuhost pružiny	$k_{z1pmin}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	525 417	Tab. 20
Svislá tuhost pružícího prvku primárního vypružení	$k_{z1KR}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	596 511	(7.5.9)
Svislá tuhost samotné duplexní pružiny	$k_{z1p}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	383 931	(7.6.1)
Poměr svislé tuhosti vypružení vůči samostatné pružině	$c_{z1p-KR}$ [mm]	1,55	$\frac{k_{z1KR}}{k_{z1p}}$

## 7.6. Tuhost duplexní pružiny

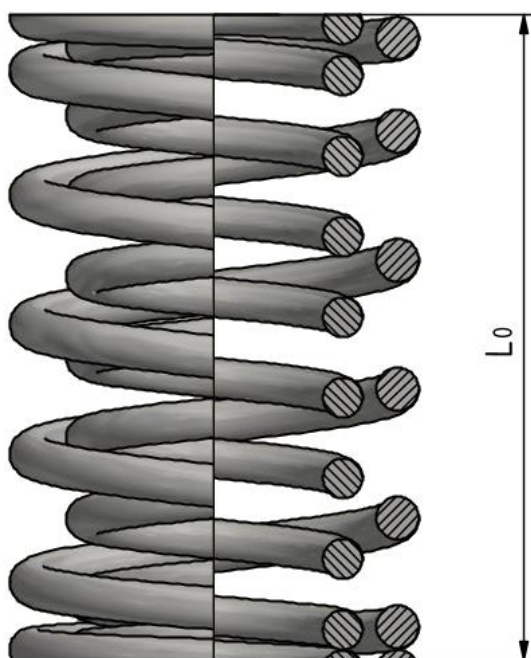
Duplexní pružina primárního stupně vypružení je složena ze dvou paralelně uložených vinutých pružin, jež jsou navrhovány se stejnou délkou v nezatíženém stavu  $L_0$ , čím se docílilo lineární charakteristiky tuhosti duplexní pružiny v celém rozsahu zatěžování.

**Svislá tuhost duplexní pružiny:**

$$k_{z1p} = k_{z1p_{ext}} + k_{z1p_{int}} \quad (7.6.1)$$

**Příčná tuhost duplexní pružiny:**

$$k_{x1p} = k_{x1p_{ext}} + k_{x1p_{int}} \quad (7.6.2)$$



Obr. 36: Nezatížená duplexní pružina primárního vypružení

### 7.6.1. Svislá tuhost vnější a vnitřní pružiny

Výsledná svislá tuhost obou vinutých pružin je dána modulem pružnosti ve smyku  $G$ , počtem činných závitů pružiny  $n_{1i}$ , středním průměrem pružiny  $D_{1i}$  a průměrem drátu pružiny  $d_{1i}$ . V obecném vztahu (7.6.3) je typ pružiny popsán obecným indexem  $i$ , kdy jsou jednotlivé pružiny rozlišeny indexy *ext* (vnější pružina) a *int* (vnitřní pružina).

$$k_{z1p_i} = \frac{G \cdot d_{1i}^4}{8 \cdot D_{1i}^3 \cdot n_{1i}} \quad (7.6.3)$$

Tab. 31: Svislá tuhost duplexní pružiny

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Svislá tuhost vnější pružiny	$k_{z1p_{ext}}$ [N.mm <sup>-1</sup> ]	262 293	(7.6.3)
Svislá tuhost vnitřní pružiny	$k_{z1p_{int}}$ [N.mm <sup>-1</sup> ]	121 638	(7.6.3)
Svislá tuhost duplexní pružiny	$k_{z1p}$ [N.mm <sup>-1</sup> ]	383 931	(7.6.1)

### 7.6.2. Příčná tuhost vnější a vnitřní pružiny

Výsledná příčná tuhost obou vinutých pružin je stanovena dle normy ČSN EN 13906-1 podle obecného vztahu (7.6.4), kdy jsou pružiny rozlišeny indexy *ext* (vnější pružina) a *int* (vnitřní pružina). V obecném vztahu (7.6.4) je typ pružiny popsán obecným indexem *i*.

$$k_{x1p_i} = \frac{\xi_1 \cdot k_{z1p_i}}{\xi_1 - 1 + \frac{1}{\frac{\lambda_{1_i}}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_1}{\xi_1}\right)} \cdot \operatorname{tg} \left[ \lambda_{1_i} \cdot \xi_1 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_1}{\xi_1}\right)} \right]} \quad (7.6.4)$$

#### Délka nezátížené pružiny:

Délka nezátížené duplexní pružiny  $L_0$  je dána požadovanou délkou pružiny v neutrální pozici  $L_N$  a jejím stlačením  $\Delta L_N$  vyvozené předepjetím samotné duplexní pružiny, kdy je vůz obsazen pouze sedícími cestujícími.

$$L_0 = L_N + \Delta L_N = L_N + \frac{F_{cN}}{k_{z1p}} \quad (7.6.5)$$

#### Poměr délky nezátížené pružiny k průměru vnutí:

$$\lambda_{1_i} = \frac{L_0}{D_{1_i}} \quad (7.6.6)$$

#### Stlačení pružiny:

Stlačení duplexní pružiny  $s_1$  je dáno stlačením do neutrální pozice kyvného ramene  $\Delta L_N$  a svislého stačení pružiny  $z_{1p}$  vyvolaného natočením kyvného ramene.

$$s_1 = \Delta L_N + z_{1p} = L_0 - L_N + z_{1p} \quad (7.6.7)$$

#### Poměr stlačení k délce nezátížené pružiny:

$$\xi_1 = \frac{s_1}{L_0} \quad (7.6.8)$$

Tab. 32: Příčná tuhost duplexní pružiny (rozsah natočení kyvného ramene  $\varphi = (-4 \div 4)^\circ$ )

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Délka nezátížené pružiny	$L_0$ [mm]	424	(7.6.5)
Poměr délky nezátížené pružiny k průměru vnutí (vnější pružina)	$\lambda_{1_{ext}}$ [1]	1,766	(7.6.6)
Poměr délky nezátížené pružiny k průměru vnutí (vnitřní pružina)	$\lambda_{1_{int}}$ [1]	2,523	(7.6.6)
Stlačení pružiny <sup>3</sup>	$s_1$ [mm]	113 ÷ 175	(7.6.7)
Poměr stlačení k délce nezátížené pružiny <sup>3</sup>	$\xi_1$ [1]	0,265 ÷ 0,414	(7.6.8)
Příčná tuhost vnější pružiny <sup>3</sup>	$k_{x1p_{ext}}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	208 814 ÷ 221 887	(7.6.4)
Příčná tuhost vnitřní pružiny <sup>3</sup>	$k_{x1p_{int}}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	39 370 ÷ 30 317	(7.6.4)

<sup>3</sup> Uveden rozsah vypočtené veličiny, jenž je proveden pro stanovení příčné tuhosti vypružení na kyvném rameni (kapitola 7.5.2), který je proveden v rozsahu natočení kyvného ramene  $\varphi = (-4 \div 4)^\circ$ . Veličiny podrobněji popsány v příloze Příl. 1.



## 7.7. Kontrola délky maximálně stlačené duplexní pružiny

Při kontrole maximálního provozního stlačení duplexní pružiny  $L_8$  je zapotřebí splnit, aby bylo nižší než maximální stlačení vnější  $L_{9ext}$  a vnitřní  $L_{9int}$  pružiny, při kterém dochází k dosednutí závitů pružin. Maximální provozní zatížení pružin primárního vypružení je při plně loženém voze, kdy je pružina přitížena dynamickými účinky  $\Delta F_{c2}$  při průjezdu obloukem.

### Délka pružiny při provozním zatížení:

Délka duplexní pružiny při provozním zatížení  $L_1$  a  $L_2$  je dána požadovanou délkou pružiny v neutrální pozici  $L_N$  a jejím stlačením  $\Delta L_2$ , nebo odlehčením  $\Delta L_1$ , vyvozeného změnou zatížení vypružení uloženého na kyvném rameni se svislou tuhostí  $k_{z1KR}$  (viz kapitola 7.5.2).

$$\text{Prázdný vůz:} \quad L_1 = L_N + \Delta L_1 = L_N + \frac{F_{cN} - F_{c1}}{k_{z1KR}} \quad (7.7.1)$$

$$\text{Plně obsazený vůz:} \quad L_2 = L_N - \Delta L_2 = L_N - \frac{F_{c2} - F_{cN}}{k_{z1KR}} \quad (7.7.2)$$

### Délka maximálně stlačené pružiny při provozním zatížení:

$$L_8 = L_2 - \Delta L_8 = L_2 - \frac{\Delta F_{c2}}{k_{z1KR}} \quad (7.7.3)$$

### Mezní délka maximálně stlačené pružiny:

Minimální délka stlačené pružiny  $L_{9i}$  pro navržený počet činných závitů  $n_i$ , kdy je výpočet platný pro počet závěrných závitů  $n_z = 0,75$ . V obecném vztahu (7.7.4) je typ pružiny popsán obecným indexem  $i$ , kde pro vnější pružiny je použit index  $ext$  a pro vnější  $int$ .

$$L_{9i} = (n_{1i} + 1) \cdot d_{1i} + n_{1i} \cdot 0,1 \cdot d_{1i} \quad (7.7.4)$$

Tab. 33: Kontrola délky maximálně stlačené duplexní pružiny

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Délka pružiny při provozním zatížení (prázdný vůz)	$L_1$ [mm]	293	(7.7.1)
Délka pružiny při provozním zatížení (plně obsazený vůz)	$L_2$ [mm]	274	(7.7.2)
Délka maximálně stlačené pružiny při provozním zatížení	$L_8$ [mm]	265	(7.7.3)
Mezní délka maximálně stlačené pružiny (vnější pružina)	$L_{9ext}$ [mm]	253	(7.7.4)
Mezní délka maximálně stlačené pružiny (vnitřní pružina)	$L_{9int}$ [mm]	254	(7.7.4)

## 7.8. Pevnostní kontrola duplexní pružiny

Navržená pružina primárního vypružení je pevnostně kontrolována porovnáním vzniklých dynamických napětí v pružinách s Goodmanovým diagramem dle ČSN EN 13906-1, který je specifikován pro pružiny vinuté za horka, vyrobené ze speciální kvalitní oceli specifikované v EN 10089, se základním nebo lesklým osoustruženým povrchem, krátce pěchované (kuličkované). [8]

### 7.8.1. Mezní napětí pružin primárního vypružení

Dolní i horní hodnota smykového napětí pružin primárního vypružení je stanovena pro tři stavy zatížení, jež jsou rozlišeny indexy 1 (prázdný vůz), 2 (plně obsazený vůz) a  $N$  (vůz obsazen pouze sedícími cestujícími – neutrální pozice), kdy je duplexní pružina zároveň namáhána ve svislém  $\tau_{ix}$  a příčném  $\tau_{iz}$  směru, které je způsobeno uložením pružiny na kyvném rameni (viz kapitola 7.5), od statického zatížení vozu a dynamického zatížením při průjezdu obloukem. V obecných vztazích (7.8.1) a (7.8.2) je stav zatížení popsán obecným indexem  $i$  a typ pružiny obecným indexem  $j$ , kdy jednotlivé pružiny jsou rozlišeny indexy  $ext$  (vnější pružina) a  $int$  (vnitřní pružina). Výsledné hodnoty dolní a horní meze smykového napětí pružin jsou uvedeny v Tab. 38 v kapitole 7.8.5.1.

**Mezní napětí pružiny při dynamickém zatížení:**

$$\tau_{i_{Hor,Dol_j}} = \tau_{ij} \pm \tau_{i_{Dyn_j}} \quad (7.8.1)$$

**Napětí duplexní pružiny:**

$$\tau_{ij} = \tau_{ix_j} + \tau_{iz_j} \quad (7.8.2)$$

### 7.8.2. Provozní zatížení duplexní pružiny

Pro stanovení jednotlivých složek namáhání duplexní pružiny je zapotřebí stanovit silové účinky pružiny  $F_x$  a  $F_z$ , jež jsou vyvozeny natočením kyvného ramene při jednotlivých stavech zatížení vozu, jež jsou popsány v kapitole 7.8.1. Všechny popsané parametry v Tab. 34 jsou stanoveny stejnou metodikou výpočtu duplexní pružiny uložené na kyvném rameni, jež je popsána v kapitole 7.5 a 7.6, kdy rozdílem je zjištění natočení kyvného ramene  $\varphi$  a vyvozených silových účinků duplexní pružiny  $\Delta F_x$  a  $\Delta F_z$  v reakci na změnu kolové síly  $\Delta Q_0$  vůči zatížení pružiny v neutrální pozici  $F_{cN}$  (viz rovnice (7.8.3) a (7.8.4)).

**Změna kolové síly:**

Změna kolové síly  $\Delta Q_0$  vůči zatížení pružiny v neutrální pozici  $F_{cN}$  je dána kolovou silou  $Q_0$  a zatížením od hmotnosti dvojkolí  $F_{DV}$ , jež je vyvozena statickým zatížením vozu (7.8.3), nebo i dynamickým zatížením (7.8.4), které je způsobeno průjezdem vozu obloukem (odlehčení nebo přitížení strany vozu).

Statické zatížení:

$$\Delta Q_0 = Q_0 - \frac{F_{DV}}{2} - F_{cN} = F_{ci} - F_{cN} \quad (7.8.3)$$

Dynamické zatížení:

$$\Delta Q_0 = Q_0 - \frac{F_{DV}}{2} - F_{cN} = (F_{ci} \pm \Delta F_{ci}) - F_{cN} \quad (7.8.4)$$

Uvedená souhrnná tabulka Tab. 34 popisuje pouze vstupní a výstupní parametry výpočtu změny zatížení, jež jsou dále potřebné pro stanovení napětí duplexní pružiny. Podrobnější tabulka všech počítaných parametrů je uvedena v příloze Příl. 1.

Tab. 34: Změna provozního zatížení duplexní pružiny

Veličina	Kolová síla	Změna kolové síly z neutrální pozice	Úhel natočení kyvného ramene	Svislé stažení pružiny z neutrální pozice	Příčné vychýlení pružiny z neutrální pozice	Příčná tuhost vnější pružiny	Příčná tuhost vnitřní pružiny	Změna příčné síly z neutrální pozice	Změna svislé síly z neutrální pozice
Označení	$Q_0$ [N]	$\Delta Q_0$ [N]	$\varphi$ [°]	$z_{1p}$ [mm]	$x_{1p}$ [mm]	$k_{x1p_{ext}}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	$k_{x1p_{int}}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	$\Delta F_x$ [N]	$\Delta F_z$ [N]
Zdroj	(7.8.3) (7.8.4)	(7.8.3) (7.8.4)	(7.5.5)	(7.5.9)	(7.5.4)	(7.6.4)	(7.6.4)	(7.5.3)	(7.5.3)
<b>Vůz obsazený pouze sedícími cestujícími – neutrální pozice</b>									
Statické zatížení	62681	0	0	0	0	214 401	34 923	0	0
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	57480	-5 201	-1,11	-9	-9	212 677	36 178	-2167	-3347
Dynamické zatížení (přítížená strana)	67881	5 201	1,11	9	9	216 272	33 656	2134	3347
<b>Prázdný vůz</b>									
Statické zatížení	54833	-7 848	-1,68	-13	-13	211 852	36 811	-3283	-5051
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	50486	-12 195	-2,60	-21	-20	210 572	37 842	-5137	-7849
Dynamické zatížení (přítížená strana)	59179	-3 501	-0,75	-6	-6	213 225	35 769	-1455	-2254
<b>Plně obsazený vůz</b>									
Statické zatížení	66310	3 630	0,77	6	6	215 691	34 040	1492	2336
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	60768	-1 913	-0,41	-3	-3	213 750	35 386	-793	-1231
Dynamické zatížení (přítížená strana)	71853	9 172	1,95	15	15	217 804	32 681	3743	5903

### 7.8.2.1. Provozní zatížení vnější a vnitřní pružiny

Duplexní pružina je v neutrální pozici kyvného ramene  $\varphi = 0^\circ$  svisle předepnuta statickým zatížením  $F_{CN}$ , kdy je vůz obsazen pouze sedícími cestujícími. V reakci na změnu zatížení kyvných ramen, jenž je vyvozena změnou obsazenosti vozu nebo dynamickou složkou zatížení od jízdy vozu obloukem, dojde k jejich natočení  $\varphi$  a vyvození změn svislého  $\Delta F_z$  a příčného  $\Delta F_x$  zatížení duplexní pružiny (viz rovnice (7.8.5) a (7.8.6)).

### Zatížení duplexní pružiny:

$$\text{Svislé zatížení: } F_z = F_{cN} + \Delta F_z \quad (7.8.5)$$

$$\text{Příčné zatížení: } F_x = \Delta F_x \quad (7.8.6)$$

### Zatížení vnější a vnitřní pružiny:

Duplexní pružina je složena ze dvou paralelně uložených vinutých pružin, jež je popsáno v kapitole 7.6, kdy vyvozené silové účinky  $F_z$  a  $F_x$  jsou rozděleny mezi vnější a vnitřní pružinu v závislosti na jejich svislé a příčné tuhosti  $k_{z1pi}$  a  $k_{x1pi}$ . V obecných vztazích (7.8.7) a (7.8.8) je typ pružiny popsán obecným indexem  $i$ , kdy jednotlivé pružiny jsou rozlišeny indexy  $ext$  (vnější pružina) a  $int$  (vnitřní pružina).

$$\text{Svislé zatížení: } F_{z_i} = k_{z1pi} \cdot z_{1p} = F_z \cdot \frac{k_{z1pi}}{k_{z1p}} \quad (7.8.7)$$

$$\text{Příčné zatížení: } F_{x_i} = k_{x1pi} \cdot x_{1p} = F_x \cdot \frac{k_{x1pi}}{k_{x1p}} \quad (7.8.8)$$

Tab. 35: Provozního zatížení duplexní pružiny

Veličina	Změna příčné síly z neutrální pozice	Změna svislé síly z neutrální pozice	Příčná síla duplexní pružiny	Svislá síla duplexní pružiny	Příčná síla vnější pružiny	Svislá síla vnější pružiny	Příčná síla vnitřní pružiny	Svislá síla vnitřní pružiny
Označení	$\Delta F_x$ [N]	$\Delta F_z$ [N]	$F_x$ [N]	$F_z$ [N]	$F_{x_{ext}}$ [N]	$F_{z_{ext}}$ [N]	$F_{x_{int}}$ [N]	$F_{z_{int}}$ [N]
Zdroj	(7.5.3)	(7.5.3)	(7.8.6)	(7.8.5)	(7.8.8)	(7.8.7)	(7.8.8)	(7.8.7)
<b>Vůz obsazený pouze sedícími cestujícími – neutrální pozice</b>								
Statické zatížení	0	0	0	55 252	0	37 747	0	17 505
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	-2167	-3347	-2167	51 905	-1 852	35 460	-315	16 445
Dynamické zatížení (přítížená strana)	2134	3347	2134	58 600	1 846	40 034	287	18 566
<b>Prázdný vůz</b>								
Statické zatížení	-3283	-5051	-3283	50 201	-2 797	34 296	-486	15 905
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	-5137	-7849	-5137	47 404	-4 355	32 385	-783	15 019
Dynamické zatížení (přítížená strana)	-1455	-2254	-1455	52 999	-1 246	36 208	-209	16 791
<b>Plně obsazený vůz</b>								
Statické zatížení	1492	2336	1492	57 589	1 289	39 343	203	18 245
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	-793	-1231	-793	54 021	-680	36 906	-113	17 115
Dynamické zatížení (přítížená strana)	3743	5903	3743	61 156	3 255	41 780	488	19 376

### 7.8.3. Korekční součinitel pružin

Z důvodu nejednotného rozložení torzního namáhání v průřezu drátu vinutých pružin je zapotřebí stanovit korekční součinitel  $\xi_{k1}$ , pomocí jehož se určí výsledné maximální napětí v pružině. Poměr vinutí  $i_1$  i korekční součinitel  $\xi_{k1}$  je pro vnější a vnitřní pružinu stejný, protože byla dodržena geometrická podmínka při návrhu duplexní pružiny v kapitole 7.4.

**Poměr vinutí:**

$$i_1 = \frac{D_1}{d_1} \quad (7.8.9)$$

**Korekční součinitel:**

$$\xi_{k1} = \frac{4i_1 - 1}{4i_1 - 4} + \frac{0,615}{i_1} \quad (7.8.10)$$

Tab. 36: Korekční součinitel vnější a vnitřní pružiny primárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Poměr vynutí vnější a vnitřní pružiny	$i_1$ [1]	6,486	(7.8.9)
Korekční součinitel vnější a vnitřní pružiny	$\xi_{k1}$ [1]	1,232	(7.8.10)

### 7.8.4. Napětí v pružinách primárního vypružení

Jednotlivé složky namáhání pružin jsou stanoveny pro tři stavy zatížení, jež jsou podrobněji popsány v kapitole 7.8.1, kdy v obecných vztazích (7.8.11), (7.8.12) a (7.8.13) je stav zatížení popsán obecným indexem  $i$  a typ pružiny obecným indexem  $j$ , kdy jednotlivé pružiny jsou rozlišeny indexy  $ext$  (vnější pružina) a  $int$  (vnitřní pružina).

#### 7.8.4.1. Napětí od svislého zatížení pružin

$$\tau_{izj} = \xi_{k1} \cdot \frac{8 \cdot F_{izj} \cdot D_{1j}}{\pi \cdot d_{1j}^3} \quad (7.8.11)$$

#### 7.8.4.2. Napětí od příčného zatížení pružin

Dynamické napětí navržených vinutých pružin v příčném směru je stanoveno dle normy ČSN EN 13906-1 podle obecného vztahu (7.8.12), kdy působí svislé a příčné síly ( $F_{izj}$  a  $F_{ixj}$ ) je dán výškou pružiny  $L_i$  a příčným vychýlením  $x_{1pi}$ .

$$\tau_{ixj} = \xi_{k1} \cdot \frac{8}{\pi \cdot d_{1j}^3} \cdot \left( F_{izj} \cdot x_{1pi} + F_{iyj} \cdot (L_i - d_{1j}) \right) \quad (7.8.12)$$

**Délka vnější a vnitřní pružiny:**

Délka pružiny  $L_N$  v neutrální pozici je svisle měněna o hodnotu  $z_{1pi}$  v závislosti na natočení kyvného ramene.

$$L_i = L_N + z_{1pi} \quad (7.8.13)$$

Tab. 37: Pevnostní kontrola vnější a vnitřní pružiny primárního vypružení

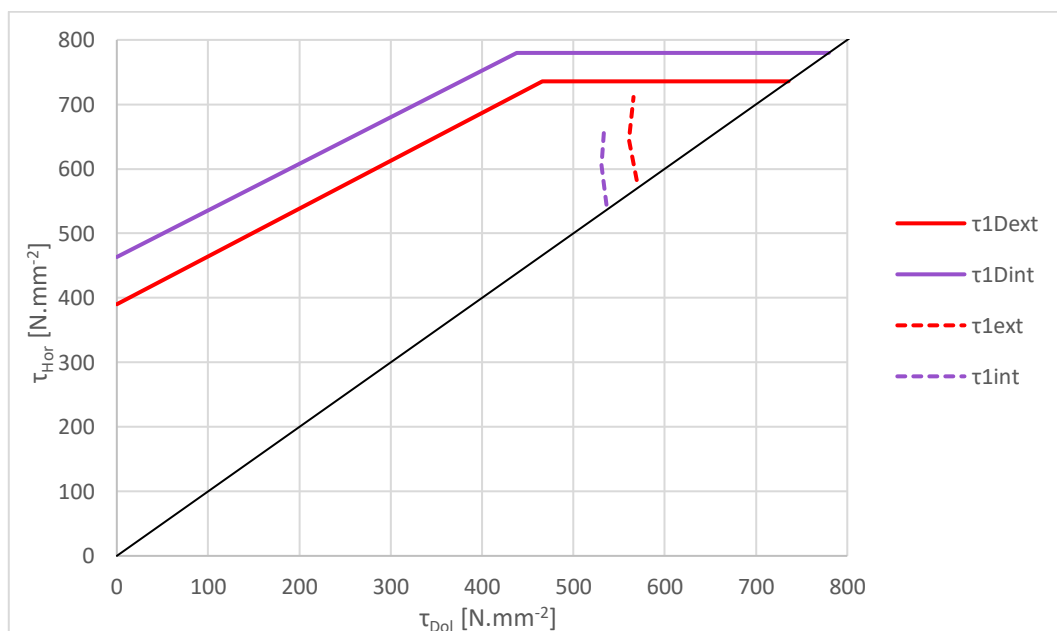
Veličina	Příčné napětí vnější pružiny	Svislé napětí vnější pružiny	Celkové napětí vnější pružiny	Příčné napětí vnitřní pružiny	Svislé napětí vnitřní pružiny	Celkové napětí vnitřní pružiny
Označení	$\tau_{x_{ext}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{z_{ext}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{ext}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{x_{int}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{z_{int}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{int}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
Zdroj	(7.8.12)	(7.8.11)	(7.8.2)	(7.8.12)	(7.8.11)	(7.8.2)
<b>Vůz obsazený pouze sedícími cestujícími – neutrální pozice</b>						
Statické zatížení	0	561	561	0	531	531
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	46	527	573	40	499	538
Dynamické zatížení (přítížená strana)	50	595	645	42	563	605
<b>Prázdný vůz</b>						
Statické zatížení	68	510	577	59	482	541
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	101	481	583	89	455	544
Dynamické zatížení (přítížená strana)	31	538	569	27	509	536
<b>Plně obsazený vůz</b>						
Statické zatížení	34	585	619	29	553	583
Dynamické zatížení (odlehčená strana)	17	548	566	15	519	534
Dynamické zatížení (přítížená strana)	91	621	712	76	588	664

## 7.8.5. Pracovní body pružin v Goodmanově diagramu

Pracovní body smykového napětí pružin primárního vypružení jsou vyhodnocovány pro běžný provoz vozu na trvalou únavovou pevnost, kdy vozidlo projíždí oblouky s nevyrovnaným příčným zrychlením  $0,85 \text{ m.s}^{-2}$ .

### 7.8.5.1. Goodmanův diagram pro trvalou únavovou pevnost

Navržená duplexní pružina je pevnostně kontrolována porovnáním vzniklých dynamických napětí v jednotlivých pružinách s Goodmanovým diagramem rozsahu meze únavové pevnosti, kdy je z diagramu patrné, že napětí pružin se nachází v mezích trvalé únavové pevnosti.



Obr. 37: Goodmanův diagram pro duplexní pružinu primárního vypružení (vnější a vnitřní pružina)

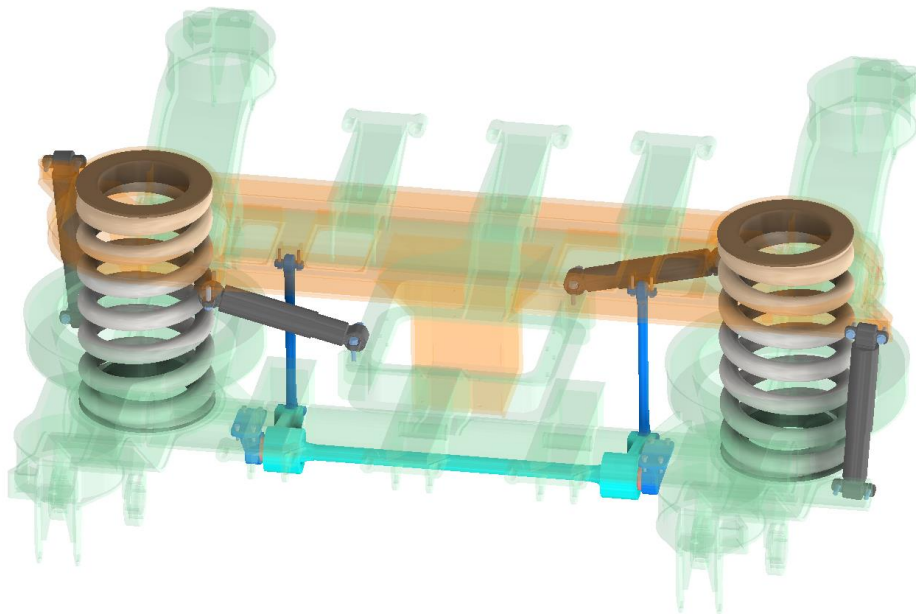
Tab. 38: Horní a dolní hodnota smykového napětí vnější a vnitřní pružiny primárního vypružení

Veličina	Dovolené smykové napětí vnější pružiny	Dolní hodnota smykového napětí vnější pružiny	Horní hodnota smykového napětí vnější pružiny	Dovolené smykové napětí vnitřní pružiny	Dolní hodnota smykového napětí vnitřní pružiny	Horní hodnota smykového napětí vnitřní pružiny
Označení	$\tau_{Dext}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{Dol_{ext}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{Hor_{ext}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{Dint}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{Dol_{int}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{Hor_{int}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
Zdroj	Obr. 37	(7.8.1)	(7.8.1)	Obr. 37	(7.8.1)	(7.8.1)
Prázdný vůz	736	569	583	780	536	544
Vůz obsazený pouze sedícími cestujícími – neutrální pozice	736	561	645	780	531	605
Plně obsazený vůz	736	566	712	780	534	664



## 8. Návrh pružícího prvku sekundárního vypružení

Sekundární vypružení zajišťuje vypružení skříně vozu, která je přímo uložena na pružinách svislého vypružení, jež jsou ve funkci flexi-coil. Flexi-coil pružiny jsou na své horní straně vázány v pomocném nosníku, který zajišťuje jejich vedení v podélném a příčném směru. Flexi-coil pružiny zajišťují vypružení ve svislém a příčném směru a naklápění vozové skříně, ale zároveň umožňují natáčení podvozku vůči skříně vozu okolo svislé osy. Velikost příčné vůle mezi skříní vozu a rámem podvozku, ve které je realizováno příčné vypružení, je vymezena prostorem mezi příčnými nárazkami. Zástavbové rozměry pro pružinu jsou dány konstrukcí podvozku, kdy maximální vnější průměr pružiny je  $D_{2max} = 440 \text{ mm}$  a délka pružin při zatížení prázdným vozem je  $L_{1max2} = 740 \text{ mm}$ .



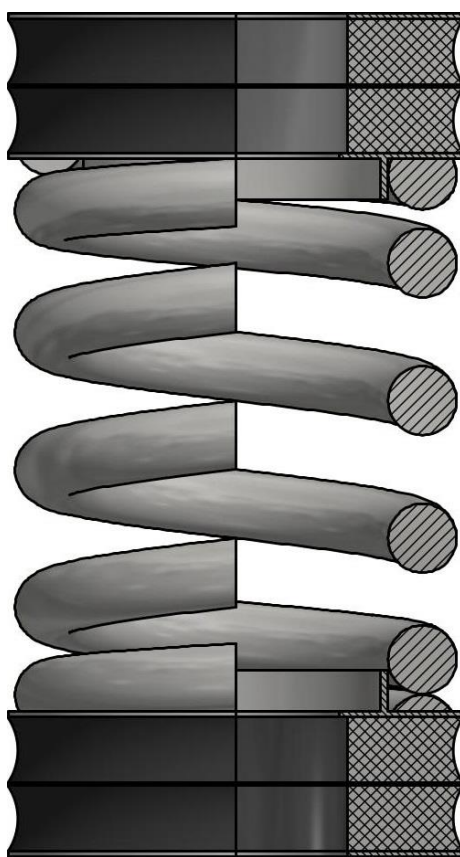
Obr. 38: Pružící prvek sekundárního stupně vypružení

## 8.1. Návrh parametrů pružin a silentbloků

Při prvotním návrhu sekundárního vypružení, kdy se uvažovalo pouze vypružení pomocí dvojice jednoduchých vinutých pružin, bylo stanoveno napětí v pružinách jako nevyhovující na trvalou únavovou pevnost (viz Tab. 39). Důsledkem čehož je v konečném návrhu každá pružina doplněna o dva silentbloky, které svou deformací převzou část příčného pohybu ve vypružení (viz Obr. 39). Konečné řešení návrhu sekundárního vypružení je výsledkem několika iterací, kdy dále je popisován pouze konečný návrh, jenž vyhovuje všem požadovaným parametrům.

Tab. 39: Horní a dolní hodnota smykového napětí sekundárního vypružení (vypružení pouze pomocí vinutých pružin)

Směr dynamického namáhání	Statické napětí pružiny + dynamické svislé napětí			Statické napětí pružiny + dynamické příčné napětí		
	Dovolené smykového napětí	Dolní hodnota smykového napětí	Horní hodnota smykového napětí	Dovolené smykového napětí	Dolní hodnota smykového napětí	Horní hodnota smykového napětí
Označení	$\tau_{zD}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{zDol}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{zHor}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{yD}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{yDol}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{yHor}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
Prázdný vůz	412	231	347	299	77	501
Plně obsazený vůz	462	300	450	460	164	587



Obr. 39: Pružící prvek sekundárního vypružení (vinutá pružina + 2 silentbloky)

### 8.1.1. Parametry flexi-coil pružiny

Vnější průměr pružiny je navrhován s respektováním maximálního průměru pro zástavbu, jenž je u navrhovaného podvozku  $D_{2max} = 440$  mm a výška pružiny, s ohledem na výšku silentbloků, je navrhována na maximální výšku zástavbového prostoru pro vypružení v podvozku  $L_{2PV} = 740$  mm ve stavu při zatížení prázdným vozem.

Tab. 40: Parametry flexi-coil pružiny sekundárního vypružení

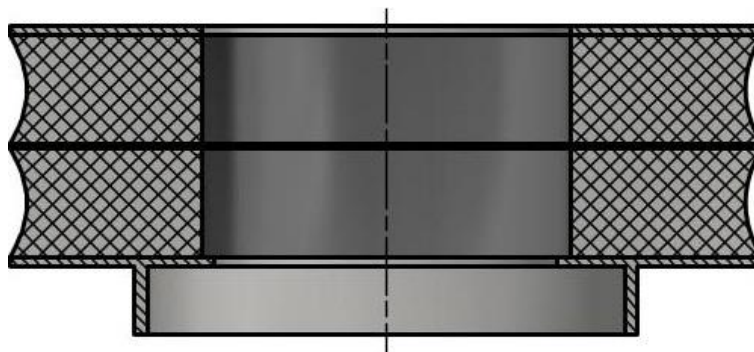
Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Průměr drátu pružiny	$d_2$ [mm]	66	Návrh (iterace)
Střední průměr pružiny	$D_2$ [mm]	360	Návrh (iterace)
Vnější průměr pružiny	$D_{e2}$ [mm]	426	Výpočet ( $D_2 + d_2$ )
Vnitřní průměr pružiny	$D_{i2}$ [mm]	294	Výpočet ( $D_2 - d_2$ )
Počet činných závitů	$n_2$ [1]	4	Návrh (iterace)
Celkový počet závitů	$n_{t2}$ [1]	5,5	Výpočet ( $n_2 + n_{z2}$ )
Délka nezatížené pružiny	$L_{2_0}$ [mm]	534	Výpočet (8.6.2)
Délka zatížené pružiny (prázdný vůz)	$L_{2_1}$ [mm]	460	Výpočet (8.5.1)
Délka zatížené pružiny (plně obsazený vůz)	$L_{2_2}$ [mm]	423	Výpočet (8.5.2)
Délka zatížené pružiny (maximální provozní zatížení)	$L_{2_8}$ [mm]	404	Výpočet (8.5.3)

### 8.1.2. Parametry silentbloku

Rozměrové parametry silentbloku jsou navrženy s ohledem na velikost průměru pružiny sekundárního vypružení a maximálních zástavbových rozměrů pro sekundární vypružení.

Tab. 41: Parametry silentbloku sekundárního vypružení

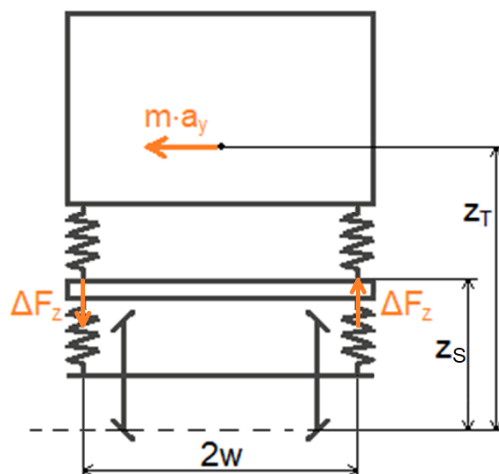
Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Vnitřní průměr silentbloku	$d_{s2}$ [mm]	216	Návrh (iterace)
Vnější průměr silentbloku	$D_{s2}$ [mm]	420	Návrh (iterace)
Počet vrstev silentbloku	$n_{sv2}$ [1]	2	Návrh (iterace)
Výška vrstvy silentbloku	$h_{sv2}$ [mm]	64	Návrh (iterace)
Celková výška silentbloku	$h_{s2}$ [mm]	140	Výpočet ( $n_{sv2} \cdot h_{sv2} + h_{sz2}$ )
Tvrdość pryže	$Sh_2$ [Shore]	40	Návrh (iterace)



Obr. 40: Schéma konstrukce navrženého silentbloku sekundárního vypružení

## 8.2. Bilance zatížení prvku

Zatížení pružícího prvku je stanoveno pro dva provozní stavy, kdy je vůz prázdný nebo plně obsazený, jenž dále zahrnuje změnu kvazistatického zatížení od nevyrovnaného příčného zrychlení v oblouku.



Obr. 41: Dynamické zatížení sekundárního vypružení od nevyrovnaného příčného zrychlení při průjezdu obloukem

Tab. 42: Parametry uložení sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Příčná báze sekundárního vypružení	$2w_2$ [mm]	2 000	Návrh

### 8.2.1. Zatížení pružin sekundárního vypružení

#### 8.2.1.1. Statické zatížení pružin

Sekundární vypružení vozu je zatíženo hmotností skříně  $m_S$  a hmotností pomocných nosníků podvozků  $m_{PN}$ , které je rozděleno na jednotlivé pružící prvky. Při obsazení vozu cestujícími, jsou pružící prvky dále zatíženy užitečným zatížením  $m_{už}$ .

Prázdný vůz:

$$F_{c1} = \frac{m_{2PV} \cdot g}{n_S} = \frac{\left(\frac{m_S}{2} + m_{PN}\right) \cdot g}{n_S} \quad (8.2.1)$$

Plně obsazený vůz:

$$F_{c2} = \frac{m_{2LV} \cdot g}{n_S} = \frac{\left(m_{2PV} + \frac{m_{už}}{2}\right) \cdot g}{n_S} = \frac{\left(\frac{m_S}{2} + m_{PN} + \frac{m_{už}}{2}\right) \cdot g}{n_S} \quad (8.2.2)$$

#### 8.2.1.2. Dynamické zatížení pružin

Dynamické zatížení pružin od nevyrovnaného příčného zrychlení uvažují při výpočtech zjednodušeně jako 20 % statického zatížení pružiny  $F_c$  pro stav prázdného vozu a plně obsazeného vozu.

Prázdný vůz:  $\Delta F_{c1} = 0,2 \cdot F_{c1} \quad (8.2.3)$

Plně obsazený vůz:  $\Delta F_{c2} = 0,2 \cdot F_{c2} \quad (8.2.4)$

### 8.2.1.3. Maximální provozní zatížení

Maximální provozní zatížení pružin sekundárního vypružení je při plně loženém voze, kdy je pružina přitížena dynamickými účinky při průjezdu obloukem.

$$F_{c8} = F_{c2} + \Delta F_{c2} \quad (8.2.5)$$

Tab. 43: Zatížení pružin sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Statické zatížení pružin (prázdný vůz)	$F_{c1}$ [N]	76 771	(8.2.1)
Statické zatížení pružin (plně obsazený vůz)	$F_{c2}$ [N]	99 726	(8.2.2)
Dynamické zatížení pružin (prázdný vůz)	$\Delta F_{c1}$ [N]	15 354	(8.2.3)
Dynamické zatížení pružin (plně obsazený vůz)	$\Delta F_{c2}$ [N]	19 945	(8.2.4)
Maximální provozní zatížení	$F_{c8}$ [N]	119 672	(8.2.5)

## 8.3. Materiálové parametry pružin

Materiálové parametry pružin sekundárního vypružení jako Youngův modul  $E$ , Poissonovo číslo  $\mu$  a modul pružnosti ve smyku  $G$  je stanoven stejně jako pro pružiny primárního vypružení, proto jsou pouze znovu uvedeny v Tab. 44.

Tab. 44: Materiálové parametry pružin sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Youngův modul	$E$ [Pa]	2,1E+11	Tab. 28
Poissonovo číslo	$\mu$ [1]	0,28	Tab. 28
Modul pružnosti ve smyku	$G$ [Pa]	8,2E+10	Tab. 28

## 8.4. Svislá tuhost navržených pružin

Výsledná svislá tuhost navržené pružiny sekundárního stupně vypružení je dána modulem pružnosti ve smyku  $G$ , počtem činných závitů pružiny  $n_2$ , středním průměrem pružiny  $D_2$  a průměrem drátu pružiny  $d_2$ .

$$k_{z2p} = \frac{G \cdot d_2^4}{8 \cdot D_2^3 \cdot n_2} \quad (8.4.1)$$

Tab. 45: Svislá tuhost navržených pružin sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Svislá tuhost pružiny sekundárního vypružení	$k_{z2p}$ [N.mm <sup>-1</sup> ]	1 042 552	(8.4.1)

Výsledná tuhost pružícího prvku, kdy je sériově uspořádána pružina a dva silentbloky, je kontrolována tak, aby nebyla nižší než požadovaná tuhost pružin sekundárního vypružení, jež byla navržena při optimalizaci rozdělení minimální tuhosti vypružení podvozku  $k_{zmin}$  do 1. a 2. stupně vypružení. Výsledná tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení je uvedena v kapitole 8.9.

## 8.5. Kontrola délky maximálně stlačených pružin

Při kontrole maximálního provozního stlačení pružin  $L_8$  je zapotřebí splnit, aby bylo nižší než maximální stlačení pružin  $L_9$ , kdy dojde k dosednutí závitů pružiny. Maximální provozní zatížení pružin sekundárního vypružení je při plně loženém voze, kdy je pružina přitížena dynamickými účinky při průjezdu obloukem. Délka pružiny  $L_1$  vůči maximální zástavbové výšce pružiny  $L_{1max2}$  při provozním zatížení prázdným vozem je zkrácena o celkovou výšku dvou navrhovaných silentbloků, na nichž je uložena vinutá pružina sekundárního vypružení.

**Délka pružiny při provozním zatížení:**

$$\text{Prázdný vůz:} \quad L_1 = L_{1max2} - n_{s2} \cdot h_{s2} \quad (8.5.1)$$

$$\text{Plně obsazený vůz:} \quad L_2 = L_1 - \Delta L_2 = L_1 - \frac{F_{c2} - F_{c1}}{k_{z2p}} \quad (8.5.2)$$

**Délka maximálně stlačené pružiny při provozním zatížení:**

$$L_8 = L_2 - \Delta L_8 = L_2 - \frac{\Delta F_{c2}}{k_{z2p}} \quad (8.5.3)$$

**Mezní délka maximálně stlačené pružiny:**

Minimální délka stlačené pružiny  $L_9$  pro navržený počet činných závitů  $n_{z\check{c}}$ . Výpočet je platný pro počet závěrných závitů  $n_z = 0,75$ .

$$L_9 = (n_{z\check{c}} + 1) \cdot d_2 + n_{z\check{c}} \cdot 0,1 \cdot d_2 \quad (8.5.4)$$

Tab. 46: Kontrola délky maximálně stlačených pružin

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Délka pružiny při provozním zatížení (prázdný vůz)	$L_1$ [mm]	460	(8.5.1)
Délka pružiny při provozním zatížení (plně obsazený vůz)	$L_2$ [mm]	423	(8.5.2)
Délka maximálně stlačené pružiny při provozním zatížení	$L_8$ [mm]	404	(8.5.3)
Mezní délka maximálně stlačené pružiny	$L_9$ [mm]	356	(8.5.4)

## 8.6. Příčná tuhost navržených pružin

Výsledná příčná tuhost navržené pružiny sekundárního vypružení je stanovena dle normy ČSN EN 13906-1 podle obecného vztahu (8.6.1), která je počítána pro dva stavy zatížení, jež jsou rozlišeny indexy PV (prázdný vůz) a LV (plně obsazený vůz). V obecném vztahu (8.6.1) je stav zatížení popsán obecným indexem  $i$ .

$$k_{y2pi} = \frac{\xi_{2i} \cdot k_{z2p}}{\xi_{2i} - 1 + \frac{1}{\frac{\lambda_2}{2} + \frac{G}{E}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_{2i}}{\xi_{2i}}\right)} \cdot \text{tg} \left[ \lambda_2 \cdot \xi_{2i} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_{2i}}{\xi_{2i}}\right)} \right]} \quad (8.6.1)$$

### Délka nezatížené pružiny:

Délka nezatížené pružiny  $L_0$  je dána požadovanou délkou pružiny ve stavu zatížení prázdným vozem  $L_1$  a jejím stlačením  $\Delta L_1$  vyvozené předepjetím pružiny.

$$L_0 = L_1 + \Delta L_1 = L_1 + \frac{F_{c1}}{k_{z2p}} \quad (8.6.2)$$

### Poměr délky nezatížené pružiny k průměru vynutí:

$$\lambda_2 = \frac{L_0}{D_2} \quad (8.6.3)$$

### Stlačení pružiny:

Prázdný vůz:  $s_{2PV} = L_0 - L_1 \quad (8.6.4)$

Plně obsazený vůz:  $s_{2LV} = L_0 - L_2 \quad (8.6.5)$

### Poměr stlačení k délce nezatížené pružiny:

Prázdný vůz:  $\xi_{2PV} = \frac{s_{2PV}}{L_0} \quad (8.6.6)$

Plně obsazený vůz:  $\xi_{2LV} = \frac{s_{2LV}}{L_0} \quad (8.6.7)$

Tab. 47: Příčná tuhost navržených pružin sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Délka nezatížené pružiny	$L_0$ [mm]	534	(8.6.2)
Poměr délky nezatížené pružiny k průměru vinutí	$\lambda_2$ [1]	1,482	(8.6.3)
Stlačení pružiny (prázdný vůz)	$s_{2PV}$ [mm]	74	(8.6.4)
Stlačení pružiny (plně obsazený vůz)	$s_{2LV}$ [mm]	110	(8.6.5)
Poměr stlačení k délce nezatížené pružiny (prázdný vůz)	$\xi_{2PV}$ [1]	0,138	(8.6.6)
Poměr stlačení k délce nezatížené pružiny (plně obsazený vůz)	$\xi_{2LV}$ [1]	0,207	(8.6.7)
Příčná tuhost pružiny (prázdný vůz)	$k_{y2pPV}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	1 044 624	(8.6.1)
Příčná tuhost pružiny (plně obsazený vůz)	$k_{y2pLV}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	1 073 457	(8.6.1)



## 8.7. Materiálové parametry silentbloku

Stanovení materiálových parametrů silentbloku jako modul pružnosti ve smyku  $G$  a redukovaný modul pružnosti v tlaku  $E_r$  je stanoven podle Göbela, jenž jsou v závislosti na tvrdosti pryže silentbloku  $Sh$  a poměru volné  $S_v$  a zatížené  $S_z$  plochy silentbloku.

### Modul pružnosti ve smyku:

Modul pružnosti ve smyku je stanoven v závislosti na tvrdosti pryže silentbloku.

$$G_s = 3,93 \cdot 10^{-4} \cdot Sh^{1,91} \cdot 10^6 \quad (8.7.1)$$

### 8.7.1. Redukovaný modul pružnosti v tlaku

Redukovaný modul pružnosti v tlaku je stanoven v závislosti na poměru volné a zatížené plochy a modulu pružnosti ve smyku.

#### Zatížená plocha silentbloku:

$$S_{z_{s2}} = \frac{\pi \cdot (D_{s2}^2 - d_{s2}^2)}{4} \quad (8.7.2)$$

#### Volná plocha silentbloku:

$$S_{v_{s2}} = \pi \cdot (D_{s2} + d_{s2}) \cdot h_{sv2} \quad (8.7.3)$$

#### Redukovaný modul pružnosti v tlaku:

$$E_{r_s} = \left( 4 + 7,24 \cdot \left( \frac{S_{z_{s2}}}{S_{v_{s2}}} \right)^{1,88} \right) \cdot G_s \quad (8.7.4)$$

Tab. 48: Materiálové parametry silentbloku

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Modul pružnosti ve smyku	$G_s$ [Pa]	4,51E+05	(8.7.1)
Zatížená plocha silentbloku	$S_{z_{s2}}$ [mm <sup>2</sup> ]	101 901	(8.7.2)
Volná plocha silentbloku	$S_{v_{s2}}$ [mm <sup>2</sup> ]	127 875	(8.7.3)
Redukovaný modul pružnosti v tlaku	$E_{r_s}$ [Pa]	3,94E+06	(8.7.4)

## 8.8. Svislá a příčná tuhost silentbloku

Svislá a příčná tuhost je stanovena pro jednu vrstvu silentbloku, kdy výsledná svislá a příčná tuhost silentbloku je dána z pěti sériově složených vrstev silentbloku.

### 8.8.1. Svislá tuhost silentbloku

#### Svislá tuhost vrstvy silentbloku:

$$k_{z2vs} = \frac{S_{z_{s2}} \cdot E_r}{h_{sv2}} \quad (8.8.1)$$

#### Výsledná svislá tuhost silentbloku:

$$\frac{1}{k_{z2s}} = n_{2vs} \cdot \frac{1}{k_{z2vs}} \Rightarrow k_{z2s} = \frac{k_{z2vs}}{n_{2vs}} \quad (8.8.2)$$

## 8.8.2. Příčná tuhost silentbloku

Příčná tuhost vrstvy silentbloku:

$$k_{y2vs} = \frac{S_{zs2} \cdot G}{h_{sv2}} \quad (8.8.3)$$

Výsledná příčná tuhost silentbloku:

$$\frac{1}{k_{y2s}} = n_{2vs} \cdot \frac{1}{k_{y2vs}} \Rightarrow k_{y2s} = \frac{k_{y2vs}}{n_{2vs}} \quad (8.8.4)$$

Tab. 49: Svislá a příčná tuhost silentbloku

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Svislá tuhost vrstvy silentbloku	$k_{z2vs}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	6 267 046	(8.8.1)
Výsledná svislá tuhost silentbloku	$k_{z2s}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	3 133 523	(8.8.2)
Příčná tuhost vrstvy silentbloku	$k_{y2vs}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	718 331	(8.8.3)
Výsledná příčná tuhost silentbloku	$k_{y2s}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	359 165	(8.8.4)

## 8.9. Tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení

Výsledná celková tuhost pružícího prvku sekundárního stupně vypružení je dána sestavou sériově řazené pružiny a dvou silentbloků. Výsledná tuhost navrženého pružícího prvku je kontrolována, aby výsledná tuhost nebyla nižší než požadovaná tuhost pružin sekundárního vypružení, jež byla navržena při optimalizaci rozdělení minimální tuhosti vypružení vozu  $k_{zmin}$  do tuhostí 1. a 2. stupně vypružení.

Výsledná svislá tuhost sestavy:

$$\frac{1}{k_{z2(p+s)}} = \frac{1}{k_{z2p}} + n_{2s} \cdot \frac{1}{k_{z2s}} \Rightarrow k_{z2(p+s)} = \frac{1}{\frac{1}{k_{z2p}} + n_{2s} \cdot \frac{1}{k_{z2s}}} \quad (8.9.1)$$

Výsledná příčná tuhost sestavy:

Výsledná příčná tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení je stanovena podle obecného vztahu (8.9.2), která je počítána pro dva stavy zatížení, jež jsou rozlišeny indexy PV (prázdný vůz) a LV (plně obsazený vůz). V obecném vztahu (8.9.2) je stav zatížení popsán obecným indexem  $i$ .

$$\frac{1}{k_{y2(p+s)_i}} = \frac{1}{k_{y2p_i}} + n_{2s} \cdot \frac{1}{k_{y2s}} \Rightarrow k_{y2(p+s)_i} = \frac{1}{\frac{1}{k_{y2p_i}} + n_{2s} \cdot \frac{1}{k_{y2s}}} \quad (8.9.2)$$

Tab. 50: Tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Minimální svislá tuhost vypružení	$k_{z2min}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	476 698	Tab. 20
Svislá tuhost pružícího prvku vypružení	$k_{z2(p+s)}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	626 000	(8.9.1)
Příčná tuhost pružícího prvku vypružení (prázdný vůz)	$k_{y2(p+s)PV}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	153 239	(8.9.2)
Příčná tuhost vrstvy silentbloku (plně obsazený vůz)	$k_{y2(p+s)LV}$ [N.m <sup>-1</sup> ]	153 845	(8.9.2)

## 8.10. Kontrola vychýlení silentbloku

### 8.10.1. Stlačení silentbloku ve svislém směru

Mezní stlačení silentbloku ve svislém směru je stanovena maximální poměrnou deformací silentbloku, kdy je uvažované lineární chování. Maximální poměrná deformace silentbloku je 25 %.

**Maximální stlačení silentbloku:**

$$z_{2smax} = 0,25 \cdot n_{2sv} \cdot h_{2sv} \quad (8.10.1)$$

**Provozní stlačení silentbloku:**

Prázdný vůz: 
$$z_{2sPV} = \frac{F_{1c}}{k_{z2s}} \quad (8.10.2)$$

Plně obsazený vůz: 
$$z_{2sLV} = \frac{F_{2c}}{k_{z2s}} \quad (8.10.3)$$

### 8.10.2. Vychýlení silentbloku v příčném směru

Mezní vychýlení silentbloku v příčném směru je stanovena maximálním vychýlením silentbloku, jenž je stanoveno jako 35 % výšky silentbloku, kdy je uvažováno lineární chování.

**Maximální vychýlení silentbloku:**

$$y_{2smax} = 0,35 \cdot n_{2sv} \cdot h_{2sv} \quad (8.10.4)$$

#### 8.10.2.1. Provozní vychýlení silentbloku

**Průjezd obloukem o poloměru  $R \geq 250$  m:**

Při běžném provozu, kdy vůz projíždí nejmenšími oblouky o poloměru 250 m, je dosaženo největšího příčného vychýlení  $y_{2(250)} = 83$  mm, jenž je dáno příčnou vůlí sekundárního vypružení a vychýlením pružin způsobené natočením podvozku v oblouku (viz kapitola 9.3.2).

Prázdný vůz: 
$$y_{2sPV} = \frac{F_{1y}}{k_{y2s}} = \frac{y_{2(250)} \cdot k_{y2(p+s)PV}}{k_{y2s}} \quad (8.10.5)$$

Plně obsazený vůz: 
$$y_{2sLV} = \frac{F_{2y}}{k_{y2s}} = \frac{y_{2(250)} \cdot k_{y2(p+s)LV}}{k_{y2s}} \quad (8.10.6)$$

**Při průjezdu obloukem o poloměru 250 m > R ≥ 150 m:**

Při výjimečném provozu, kdy vůz projíždí minimálním obloukem o poloměru 150 m, je dosaženo největšího příčného vychýlení  $y_{2(150)} = 103 \text{ mm}$ , jenž je dáno příčnou vůlí sekundárního vypružení a vychýlením pružin způsobené natočením podvozku v oblouku.

Prázdný vůz:

$$y_{2s_{PV}} = \frac{F_{1y}}{k_{y2s}} = \frac{y_{2(150)} \cdot k_{y2(p+s)_{PV}}}{k_{y2s}} \quad (8.10.7)$$

Plně obsazený vůz:

$$y_{2s_{LV}} = \frac{F_{2y}}{k_{y2s}} = \frac{y_{2(150)} \cdot k_{y2(p+s)_{LV}}}{k_{y2s}} \quad (8.10.8)$$

Tab. 51: Kontrola vychýlení silentbloku

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Maximální stlačení silentbloku	$Z_{2s_{max}}$ [mm]	32	(8.10.1)
Provozní stlačení silentbloku (prázdný vůz)	$Z_{2s_{PV}}$ [mm]	25	(8.10.2)
Provozní stlačení silentbloku (plně obsazený vůz)	$Z_{2s_{LV}}$ [mm]	31	(8.10.3)
Maximální příčné vychýlení silentbloku	$y_{2s_{max}}$ [mm]	45	(8.10.4)
Provozní příčné vychýlení silentbloku (prázdný vůz, oblouk R = 250 m)	$y_{2s_{PV250}}$ [mm]	35	(8.10.5)
Provozní příčné vychýlení silentbloku (plně obsazený vůz, oblouk R = 250 m)	$y_{2s_{LV250}}$ [mm]	36	(8.10.6)
Provozní příčné vychýlení silentbloku (prázdný vůz, oblouk R = 150 m)	$y_{2s_{PV150}}$ [mm]	44	(8.10.7)
Provozní příčné vychýlení silentbloku (plně obsazený vůz, oblouk R = 150 m)	$y_{2s_{LV150}}$ [mm]	44	(8.10.8)

## 8.11. Pevnostní kontrola pružin

Navržená pružina sekundárního stupně vypružení je pevnostně kontrolována porovnáním vzniklých dynamických napětí v pružinách s Goodmanovým diagramem dle ČSN EN 13906-1, který je specifikován pro pružiny vinuté za horka, vyrobené ze speciální kvalitní oceli specifikované v EN 10089, se základním nebo lesklým osoustruženým povrchem, krátce pěchované (kuličkované). [8]

### 8.11.1. Mezní napětí pružiny sekundárního vypružení

Dolní i horní hodnota smykového napětí pružin sekundárního stupně vypružení je stanovena pro dva stavy zatížení, jež jsou rozlišeny indexy 1 (prázdný vůz) a 2 (plně obsazený vůz), kdy je namáhání pružin uvažováno buď od svislého statického zatížení a dynamického zatížením ve svislém směru, nebo od svislého statického zatížení a dynamického zatížením v příčném směru. Oba uvažované způsoby zatěžování jsou stanoveny pro jízdu vozu v běžném provozu (průjezd obloukem o poloměru 250 m) a ve výjimečném provozu (průjezd obloukem o poloměru 150 m). V obecných vztazích (8.11.1) a (8.11.2) je stav zatížení popsán obecným indexem  $i$ . Výsledné hodnoty dolní a horní meze smykového napětí pružin sekundárního vypružení jsou uvedeny v tabulkách Tab. 54 a Tab. 55 v kapitole 8.11.4.

**Mezní napětí pružiny při svislém dynamickém zatížení:**

$$\tau_{i_{Hor,Dol}} = \tau_i \pm \tau_{i_{Zdyn}} \quad (8.11.1)$$

**Mezní napětí pružiny při příčném dynamickém zatížení:**

$$\tau_{i_{Hor,Dol}} = \tau_i \pm \tau_{i_{ydyn}} \quad (8.11.2)$$

### 8.11.2. Korekční součinitel pružiny

Z důvodu nejednotného rozložení torzního namáhání v průřezu drátu vinuté pružiny, je zapotřebí stanovit korekční součinitel, pomocí jehož se určí výsledné maximální napětí v pružině.

**Poměr vinutí:**

$$i_2 = \frac{D_2}{d_2} \quad (8.11.3)$$

**Korekční součinitel:**

$$\xi_{k_2} = \frac{4i_2 - 1}{4i_2 - 4} + \frac{0,615}{i_2} \quad (8.11.4)$$

Tab. 52: Korekční součinitel pružiny sekundárního vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Poměr vynutí pružiny sekundárního vypružení	$i_2$ [1]	5,455	(8.11.3)
Korekční součinitel pružiny sekundárního vypružení	$\xi_{k_2}$ [1]	1,281	(8.11.4)

### 8.11.3. Napětí pružin sekundárního vypružení

Jednotlivé složky namáhání pružin jsou stanoveny pro dva stavy zatížení, jež jsou rozlišeny indexy 1 (prázdný vůz) a 2 (plně obsazený vůz), kdy v obecných vztazích (8.11.5), (8.11.6) a (8.11.7) je stav zatížení popsán obecným indexem  $i$ .

#### 8.11.3.1. Statické napětí pružiny

$$\tau_i = \xi_{k_2} \cdot \frac{8 \cdot F_{ci} \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \quad (8.11.5)$$

#### 8.11.3.2. Dynamické napětí pružin ve svislém směru

$$\tau_{iz_{dyn}} = \xi_{k_2} \cdot \frac{8 \cdot \Delta F_i \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \quad (8.11.6)$$

#### 8.11.3.3. Dynamické napětí pružin v příčném směru

Dynamické napětí navržené pružiny v příčném směru je stanoveno dle normy ČSN EN 13906-1 podle obecného vztahu (8.11.7). Rozlišení stavu zatížení pro příčné posunutí je pomocí indexů  $PV$  (prázdný vůz) a  $LV$  (plně obsazený vůz), kdy v obecném vztahu je stav zatížení popsán obecným indexem  $j$ .

$$\tau_{iy_{dyn}} = \xi_{k_2} \cdot \frac{8}{\pi \cdot d_2^3} \cdot \left( F_{iz} \cdot y_{2pj} + F_{iy} \cdot (L_1 - d_2) \right) \quad (8.11.7)$$

#### Příčné posunutí pružiny:

Prázdný vůz:

$$y_{2p_{PV}} = \frac{F_{1y}}{k_{y2p_{PV}}} = \frac{y_{2(R_{min})} \cdot k_{y2(p+s)_{PV}}}{k_{y2p_{PV}}} \quad (8.11.8)$$

Plně obsazený vůz:

$$y_{2p_{LV}} = \frac{F_{2y}}{k_{y2p_{LV}}} = \frac{y_{2(R_{min})} \cdot k_{y2(p+s)_{LV}}}{k_{y2p_{LV}}} \quad (8.11.9)$$

Tab. 53: Pevnostní kontrola pružin sekundárního vypružení

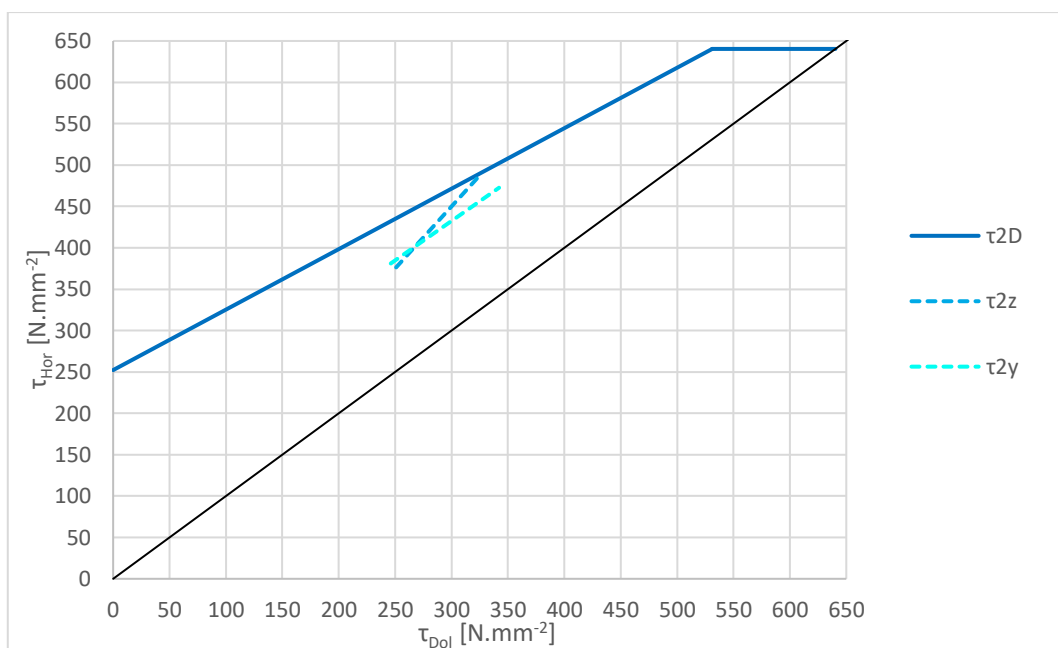
Stav vozu	Prázdný vůz			Plně obsazený vůz		
Veličina	Statické napětí pružiny	Dynamické napětí pružin (ve svislém směru)	Dynamické napětí pružin (v příčném směru)	Statické napětí pružiny	Dynamické napětí pružin (ve svislém směru)	Dynamické napětí pružin (v příčném směru)
Označení	$\tau_1$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{1z_{dyn}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{1y_{dyn}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_2$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{2z_{dyn}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{2y_{dyn}}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
Zdroj	(8.11.5)	(8.11.6)	(8.11.7)	(8.11.5)	(8.11.6)	(8.11.7)
Běžný provoz (oblouk $R_{min} = 250$ m)	314	63	67	407	81	65
Výjimečný provoz (oblouk $R_{min} = 150$ m)			84			81

### 8.11.4. Pracovní body pružin v Goodmanově diagramu

Pracovní body smykového napětí pružin sekundárního stupně vypružení jsou vyhodnocovány pro běžný provoz vozu na trvalou únavovou pevnost, kdy vozidlo projíždí oblouky o poloměru větší než 250 m. Zatímco pro výjimečný provoz je vyhodnocováno na časovanou pevnost, kdy vůz projíždí minimálním obloukem o poloměru 150 m, jelikož namáhání pružiny překračuje mez trvalé pevnosti.

#### 8.11.4.1. Goodmanův diagram pro trvalou únavovou pevnost

Navržená pružina sekundárního vypružení je pevnostně kontrolována porovnáním vzniklých dynamických napětí v pružinách ve svislém a příčném směru s Goodmanovým diagramem rozsahu meze trvalé únavové pevnosti, kdy je z diagramu patrné, že napětí pružiny se při běžném provozu ( $R \geq 250$  m) nachází v mezích trvalé únavové pevnosti.



Obr. 42: Goodmanův diagram pro pružinu sekundárního vypružení (trvalá únavová pevnost)

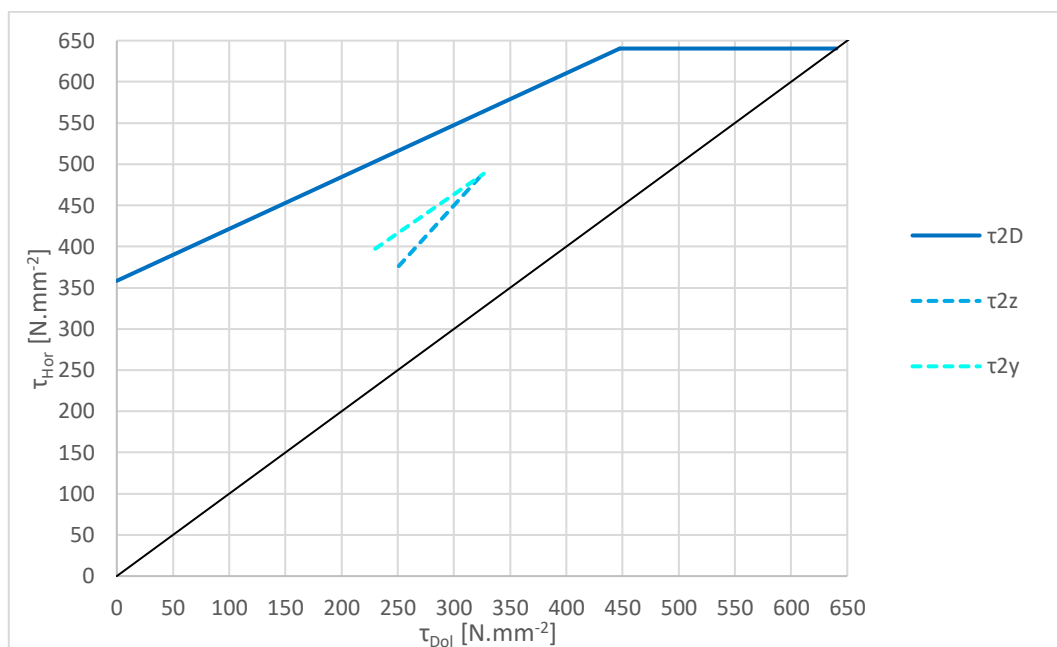
Tab. 54: Horní a dolní hodnota smykového napětí pružin sekundárního vypružení (běžný provoz vozu)

Směr dynamického namáhání	Statické napětí pružiny + dynamické svislé napětí			Statické napětí pružiny + dynamické příčné napětí		
	Dovolené smykového napětí	Dolní hodnota smykového napětí	Horní hodnota smykového napětí	Dovolené smykového napětí	Dolní hodnota smykového napětí	Horní hodnota smykového napětí
Veličina						
Označení	$\tau_{zD}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{zDol}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{zHor}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{yD}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{yDol}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	$\tau_{yHor}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]
Zdroj	Obr. 42	(8.11.1)	(8.11.1)	Obr. 42	(8.11.2)	(8.11.2)
Prázdný vůz	434	251	376	431	246	381
Plně obsazený vůz	490	326	489	501	342	473



### 8.11.4.2. Goodmanův diagram pro časovanou pevnost

Navržená pružina sekundárního stupně vypružení je dále pevnostně kontrolována porovnáním vzniklých dynamických napětí v pružinách ve svislém a příčném směru s Goodmanovým diagramem nízkého cyklu únavové pevnosti, kdy je z diagramu patrné, že napětí pružiny se při výjimečném provozu ( $250 \text{ m} > R \geq 150 \text{ m}$ ) překračuje mez trvalé únavové pevnosti, ale nachází se v mezích časované únavové pevnosti.



Obr. 43: Goodmanův diagram pro pružinu sekundárního vypružení (časovaná pevnost)

Tab. 55: Horní a dolní hodnota smykového napětí pružin sekundárního vypružení (výjimečný provoz vozu)

Směr dynamického namáhání	Statické napětí pružiny + dynamické svislé napětí			Statické napětí pružiny + dynamické příčné napětí		
	Dovolené smykového napětí	Dolní hodnota smykového napětí	Horní hodnota smykového napětí	Dovolené smykového napětí	Dolní hodnota smykového napětí	Horní hodnota smykového napětí
<b>Veličina</b>	$\tau_{zD}$	$\tau_{zDol}$	$\tau_{zHor}$	$\tau_{yD}$	$\tau_{yDol}$	$\tau_{yHor}$
<b>Označení</b>	[N.mm <sup>-2</sup> ]	[N.mm <sup>-2</sup> ]	[N.mm <sup>-2</sup> ]	[N.mm <sup>-2</sup> ]	[N.mm <sup>-2</sup> ]	[N.mm <sup>-2</sup> ]
<b>Zdroj</b>	Obr. 43	(8.11.1)	(8.11.1)	Obr. 43	(8.11.2)	(8.11.2)
Prázdný vůz	517	251	376	503	230	397
Plně obsazený vůz	564	326	489	564	326	488

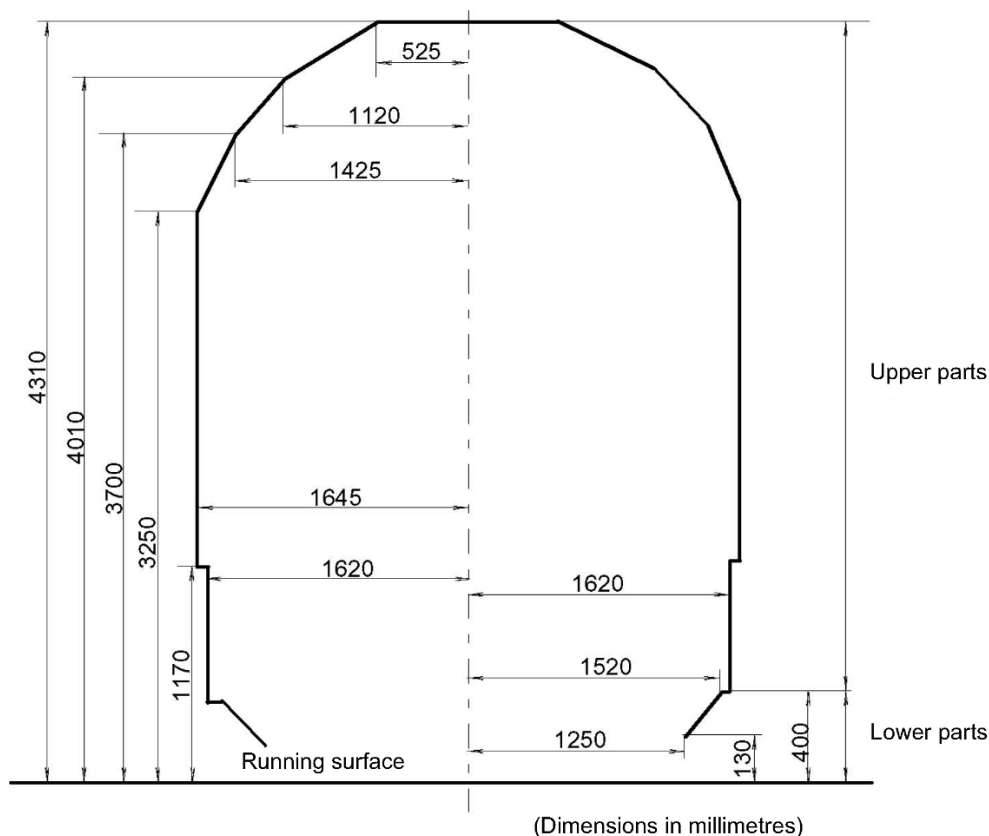
## 9. Obrys pro konstrukci vozidla

Při výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla je vycházeno z normy ČSN EN 15 273-2, kdy je obrys stanoven pomocí kinematické metody. Při výpočtu je použita vztažná linie kinematického obrysu G1, kdy je stanovený obrys pro konstrukci vozidla porovnán s obrysem vozové skříně navrženého osobního vozu.

### 9.1. Vztažná linie kinematického obrysu

Vztažná linie kinematického obrysu je zvlášť definována pro horní část vozidla, která je ve výšce větší než 400 mm nad úrovní TK, a dolní část vozidla ve výšce do 400 mm nad úrovní TK. [13]

Při výpočtu obrysu pro konstrukci vozidla je dále uvažována pouze horní část vztažné linie kinematického obrysu (viz Obr. 44), jelikož je kontrola provedena na konstrukci skříně osobního vozu.



Obr. 44: Vztažná linie kinematického obrysu G1 (horní část) [13]

## 9.2. Příčné posuvy

Příčné posuvy jsou součtem geometrických posuvů a kvazistatických posuvů. Geometrické posuvy vyplývají ze statického postavení vozidla v oblouku a na přímé trati (přesahy, příčné vůle), při čemž se předpokládá, že osa vozidla je kolmá k rovině TK. Kvazistatické posuvy vyplývají z naklonění vypružených částí vlivem vlastní tíhy (převýšená kolej) a příčného zrychlení (průjezd obloukem). [15]

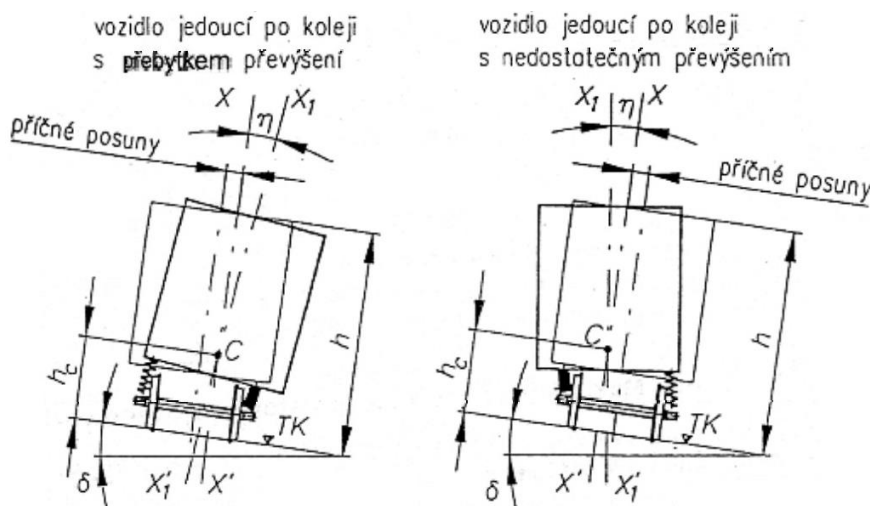
### 9.2.1. Geometrické posuvy

Geometrické posuvy vozidla jsou definovány mezně možnými příčnými pohyby jednotlivých komponent vozidla (dvojkolí, rám podvozku a vozová skříň). Příčný posuv dvojkolí ze středové polohy je dán velikostí rozchodu koleje a velikostí rozchodu dvojkolí. [15]

### 9.2.2. Kvazistatické posuvy

Kvazistatické posuvy se uvažují pro výpočet vnitřního nebo vnějšího zúžení v závislosti na součiniteli náklonu vozidla  $s_z$ , výšce  $h$  uvažovaného bodu nad TK a výšce pólu náklonu vozidla  $h_c$  nad TK (viz Obr. 45). Součinitel náklonu  $s_z$  vyjadřuje vztah mezi kvazistatickým nakloněním vozidla  $\eta$  vůči kolmici na spojnici TK, způsobeným nedostatkem převýšení, a úhlem převýšení koleje  $\delta$ . [15]

Součinitel náklonu vozidla: 
$$s_z = \frac{\eta}{\delta} \quad (9.2.1)$$



Obr. 45: Kvazistatické posuvy při naklonění vozidla [14]

### 9.2.3. Jednostranné šířkové zúžení

Základní podmínkou správného návrhu rozměrů vozidla je, že stojí-li vozidlo ve jmenovitém stavu, nesmí v žádném svém příčném řezu překročit linie obrysu pro konstrukci, jenž je dán zúžením, které je ovlivněno možnými příčnými pohyby vzájemně pohyblivých částí a kvazistatickým nakloněním vozidla. Smluvně bylo dohodnuto, že u železničních vozidel bude výpočet prováděn pro přímou trať, pro oblouk o poloměru 250 m, přičemž je výpočtovým vztahem kontrolována situace i ve směrovém oblouku o poloměru 150 m. Dále bylo dohodnuto, že výpočet bude pro normálně rozchodnou trať prováděn s maximální výpočtovou hodnotou rozchodu koleje 1465 mm. [15]

### 9.3. Obrys pro konstrukci osobního vozu

Parametry příčných vůlí komponent a naklonění vozu je pro osobní vůz typu Z předepsán v normě UIC 567-2, podle níž je proveden návrh osobního vozu (viz kapitola 4.2), kdy na předepsané požadavky je navrhován vůz (viz kapitola 7 a 8), kdy součinitel náklonu vozidla je upřesněn simulací jízdy vozu obloukem v 12.2.4. Dále je úhel asymetrie vozidla (trvalé naklonění) uvažován nulový, jelikož výsledkem hmotností bilance není těžiště příčně vychýleno od osy vozu (viz kapitola 5).

Tab. 56: Parametry navrženého osobního vozu (příčné vůle komponent a náklon vozidla)

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Minimální rozchod dvojkolí	$e_{DV}$ [mm]	1 410	[15]
Výška pólu kolébání vozidla	$h_c$ [m]	0,7	[25]
Součinitel náklonu vozidla	$s_z$ [1]	0,4	[25]
Úhel asymetrie vozidla	$\eta_0$ [°]	0	Tab. 11
Příčná vůle skříně a podvozku (přímá trať)	$(w + q)_\infty$ [mm]	60	[25]
Příčná vůle skříně a podvozku (v oblouku 250 m; vnější)	$(w + q)_{a(250)}$ [mm]	50	[25]
Příčná vůle skříně a podvozku (v oblouku 250 m; vnitřní)	$(w + q)_{i(250)}$ [mm]	22	[25]

#### 9.3.1. Příčná vůle vozové skříně a rámu podvozku

Jelikož norma UIC 567-2 předepisuje pouze celkovou příčnou vůli skříně a podvozku  $(w+q)$ , je zapotřebí stanovit příčnou vůli vozové skříně  $w$ , jenž je snížena o příčnou vůli rámu podvozku  $q$  v primárním stupni vypružení, která je vymezena dorazy na hodnotu  $q = 5 \text{ mm}$ . Příčná vůle skříně a podvozku  $(w+q)$  je předepsána pro jízdu v přímé trati  $(w+q)_\infty$  a obloukem o poloměru 250 m, kdy je rozlišeno vychýlení směrem dovnitř oblouku  $(w+q)_{i(250)}$  nebo ven z oblouku  $(w+q)_{a(250)}$ . V obecném vztahu je stav jízdy popsán obecným indexem  $j$ .

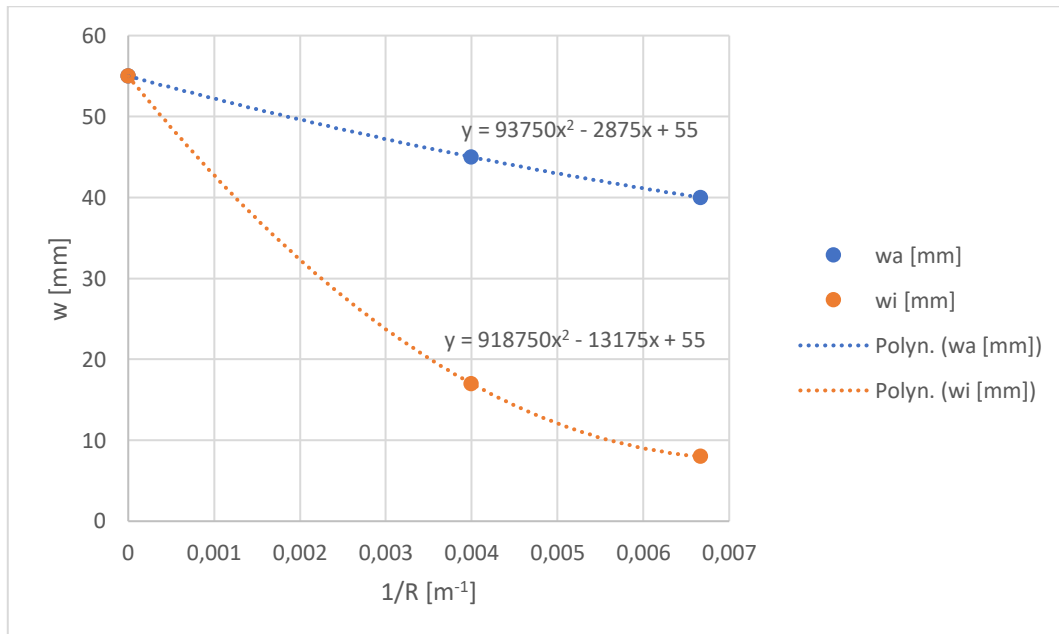
$$w_j = (w + q)_j - q \quad (9.3.1)$$

Tab. 57: Příčná vůle primárního a sekundárního stupně vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Příčná vůle podvozku	$q$ [mm]	5	
Příčná vůle skříně (přímá trať)	$w_\infty$ [mm]	55	(9.3.1)
Příčná vůle skříně (v oblouku 250 m; vnější)	$w_{a(250)}$ [mm]	45	(9.3.1)
Příčná vůle skříně (v oblouku 250 m; vnitřní)	$w_{i(250)}$ [mm]	17	(9.3.1)

### 9.3.2. Proměnné příčné vůle v oblouku

Při výpočtu obrysu pro konstrukci vozu jsou uvažovány dorazy sekundárního stupně vypružení s nelineárně proměnnou příčnou vůlí v oblouku, kdy hodnoty příčné vůle při jízdě v přímé trati a v oblouku o poloměru 250 m jsou již předepsány (viz Tab. 57), zatímco pro průjezd obloukem o poloměru 150 m je zapotřebí vhodně navrhnout tak, aby nedošlo k vyčerpání příčné vůle. Ze stejného důvodu, není možné použít dorazy s lineárně proměnnou vůlí, jelikož by došlo k vyčerpání příčné vůle skříně již ve větším oblouku než o poloměru 150 m. Stanovené hodnoty příčných vůlí vozové skříně jsou proloženy polynomem 2. stupně, čímž se stanovila funkce průběhu příčné vůle dorazů sekundárního stupně vypružení (viz Obr. 46).



Obr. 46: Nelineárně proměnné příčné vůle skříně vozu v oblouku

Tab. 58: Příčná vůle dorazů sekundárního stupně vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Příčná vůle skříně (přímá trať)	$w_{\infty}$ [mm]	55	Tab. 57
Příčná vůle skříně (v oblouku 250 m; vnější)	$w_{a(250)}$ [mm]	45	Tab. 57
Příčná vůle skříně (v oblouku 250 m; vnitřní)	$w_{i(250)}$ [mm]	17	Tab. 57
Příčná vůle skříně (v oblouku 150 m; vnější)	$w_{a(150)}$ [mm]	40	Obr. 46
Příčná vůle skříně (v oblouku 150 m; vnitřní)	$w_{i(150)}$ [mm]	8	Obr. 46

### 9.3.2.1. Příčné vychýlení sekundárního vypružení v oblouku

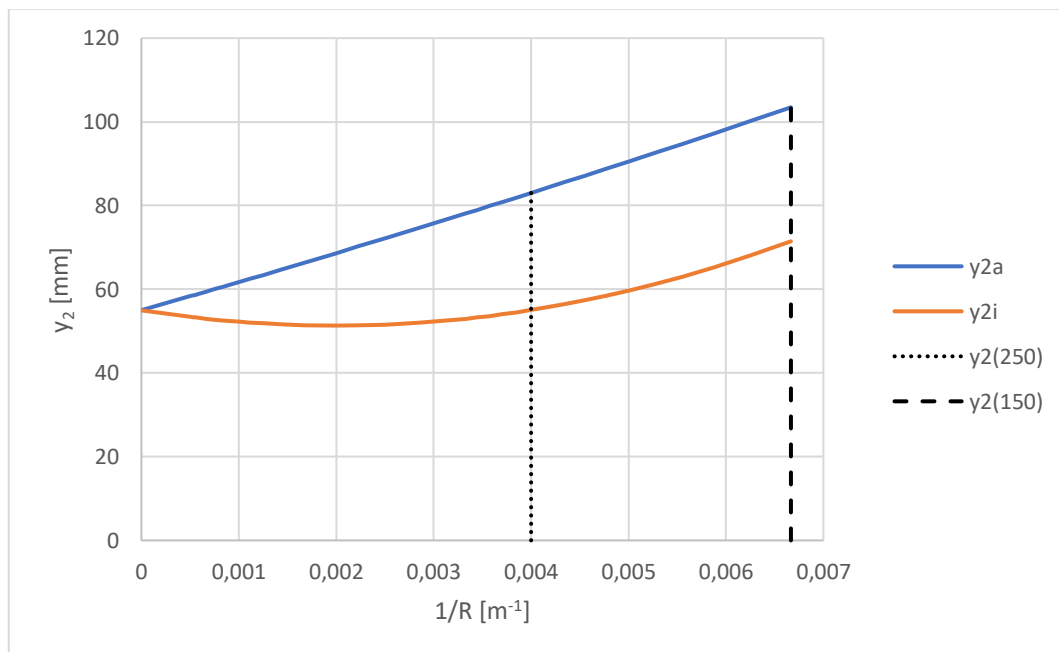
Příčné vychýlení flexi-coil pružin  $y_2$  sekundárního stupně vypružení není způsobeno pouze příčnou vůlí dorazů vozové skříně  $w$ , ale také natočením podvozku v koleji vůči skříně vozu  $y_{\alpha p}$  při jízdě obloukem. Průběh celkového vychýlení pružin  $y_2$  je stanoven pro jízdu v přímě trati, až po průjezd minimálním obloukem o poloměru 150 m. V obecném vztahu (9.3.2) je stav jízdy popsán obecným indexem  $j$ , jenž je rozlišen pro vychýlení indexem  $i$  (směrem dovnitř oblouku) a indexem  $a$  (směrem ven z oblouku). Poloměr oblouku popsán obecným indexem  $R$ .

$$y_{j2(R)} = w_{j(R)} + y_{\alpha p(R)} \quad (9.3.2)$$

#### Příčné vychýlení pružin od natočení podvozku v oblouku:

Příčné vychýlení pružin  $y_{\alpha p}$  je dáno příčnou bází sekundárního vypružení  $2w_2$  a natočením podvozků  $\alpha_p$  vůči vozové skříně, jenž je stanoveno pro průjezd vozu obloukem v těživé poloze. V obecném vztahu (9.3.3) je poloměr oblouku popsán obecným indexem  $R$ , kdy natočení podvozku  $\alpha_p$  je dále stanoveno z rozvoru podvozku  $2a^+$  a vzdálenosti středů podvozků  $2a^*$ .

$$y_{\alpha p(R)} = \frac{1}{2} \cdot 2w_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{p(R)}) = \frac{1}{2} \cdot 2w_2 \cdot \frac{2a^*}{\sqrt{4 \cdot R^2 - (2a^+)^2 - (2a^*)^2}} \quad (9.3.3)$$



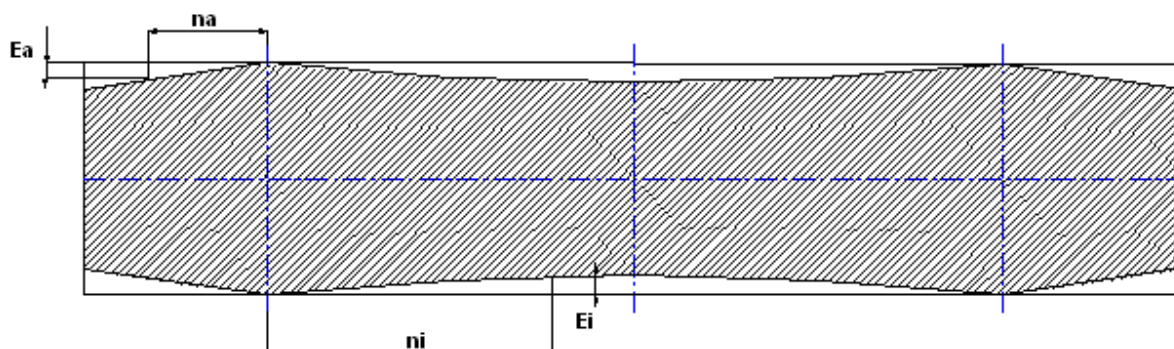
Obr. 47: Průběh maximálního příčného vychýlení sekundárního vypružení

Tab. 59: Příčné vychýlení pružin sekundárního stupně vypružení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Příčné vychýlení pružin (přímá trať)	$y_{2\infty}$ [mm]	55	(9.3.2)
Příčné vychýlení pružin (v oblouku 250 m; vnější)	$y_{2a(250)}$ [mm]	83	(9.3.2)
Příčné vychýlení pružin (v oblouku 250 m; vnitřní)	$y_{2i(250)}$ [mm]	55	(9.3.2)
Příčné vychýlení pružin (v oblouku 150 m; vnější)	$y_{2a(150)}$ [mm]	103	(9.3.2)
Příčné vychýlení pružin (v oblouku 150 m; vnitřní)	$y_{2i(150)}$ [mm]	71	(9.3.2)

### 9.3.3. Jednostranné šířkové zúžení osobního vozu

Pro stanovení jednostranných zúžení u osobních vozů jsou použity vztahy, které jsou uvedeny v normě ČSN EN 15273-2 pro výpočet pomocí kinematické metody. Kompletní výpočet šířkového zúžení byl proveden v maximální vzdálenosti vně od roviny středu podvozků (na čele vozidla)  $n_a = 3,55 \text{ m}$  a v maximální vzdálenosti uvnitř od roviny středu podvozků (ve středu vozidla)  $n_i = 9,5 \text{ m}$ . Výpočet je v obou rovinách proveden ve výškovém rozsahu  $h$  od 130 mm do 4 050 mm (výška vozu).



Obr. 48: Průběh jednostranného zúžení na skříni vozidla [14]

Uvedené vztahy pro výpočet vnitřního a vnějšího zúžení (9.3.4) až (9.3.7) jsou platné pro osobní vozy, u kterých se příčná vůle vozové skříně  $w$  mění nelineárně s poloměrem oblouku  $R$ . Hodnoty, jež jsou popsány indexem 1) jsou určeny pro části s výškou do 400 mm nad TK, zatímco hodnoty s indexem 2) jsou pro části s výškou větší než 400 mm nad TK. [13]



### Vnitřní zúžení:

V obou obecných vztazích (9.3.4) a (9.3.5) se použije hodnota poloměru oblouku  $R$ , která dává největší hodnotu výrazu v hranaté závorce. [13]

Pro  $\infty > R \geq 250$  m:

$$E_i = \left[ \frac{a \cdot n_i - n_i + \frac{2a^{+2}}{4} - \left| \begin{matrix} 5^1 \\ 7,5^2 \end{matrix} \right.}{2R} + w_{i(R)} \right] + q + z \quad (9.3.4)$$

Pro  $250 \text{ m} > R \geq 150$  m:

$$E_i = \left[ \frac{a \cdot n_i - n_i + \frac{2a^{+2}}{4} - 100}{2R} + w_{i(R)} \right] + q + z + \left| \begin{matrix} 0,190^1 \\ 0,185^2 \end{matrix} \right. \quad (9.3.5)$$

### Vnější zúžení:

V obou obecných vztazích (9.3.6) a (9.3.7) se použije hodnota poloměru oblouku  $R$ , která dává největší hodnotu výrazu v hranaté závorce. [13]

Pro  $\infty > R \geq 250$  m:

$$E_a = \left[ \frac{2a^* \cdot n_a - n_a + \frac{2a^{+2}}{4} - \left| \begin{matrix} 5^1 \\ 7,5^2 \end{matrix} \right.}{2R} + w_{i(R)} \frac{n_a}{2a^*} + w_{a(R)} \frac{n_a + 2a^*}{2a^*} \right] + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} \cdot \frac{n_a + 2a^*}{2a^*} + q \frac{2n_a + 2a^*}{2a^*} + z - 0,015 \quad (9.3.6)$$

Pro  $250 \text{ m} > R \geq 150$  m:

$$E_a = \left[ \frac{2a^* \cdot n_a - n_a + \frac{2a^{+2}}{4} - 120}{2R} + w_{i(R)} \frac{n_a}{2a^*} + w_{a(R)} \cdot \frac{n_a + 2a^*}{2a^*} \right] + \frac{1,465 - e_{DV}}{2} \cdot \frac{n_a + 2a^*}{2a^*} + q \frac{2n_a + 2a^*}{2a^*} + z \pm \left| \begin{matrix} 0,215^1 \\ 0,210^2 \end{matrix} \right. \quad (9.3.7)$$

#### 9.3.3.1. Kinematické zúžení

Jedná se o část zúžení vozové skříně způsobené kvazistatickým nakloněním vozu, jenž je způsobeno účinkem nevyrovnané příčné síly při přebytku nebo nedostatku převýšení o velikosti  $\pm 50$  mm. Obecně, se do kinematického zúžení zahrnuje i část nesymetrie  $\eta_0$  (trvalé naklonění), pokud je větší než  $1^\circ$ . [13][15]

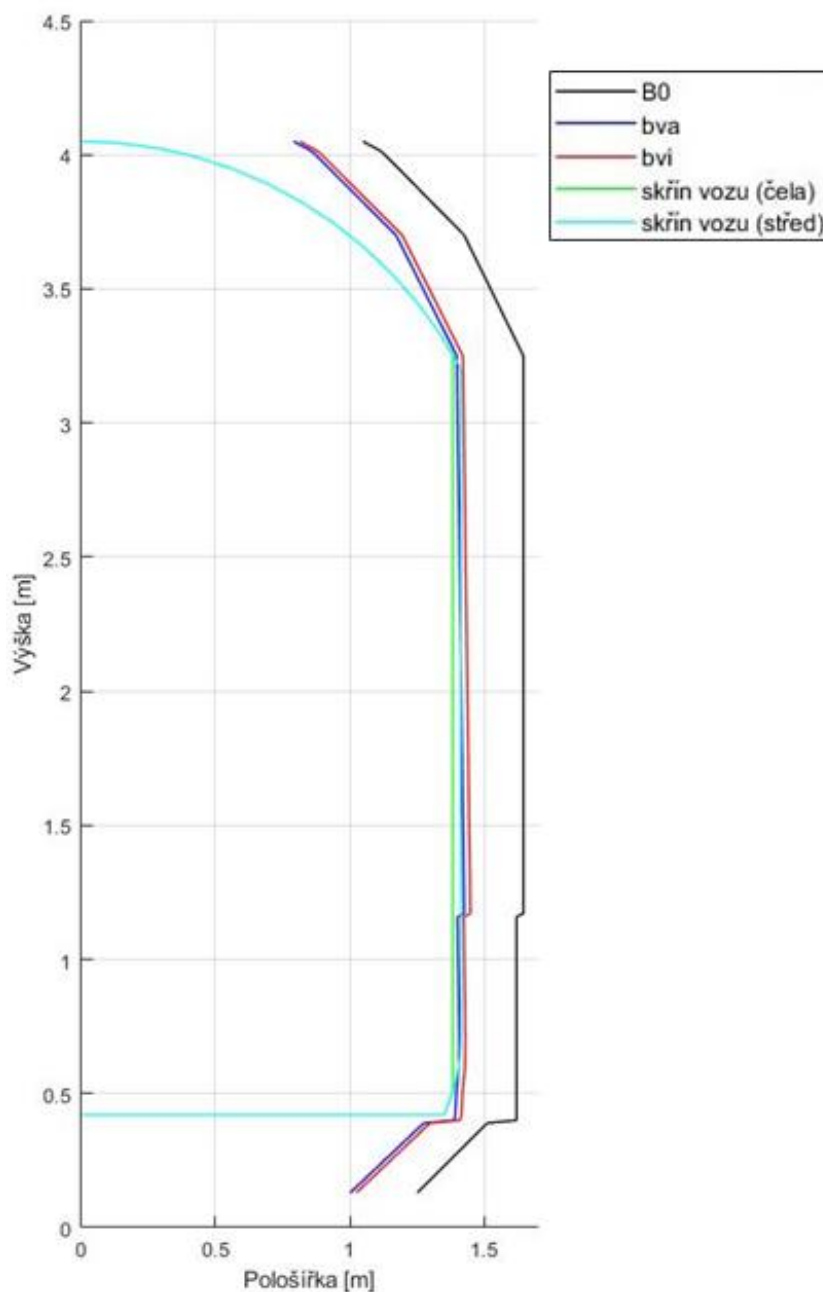
$$z = \left[ \frac{S_z}{30} + tg(\eta_0 + 1^\circ)_{>0} \right] \cdot |h - h_c| + \left[ \frac{S_z}{10} \cdot |h - h_c| - 0,04 \cdot (h - 0,5)_{>0} \right]_{>0} \quad (9.3.8)$$

### 9.3.4. Pološířka obrysu pro konstrukci

Pološířka obrysu pro konstrukci na čele vozové skříně vozu  $b_{Va}$  (9.3.9), stejně tak ve středu vozové skříně  $b_{Vi}$  (9.3.10), je stanovena zmenšením pološířky vztažného kinematického obrysu  $b_0$  o hodnotu jednostranného zúžení, jenž je následně porovnána s obrysem skříně navrženého vozu, kdy z výsledného grafického znázornění je patrné, že skříň navrhovaného osobního vozu vyhovuje (viz Obr. 49). [13][15]

$$\text{Pološířka obrysu pro konstrukci (vnější): } b_{Va} = b_0 - E_a \quad (9.3.9)$$

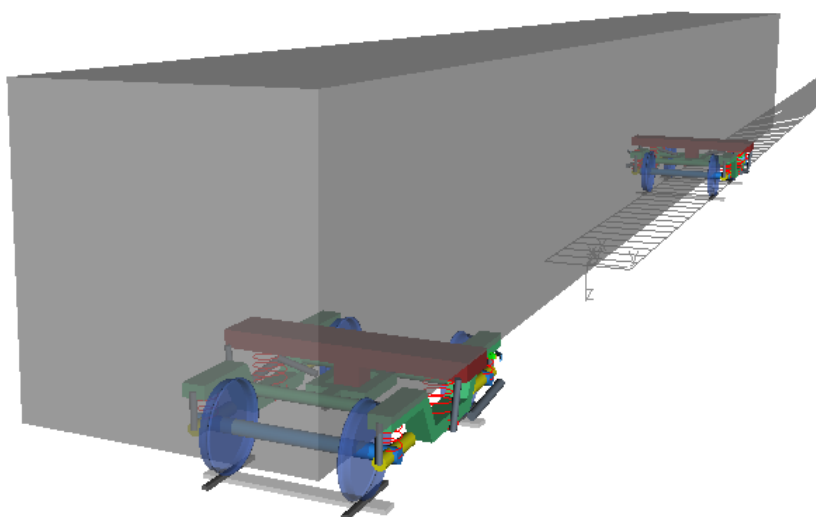
$$\text{Pološířka obrysu pro konstrukci (vnitřní): } b_{Vi} = b_0 - E_i \quad (9.3.10)$$



Obr. 49: Grafické znázornění obrysu pro konstrukci navrhovaného osobního vozu

## 10. Dynamický model vozidla pro výpočtové simulace

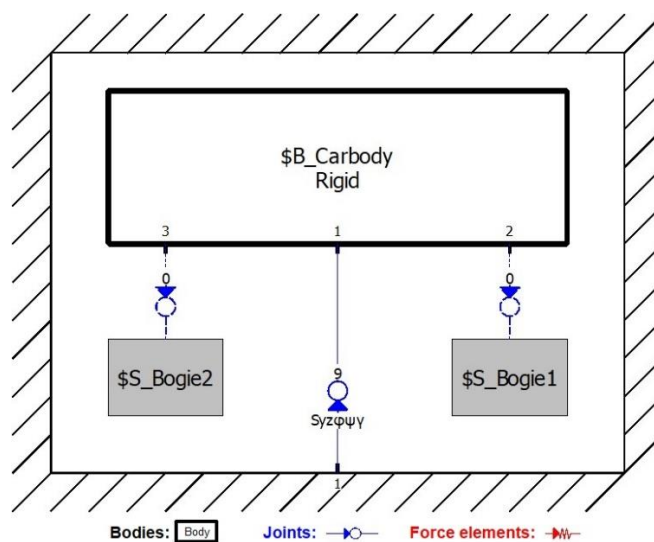
Dynamický model osobního vozu je vytvořen v programu Simpack, jenž se skládá z tělesa vozové skříně a z dvou podsestav podvozku, kdy sestava podvozku zahrnuje dvě podsestavy dvojkolí a podsestavu příčných proměnných nárazek. Model osobního vozu byl vytvořen pro stav prázdný a plně obsazený, kdy je pomocí tohoto modelu simulováno ověření jízdních vlastností vozidla, jenž zahrnuje ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji a simulaci jízdně-technických zkoušek (viz kapitola 12).



Obr. 50: Dynamický model osobního vozu

### 10.1. Sestava osobního vozu

Soustava osobního vozu se skládá z tělesa vozové skříně a z dvou podsestav podvozku, kdy podsestava podvozku je k vozové skříně připojena pevnou vazbou s 0° volnosti pomocí tělesa pomocného nosníku podvozku „BogieBolster“. Vozová skříň je k souřadnicovému systému připojena obecnou traťovou vazbu s 6° volnosti. Struktura modelu zůstává zachována pro oba řešené stavy vozu prázdného a plně obsazeného, kdy jednotlivé stavy se liší pouze parametry vozové skříně vozu.



Obr. 51: Struktura dynamického modelu osobního vozu

Tab. 60: Parametry vozové skříně

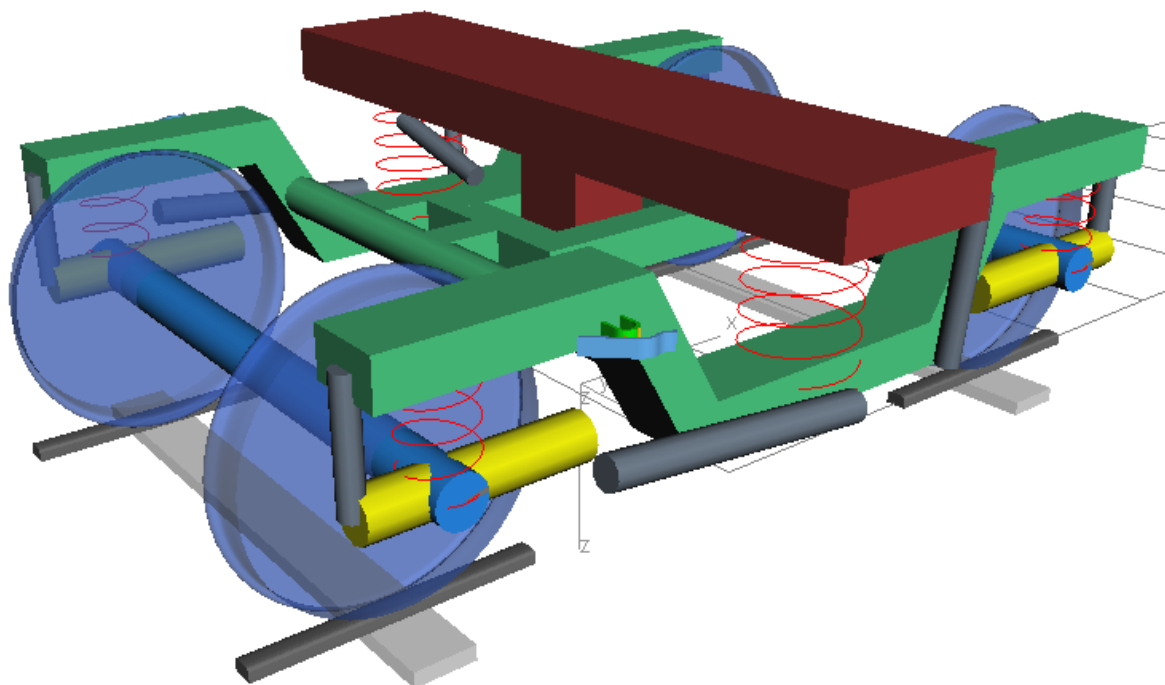
Stav vozu	Hmotnost	Moment setrvačnosti			Poloha těžiště		
	m [kg]	$I_{xx}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{yy}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{zz}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$x_T$ [m]	$y_T$ [m]	$z_T$ [m]
Prázdný	30 107	41 600	1 731 000	1 729 000	0	0	-1,940
Plně obsazený	39 467	54 500	2 269 000	2 267 000	0	0	-1,954

## 10.2. Sestava podvozku

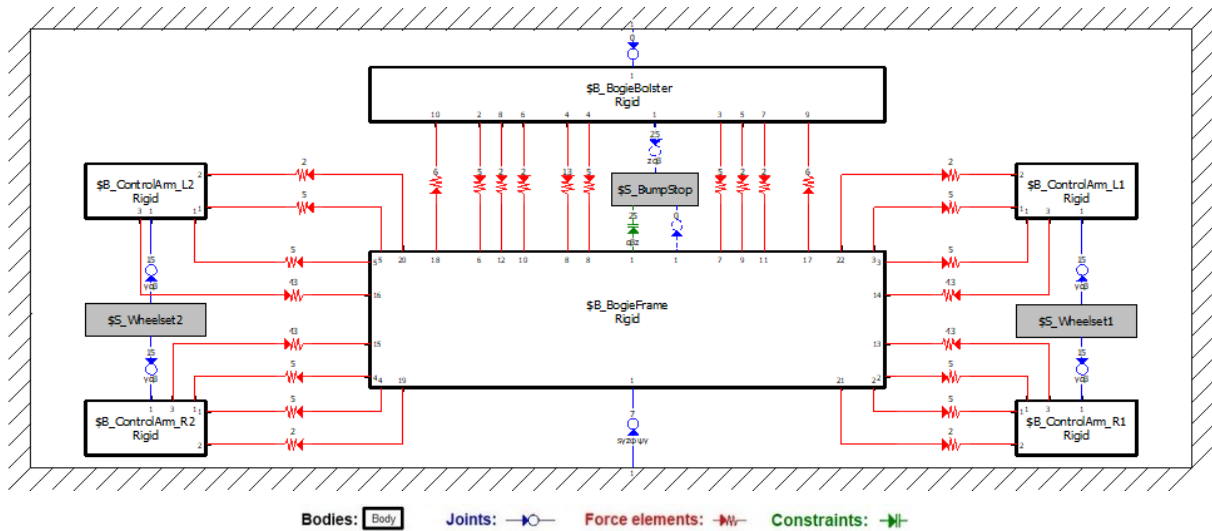
Dynamický model podvozku se skládá ze šesti hmotných těles a z podsestav dynamického modelu dvojkolí a příčných narážek. Jednotlivá tělesa jsou vzájemně propojena pomocí spojů „joints“, vazeb „constraints“ a silových prvků „force elements“. Těleso pomocného nosníku „BogieBolster“ je v celkovém dynamickém modelu osobního vozu připojeno k vozové skříni pomocí pevné vazby s 0° volnosti.

**Tělesa dynamického modelu podvozku:**

- 1x pomocný nosník „BogieBolster“
- 1x rám podvozku „BogieFrame“
- 4x kyvné rameno „ControlArm“
- 2x podsestava dvojkolí „Wheelset“
- 1x podsestava příčných narážek „BumpStop“



Obr. 52: Dynamický model podvozku



Obr. 53: Struktura dynamického modelu podvozku

Tab. 61: Parametry podvozku

Těleso	Hmotnost	Moment setrvačnosti			Poloha těžiště		
	m [kg]	$I_{xx}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{yy}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{zz}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$x_T$ [m]	$y_T$ [m]	$z_T$ [m]
Dvojkolí	1 514	640	114	640	±1,28	0	-0,46
Kyvné rameno	208	3	10	10	±1,156	±1	-0,486
Rám podvozku	3 678	1 460	1 410	2 690	0	0	-0,532
Pomocný nosník	598	231	20	234	0	0	-0,93

Tab. 62: Parametry silových prvků podvozku (část 1)

Silový prvek	Osová tuhost			Torzní tuhost		
	$k_x$ [kN/m]	$k_y$ [kN/m]	$k_z$ [kN/m]	$k_{txx}$	$k_{tyy}$ [Nm/°]	$k_{tzz}$ [Nm/°]
Pružina primárního vypružení	249	249	597	-	-	-
Pryžový kloub	25 000	8 000	25 000	700 Nm/°	0 <sup>4</sup>	700
Pružina sekundárního vypružení	153	153	626	-	-	-
Torzní stabilizátor kolébání	-	-	-	2 023 kNm/rad	-	-

Tab. 63: Parametry silových prvků podvozku (část 2)

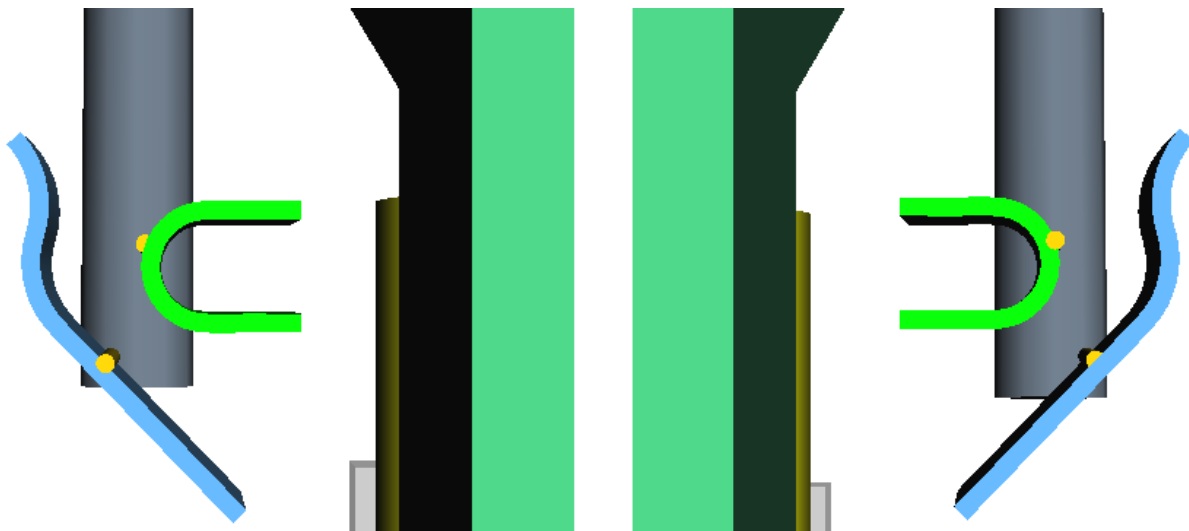
Silový prvek	Počet tlumičů na podvozku	Hodnota tlumiče <sup>5</sup>
	$n_{tl}$ [1]	$b_{tl}$
Tlumič primárního vypružení	4	10 000 Ns/m
Svislý tlumič sekundárního vypružení	2	20 000 Ns/m
Příčný tlumič sekundárního vypružení	2	15 000 Ns/m
Podélný tlumič vrtivých pohybů	2	13 500 N

<sup>4</sup> Torzní tuhost pryžového kloubu  $k_{tyy}$  je zahrnuta v tuhosti  $k_z$  prvku „pružina primárního vypružení“.

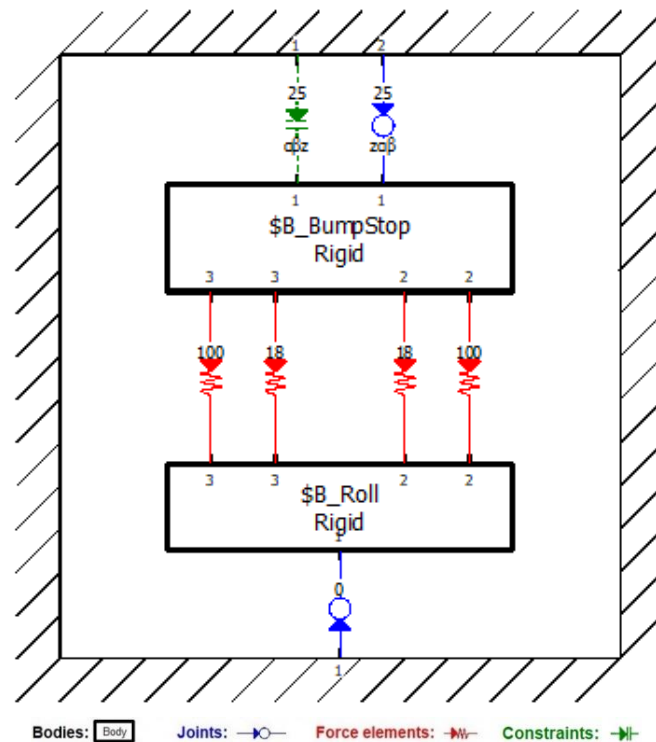
<sup>5</sup> Hodnota tlumiče udává hodnotu tlumících konstant, kromě tlumiče vrtivých pohybů, kde udává hodnotu tlumící síly při kritické rychlosti  $v = 0,02$  m/s.

### 10.3. Příčné narážky

Dynamický model příčných narážek se skládá ze dvou těles, kdy těleso kladek „Roll“ je pomocí pevné vazby připojeno k rámu podvozku „BogieFrame“ a pomocí vazby kontaktu těles je připojeno k tělesu konzol „BumpStop“, jenž mají na styčné ploše kulisu s vypočteným povrchem. Těleso konzol „BumpStop“ je k rámu podvozku „BogieFrame“ připojeno pomocí vazeb, jenž umožňují konzolím pohyb v podélném a příčném směru a natáčení kolem svislé osy stejně jako pomocný nosík „BogieBolster“, ale zároveň nejsou ovlivněny naklápěním pomocného nosníku kolem podélné a příčné osy, což umožňuje využití zjednodušeného kontaktního povrchu narážek, kdy není zapotřebí uvažovat naklápění skříně vozu vůči podvozku.



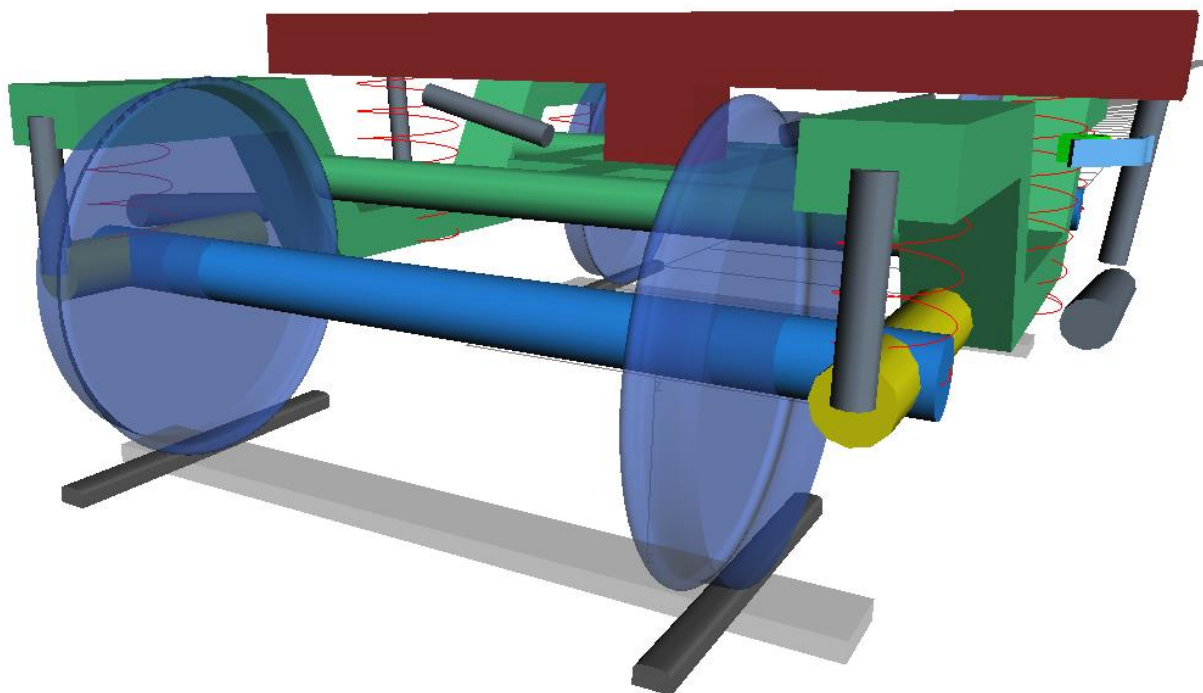
Obr. 54: Dynamický model příčných narážek podvozku



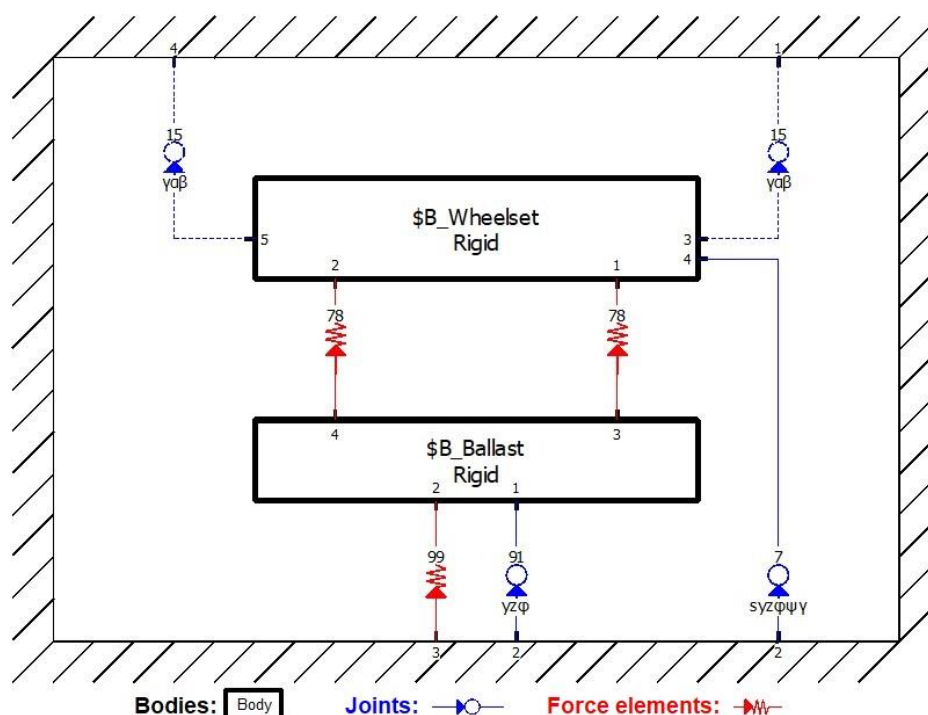
Obr. 55: Struktura dynamického modelu příčných narážek podvozku

## 10.4. Sestava dvojkolí

Dynamický model dvojkolí se skládá ze dvou těles, kdy těleso dvojkolí „Wheelset“ je pomocí sférické vazby připojeno ke dvěma kyvným ramenům „ControlArm“ a pomocí vazby kolo-kolejnice je připojeno k tělesu koleje „Ballast“. Dvojkolí je k souřadnicovému systému připojeno obecnou traťovou vazbu s 6° volnosti.



Obr. 56: Dynamický model dvojkolí

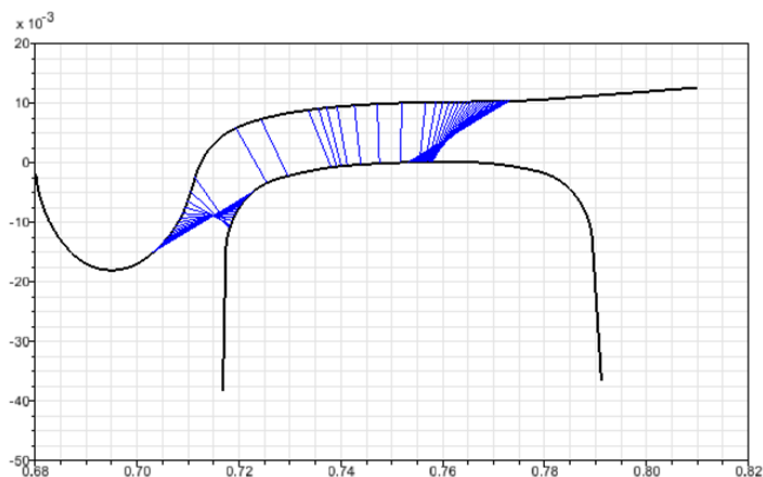


Obr. 57: Struktura dynamického modelu dvojkolí



Tab. 64: Parametry kontaktu dvojkolí – kolej

Veličina	Označení	Hodnota
<b>Dvojkolí</b>		
Vzdálenost styčných kružnic	$2s$ [mm]	1 500
Průměr kol	$D_K$ [mm]	920
Profil kola		S 1002
<b>Kolej</b>		
Rozchod	$e_{KOL}$ [mm]	1 435
Tvar kolejnice		UIC 60 (60E1)
Sklon upevnění kolejnic	$\lambda_{KOL}$ [1]	1:40



Obr. 58: Kontakt dvojkolí – kolej

Tab. 65: Parametry dvojkolí

Těleso	Hmotnost	Moment setrvačnosti			Poloha těžiště		
	m [kg]	$I_{xx}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{yy}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{zz}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$x_T$ [m]	$y_T$ [m]	$z_T$ [m]
Dvojkolí	1 514	640	114	640	±1,28	0	-0,46

## 10.5. Parametry tratí pro ověření jízdních vlastností vozidla

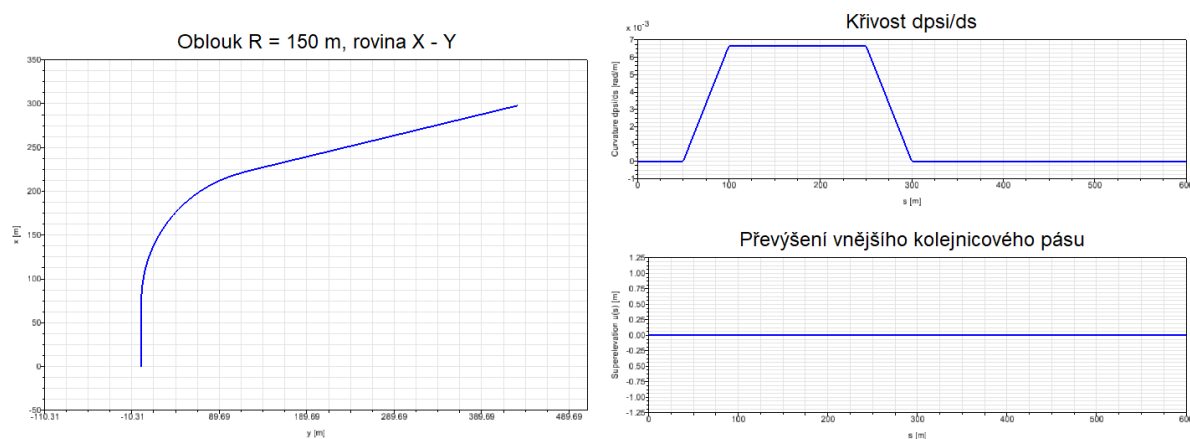
Pro stanovení jízdních vlastností vozidla jsou použita různá uspořádání tratě, kdy je jedna trať určena pro simulaci zkoušky bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji (metoda 2) a druhá trať pro simulaci jízdně – technických zkoušek. Jednotlivé zkoušky jsou podrobněji popsány v kapitole 12.1 a 12.2, kdy podrobnější popis jednotlivých tratí je popsán v příloze Příl. 2 a Příl. 3.

### 10.5.1. Trať pro ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji

Trať s obloukem o poloměru 150 metrů bez převýšení, slouží k určení vodicích sil při průjezdu obloukem, jenž je součástí stanovení bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji dle normy ČSN EN 14 363 (metoda 2). Rychlost jízdy vozu je stanovena na 8 km/h.

Tab. 66: Parametry tratě pro ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji

Veličina	Označení	Hodnota
Rozchod koleje	$e_{KOL}$ [mm]	1 450
Poloměr oblouku	$R$ [m]	150
Stavební převýšení koleje	$p$ [mm]	0
Rychlost vozidla	$V$ [km/h]	8



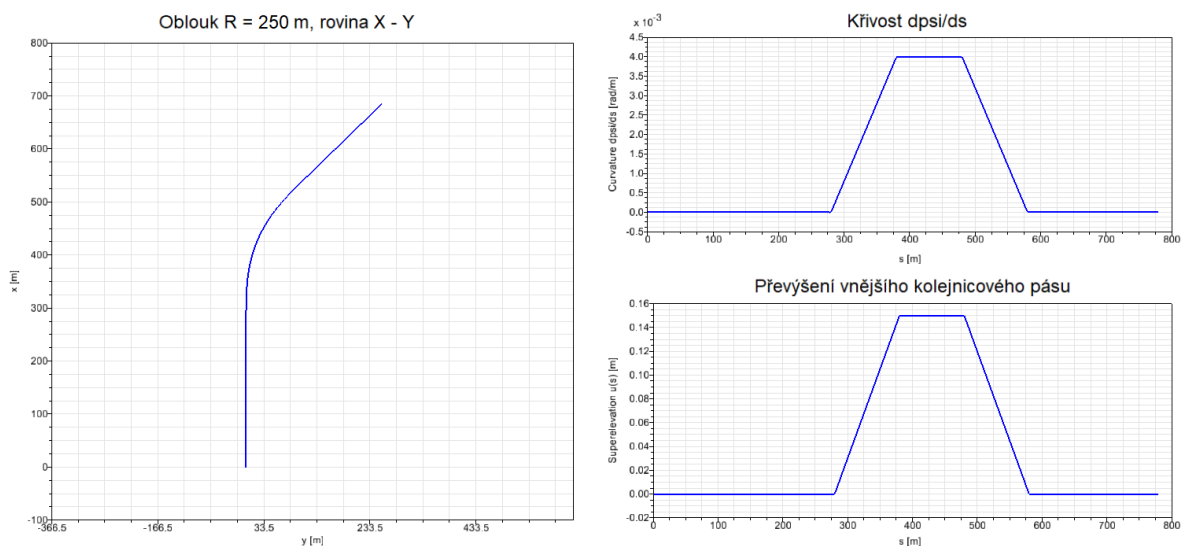
Obr. 59: Znárodnění parametrů tratě pro ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji

### 10.5.2. Trať pro jízdně – technické zkoušky

Jednotlivé tratě pro simulaci jízdně – technických zkoušek jsou definovány pro jednotlivé zkušební oblasti, kdy se jedná o jízdu vozidla v přímé trati a průjezdem oblouku, jež jsou v rozsahu od velkých poloměrů až po velmi malé poloměry. Každá zkušební oblast podléhá určitým požadavkům, které jsou definovány dle normy ČSN EN 14363, jež jsou dále podrobněji popsány v kapitole 12.2.1. Pro simulaci jízdně – technických zkoušek po reálné koleji je do parametrů tratě zahrnuta nerovnost koleje, jež je popsána odchylkou střednice koleje, naklopením a odchylkou rozchodu na délce trati, kde podrobnější popis nerovnosti koleje na zkušebních tratích je popsán v příloze Příl. 2.

Tab. 67: Parametry tratě pro jízdně-technické zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota
Rozchod koleje	$e_{KOL}$ [mm]	1 435
<b>Přímá trať</b>		
Rychlost vozidla	$V$ [km/h]	220
<b>Průjezd obloukem</b>		
Rychlost vozidla	$V$ [km/h]	82 ÷ 220
Poloměr oblouku	$R$ [m]	150 ÷ 1 813
Stavební převýšení koleje	$p$ [mm]	150
Zkušební nedostatek převýšení	$I_{ZK}$ [mm]	165



Obr. 60: Znárodnění parametrů tratě průjezdu obloukem  $R = 250$  m pro jízdně – technické zkoušky

## 11. Analýza vlastností linearizovaného modelu

Výsledný návrh prvního a druhého stupně vypružení je posuzován z hlediska komfortu jízdy pomocí hodnot vlastních frekvencí houpání vozové skříňe, které jsou stanoveny vztahy pro zjednodušený model dvoumotové soustavy, jež jsou již uvedeny v kapitole 6.3.4, kdy je následně navržena hodnota tlumení tlumičů druhého stupně vypružení, které jsou stanoveny v rozsahu 20 ÷ 30 % kritického tlumení. Stanovené hodnoty vlastních frekvencí houpání vozové skříňe jsou dále porovnány s hodnotami stanovených pro výpočtový model vozu v programu Simpack, kdy pro požadovaný komfort jízdy je zapotřebí v rozsahu 1 ÷ 1,2 Hz.

**Hodnota kritického tlumení sekundárního vypružení:**

$$b_{2_{krit}} = \frac{\sqrt{2 \cdot \left(3 + \frac{2 \cdot m_1}{m_{2PV} + m_{2LV}}\right)}}{2 + \frac{2 \cdot m_1}{m_{2PV} + m_{2LV}}} \cdot \sqrt{\frac{k_{z1} \cdot k_{z2} \cdot m_{2PV} + m_{2LV}}{k_{z1} + k_{z2}} \cdot \frac{m_{2PV} + m_{2LV}}{2}} \quad (11.1)$$

Tab. 68: Vlastní frekvence houpání vozové skříňe (dvoumotová soustava)

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Vlastní frekvence houpání vozové skříňe (prázdný vůz)	$f_{z2PV}$ [Hz]	1,14	(6.3.9)
Vlastní frekvence houpání vozové skříňe (plně obsazený vůz)	$f_{z2LV}$ [Hz]	1	(6.3.9)
Hodnota kritického tlumení sekundárního vypružení	$b_{z2_{krit}}$ [Ns/m]	139 585	(11.1)
Navržená hodnota tlumení tlumiče sekundárního vypružení	$b_{z2tl}$ [Ns/m]	20 000	$\approx \frac{b_{z2_{krit}} \cdot (0,2 \div 0,3)}{n_s}$

### 11.1. Výpočtový model vozu Simpack

Hodnoty vlastních frekvencí vozové skříňe a hodnoty poměrných útlumů jsou stanoveny výpočtovým modelem vozu v programu Simpack, jenž jsou určeny pro tři stavy vozu, kdy je vůz prázdný, obsazený pouze sedícími cestujícími a plně obsazený. Z výsledků hodnot, které jsou uvedeny v Tab. 69, lze pozorovat, že hodnoty jsou velmi podobné s výsledky vlastních frekvencí houpání skříňe stanovených dle výpočtu pro zjednodušený model dvoumotové soustavy (viz Tab. 68), jenž jsou taktéž vyhovují požadovanému komfortu jízdy v rozsahu 1 ÷ 1,2 Hz. Dále stanovené hodnoty poměrných útlumů kmitových tvarů vozové skříňe jsou poměrně nízké, vůči doporučené hodnotě v rozsahu 0,2 ÷ 0,3.

Tab. 69: Analýza vlastností linearizovaného modelu osobního vozu (Simpack)

Stav zatížení vozu		Prázdný vůz	Obsazený sedícími cestujícími	Plně obsazený vůz
Veličina	Označení	Hodnota		
<b>Vlastní frekvence</b>				
Houpání skříně	$f_{z2}$ [Hz]	1,13	1,03	1
Kolébání skříně (kolem dolního bodu)	$f_{\varphi_{x2}}$ [Hz]	0,44	0,41	0,39
Kolébání skříně (kolem horního bodu)	$f_{\varphi_{x2}}$ [Hz]	1,54	1,53	1,53
Kývání skříně	$f_{\varphi_{y2}}$ [Hz]	1,34	1,33	1,32
Vrcení skříně	$f_{\varphi_{z2}}$ [Hz]	0,81	0,81	0,81
<b>Poměrné útlumy</b>				
Houpání skříně	$b_{r_{z2}}$ [1]	0,17	0,15	0,15
Kolébání skříně (kolem dolního bodu)	$b_{r_{\varphi_{x2}}}$ [1]	0,11	0,10	0,10
Kolébání skříně (kolem horního bodu)	$b_{r_{\varphi_{x2}}}$ [1]	0,20	0,20	0,20
Kývání skříně	$b_{r_{\varphi_{y2}}}$ [1]	0,20	0,20	0,20
Vrcení skříně	$b_{r_{\varphi_{z2}}}$ [1]	0,18	0,18	0,18

## 12. Ověření jízdních vlastností vozidla

Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji musí být zaručena u každého kolejového vozidla a rovněž ověřena zkouškou, kdy požadavky na prokázání bezpečnosti proti vykolejení jsou popsány v technických specifikacích pro interoperabilitu TSI, respektive zejména v navazující normě ČSN EN 14363. Prokázání bezpečnosti proti vykolejení je vyžadováno ve dvou úrovních, kdy prvním je bezpečnost proti vykolejení při jízdě na zborcené koleji za kvazistatických podmínek, tedy kdy děje jsou dostatečně pomalé, aby se vyloučil vliv dynamických účinků. Zkouška bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji a její simulace jsou dále popsány a provedeny v kapitole 12.1. Poté je druhý stupeň prokázání jízdní bezpečnosti vozidla, jenž je prováděn během jízd na reálné trati, kdy rozsah a parametry zkušebních jízd jsou definovány tak, aby se pokrylo co nejvíce stavů, které se mohou při provozu vozidla vyskytnout. Hodnocení bezpečnosti vozidla je poté statisticky vyhodnoceno z časových záznamů měřených veličin, kde již vstupuje dynamické chování vozidla. Simulace vybraných případů jízdně – technických zkoušek jsou podrobněji popsány a vyhodnoceny v kapitole 12.2. [7]

### 12.1. Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji

V současné době jsou pro prokázání bezpečnosti vozidla proti vykolejení za kvazistatických podmínek definovány tři metody normou ČSN EN 14363, kdy pro ověření bezpečnosti navrženého osobního vozu je použita metoda 2, která je založena přímo na stanovení poměru  $Y/Q$ , kdy hodnoty sil  $Y$  a  $Q$  jsou stanoveny samostatnými zkouškami. Zjištěný poměr  $Y/Q$  je následně porovnán s mezní hodnotou, kdy za podmínku bezpečného průjezdu vozidla obloukem je považováno, jestliže skutečný poměr  $Y/Q$  na nabíhajícím kole je nižší než mezní hodnota. Samotný průběh zkoušky metodu 2 je složen z průjezdu vozidla nepřevýšeným obloukem o poloměru  $R = 150\text{ m}$ , kdy je stanovena hodnota vodicích sil  $Y$ , a ze zjištění odlehčení na zkušebním zborcení koleje pomocí zkušebního stavu, kdy je stanovena minimální hodnota kolové síly  $Q$ . [7]

Z výsledků získaných ze zkoušek bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji, jenž jsou stanoveny analytickým výpočtem a následně porovnány s výsledky ze simulace modelu vozu v programu Simpack, je dosaženo validace výpočtového modelu osobního vozu.

#### 12.1.1. Zkruvací zkouška – zjištění kolových sil na zborcené koleji

Zkouška je provedena s využitím zkušebního stavu, kterým lze simulovat zborcení koleje a měřit kolové síly a velikost zborcení, kdy prostřednictvím pohybů kolových podpěr je vozidlo zkruováno. Výsledkem zkruovací zkoušky je vyhodnocení minimální kolové síly  $Q_{min}$ , jenž je stanovena při nejnepříznivějším stavu, kdy je vůz prázdný. Pro vyhodnocení bezpečnosti a připuštění vozidel do mezinárodního provozu je definováno tzv. mezní zborcení, které je charakterizované úhlem zborcení, kdy norma ČSN EN 14363 definuje zkušební postupy a hodnoty mezního, respektive zkušebního zborcení pro ověřování bezpečnosti železničních vozidel proti vykolejení na zborcené koleji. [7][15]

### 12.1.1.1. Zkušební zborcení

Hodnoty zkušební zborcení jsou dle normy ČSN EN 14363 (metoda 2) definovány pro tři typy zborcení, kdy se jedná o zborcení na bázi rovné rozvoru podvozku  $g^+$ , na bázi rovné vzdálenosti středů podvozků  $g^*$  a kombinovanému zborcení složeného z předešlých dvou typů. Při zkruřovací zkoušce je provedeno kombinované zborcení, jenž je pro navrhovaný osobní vůz uskutečněno simulací zkruřování vozu a zjištění průběhu změn kolových sil na jednotlivých kolech, zatímco při analytickém výpočtu je stanovena superpozicí změn kolových sil vyvolaných postavením podvozků a změn vyvolaných postavením skříně vozu, která oba podvozky váže. [7][15]

**Zkušební zborcení na bázi rozvoru podvozku:**

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} \quad (12.1.1)$$

**Zkušební zborcení na bázi vzdálenosti středů podvozků:**

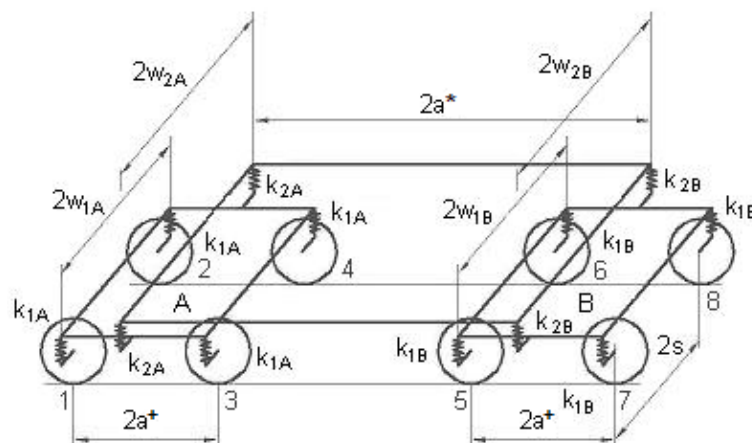
$$g^* = \frac{15}{2a^*} + 2 \quad (12.1.2)$$

Tab. 70: Zkušební zborcení

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Zkušební zborcení na bázi rozvoru podvozku	$g^+$ [%]	5,05	(12.1.1)
Zkušební zborcení na bázi vzdálenosti středů podvozků	$g^*$ [%]	2,79	(12.1.2)

### 12.1.1.2. Změna kolových sil na zborcené koleji

Navrhovaný osobní vůz je podvozkové čtyřnápravové vozidlo, kde vozová skříň je uložena na sekundárním vypružení podvozků A a B, jejichž primární a sekundární vypružení je uloženo v příčné bázi. Základním parametrem těchto svislých vypružení je nejen osová tuhost, ale i úhlová tuhost, díky které lze vyjádřit momentový účinek dvojice pružin svislého vypružení na úhlu natočení podél osy neboli velikost změn kolových sil. [15]



Obr. 61: Schéma osobního vozu (podvozkové čtyřnápravové vozidlo) [14]

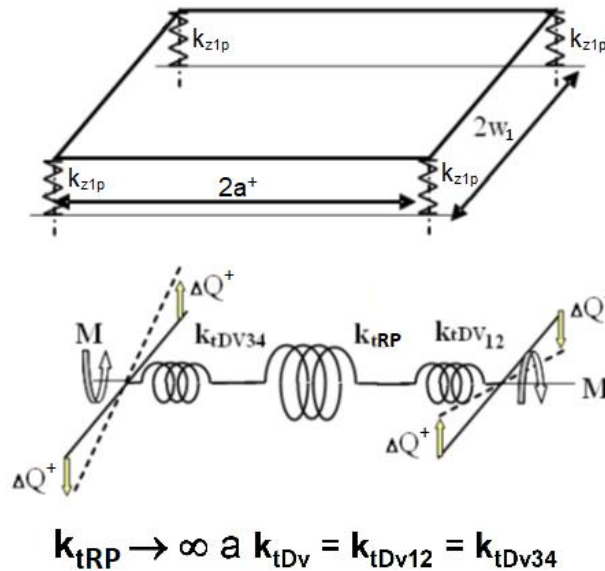
Tab. 71: Parametry příčné báze primárního a sekundárního stupně vypružení osobního vozu

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Příčná báze primárního vypružení	$2w_1$ [mm]	2 000	Tab. 25
Příčná báze sekundárního vypružení	$2w_2$ [mm]	2 000	Tab. 42

### 12.1.1.3. Změna kolových sil vyvolaná postavením podvozků

Pro výpočet změny kolové síly  $\Delta Q^+$  vyvolané postavením podvozku na zkušební zborcení  $g^+$  se uvažuje jednoduchá dvounápravová torzní soustava rámu podvozku uloženého na primárním vypružení dvojkolí, jehož celková torzní tuhost podvozku  $k_{tP}$  je dána sériově řazenou torzní tuhostí vypružení obou dvojkolí a torzní tuhostí rámu podvozku. [15]

$$\Delta Q^+ = \frac{2a^+}{(2s)^2} \cdot k_{tP} \cdot \frac{g^+}{1000} \quad (12.1.3)$$



Obr. 62: Náhradní torzní soustava postavení podvozku na zborcené koleji [14]

Tab. 72: Změna kolových sil vyvolaná postavením podvozků

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Změna kolových sil vyvolaná postavením podvozků	$\Delta Q^+$ [N]	3 425	(12.1.3)
Torzní tuhost podvozku	$k_{tP}$ [Nm/rad]	596 511	(12.1.4)
Torzní tuhost uložení dvojkolí	$k_{tDV}$ [Nm/rad]	1 193 022	(12.1.5)

#### Torzní tuhost podvozku:

Náhradní torzní soustava představuje tři torzní pružiny, jež jsou řazené v sérii, kdy je předpokládána torzní tuhost primárního vypružení obou dvojkolí  $k_{tDV}$  shodná a torzní tuhost rámu podvozku  $k_{tRP}$  jako dokonale tuhá.

$$\frac{1}{k_{tP}} = \frac{1}{k_{tDV12}} + \frac{1}{k_{tRP}} + \frac{1}{k_{tDV34}} \Rightarrow k_{tP} = \frac{k_{tDV}}{2} \quad (12.1.4)$$

#### Torzní tuhost uložení dvojkolí:

Torzní tuhost uložení dvojkolí  $k_{tDV}$  je dána osovou tuhostí duplexních pružin  $k_{z1p}$ , které jsou uloženy na příčné bázi  $2w_1$ .

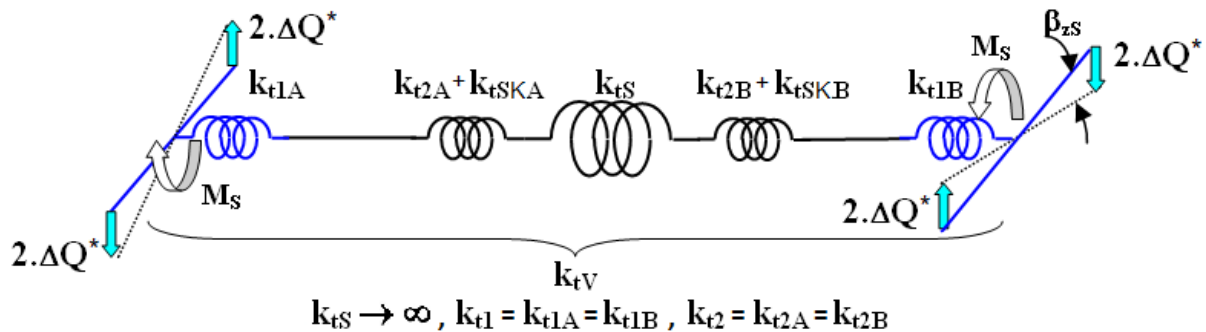
$$k_{tDV} = 2 \cdot k_{z1p} \cdot w_1^2 \quad (12.1.5)$$



#### 12.1.1.4. Změna kolových sil vyvolaná postavením vozové skříně

Výpočet změny kolové síly  $\Delta Q^*$  vyvolané postavením vozové skříně na zkušebním zborcení  $g^*$ , jenž je vyvozena pouze pootočením roviny kol podvozku A vůči rovině kol podvozku B, jelikož je následně superponována ke změnám kolových sil  $\Delta Q^*$  vyvolané postavením podvozku. Celková torzní tuhost vozu  $k_{tV}$  je dána sériově řazenou torzní tuhostí primárního a sekundárního stupně vypružení podvozku a torzní tuhostí skříně vozu. [15]

$$\Delta Q^* = \frac{1}{2} \cdot \frac{2a^*}{(2s)^2} \cdot k_{tV} \cdot \frac{g^*}{1000} \quad (12.1.6)$$



Obr. 63: Náhradní torzní soustava postavení vozidla na zborcené koleji [14]

Tab. 73: Změna kolových sil vyvolaná postavením vozové skříně

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Změna kolových sil vyvolaná postavením vozové skříně	$\Delta Q^*$ [N]	8 129	(12.1.6)
Torzní tuhost vozidla	$k_{tV}$ [Nm/rad]	690 191	(12.1.7)
Torzní primárního vypružení	$k_{t1}$ [Nm/rad]	2 386 044	(12.1.8)
Torzní tuhost sekundárního vypružení	$k_{t2}$ [Nm/rad]	1 252 000	(12.1.9)
Torzní tuhost stabilizátoru kolébání	$k_{tSK}$ [Nm/rad]	2 023 103	(12.1.10)

#### Torzní tuhost vozu:

Náhradní torzní soustava představuje pět torzních pružin, jež jsou řazeny v sérii, kdy je předpokládána torzní tuhost vypružení obou podvozků shodná a torzní tuhost skříně vozidla  $k_{tS}$  jako dokonale tuhá. Torzní tuhost sekundárního vypružení podvozků  $k_{t2}$  je navýšena torzní tuhostí stabilizátoru kolébání  $k_{tSK}$ .

$$\frac{1}{k_{tV}} = \frac{1}{k_{t1A}} + \frac{1}{k_{t2A} + k_{tSKA}} + \frac{1}{k_{tS}} + \frac{1}{k_{t2B} + k_{tSKB}} + \frac{1}{k_{t1B}} \Rightarrow k_{tCV} = \frac{1}{\frac{2}{k_{t1}} + \frac{2}{k_{t2} + k_{tSK}}} \quad (12.1.7)$$

#### Torzní tuhost primárního vypružení:

Torzní tuhost primárního vypružení  $k_{t1}$  je dána torzní tuhostí uložení obou dvojkolí  $k_{tDV}$ , jenž jsou paralelně uloženy k rámu podvozku.

$$k_{t1} = 2 \cdot k_{tDV} \quad (12.1.8)$$

### Torzní tuhost sekundárního vypružení:

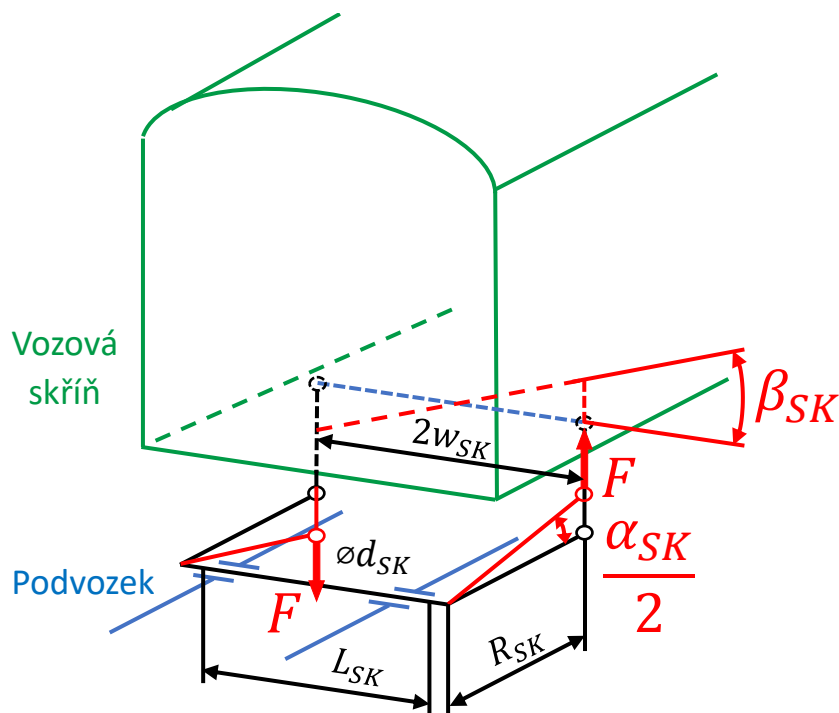
Torzní tuhost sekundárního vypružení  $k_{t2}$  je dána osovou tuhostí pružících prvků  $k_{z2(p+s)}$ , které jsou uloženy na příčné bázi  $2w_2$ .

$$k_{t2} = 2 \cdot k_{z2(p+s)} \cdot w_2^2 \quad (12.1.9)$$

### Torzní tuhost stabilizátoru kolébání:

Torzní tuhost stabilizátoru kolébání  $k_{tSK}$  je dána torzní tuhostí zkrutné tyče, která je uložena pomocí dvou pák k svislým táhlům, jež jsou uložena na příčné bázi  $2w_{SK}$  k pomocnému nosníku podvozku, který je přišroubován k vozové skříni.

$$k_{tSK} = \frac{w_{SK}^2 \cdot G \cdot \pi \cdot d_{SK}^4}{8 \cdot L_{SK} \cdot R_{SK}^2} \quad (12.1.10)$$



Obr. 64: Torzní stabilizátor kolébání

Materiálové parametry zkrutné tyče torzního stabilizátoru kolébání jako Youngův modul  $E$ , Poissonovo číslo  $\mu$  a modul pružnosti ve smyku  $G$  je stanoven stejně, jako pro pružiny primárního nebo sekundárního stupně vypružení, proto jsou pouze znovu uvedeny v Tab. 74.

Tab. 74: Parametry torzního stabilizátoru kolébání

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Příčná báze torzního stabilizátoru kolébání	$2w_{SK}$ [mm]	1 100	Návrh
Délka tyče torzního stabilizátoru	$L_{SK}$ [mm]	960	Návrh
Délka ramene torzního stabilizátoru	$R_{SK}$ [mm]	255	Návrh
Průměr tyče torzního stabilizátoru	$d_{SK}$ [mm]	60	Návrh
Youngův modul	$E$ [Pa]	2,1E+11	Tab. 28
Poissonovo číslo	$\mu$ [1]	0,28	Tab. 28
Modul pružnosti ve smyku	$G$ [Pa]	8,2E+10	Tab. 28

### 12.1.1.5. Minimální kolová síla

Výsledkem zkrucovací zkoušky je vyhodnocení minimální kolové síly  $Q_{min}$ , která je pro navrhovaný osobní vůz stanovena simulací zkrucováním vozu v programu Simpack, kdy je zjištěn průběh změn kolových sil na jednotlivých kolech, který je následně porovnán s analytickým výpočtem, jenž je stanoven superpozicí změn kolových sil vyvolaných postavením podvozků  $\Delta Q^+$  a změn vyvolaných postavením skříně vozu  $\Delta Q^*$ .

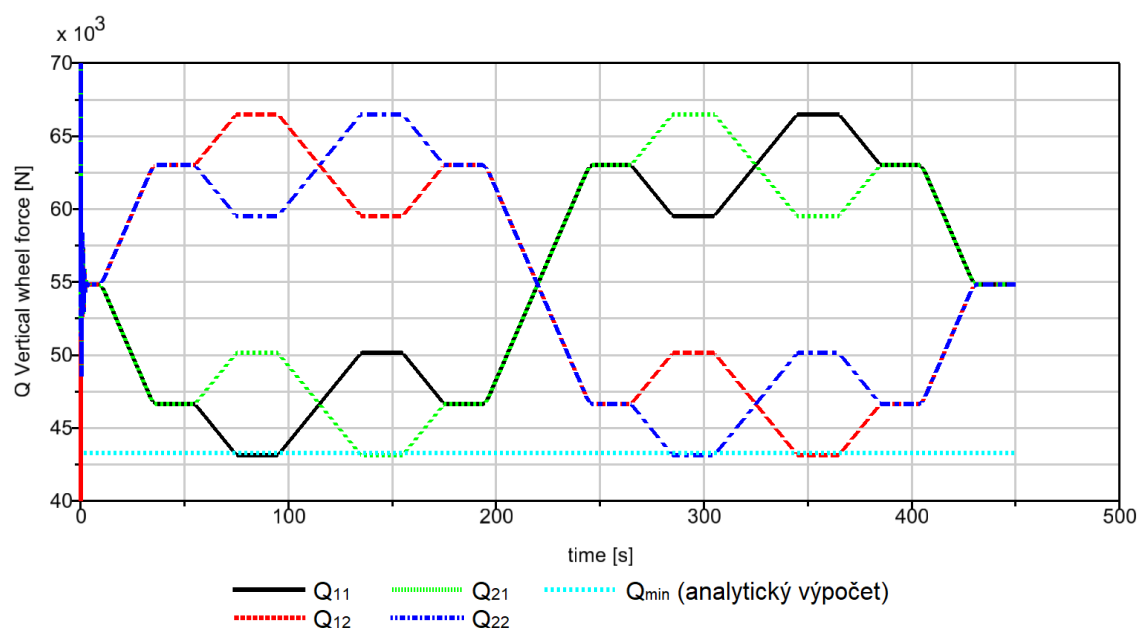
$$Q_{min} = Q_0 - \Delta Q^+ - \Delta Q^* \quad (12.1.11)$$

Tab. 75: Minimální kolová síla (analytický výpočet/Simpack)

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Nápravové zatížení (prázdný vůz)	$A_0$ [N]	109 665	Tab. 14
Kolová síla (prázdný vůz)	$Q_0$ [N]	54 833	$\frac{A_0}{2}$
Změna kolových sil vyvolaná postavením podvozků	$\Delta Q^+$ [N]	3 425	Tab. 72
Změna kolových sil vyvolaná postavením vozové skříně	$\Delta Q^*$ [N]	8 129	Tab. 73
Minimální kolová síla (analytický výpočet)	$Q_{min}$ [N]	43 278	(12.1.11)
Minimální kolová síla (simulace Simpack)	$Q_{min}$ [N]	43 135	Simpack

#### Simulace zkrucovací zkoušky:

Z výsledků získaných simulací zkrucovací zkoušky navrhovaného osobního vozu v programu Simpack, kdy zjištěná minimální kolová síla  $Q_{min}$  je uvedena v Tab. 75 a graficky znázorněn průběh změn kolových sil na Obr. 65, lze pozorovat velmi dobrou shodu s výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu. Tímto porovnáním je výpočtový model validován z hlediska sil mezi kolem a kolejnicí za statických podmínek. Průběh změn kolových sil je popsán v příloze Příl. 3.



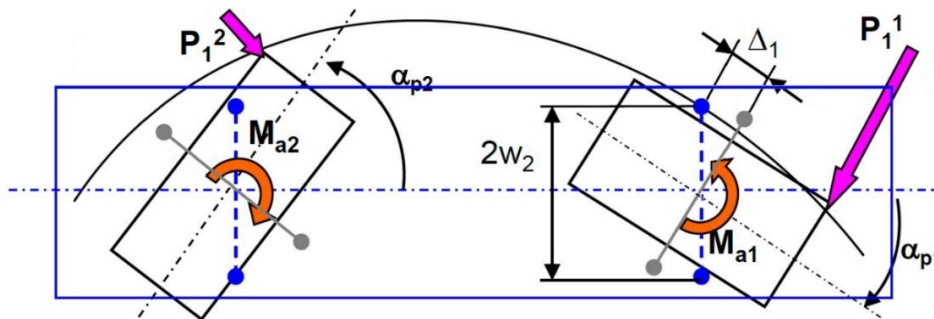
Obr. 65: Průběh změn kolových sil na podvozku 1 při simulaci zkrucovací zkoušky osobního vozu

### 12.1.2. Průjezd nepřevýšeným obloukem o poloměru $R = 150 \text{ m}$

Zkouška je provedena průjezdem vozidla nepřevýšeným obloukem o poloměru  $R = 150 \text{ m}$  nízkou rychlostí do  $10 \text{ km/h}$ , kdy výsledkem je stanovení hodnot vodicích sil  $Y$  na nabíhajících kolech, jenž jsou určeny pro nejnepříznivější stav, kdy je vůz prázdný. Výsledkem je porovnání zjištěných vodicích sil  $Y$ , jenž jsou stanoveny analytickým výpočtem podle Heumannovy teorie a simulací průjezdu osobního vozu zkušební obloukem v programu Simpack. [7]

#### 12.1.2.1. Stanovení řídicí síly při průjezdu zkušební obloukem

Stanovení velikosti řídicí síly  $P$  při průjezdu zkušební obloukem je provedeno podle Heumannovy teorie, která předpokládá, že při průjezdu dvounápravového podvozku obloukem nabíhá přední dvojkolí ve směru jízdy na vnější kolejnicový pás a zadní dvojkolí zaujímá obecnou polohu v koleji. Při průjezdu obloukem je podvozek ovlivněn pouze vratným momentem  $M_a$  od účinku pružin sekundárního stupně vypružení, který je vyvozen natočením podvozku pod vozovou skříní, jelikož z důvodu pomalé jízdy na nepřevýšené koleji není uvažováno působení příčné síly, kdy lze účinek odstředivé síly zanedbat. Dále je zanedbána příčná složka síly ve spřažení, jelikož je při průjezdu zkušební obloukem vozidlo sunuto ve volném spřažení. [15]



Obr. 66: Působení vnějších silových účinků na jednotlivé podvozky čtyřnápravového vozidla [14]

Při výpočtu řídicí síly  $P_1$  je nutné vycházet z podmínky, že podvozek se ustaví do jediné polohy, při které řídicí síla dosahuje svého minima, kdy výpočet řídicí síly  $P_1$  je proveden v intervalu mezních hodnot polohy středu třetí  $x_{1min}$  a  $x_{1mez}$ , jelikož hodnota  $x_{1min}$  odpovídá těživové poloze podvozku v koleji a hodnota  $x_{1mez}$  vzpříčené poloze podvozku v koleji. [15]

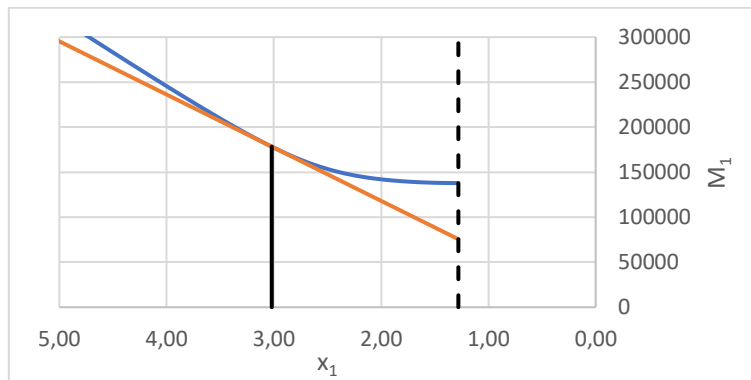
$$P_1 = \frac{M_{1skut}}{x_1} = \frac{2 \cdot Q_0 \cdot f \cdot (\sqrt{x_1^2 + s^2} + \sqrt{(x_1 - 2a^+)^2 + s^2}) + M_a}{x_1} \quad (12.1.12)$$

Tab. 76: Parametry vozu a zkušební tratě pro stanovení řídicí síly

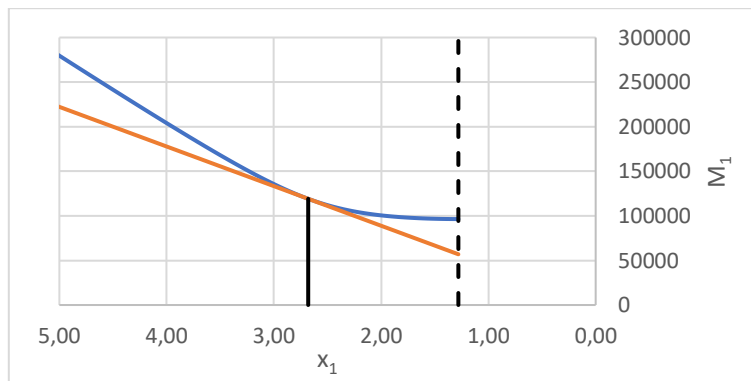
Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Kolová síla (prázdný vůz)	$Q_0$ [N]	54 833	Tab. 75
Vratný moment vypružení vozu	$M_a$ [Nm]	19 450	Tab. 78
Součinitel tření koleje	$f$ [1]	0,36	Pro suché kolejnice
Oboustranná vůle dvojkolí v koleji	$2\sigma^*$ [mm]	40	$e_{KOL} - e_{DV}$
Minimální poloha středu tření	$x_{1min}$ [m]	1,28	$\frac{2a^+}{2}$
Mezní poloha středu tření	$x_{1mez}$ [m]	3,62	$\frac{2a^+}{2} + \frac{2\sigma^* \cdot R}{2a^+}$

**Minimum řídicí síly na předním a zadním podvozku ve směru jízdy:**

Minimum řídicí síly obou podvozků se nachází v intervalu mezních hodnot polohy středu třetí  $x_{1min}$  a  $x_{1mez}$ , což odpovídá obecné poloze podvozku v koleji.



Obr. 67: Průběh momentových čar předního podvozku ve směru jízdy



Obr. 68: Průběh momentových čar zadního podvozku ve směru jízdy

Tab. 77: Řídicí a vodící síla na předním a zadním podvozku ve směru jízdy

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Řídicí síla (přední podvozek)	$P_1^1$ [N]	58 620	(12.1.12)
Poloha středu tření (přední podvozek)	$x_{1skut}^1$ [m]	3,01	(12.1.12)
Řídicí síla (zadní podvozek)	$P_1^2$ [N]	44 926	(12.1.12)
Poloha středu tření (zadní podvozek)	$x_{1skut}^2$ [m]	2,69	(12.1.12)

**Vratný moment vypružení vozu:**

Výpočet vratného momentu  $M_a$  od účinků pružících prvků sekundárního vypružení je proveden zjednodušeně pro natočení podvozků  $\alpha_p$  při průjezdu obloukem o poloměru 150 m v tětiové poloze, kdy se oba podvozky natočí stejně. Natočení podvozků  $\alpha_p$  je stanoveno z poloměru oblouku  $R$ , rozvoru podvozku  $2a^*$  a vzdálenosti středů podvozků  $2a^*$ .

$$M_a = 2 \cdot k_{y2(p+s)_{PV}} \cdot w_2^2 \cdot tg(\alpha_p) = 2 \cdot k_{y2(p+s)_{PV}} \cdot w_2^2 \cdot \frac{2a^*}{\sqrt{4 \cdot R^2 - 2a^{+2} - 2a^{*2}}} \quad (12.1.13)$$

Tab. 78: Vratný moment vypružení při průjezdu obloukem  $R = 150$  m (tětiová poloha)

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Vratný moment vypružení vozu	$M_a$ [Nm]	19 450	(12.1.13)

### 12.1.2.2. Vodicí síla

Výsledkem zkoušky průjezdu vozidla nepřevýšeným obloukem o poloměru  $R = 150 \text{ m}$  je vyhodnocení maximální vodicí síly na nabíhajících kolech  $Y$ , která je pro navrhovaný osobní vůz stanovena simulací jízdy zkušebním obloukem v programu Simpack, kdy je zjištěn průběh změn vodicích sil na jednotlivých nabíhajících kolech, který je následně porovnán s analytickým výpočtem, jenž je stanoven z hodnot řídicích sil podle Heumannovy teorie.

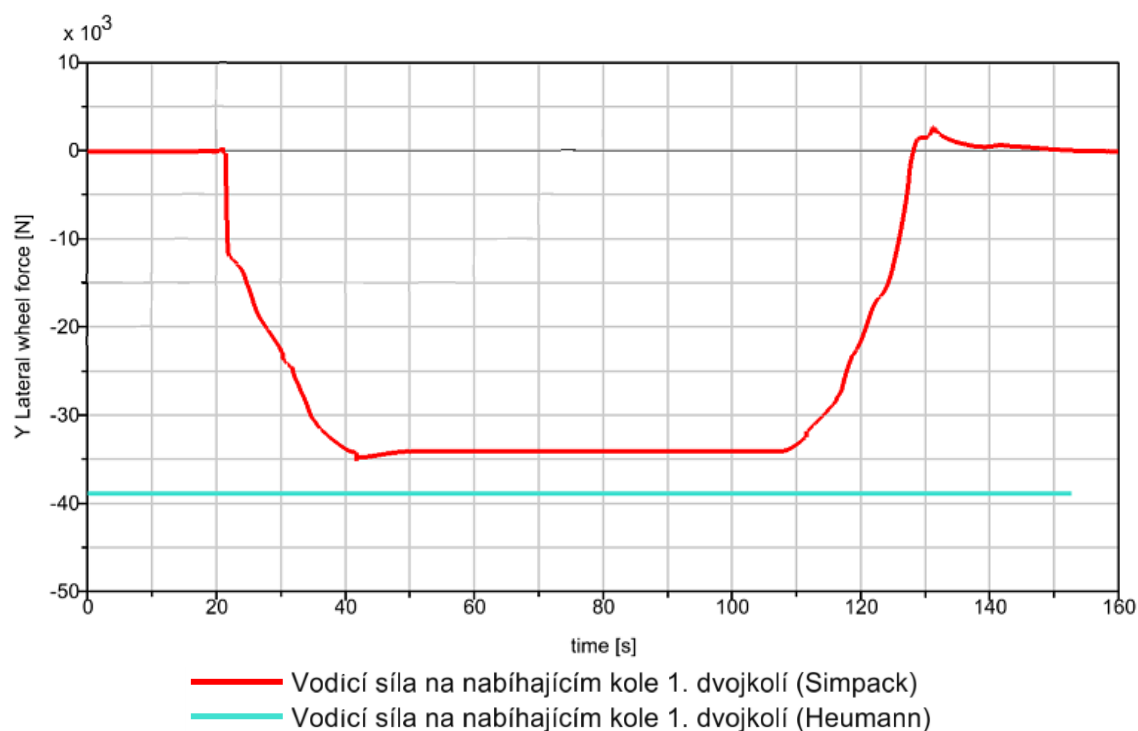
$$Y = P_1 - Q_0 \cdot f \quad (12.1.14)$$

Tab. 79: Vodicí síla (analytický výpočet/Simpack)

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Kolová síla (prázdný vůz)	$Q_0$ [N]	54 833	Tab. 75
Součinitel tření koleje	$f$ [1]	0,36	Tab. 76
Řídicí síla (analytický výpočet)	$P_1$ [N]	58 620	Tab. 77
Vodicí síla (analytický výpočet)	$Y$ [N]	38 881	(12.1.14)
Vodicí síla (simulace Simpack)	$Y$ [N]	34 095	Simpack

#### Simulace zkrucovací zkoušky:

Z výsledků získaných simulací jízdy zkušebním obloukem navrhovaného osobního vozu v programu Simpack, kdy zjištěná vodicí síla  $Y$  je uvedena v Tab. 79 a graficky znázorněn průběh vodicích sil na Obr. 69, lze pozorovat podobné výsledky vodicích sil. Tímto porovnáním je výpočtový model validován z hlediska sil mezi kolem a kolejnici za kvazistatických podmínek. Podrobnější popis průběhu změn vodicích sil je popsán v příloze Příklad 3.



Obr. 69: Průběh vodicí síly na nabíhajícím kole na podvozku 1 při simulaci jízdy osobního vozu zkušebním obloukem

### 12.1.3. Bezpečnost proti vykolejení na zborčené koleji

Bezpečnost vozidla proti vykolejení na zborčené koleji je prokázána porovnáním poměru  $Y/Q$  vůči mezní hodnotě  $(Y/Q)_{mez}$ , kdy za podmínku bezpečného průjezdu vozidla obloukem je považováno, jestliže skutečný poměr  $Y/Q$  na nabíhající kole je nižší než mezní hodnota.

**Mezní poměr  $(Y/Q)_{mez}$ :**

Velikost mezního poměru  $(Y/Q)_{mez}$  je závislá na úhlu okolku  $\beta_{ok}$  a součiniteli tření  $f$ , kdy je pro křivkový profil kol je  $\beta_{ok} = 70^\circ$  a součinitel tření mezi okolkem a suchou kolejnicí je  $f = 0,36$ . [7]

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez} = \frac{tg(\beta_{ok}) - f}{1 + f \cdot tg(\beta_{ok})} \quad (12.1.15)$$

Tab. 80: Mezní poměr  $(Y/Q)_{mez}$

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
Mezní poměr $(Y/Q)_{mez}$	$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}$ [1]	1,2	(12.1.15)

#### 12.1.3.1. Skutečný poměr $Y/Q$

Z výsledků získaných ze zkoušek bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji, je stanovena analytickým výpočtem a simulací modelu vozu v programu Simpack, je stanoven skutečný poměr  $Y/Q$ , který je porovnán s mezní hodnotou  $(Y/Q)_{mez}$ . Z výsledků je patrné, že navrhovaný osobní vůz vyhovuje vůči mezní hodnotě, jež je dále vyjádřeno mírou bezpečnosti proti vykolejení, která je splněna, je-li podmínka  $k_{BPV} \geq 1$ .

Tab. 81: Poměr  $Y/Q$  (analytický výpočet/Simpack)

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
<b>Analytický výpočet</b>			
Mínimální kolová síla	$Q_{min}$ [N]	43 278	Tab. 75
Vodící síla	$Y$ [N]	38 881	Tab. 79
Poměr $(Y/Q)$	$\frac{Y}{Q}$ [1]	0,90	$\frac{Y}{Q_{min}}$
Míra bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji	$k_{BPV}$ [1]	1,34	$\frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\frac{Y}{Q}}$
<b>Simulace Simpack</b>			
Mínimální kolová síla	$Q_{min}$ [N]	43 135	Tab. 75
Vodící síla	$Y$ [N]	34 095	Tab. 79
Poměr $(Y/Q)$	$\frac{Y}{Q}$ [1]	0,79	$\frac{Y}{Q_{min}}$
Míra bezpečnosti proti vykolejení na zborčené koleji	$k_{BPV}$ [1]	1,52	$\frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mez}}{\frac{Y}{Q}}$

## 12.2. Simulace jízdně – technických zkoušek

Jízdňě – technické zkoušky jsou rozsáhlé komplexní zkoušky vozidla za jízdy po vybraných tratích, kdy se ověřuje bezpečnost jízdy, silové účinky na kolej, stabilita jízdy vozidla a dynamické vlastnosti vozidla (tzv. reakce vozidla na jízdu po trati s reálnými nerovnostmi), která je stanovena prostřednictvím měření sil a zrychlení. Jednotlivé metody měření se liší rozsahem vstrojení vozidla měřící technikou, kdy v tomto případě je požadována úplná metoda s měřením sil mezi vozidlem a kolejí a zrychlení ve vybraných místech vozidla.

### 12.2.1. Zkušební oblasti na trati

Měřené a vyhodnocované veličiny jízdňě – technických zkoušek jsou vyhodnocovány pro jízdu vozidla po konkrétních úsecích tratě, které jsou definovány do 4 zkušebních oblastí, kdy každý úsek podléhá určitým požadavkům, jako je křivost oblouku, rychlost vozidla nebo zkušební nedostatek převýšení. Rozhodujícím parametrem pro oblast 1 a 2 je zkušební rychlost, zatímco pro oblast 3 a 4 je to zkušební nedostatek převýšení (viz Tab. 82). Požadovaná zkušební rychlost  $V$  je odvozena od konstrukční rychlosti vozidla  $V_{adm}$ , zatímco zkušební nedostatek převýšení  $l$  se odvozuje od jmenovité hodnoty, která je specifická pro danou kategorii vozidla (osobní vozy  $l_{adm} = 150 \text{ mm}$ ). Dále je pro zkušební oblast (1 ÷ 4) stanoven požadavek na minimální délku zkušebních úseků a jejich minimální počet. [9]

Tab. 82: Požadavky na zkušební úseky tratě a podmínky zkušebních jízd [9]

Zkušební úseky	Poloměr oblouku [m]	Zkušební rychlost [km/h]	Zkušební nedostatek převýšení [mm]	Délka úseku [m]
1) Přímé		$1,1 V_{adm}$	$l \geq 40 \text{ mm}$	100
2) Oblouky velkých poloměrů		$V_{adm} \leq V \leq 1,1 V_{adm}$	$0,7 l_{adm} \leq l \leq 1,15 l_{adm}$	100
3) Oblouky malých poloměrů	400 ÷ 600	$V \leq 1,1 V_{adm}$	$0,7 l_{adm} \leq l \leq 1,15 l_{adm}$	100
4) Oblouky velmi malých poloměrů	250 ÷ 400	$V \leq 1,1 V_{adm}$	$0,7 l_{adm} \leq l \leq 1,15 l_{adm}$	70

#### 12.2.1.1. Výpočtové případy pro simulaci jízdně – technických zkoušek

Simulace jízdně – technických zkoušek v programu Simpack je provedena simulací jízdy navrhovaného osobního vozu v jednom, nebo dvou zkušebních úsecích pro každou vyhodnocovanou zkušební oblast (viz Tab. 83), pro kterou jsou vyhodnocovány předepsané veličiny podle normy ČSN EN 14 363, jež jsou uvedeny v Tab. 84 v kapitole 12.2.2.

Tab. 83: Výpočtové případy pro simulaci jízdně – technických zkoušek

Poř. číslo [1]	Prvek [1]	Zkušební rychlost [km/h]	Zkušební nedostatek převýšení [mm]	Zkušební oblast [1]	Poloměr oblouku [m]	Stavební převýšení [mm]	Nevyrovnané příčné zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]
1	přímá	220	0	1	-	-	-
2	oblouk	220	165	2	1 813	150	1,08
3	oblouk	127	165	3	600	150	1,08
4	oblouk	103	165	3	400	150	1,08
5	oblouk	82	165	4	250	150	1,08

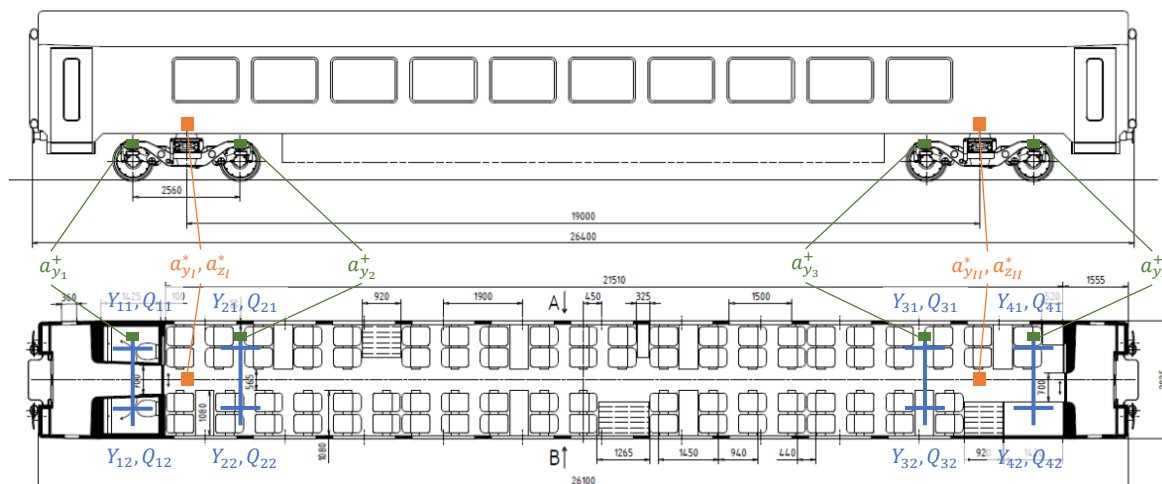


## 12.2.2. Měřené a vyhodnocované veličiny

Měřené a vyhodnocované veličiny při jízdě-technických zkouškách jsou vyhodnocovány pro jízdu vozidla po konkrétním úseku trati, které jsou definovány do 4 zkušebních oblastí (viz kapitola 12.2.1), podle nichž se ověřuje jízdní bezpečnost, stabilita jízdy, dynamické vlastnosti vozidla a silové účinky na kolej. Jízdě – technické zkoušky jsou dále vyhodnocovány pro prázdný a plně zatížený vůz při jízdě na suchých kolejnicích, jelikož je požadavek, aby se jízda vozidla odehrávala za vysokých skluzových a třecích sil.

### 12.2.2.1. Umístění snímačů na zkoušeném voze

Mezi měřené a vyhodnocované veličiny pro úplnou metodu je zahrnuto měření kolových a vodících sil na všech kolech vozu a měření zrychlení vozové skříně  $a^*$  a podvozku  $a^+$ , jejichž umístění je znázorněno na Obr. 70 a podrobněji uvedeno v Tab. 84, kde je zároveň popsán způsob filtrace, zkušební oblast, pro kterou je vyhodnocován, a jaké jsou mezní hodnoty veličin pro osobní vůz dle normy ČSN EN 14363. Měřené veličiny jsou dále vyhodnocovány na maximální hodnotu (index  $MAX$ ), střední kvadratickou hodnotu (index  $RMS$ ) nebo kvazistatickou hodnotu (index  $QST$ ).



Obr. 70: Umístění snímačů na zkoušeném osobním voze při simulaci jízdy – technických zkoušek

Tab. 84: Sledované a vyhodnocované veličiny pro osobní vůz při jízdě-technických zkouškách [9]

Veličina	Označení	Filtrace před vyhodnocením	Zkušební oblasti	Mezní hodnota	Poznámka
<b>Jízdni bezpečnost</b>					
Součet vodicích sil levého a pravého kola	$\Sigma Y_{max}$ [kN]	LP (20 Hz) klouzavý průměr (okno 2 m; krok $\leq 0,5$ m)	1	$1,0 \times (10 + P_{F0}/3)$	$P_{F0}$ [kN]
Poměr příčné a svislé kolové síly	$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{max}$ [1]	LP (20 Hz) klouzavý průměr (okno 2 m; krok $\leq 0,5$ m)	2, 3, 4	0,8	
Příčné zrychlení na rámu podvozku nad ložiskovou skříň	$a_{y_{max}}^+$ [m.s <sup>-2</sup> ]	LP (10 Hz)	1, 2, 3, 4	$12 - (m^+ / 5)$	$m^+$ [t]
Příčné zrychlení ve skříni vozidla nad pojezdem	$a_{y_{s,max}}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	LP (6 Hz)	1, 2, 3, 4	zk. obl. 1 a 2: 3,0 m/s <sup>2</sup> zk. obl. 3: 2,8 m/s <sup>2</sup> zk. obl. 4: 2,6 m/s <sup>2</sup>	
Svislé zrychlení ve skříni vozidla nad pojezdem	$a_{z_{s,max}}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	BP (0,4 až 4 Hz)	2, 3, 4	3,0 m/s <sup>2</sup>	
<b>Jízdni bezpečnost – stabilita</b>					
Součet vodicích sil levého a pravého kola	$\Sigma Y_{rms}$ [kN]	BP ( $f_0 \pm 2$ Hz) klouzavý průměr (okno 100 m; krok $\leq 10$ m)	1	$1,0 \times (10 + P_{F0}/3) / 2$	$P_{F0}$ [kN]
Příčné zrychlení na rámu podvozku nad ložiskovou skříň	$a_{y_{rms}}^+$ [m.s <sup>-2</sup> ]	BP ( $f_0 \pm 2$ Hz) klouzavý průměr (okno 100 m; krok $\leq 10$ m)	1	$[12 - (m^+ / 5)] / 2$	$m^+$ [t]
<b>Zatížení koleje</b>					
Kvazistatická vodicí síla	$Y_{a,qst}$ [kN]	LP (20 Hz)	2, 3, 4	60 kN	
Kvazistatická svislá kolová síla	$Q_{a,qst}$ [kN]	LP (20 Hz)	2, 3, 4	145 kN	
Maximální svislá kolová síla	$Q_{max}$ [kN]	LP (20 Hz)	1, 2, 3, 4	MIN (90 + $Q_{F0}$ ; 190)	$Q_{F0}$ [kN]
<b>Dynamické vlastnosti</b>					
Příčné zrychlení ve skříni vozidla	$a_{y_{q,max}}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	BP (0,4 až 10 Hz)	1, 2, 3, 4	1,5 m/s <sup>2</sup>	
Svislé zrychlení ve skříni vozidla	$a_{z_{q,max}}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	BP (0,4 až 10 Hz)	1, 2, 3, 4	2,0 m/s <sup>2</sup>	
<b>Dokumentování zkušebních podmínek</b>					
„Tření“ (poměr na vnitřním kole nabíhajícího dvojkolí)	$\left(\frac{Y}{Q}\right)_i$ [1]	LP (20 Hz)	4		
Vysvětlivky:					
LP	dolní propust [Hz]			$m^+$	hmotnost podvozku [t]
BP	pásmová propust [Hz]			$Q_{F0}$	kolová síla [kN]
$f_0$	frekvence nestabilního (netlumeného) vlnivého pohybu dvojkolí [Hz]			$P_{F0}$	nápravová síla dvojkolí [kN]

### 12.2.3. Vyhodnocení simulace pro jednotlivé případy

Vyhodnocením simulací jízdně – technických zkoušek osobního vozu v programu Simpack jsou stanoveny vyhodnocované parametry, které jsou porovnány vůči mezním hodnotám, jež jsou shrnuty v Tab. 85 a Tab. 86, kde jsou pouze uvedeny maximální hodnoty ze všech stejných charakteristických veličin pro daný úsek (např. maximální hodnota kolové síly z měření na všech kolech vozu při jízdě na přímé trati). Průběh všech sledovaných a vyhodnocovaných veličin je dále podrobněji uveden v příloze Příl. 2.

Z výsledků provedených simulací je patrné, že osobní vůz vyhovuje všem mezním hodnotám vyhodnocovaných veličin, jež jsou požadovány pro ověření jízdní bezpečnosti, stability jízdy, silových účinků na kolej a dynamických vlastností vozidla dle ČSN EN 14363, kdy je ověřena nejen stabilní jízda vozu na přímé trati při maximální konstrukční rychlosti, ale také bezpečnost proti vykolejení a bezpečnost proti posunutí kolejového roštu.

Tab. 85: Vyhodnocení veličin pro jednotlivé případy ze simulací jízdně – technických zkoušek (část 1)

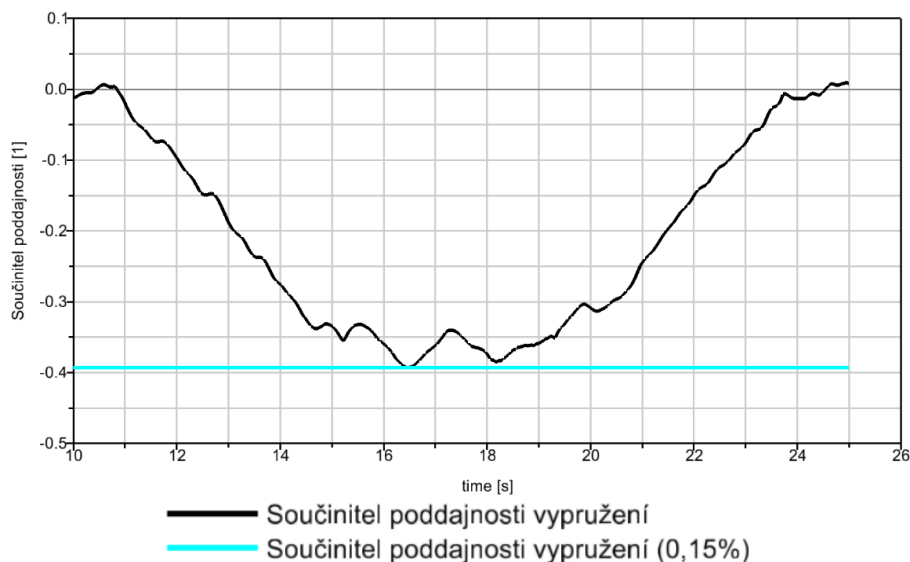
Pořadové číslo			1	2	3	4	5					
Prvek			Přímá	Oblouk	Oblouk	Oblouk	Oblouk					
Zkušební oblast			1	2	3	3	4					
Poloměr oblouku	[m]			1 813	600	400	250					
Stav vozidla			PV	LV	PV	LV	PV	LV	PV	LV	PV	LV
<b>Jízdní bezpečnost</b>												
Součet vodicích sil levého a pravého kola	$\Sigma Y_{max}$ [kN]	Mezní	46,56	54,21	-	-	-	-	-	-	-	-
		Stanoveno	7,21	7,11	-	-	-	-	-	-	-	-
Poměr příčné a svislé kolové síly	$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{max}$ [kN]	Mezní	-	-	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
		Stanoveno	-	-	0,26	0,27	0,26	0,30	0,37	0,39	0,46	0,44
Příčné zrychlení na rámu podvozku nad ložiskovou skříň	$a_{y,max}^+$ [m.s <sup>-2</sup> ]	Mezní	10,54	10,54	10,54	10,54	10,54	10,54	10,54	10,54	10,54	10,54
		Stanoveno	2,5	2,66	2,34	2,18	2,27	2,47	2,07	2,07	1,77	2,43
Příčné zrychlení ve skříni vozidla nad pojezdem	$a_{ys,max}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	Mezní	3	3	3	3	2,8	2,8	2,8	2,8	2,6	2,6
		Stanoveno	0,74	0,73	2,27	1,79	1,91	1,89	1,7	1,79	1,89	1,86
Svislé zrychlení ve skříni vozidla nad pojezdem	$a_{zs,max}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	Mezní	-	-	3	3	3	3	3	3	3	3
		Stanoveno	-	-	0,72	0,7	0,77	0,72	0,72	0,63	0,74	0,64
<b>Jízdní bezpečnost – stabilita</b>												
Součet vodicích sil levého a pravého kola	$\Sigma Y_{rms}$ [kN]	Mezní	23,28	27,10	-	-	-	-	-	-	-	-
		Stanoveno	1,65	1,65	-	-	-	-	-	-	-	-
Příčné zrychlení na rámu podvozku nad ložiskovou skříň	$a_{y,rms}^+$ [m.s <sup>-2</sup> ]	Mezní	5,27	5,27	-	-	-	-	-	-	-	-
		Stanoveno	0,26	0,26	-	-	-	-	-	-	-	-

Tab. 86: Vyhodnocení veličin pro jednotlivé příprady ze simulací jízdně – technických zkoušek (část 2)

Pořadové číslo			1	2	3	4	5					
Prvek			Přímá	Oblouk	Oblouk	Oblouk	Oblouk					
Zkušební oblast			1	2	3	3	4					
Poloměr oblouku	[m]			1 813	600	400	250					
Stav vozidla			PV	LV	PV	LV	PV	LV	PV	LV	PV	LV
<b>Zatížení koleje</b>												
Kvazistatická vodící síla	$Y_{a,qst}$ [kN]	Mezní	-	-	60	60	60	60	60	60	60	60
		Stanoveno	-	-	11,18	18,82	13,75	20,30	22,08	30,18	31,08	37,87
Kvazistatická svislá kolová síla	$Q_{a,qst}$ [kN]	Mezní	-	-	145	145	145	145	145	145	145	145
		Stanoveno	-	-	75,20	95,91	76,73	93,36	75,69	93,81	78,42	95,99
Maximální svislá kolová síla	$Q_{max}$ [kN]	Mezní	145	145	145	145	145	145	145	145	145	145
		Stanoveno	69,25	80,33	89,54	111,1	81,62	99,39	78,68	96,88	81,67	97,75
<b>Dynamické vlastnosti</b>												
Příčné zrychlení ve skříní vozidla	$a_{y,q,max}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	Mezní	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
		Stanoveno	0,7	0,69	1,03	0,48	0,58	0,7	0,53	0,64	0,6	0,66
Svislé zrychlení ve skříní vozidla	$a_{z,q,max}^*$ [m.s <sup>-2</sup> ]	Mezní	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
		Stanoveno	1,2	1,17	0,71	0,71	0,78	0,72	0,71	0,62	0,74	0,64
<b>Dokumentování zkušebních podmínek</b>												
„Tření“ (poměr na vnitřním kole nabíhajícího dvojkolí)	$\left(\frac{Y}{Q}\right)_i$ [1]	Mezní	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		Stanoveno	-	-	-	-	-	-	-	-	0,32	0,33

#### 12.2.4. Vyhodnocení součinitele poddajnosti vypružení

Součinitel poddajnosti vypružení osobního vozu je ověřen ze simulace jízdně – technických zkoušek, jehož průběh je znázorněn na Obr. 71, kdy z výsledku je patrné, že skutečná hodnota součinitele poddajnosti při průjezdu obloukem nepřekračuje předepsanou hodnotu, která je použita při výpočtu obrysu pro konstrukci v kapitole 9.3.



Obr. 71: Součinitel poddajnosti vypružení při simulaci jízdně – technických zkoušek (průjezd obloukem  $R = 1813$  m)

### 12.2.4.1. Pevnostní kontrola torzního stabilizátoru kolébání

Navržený torzní stabilizátor kolébání je pevnostně kontrolován porovnáním vzniklých dynamických napětí  $\tau_{SK}$  zkroucením torzní tyče s Goodmanovým diagramem rozsahu meze únavové pevnosti dle ČSN EN 13906-1, jenž je specifikován pro pružiny vinuté za horka, vyrobené ze speciální kvalitní oceli specifikované v EN 10089, se základním nebo lesklým osoustruženým povrchem, krátce pěchované (kuličkované). [8]

Provozní zkroucení torzní tyče  $\alpha_{SK}$  je stanoveno z naklonění skříně vozu vůči rámu podvozku  $\beta_{SK}$  a převodem příčné báze  $2w_{SK}$  a délky ramen  $R_{SK}$  torzního stabilizátoru kolébání. Úhel naklonění skříně vozu vůči rámu podvozku  $\beta_{SK}$  je stanoven ze simulace jízdně – technických zkoušek, zatímco parametry stabilizátoru jsou již popsány v kapitole 12.1.1.4.

$$\tau_{SK} = \gamma_{SK} \cdot G = \frac{\alpha_{SK} \cdot \frac{d_{SK}}{2}}{L_{SK}} \cdot G \quad (12.2.1)$$

#### Úhel zkroucení torzního stabilizátoru:

Úhel zkroucení tyče torzního stabilizátoru kolébání  $\alpha_{SK}$  je dán úhlem naklonění skříně vozu vůči rámu podvozku  $\beta_{SK}$  a převodem příčné báze  $2w_{SK}$  a délky ramen  $R_{SK}$  torzního stabilizátoru kolébání.

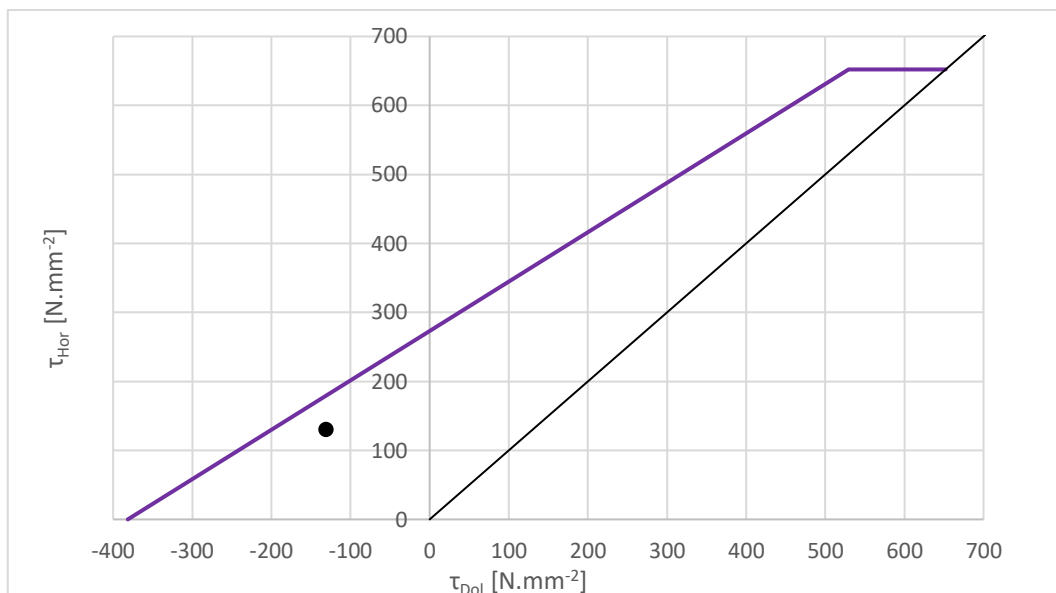
$$\alpha_{sk} = \frac{\beta_{SK} \cdot 2w_{SK}}{R_{SK}} \quad (12.2.2)$$

#### 12.2.4.1.1. Pracovní bod torzního stabilizátoru v Goodmanově diagramu

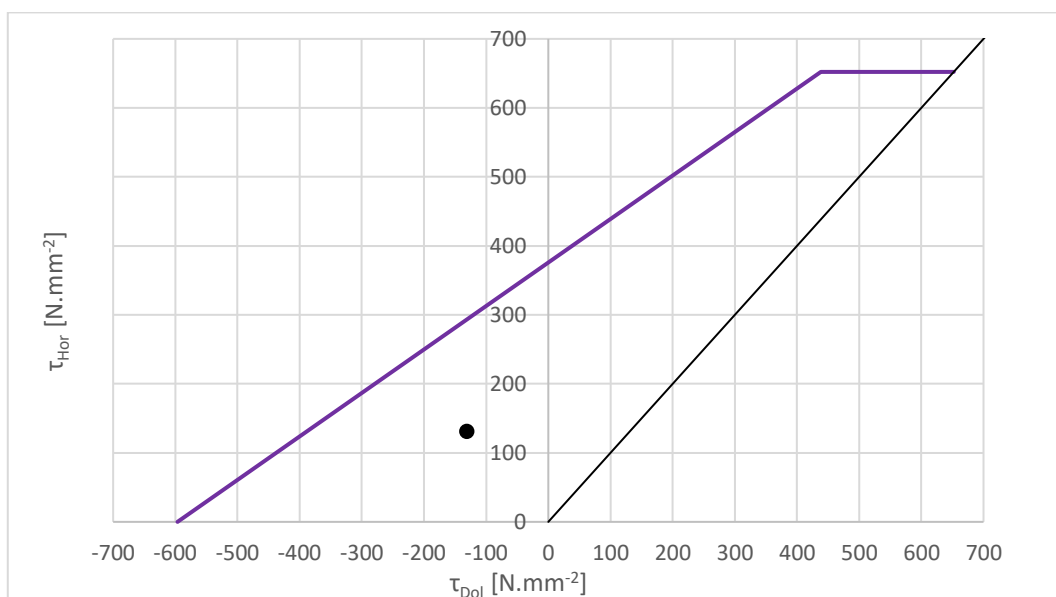
Pracovní bod smykového napětí torzního stabilizátoru kolébání je vyhodnocován pro výjimečný provoz vozu na časovanou pevnost, jenž je stanovena ze simulace jízdně – technických zkoušek. Zatímco pro vyhodnocení pro běžný provoz vozu, je provedena simulace jízdy vozu obloukem, stejně jako při jízdně – technických zkouškách, ale za snížené rychlosti, kdy je dosaženo provozní nevyrovnané příčné zrychlení  $0,85 \text{ m/s}^2$ . Podrobnější popis simulací vozu je uveden v příloze Příl. 2. Z uvedených Goodmanových diagramů (viz Obr. 72 a Obr. 73) je patrné, že torzní stabilizátor vyhovuje časované i trvalé únavové pevnosti.

Tab. 87: Pevnostní kontrola torzního stabilizátoru kolébání

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
<b>Běžný provoz (<math>a_y = 0,85 \text{ m/s}^2</math>)</b>			
Naklonění skříně vozu vůči rámu podvozku	$\beta_{SK}$ [rad]	0,012	Simpack
Úhel zkroucení torzního stabilizátoru	$\alpha_{SK}$ [rad]	0,051	(12.2.2)
Napětí torzního stabilizátoru kolébání	$\tau_{SK}$ [ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$ ]	130	(12.2.1)
<b>Výjimečný provoz (<math>a_y = 1 \text{ m/s}^2</math>)</b>			
Naklonění skříně vozu vůči rámu podvozku	$\beta_{SK}$ [rad]	0,015	Simpack
Úhel zkroucení torzního stabilizátoru	$\alpha_{SK}$ [rad]	0,065	(12.2.2)
Napětí torzního stabilizátoru kolébání	$\tau_{SK}$ [ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$ ]	166	(12.2.1)



Obr. 72: Goodmanův diagram pro torzní stabilizátor kolébání (trvalá únavová pevnost)



Obr. 73: Goodmanův diagram pro torzní stabilizátor kolébání (časovaná pevnost)

Tab. 88: Horní a dolní hodnota smykového napětí torzního stabilizátoru kolébání

Veličina	Označení	Hodnota	Zdroj
<b>Trvalá únavová pevnost: běžný provoz (<math>a_y = 0,85 \text{ m/s}^2</math>)</b>			
Dovolené smykového napětí	$\tau_{SKD}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	180	Obr. 72
Dolní hodnota smykového napětí	$\tau_{SKdol}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	-130	$-\tau_{SK}$
Horní hodnota smykového napětí	$\tau_{SKhor}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	130	$\tau_{SK}$
<b>Časovaná pevnost: výjimečný provoz (<math>a_y = 1 \text{ m/s}^2</math>)</b>			
Dovolené smykového napětí	$\tau_{SKD}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	271	Obr. 73
Dolní hodnota smykového napětí	$\tau_{SKdol}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	-166	$-\tau_{SK}$
Horní hodnota smykového napětí	$\tau_{SKhor}$ [N.mm <sup>-2</sup> ]	166	$\tau_{SK}$

## 13. Závěr

Náplní této práce byl návrh uspořádání osobního vozu a stanovení základních technických parametrů, jež zahrnovalo stanovení parametrů vypružení, kdy byl vůz následně ověřen na jízdní bezpečnost při realistických podmínkách.

Nejprve byla provedena rešerše, která zahrnovala popis základní koncepce osobních vozů a současného stavu techniky, jež popisovala osobní vozy uvedené do provozu po roce 2005. Dále byla rešerše zaměřena na podvozky s druhotným vypružením bezkolébkové koncepce, která je zajištěna pomocí flexi-coil pružin. Z výsledků rešerše byl proveden vlastní návrh osobní vozu, což zahrnovalo uspořádání exteriéru a interiéru vozové skříně a umístění jednotlivých komponent, kdy návrh podvozku vycházel hlavně z konstrukce podvozku Y32, který byl upraven pro provoz do rychlosti 200 km/h.

Cílem první výpočtové části byl návrh prvního a druhého stupně vypružení, jenž byl proveden na základě hmotností bilance vozidla a požadavků na dodržení výšky nárazníků, bezpečného provozu a zajištění jízdního komfortu. První stupeň vypružení je zajištěn pomocí navržených duplexních pružin, které jsou uloženy na kyvných ramen, zatímco druhý stupeň vypružení je pomocí navržených flexi-coil pružin, jež jsou doplněny o dva silentbloky, které přebírají část příčného vypružení vozové skříně. Kontrolovanými parametry vypružení jsou mezní hodnoty stlačení a vychýlení jednotlivých pružicích prvků a stanovení provozního napětí pružin, jež jsou stanovena pro stavy prázdného vozu, obsazeného pouze sedícími cestujícími a plně obsazeného vozu, což zahrnuje i stojící cestující ve středové uličce a na představicích vozu. Vzniklá provozní napětí byla porovnávána s mezními hodnotami, které jsou stanoveny pomocí Goodmanova diagramu, jenž je specifikován pro vinuté pružiny dle ČSN EN 13906-1.

Hlavním cílem druhé části bylo vytvoření modelu vozidla pro výpočtové simulace a ověření jízdní bezpečnosti při reálných provozních podmínkách dle normy ČSN EN 14363, které je stanoveno simulací jízdy osobního vozu v programu Simpack.

V první části kontroly jízdní bezpečnosti bylo ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji, které bylo nejprve vyhodnoceno analytickým výpočtem a následně porovnáno s výsledky simulace výpočtového modelu osobního vozu v programu Simpack, pomocí čehož byla prokázána validace modelu z hlediska sil mezi kolem a kolejnicí za statických a kvazistatických podmínek. Následně v druhé části ověření je jízdní bezpečnost stanovena jízdě – technickými zkouškami, jež jsou provedeny simulací jízdy validovaného modelu osobního vozu po trati s reálnými nerovnostmi, kdy sledované parametry jsou vyhodnoceny vůči mezním hodnotám dle normy ČSN EN 14363.

Dále byl osobní vůz kontrolován z hlediska komfortu jízdy pouze posouzením hodnot vlastních frekvencí houpání vozové skříně, které jsou stanoveny pro zjednodušený model dvouhmotové soustavy a následně porovnány s hodnotami z analýzy linearizovaného výpočtového modelu. Posledním kontrolovaným parametrem byla kontrola obrysu pro konstrukci vozidla, jež byla stanovena kinematickou metodou dle normy ČSN EN 15273-2. Parametry příčných vůlí komponent a naklonění vozu byly převzaty pro osobní vůz typu Z dle normy UIC 567-2, kdy byl poté ověřen součinitel poddajnosti vypružení a provedena pevnostní kontrola torzního stabilizátoru kolébání z výsledků simulace jízdně – technických zkoušek.

## 14. Seznam použité literatury

- [1] ANF Industrie [online]. *Bombardier bogie catalogue*. 2014 [cit. 2019-11-10].  
Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/alcoalbe/albums/72157646474808753/with/15346747988/>
- [2] Bezkolébkové uložení skříně vozu na podvozku. VAGONY.CZ [online]. [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: [https://www.vagony.cz/pojezdy/mapa/podvozky\\_mapa\\_bezkolebkove.html](https://www.vagony.cz/pojezdy/mapa/podvozky_mapa_bezkolebkove.html)
- [3] Bmpeer ZSSK. *VagonWEB* [online]. © 2010 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/SK/ZSSK\\_Bmpeer.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/SK/ZSSK_Bmpeer.php)
- [4] Bmpz RegioJet. *VagonWEB* [online]. © 2014 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/RJ\\_Bmpz.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/RJ_Bmpz.php)
- [5] Bmpz891 ČD. *VagonWEB* [online]. © 2014 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD\\_Bmpz891.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_Bmpz891.php)
- [6] Bogie under frame. *Slideshare* [online]. 2013 [cit. 2019-11-4]. Dostupné z: <https://www.slideshare.net/deepu1711/bogie-under-frame>
- [7] ČAPEK, Jan. Zkouška pro ověření bezpečnosti proti vykolejení. *Ministerstvo dopravy ČR* [online]. 2018 [cit. 2021-6-26]. Dostupné z: <https://www.mdcr.cz/getattachment/Dokumenty/Veda-a-vyzkum/Certifikovane-metodiky/Zeleznicni-metodiky/Zkouska-pro-overeni-bezpecnosti-proti-vykolejeni/Zkouska-pro-overeni-bezpecnosti-proti-vykolejeni.pdf.aspx>
- [8] ČSN EN 13906-1. *Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu – Výpočet a konstrukce – Část 1: Tlačné pružiny*. Praha: Český normalizační institut, 2014.
- [9] ČSN EN 14363+A1. *Železniční aplikace – Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností – Jízdní chování a stacionární zkoušky*. Praha: Český normalizační institut, 2020.
- [10] Druhotné vypružení podvozku typu Fiat (Y32). VAGONY.CZ [online]. 2015 [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/fiat/druhotne.html>
- [11] GMT Gummi-Metall-Technik GmbH [online]. *Product information*. 2019 [cit. 2020-11-25]. Dostupné z: [https://www.gmt-gmbh.de/fileadmin/daten/downloads/GMT\\_Product\\_catalog\\_EN.pdf](https://www.gmt-gmbh.de/fileadmin/daten/downloads/GMT_Product_catalog_EN.pdf)
- [12] H. Cegielski – Fabryka Pojazdów Szynowych. *SkyscraperCity* [online]. 2019 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: <https://www.skyscrapercity.com/threads/poznań-h-cegielski-fabryka-pojazdów-szynowych.454487/page-75>



- [13] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.
- [14] KALIVODA, Jan. *Teorie vozidel: přednášky – část kolejová vozidla*. Praha, 2019.
- [15] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [16] LHB FIAT BOGIE (DETAILED). *Rail maniac* [online]. 2015 [cit. 2019-11-4]. Dostupné z: <https://railmaniac.blogspot.com/2015/07/lhb-fiat-bogie-detailed.html>
- [17] Podvozky typu Fiat (Y 32). *VAGONY.CZ* [online]. 2015 [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/fiat/fiat.html>
- [18] Prezentácia ŽOS Vrútky a.s. *Slideserve* [online]. 2014 [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: <https://www.slideserve.com/reba/voze-bmpeer-2o-70-20>
- [19] První místo bez boje. *ŽelPage* [online]. 2014 [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: <https://www.zelpage.cz/zpravy/9384?oddil=22&lang=de>
- [20] Railjet. *Stránky o lokomotivách a železnici* [online]. 2014 [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: <https://vlacky.webgarden.cz/rubriky/railjet>
- [21] RegioJet Bmpz 20-90. *Vlakem jednoduše* [online]. 2020 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: <https://www.vlakemjednoduse.cz/popis-vozu/regiojet-bmpz-20-90/>
- [22] Siemens Mobility [online]. *SF 400*. 2020 [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: [https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:aa0e2fb5-6a54-4a86-83a5-66c37a356936/mors-b10027-00-datasheet-bogies-sf400-deenus-144\\_original.pdf](https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:aa0e2fb5-6a54-4a86-83a5-66c37a356936/mors-b10027-00-datasheet-bogies-sf400-deenus-144_original.pdf)
- [23] Stadler lůžkový vůz WLA. *ŽelPage* [online]. 2016 [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: <https://www.zelpage.cz/zpravy/9688?lang=cs>
- [24] Stadler Rail AG [online]. *SLEEPING CARS*. 2016 [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: <https://www.stadlerrail.com/media/pdf/wady0814en.pdf>
- [25] UIC 567-2. *Standard Z-type coaches accepted for running in international traffic – Characteristics*. 4th Edition. UIC, 1991.
- [26] Vozy v netrakovních soupravách. *Železniční zajímavosti: Alan Butschek* [online]. © 2014–2021 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: [https://www.alanbutschek.cz/rady/rada\\_ntsv.php](https://www.alanbutschek.cz/rady/rada_ntsv.php)
- [27] Vůz CZ-ČD Bmpz891. *Atlas vozů* [online]. [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: <https://www.atlasvozu.cz/rada/cd/231-Bmpz891.html>
-

- [28] Vůz SK-ZSSK Bmpeer. *Atlas vozů* [online]. [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: <https://www.atlasvozu.cz/rada/zssk/49-Bmpeer.html>
- [29] Z20500 du RER D. *Railsim-fr* [online]. 2016 [cit. 2019-10-30]. Dostupné z: [https://www.railsim-fr.com/forum/index.php?/profile/5630-trenonotte/content/&type=forums\\_topic\\_post&page=24](https://www.railsim-fr.com/forum/index.php?/profile/5630-trenonotte/content/&type=forums_topic_post&page=24)
- [30] ŽOS Vrútky [online]. Vrútky [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: [http://www.zos-vrutky.sk/index\\_sk.html](http://www.zos-vrutky.sk/index_sk.html)

## 15. Seznam obrázků

Obr. 1: Osobní vůz Bmpz <sup>891</sup> [20].....	2
Obr. 2: Uspořádání interiéru osobního vozu Bmpz <sup>891</sup> [27] .....	2
Obr. 3: Osobní vůz Bmpeer [3] .....	3
Obr. 4: Uspořádání interiéru osobního vozu Bmpeer [18] .....	3
Obr. 5: Osobní vůz WLB [23] .....	4
Obr. 6: Uspořádání interiéru osobního vozu WLB [24] .....	4
Obr. 7: Osobní vůz Bmpz 20-90 [21] .....	5
Obr. 8: Uspořádání interiéru osobního vozu Bmpz 20-90 [21] .....	5
Obr. 9: Podvozek Y32 [1] .....	6
Obr. 10: Podélné vedení podvozku Y32 [10] .....	6
Obr. 11: Podvozek Fiat Y0270 [16] .....	7
Obr. 12: Podélné vedení podvozku Fiat Y0270 [10] .....	7
Obr. 13: Podvozek 25ANa6 [12] .....	8
Obr. 14: Lemniskátový mechanismus (Z-mechanismus) podvozku 25ANa6 [12].....	8
Obr. 15: 3D model návrhu osobního vozu pro rychlost do 200 km/h .....	10
Obr. 16: Uspořádání interiéru osobního vozu pro rychlost do 200 km/h.....	10
Obr. 17: 3D model návrhu podvozku bezkolébkové koncepce pro osobní vůz.....	11
Obr. 18: 3D model dvojkolí .....	11
Obr. 19: 3D model vedení dvojkolí a nápravových ložisek .....	12
Obr. 20: 3D model prvního stupně vypružení .....	12
Obr. 21: 3D model rámu podvozku .....	13
Obr. 22: 3D model druhého stupně vypružení.....	14
Obr. 23: 3D model spojení podvozku se skříní vozu .....	15
Obr. 24: 3D model uspořádání brzdových jednotek na dvojkolí.....	16
Obr. 25: 3D model brzdové jednotky .....	16
Obr. 26: Schéma rozvržení interiéru vozu a přístrojů pod spodkem vozu.....	17
Obr. 27: Statické užitečné sednutí vypružení osobních vozů [14] .....	20
Obr. 28: Rozložení ploch pro stání osobního vozu .....	20
Obr. 29: Model dvoumotové soustavy osobního vozu [14].....	22
Obr. 30: Pružící prvek primárního stupně vypružení .....	25
Obr. 31: Řez pružícím prvkem primárního vypružení .....	25
Obr. 32: Dynamické zatížení primárního vypružení od nevyrovnaného příčného zrychlení při průjezdu obloukem .....	28
Obr. 33: Natočení kyvného ramene vůči neutrální pozici.....	31
Obr. 34: Vektorová smyčka natočení kyvného ramene pro stanovení příčné výchylky .....	33
Obr. 35: Porovnání svislé tuhosti samotné duplexní pružiny $k_{z1p}$ a tuhosti pružícího prvku primárního vypružení $k_{z1KR}$ .....	34
Obr. 36: Nezátížená duplexní pružina primárního vypružení .....	35
Obr. 37: Goodmanův diagram pro duplexní pružinu primárního vypružení (vnější a vnitřní pružina).....	43
Obr. 38: Pružící prvek sekundárního stupně vypružení .....	44
Obr. 39: Pružící prvek sekundárního vypružení (vinutá pružina + 2 silentbloky) .....	45

Obr. 40: Schéma konstrukce navrženého silentbloku sekundárního vypružení.....	46
Obr. 41: Dynamické zatížení sekundárního vypružení od nevyrovnaného příčného zrychlení při průjezdu obloukem .....	47
Obr. 42: Goodmanův diagram pro pružinu sekundárního vypružení (trvalá únavová pevnost) .....	57
Obr. 43: Goodmanův diagram pro pružinu sekundárního vypružení (časovaná pevnost) .....	58
Obr. 44: Vztažná linie kinematického obrysu G1 (horní část) [13] .....	59
Obr. 45: Kvazistatické posuvy při naklonění vozidla [14].....	60
Obr. 46: Nelineárně proměnné příčné vůle skříně vozu v oblouku .....	62
Obr. 47: Průběh maximálního příčného vychýlení sekundárního vypružení .....	63
Obr. 48: Průběh jednostranného zúžení na skříně vozidla [14] .....	64
Obr. 49: Grafické znázornění obrysu pro konstrukci navrhovaného osobního vozu.....	66
Obr. 50: Dynamický model osobního vozu .....	67
Obr. 51: Struktura dynamického modelu osobního vozu .....	67
Obr. 52: Dynamický model podvozku .....	68
Obr. 53: Struktura dynamického modelu podvozku .....	69
Obr. 54: Dynamický model příčných nárazek podvozku .....	70
Obr. 55: Struktura dynamického modelu příčných nárazek podvozku.....	70
Obr. 56: Dynamický model dvojkolí .....	71
Obr. 57: Struktura dynamického modelu dvojkolí .....	71
Obr. 58: Kontakt dvojkolí – kolej.....	72
Obr. 59: Znázornění parametrů tratě pro ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji .....	73
Obr. 60: Znázornění parametrů tratě průjezdu obloukem $R = 250$ m pro jízdně – technické zkoušky .....	74
Obr. 61: Schéma osobního vozu (podvozkové čtyřnápravové vozidlo) [14].....	78
Obr. 62: Náhradní torzní soustava postavení podvozku na zborcené koleji [14] .....	79
Obr. 63: Náhradní torzní soustava postavení vozidla na zborcené koleji [14] .....	80
Obr. 64: Torzní stabilizátor kolébání .....	81
Obr. 65: Průběh změn kolových sil na podvozku 1 při simulaci zkrucovací zkoušky osobního vozu .....	82
Obr. 66: Působení vnějších silových účinků na jednotlivé podvozky čtyřnápravového vozidla [14] .....	83
Obr. 67: Průběh momentových čar předního podvozku ve směru jízdy .....	84
Obr. 68: Průběh momentových čar zadního podvozku ve směru jízdy .....	84
Obr. 69: Průběh vodící síly na nabíhající kole na podvozku 1 při simulaci jízdy osobního vozu zkušebním obloukem .....	85
Obr. 70: Umístění snímačů na zkoušeném osobním voze při simulaci jízdě – technických zkoušek .....	88
Obr. 71: Součinitel poddajnosti vypružení při simulaci jízdně – technických zkoušek (průjezd obloukem $R = 1813$ m) .....	91
Obr. 72: Goodmanův diagram pro torzní stabilizátor kolébání (trvalá únavová pevnost) .....	93
Obr. 73: Goodmanův diagram pro torzní stabilizátor kolébání (časovaná pevnost).....	93

## 16. Seznam tabulek

Tab. 1: Technické údaje osobního vozu Bmpz <sup>891</sup> [27] .....	2
Tab. 2: Technické údaje osobního vozu Bmpeer [28][30] .....	3
Tab. 3: Technické údaje osobního vozu WLB [24] .....	4
Tab. 4: Technické údaje osobního vozu Bmpz 20-90 [4][19] .....	5
Tab. 5: Technické údaje podvozku Y32 [1][29] .....	6
Tab. 6: Technické údaje podvozku Fiat Y0270 [6] .....	7
Tab. 7: Technické údaje podvozku 25ANa6 [12] .....	8
Tab. 8: Parametry navrhovaného osobního vozu .....	9
Tab. 9: Parametry navrhovaného podvozku .....	9
Tab. 10: Hmotnostní bilance navrhovaného osobního vozu .....	17
Tab. 11: Hmotnost a poloha těžiště osobního vozu .....	18
Tab. 12: Hmotnostní bilance obsazení osobního vozu .....	19
Tab. 13: Výška těžiště vozu v provozních stavech zatížení .....	19
Tab. 14: Nápravové zatížení osobního vozu .....	19
Tab. 15: Užitečné zatížení osobního vozu .....	21
Tab. 16: Minimální svislá tuhost vypružení osobního vozu .....	21
Tab. 17: Parametry modelu dvoumotové soustavy osobního vozu .....	22
Tab. 18: Optimální poměr tuhosti vypružení .....	23
Tab. 19: Minimální tuhost primárního a sekundárního vypružení .....	23
Tab. 20: Tuhosti pružin primárního a sekundárního stupně vypružení .....	24
Tab. 21: Vlastní frekvence houpání vozové skříně a podvozku (prvotní návrh rozdělení tuhosti vypružení podvozku) .....	24
Tab. 22: Parametry vnější pružiny primárního vypružení .....	26
Tab. 23: Parametry vnitřní pružiny primárního vypružení .....	27
Tab. 24: Parametry pryžového kloubu primárního vypružení .....	27
Tab. 25: Parametry uložení primárního vypružení .....	28
Tab. 26: Výška těžiště osobního vozu .....	29
Tab. 27: Dynamické zatížení duplexní pružiny primárního vypružení .....	29
Tab. 28: Materiálové parametry pružin primárního vypružení .....	30
Tab. 29: Geometrická podmínka a podmínka smontovatelnosti duplexní pružiny primárního vypružení .....	30
Tab. 30: Svislá tuhost duplexní pružiny uložené na kyvném rameni .....	34
Tab. 31: Svislá tuhost duplexní pružiny .....	35
Tab. 32: Příčná tuhost duplexní pružiny (rozsah natočení kyvného ramene $\varphi = (-4 \div 4)^\circ$ ) .....	36
Tab. 33: Kontrola délky maximálně stlačené duplexní pružiny .....	37
Tab. 34: Změna provozního zatížení duplexní pružiny .....	39
Tab. 35: Provozního zatížení duplexní pružiny .....	40
Tab. 36: Korekční součinitel vnější a vnitřní pružiny primárního vypružení .....	41
Tab. 37: Pevnostní kontrola vnější a vnitřní pružiny primárního vypružení .....	42
Tab. 38: Horní a dolní hodnota smykového napětí vnější a vnitřní pružiny primárního vypružení .....	43

Tab. 39: Horní a dolní hodnota smykového napětí sekundárního vypružení (vypružení pouze pomocí vinutých pružin).....	45
Tab. 40: Parametry flexi-coil pružiny sekundárního vypružení.....	46
Tab. 41: Parametry silentbloku sekundárního vypružení .....	46
Tab. 42: Parametry uložení sekundárního vypružení.....	47
Tab. 43: Zatížení pružin sekundárního vypružení .....	48
Tab. 44: Materiálové parametry pružin sekundárního vypružení .....	48
Tab. 45: Svislá tuhost navržených pružin sekundárního vypružení .....	48
Tab. 46: Kontrola délky maximálně stlačených pružin.....	49
Tab. 47: Příčná tuhost navržených pružin sekundárního vypružení .....	50
Tab. 48: Materiálové parametry silentbloku.....	51
Tab. 49: Svislá a příčná tuhost silentbloku .....	52
Tab. 50: Tuhost pružícího prvku sekundárního vypružení .....	53
Tab. 51: Kontrola vychýlení silentbloku .....	54
Tab. 52: Korekční součinitel pružiny sekundárního vypružení.....	55
Tab. 53: Pevnostní kontrola pružin sekundárního vypružení .....	56
Tab. 54: Horní a dolní hodnota smykového napětí pružin sekundárního vypružení (běžný provoz vozu) .....	57
Tab. 55: Horní a dolní hodnota smykového napětí pružin sekundárního vypružení (výjimečný provoz vozu) .....	58
Tab. 56: Parametry navrženého osobního vozu (příčné vůle komponent a náklon vozidla) ..	61
Tab. 57: Příčná vůle primárního a sekundárního stupně vypružení .....	61
Tab. 58: Příčná vůle dorazů sekundárního stupně vypružení .....	62
Tab. 59: Příčné vychýlení pružin sekundárního stupně vypružení.....	64
Tab. 60: Parametry vozové skříně .....	68
Tab. 61: Parametry podvozku .....	69
Tab. 62: Parametry silových prvků podvozku (část 1).....	69
Tab. 63: Parametry silových prvků podvozku (část 2).....	69
Tab. 64: Parametry kontaktu dvojkolí – kolej .....	72
Tab. 65: Parametry dvojkolí .....	72
Tab. 66: Parametry tratě pro ověření bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji.....	73
Tab. 67: Parametry tratě pro jízdně-technické zkoušky .....	74
Tab. 68: Vlastní frekvence houpání vozové skříně (dvouhmotová soustava).....	75
Tab. 69: Analýza vlastností linearizovaného modelu osobního vozu (Simpack).....	76
Tab. 70: Zkušební zborcení.....	78
Tab. 71: Parametry příčné báze primárního a sekundárního stupně vypružení osobního vozu .....	78
Tab. 72: Změna kolových sil vyvolaná postavením podvozků.....	79
Tab. 73: Změna kolových sil vyvolaná postavením vozové skříně .....	80
Tab. 74: Parametry torzního stabilizátoru kolébání.....	81
Tab. 75: Minimální kolová síla (analytický výpočet/Simpack) .....	82
Tab. 76: Parametry vozu a zkušební tratě pro stanovení řídicí síly .....	83
Tab. 77: Řídicí a vodící síla na předním a zadním podvozku ve směru jízdy .....	84
Tab. 78: Vratný moment vypružení při průjezdu obloukem $R = 150$ m (tětivová poloha) .....	84

Tab. 79: Vodicí síla (analytický výpočet/Simpack) .....	85
Tab. 80: Mezní poměr $(Y/Q)_{mez}$ .....	86
Tab. 81: Poměr $Y/Q$ (analytický výpočet/Simpack) .....	86
Tab. 82: Požadavky na zkušební úseky tratě a podmínky zkušebních jízd [9] .....	87
Tab. 83: Výpočtové případy pro simulaci jízdě – technických zkoušek .....	87
Tab. 84: Sledované a vyhodnocované veličiny pro osobní vůz při jízdě-technických zkouškách [9] .....	89
Tab. 85: Vyhodnocení veličin pro jednotlivé případy ze simulací jízdě – technických zkoušek (část 1) .....	90
Tab. 86: Vyhodnocení veličin pro jednotlivé případy ze simulací jízdě – technických zkoušek (část 2) .....	91
Tab. 87: Pevnostní kontrola torzního stabilizátoru kolébání .....	92
Tab. 88: Horní a dolní hodnota smykového napětí torzního stabilizátoru kolébání .....	93

## 17. Seznam příloh

Příl. 1: Výsledky výpočtu primárního stupně vypružení

Příl. 2: Parametry a výsledky simulací jízdě – technických zkoušek

Příl. 3: Simulace bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji

Příl. 4: Sestavný výkres osobního vozu

(název: Typový výkres osobního vozu Bmpz; číslo výkresu: Bmpz-v200-0-0-0)