

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství  
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Sekundární vypružení osobních podvozků

Autor: Martin STEJSKAL  
Vedoucí práce: Ing. Jiří KORÍNEK

Akademický rok 2020/2021

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Martin STEJSKAL**  
Osobní číslo: **S19B0807P**  
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Konstruování strojů a technických zařízení**  
Téma práce: **Sekundární vypružení osobních podvozků**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Zpracujte návrh a výpočet sekundárního vypružení podvozku pro osobní dopravu. Podvozek bude využit pro železniční osobní vůz o celkové hmotnosti 54t, maximální rychlost 200km/h. Rozchod 1435mm, průměr dvojkolí 1000mm. Vytvořte konstrukční návrh koncepce podvozku dle výše uvedených parametrů se zaměřením na uzel sekundárního vypružení. Porovnejte principy sekundárního vypružení a proveďte výběr nejvhodnější varianty.

Návrh bude obsahovat jednoduchý konstrukční návrh s výstupem v podobě výkresové dokumentace (sestavný celkový výkres a výkres vybraného detailu nebo sestavy), výpočet(návrh) samotného sekundárního vypružení. Součástí práce by také měla být jednoduchá MKP analýza zvoleného uzlu technického řešení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. *Rešerše soudobé používané techniky*
2. *Specifikace požadavků, volba způsobu vypružení*
3. *Návrh vybraného konstrukčního řešení, výpočet parametrů vypružení*
4. *Vypracování základní konstrukční dokumentace klíčového proku*
5. *Zhodnocení práce, závěr*

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

[1] DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla 1*, Plzeň: nakl. Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7

[2] DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla 2*, Plzeň: nakl. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6

Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Kořínek**  
Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Radim Sýkora**  
ŠKODA TRANSPORTATION a.s.

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2020**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2021**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora



## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu této bakalářské práce Ing. Jiřímu Kořínkovi z Katedry konstruování strojů za odborné vedení, poskytnutí množství informací, ochotu a trpělivost po celou dobu naší spolupráce.

Dále děkuji zadavateli Ing. Radimovi Sýkorovi ze společnosti Škoda Transportation, a. s. za poskytnutí nejen odborných konzultací, ale i cenných rad a podkladů.

Závěrem děkuji celé své rodině za veškerou podporu, trpělivost a pochopení při studiu.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Stejskal	<b>Jméno</b> Martin	
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	B0715A270013 Strojní inženýrství		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. Kořínek	<b>Jméno</b> Jiří	
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU – FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Sekundární vypružení osobních podvozků		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	92	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	83	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	9
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b> <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Bakalářská práce obsahuje návrh koncepce podvozku vloženého vozu elektrické jednotky se zaměřením na uzel sekundárního vypružení, výpočet vybraných parametrů vypružení kolejového vozidla a konstrukční návrh rámu podvozku. Pevnostní analýza rámu byla provedena v software Autodesk Inventor.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	kolejová vozidla, vložený vůz, podvozek, vypružení, svislé kmitání, konstrukční návrh, pevnostní analýza

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Stejskal	Name Martin
<b>STUDY PROGRAMME</b>	B0715A270013 Mechanical Engineering	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kořínek	Name Jiří
<b>INSTITUTION</b>	ZČU – FST – KKS	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Secondary suspension of passenger chassis	
	<b>Delete when not applicable</b>	

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2021
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	92	<b>TEXT PART</b>	83	<b>GRAPHICAL PART</b>	9
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Bachelor's thesis contains a conceptual design of passenger chassis of a centre trailer of electric train set with a focus on secondary suspension, calculation of selected parameters of the railway vehicle suspension and engineering design of the bogie frame. Frame strength analysis was performed in Autodesk Inventor software.
<b>KEY WORDS</b>	railway vehicles, centre trailer, bogie, suspension, vertical oscillations, engineering design, strength analysis

## Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	10
Seznam obrázků .....	12
Seznam tabulek .....	14
1 Úvod.....	15
1.1 Specifikace zadání .....	15
1.2 Problematika sekundárního vypružení .....	16
1.3 Cíle.....	16
2 Rešerše soudobé používané techniky .....	17
2.1 Podvozky s vnějším rámem.....	17
2.1.1 Podvozek MD 52.....	18
2.1.2 Podvozek SGP 300.....	20
2.1.3 Podvozek SGP 400.....	22
2.1.4 Podvozek Y 32 .....	24
2.2 Podvozky s vnitřním rámem.....	26
2.2.1 Podvozek B 5000 .....	27
2.2.2 Podvozek FLEXX Eco .....	29
2.2.3 Podvozek SF 7000.....	30
2.2.4 Podvozek SF 7500.....	32
2.3 Shrnutí rešerše soudobé používané techniky.....	34
3 Návrh celkové koncepce podvozku.....	35
3.1 Koncepce jednotlivých uzlů a částí podvozku .....	35
3.1.1 Rám podvozku.....	35
3.1.2 Dvojkolí.....	36
3.1.3 Primární vypružení .....	37
3.1.4 Sekundární vypružení.....	38
3.2 Shrnutí návrhu celkové koncepce podvozku .....	40
4 Návrh vypružení vloženého vozu elektrické jednotky .....	41
4.1 Hmotnostní rozbor.....	42
4.1.1 Odhad hmotností základních částí podvozku.....	42
4.1.2 Jednotlivé hmoty osobního vozu.....	43
4.2 Svislé vypružení .....	44
4.2.1 Odhad dynamického přetížení .....	44
4.2.2 Svislé silové zatížení osobního vozu.....	45
4.2.3 Rozvaha svislých dispozic .....	49

4.2.4	Návrh a rozdělení svislých tuhostí .....	50
4.2.5	Svislé primární vypružení osobního vozu.....	51
4.2.6	Svislé sekundární vypružení osobního vozu .....	59
4.2.7	Výsledné tuhosti svislého vypružení.....	64
4.2.8	Ověření dynamického přetížení .....	65
4.2.9	Vlastní frekvence svislých kmitů .....	67
4.3	Příčné vypružení .....	70
4.3.1	Návrh a rozdělení příčných tuhostí .....	70
5	Návrh rámu podvozku.....	71
5.1	Konstrukční návrh .....	71
5.2	Pevnostní analýza .....	73
5.2.1	Statické zatížení prázdným vozem.....	73
5.2.2	Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu.....	75
5.2.3	Statické zatížení plně obsazeným vozem .....	77
5.3	Zhodnocení návrhu rámu podvozku .....	79
6	Závěr.....	80
7	Reference.....	82
	PŘÍLOHA 1.....	i

## Přehled použitých zkratk a symbolů

Zkratka	Název
0, I, II	Ne-, jednou a dvakrát vypružená část kolejového vozidla
AC	Alternate current (střídavý proud)
C	Uvažováno pro celý vůz, popř. celý stupeň vypružení
c, č	Celkový, činný
D	Dvojkolí
d	Dřík
dyn, stat	Dynamické, statické
e	Ekvivalentní
ICC	Intercity-Crossrail
ICE	Intercity-Express
in, out	Inner (vnitřní), outer (vnější)
k	Kolo
kb	Kotoučová brzda
kr	Kyvné rameno
MD	Minden Deutz
min, max	Minimální, maximální
mp	Membránová pružina
n	Náprava
nl	Nápravové ložisko
np	Nouzové vypružení, popř. nouzový provoz
ÖBB	Österreichische Bundesbahnen
P	Podvozek
p	Uvažováno k ose vinuté pružiny
pd	Pryžový doraz
pk	Prodloužený konec
pp	Pryžová podložka
rp	Rám podvozku
SW	Software
už	Užitečné
vp	Vinutá pružina
x, y, z	Orientace vektoru, tj. směr působení veličiny
zv	Závěrný

Symbol	Jednotka	Název
$a$	1	Konstanta respektující stupeň vypružení
$a_p$	mm	Vzdálenost otočných čepů podvozků
$b$	1	Konstanta respektující počet náprav podvozku
$D, d$	mm	Průměr
$F$	N	Silové zatížení
$f$	mm	Stlačení, resp. sednutí
$f_1$	Hz	První vlastní reálná frekvence svislých kmitů
$f_2$	Hz	Druhá vlastní reálná frekvence svislých kmitů
$G$	Pa	Modul pružnosti ve smyku
$g$	$m \cdot s^{-2}$	Tíhové, resp. gravitační zrychlení
$i$	1	Stav zatížení
$k$	$N \cdot m^{-1}$	Tuhost
$k_p$	1	Dynamické přetížení
$l$	mm	Délka
$m$	kg	Hmotnost
$n$	1	Počet závitů
$p$	mm	Rozvor podvozku
$r_D$	mm	Rozchod dvojkolí
$v$	$km \cdot h^{-1}$	Maximální provozní rychlost
$w_1$	$s^{-1}$	První vlastní úhlová frekvence svislých kmitů
$w_2$	$s^{-1}$	Druhá vlastní úhlová frekvence svislých kmitů
$x, y, z$	mm	Příčná, svislá a podélná deformace
$\gamma_2 \text{ opt}$	1	Optimální poměr tuhostí
$\mu_{\text{stř}}$	1	Střední poměr hmot

Pozn.: Z důvodů přehlednosti jsou uvedeny pouze obecné symboly, které mohou být v horních či dolních indexech doplněné o zkratky, čímž jsou vytvořeny konkrétní veličiny, např. výsledné svislé tuhosti  $k_{zi}^{IC}$  primárního vypružení v jednotlivých stavech zatížení.

## Seznam obrázků

Obr. 1: Průběh ohybového momentu u rámu vnějšího (vlevo) a vnitřního (vpravo) [1] .....	17
Obr. 2: Podvozek MD 52, typový výkres [2] .....	18
Obr. 3: Podvozek MD 52 [4] .....	19
Obr. 4: Podvozek SGP 300, typový výkres [7] .....	20
Obr. 5: Podvozek SGP 300 [2] .....	21
Obr. 6: Podvozek SGP 400, typový výkres [7] .....	22
Obr. 7: Podvozek SGP 400 [9] .....	23
Obr. 8: Podvozek Y 32, typový výkres [7] .....	24
Obr. 9: Podvozek Y 32 [11] .....	25
Obr. 10: Podvozek B 5000, typový výkres [14] .....	27
Obr. 11: Podvozek B 5000 [15] .....	28
Obr. 12: Podvozek FLEXX Eco [16] .....	29
Obr. 13: Podvozek SF 7000, typový výkres [17] .....	30
Obr. 14: Podvozek SF 7000 [17] .....	31
Obr. 15: Podvozek SF 7500, typový výkres [18] .....	32
Obr. 16: Podvozek SF 7500 [18] .....	33
Obr. 17: Rám podvozku, koncepční model .....	35
Obr. 18: Dvojkolí, koncepční nákres .....	36
Obr. 19: Primární vypružení, koncepční nákres .....	37
Obr. 20: Sekundární vypružení, koncepční nákres .....	39
Obr. 21: Podvozek osobního vozu elektrické jednotky, koncepční nákres .....	40
Obr. 22: Vypružení osobního vozu, schematický nákres .....	41
Obr. 23: Jednotlivé hmoty osobního vozu, schematický nákres .....	42
Obr. 24: Silové zatížení, schematický nákres .....	45
Obr. 25: Rozvržení svislých dispozic, schematický nákres .....	49
Obr. 26: Zatěžovací charakteristika uzlu primárního vypružení .....	54
Obr. 27: Zatěžovací charakteristika vinuté pružiny v sérii s pryžovou podložkou .....	55
Obr. 28: Zatěžovací charakteristika vinuté pružiny .....	56
Obr. 29: Zatěžovací charakteristika pryžové podložky .....	57
Obr. 30: Zatěžovací charakteristika pryžového dorazu .....	58
Obr. 31: Membránová pružina Continental 732 N 2.100 B [19] .....	59
Obr. 32: Charakteristika membránové pružiny Continental 732 N 2.100 B [19] .....	60
Obr. 33: Zatěžovací charakteristika membránové pružiny .....	62
Obr. 34: Zatěžovací charakteristika nouzové pryžové pružiny .....	63



Obr. 35: Průběh první vlastní frekvence svislých kmitů.....	68
Obr. 36: Průběh druhé vlastní frekvence svislých kmitů .....	69
Obr. 37: Rám podvozku, pohled shora.....	71
Obr. 38: Rám podvozku, pohled zdola.....	71
Obr. 39: Rám podvozku, řez podélníkem .....	72
Obr. 40: Rám podvozku, řez hlavním příčnickem .....	72
Obr. 41: Statické zatížení prázdným vozem, napětí při pohledu shora.....	73
Obr. 42: Statické zatížení prázdným vozem, napětí při pohledu zdola.....	74
Obr. 43: Statické zatížení prázdným vozem, posunutí.....	74
Obr. 44: Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu, napětí při pohledu shora.....	75
Obr. 45: Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu, napětí při pohledu zdola.....	76
Obr. 46: Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu, posunutí.....	76
Obr. 47: Statické zatížení plně obsazeným vozem, napětí při pohledu shora .....	77
Obr. 48: Statické zatížení plně obsazeným vozem, napětí při pohledu zdola .....	78
Obr. 49: Statické zatížení plně obsazeným vozem, posunutí.....	78

## Seznam tabulek

Tab. 1: Základní technické parametry vloženého vozu elektrické jednotky .....	15
Tab. 2: Základní technické parametry podvozku MD 52 [3] [5] .....	19
Tab. 3: Základní technické parametry podvozku SGP 300 [2] [6] [8].....	21
Tab. 4: Základní technické parametry podvozku SGP 400 [9] .....	23
Tab. 5: Základní technické parametry podvozku Y 32 [7] [12].....	25
Tab. 6: Základní technické parametry podvozku B 5000 [14].....	28
Tab. 7: Základní technické parametry podvozku FLEXX Eco [2] .....	29
Tab. 8: Základní technické parametry podvozku SF 7000 [2].....	31
Tab. 9: Základní technické parametry podvozku SF 7500 [18].....	33
Tab. 10: Rozměry kyvného ramene .....	37
Tab. 11: Hmotnosti základních částí podvozku .....	42
Tab. 12: Jednotlivé hmoty osobního vozu .....	43
Tab. 13: Odhad dynamického přetížení .....	45
Tab. 14: Svislé silové zatížení osobního vozu .....	47
Tab. 15: Svislé silové zatížení jednoho souboru vypružení .....	48
Tab. 16: Navržené rozměry vinuté pružiny.....	52
Tab. 17: Svislé tuhosti pružících prvků primárního vypružení .....	53
Tab. 18: Zatížení, deformace a tuhosti uzlu primárního vypružení .....	54
Tab. 19: Zatížení, deformace a tuhosti vinuté pružiny v sérii s pryžovou podložkou .....	55
Tab. 20: Zatížení, deformace a tuhosti vinuté pružiny.....	56
Tab. 21: Zatížení, deformace a tuhosti pryžové podložky .....	57
Tab. 22: Zatížení, deformace a tuhosti pryžové podložky .....	58
Tab. 23: Svislé tuhosti pružících prvků sekundárního vypružení .....	61
Tab. 24: Zatížení, deformace a tuhosti membránové pružiny .....	62
Tab. 25: Zatížení, deformace a tuhosti nouzové pryžové pružiny .....	63
Tab. 26: Výsledné svislé tuhosti osobního vozu.....	64
Tab. 27: Ověření dynamického přetížení při běžném provozu.....	65
Tab. 28: Ověření dynamického přetížení při nouzovém provozu.....	66
Tab. 29: Vlastní frekvence svislých kmitů.....	68

# 1 Úvod

## 1.1 Specifikace zadání

Návrh celkové koncepce podvozku se zaměřením na uzel sekundárního vypružení je zpracován pro nehnací, tj. běžný podvozek vloženého vozu elektrické jednotky. Vložený vůz je uvažován jako jednopodlažní se dvěma nehnacími podvozky a jeho základní technické parametry jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 1).

Podvozky elektrické jednotky jsou koncipovány jako dvounápravové, tj. se dvěma nápravami. Každý z těchto podvozků má soubor primárního vypružení, tvořený čtyřmi pružinami, a soubor sekundárního vypružení, tvořený dvěma pružinami.

Kromě níže uvedených technických parametrů jsou ze strany zadavatele bakalářské práce stanoveny další požadavky na koncepci dvounápravových nehnacích podvozků:

- podvozek bezkolébkový,
- rám podvozku otevřeného tvaru písmene H, tj. torzně poddajný,
- vedení dvojkolí kyvným ramenem,
- primární vypružení vinutou pružinou.

Není-li řečeno jinak, pak je ve všech případech uvažován jednopodlažní vložený vůz elektrické jednotky se dvěma nehnacími dvounápravovými podvozky. Z důvodu shodnosti obou těchto podvozků je pak v následujícím textu zmiňován pouze jeden z nich.

**Tab. 1: Základní technické parametry vloženého vozu elektrické jednotky**

Vložený vůz elektrické jednotky		
Rozchod dvojkolí	$r_D$	1435 mm
Vzdálenost otočných čepů podvozků	$a_p$	19000 mm
Rozvor podvozku	$p$	2500 mm
Průměr kola	$D_k$	1000 mm
Maximální provozní rychlost	$v$	200 km · h <sup>-1</sup>
Hmotnost prázdného vozu	$m_1$	54000 kg
Užitečná hmotnost	$m_{už}$	21600 kg

## 1.2 Problematika sekundárního vypružení

Vypružení je nedílnou součástí kolejových vozidel nákladních či osobních, určených k přepravě nákladu či osob, neb jeho hlavní funkcí je tlumení rázů vznikajících při jízdě na nerovné trati, tj. kolejích. V praxi bývají osobní kolejová vozidla odpružena dvojitě, tedy primárním a sekundárním vypružením tak, aby bylo dosaženo co nejúčinnějšího tlumení a s tím spojené úrovně jízdniho komfortu.

Sekundární vypružení jako takové je úzce spjato s přenosem sil mezi skříní a podvozkem. Vazba podvozku se skříní musí zajistit přenos svislých, podélných i příčných sil mezi podvozkem, rovnoměrné zatížení kol v podvozkem a dostatečnou volnost podvozku pro relativní pohyby vůči skříní, jako například při průjezdu obloukem či při různých výškových nerovnostech na trati. Je používáno u všech železničních kolejových vozidel vyjímaje některých nákladních vozů, jimiž jsou zpravidla vozy nepřekračující rychlost  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , a vozů bezpodvozkových.

Při návrhu sekundárního vypružení je třeba uvažovat konkrétní typ vozidla, neboť lokomotivy mají konstantní svislé zatížení, zatímco u vozů osobních a nákladních je toto zatížení proměnné. Vhodnou volbou primárního a sekundárního vypružení, tedy poměru jejich tuhostí, lze dosáhnout optimálního komfortu a jízdniích vlastností kolejového vozidla, ať již na trati přímé či zakřivené. Hlavními pružícími prvky využívanými pro vypružení skříně vzhledem k podvozkem bývají pružiny (listové, šroubovitě, pryžokovové či vzduchové), tlumiče (hydraulické či třecí) nebo závěsky. V případě potřeby lze soubor sekundárního vypružení doplnit o torzní stabilizátor zvyšující torzní tuhost.

Pružící prvky v rámci sekundárního vypružení bývají nejčastěji řazeny paralelně, ale celý soubor sekundárního vypružení je oproti souboru vypružení primárního řazen do série, čímž je změkčena výsledná charakteristika.

## 1.3 Cíle

Cílem této bakalářské práce je shrnout přehled současně používaných podvozků osobních vozidel a vytvořit návrh základní koncepce podvozku se zaměřením na uzel sekundárního vypružení. V neposlední řadě pak provést výpočet zejména svislého vypružení a vytvořit konstrukční návrh rámu podvozku, doplněný o pevnostní analýzu a výkresovou dokumentaci.

## 2 Rešerše soudobé používané techniky

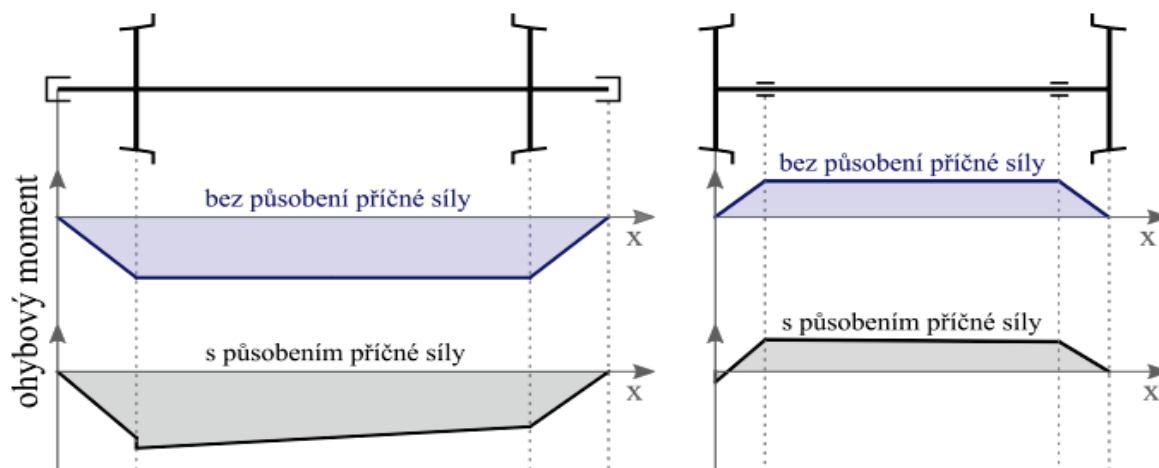
Tato kapitola obsahuje přehled soudobých či nedávno používaných podvozků, vyráběných předními evropskými výrobci pro potřeby osobních kolejových vozidel. Rešerše je zaměřena primárně na dvounápravové nehnací podvozky s rámem vnitřním či vnějším.

### 2.1 Podvozky s vnějším rámem

Podvozky s vnějším rámem jsou hojně využívány v nynějších kolejových vozidlech. Jedná se de facto o standardní koncepci, při níž jsou nápravová ložiska situována na koncích náprav.

Mezi výhody podvozků s vnějším ložiskováním patří zejména usnadněná výměna ložisek, jejichž životnost může být oproti samotným kolům nižší, a větší vzdálenost pružin sekundárního vypružení, vedoucí ke snížení rizika kolébání skříně kolejového vozidla. Z toho lze předpokládat, že požadované stability podvozku bude dosaženo i bez použití torzního stabilizátoru.

Takto řešené podvozky však mají rozdílný průběh ohybového momentu, jak je patrné z obrázku níže, kde je znázorněn průběh ohybového momentu při samotném svislém zatížení a při svislém zatížení doplněném o zatížení příčné (Obr. 1). Hlavní nevýhodou je pak skutečnost, že podvozky s vnějším ložiskováním jsou hmotnější a rozměrnější. [1]

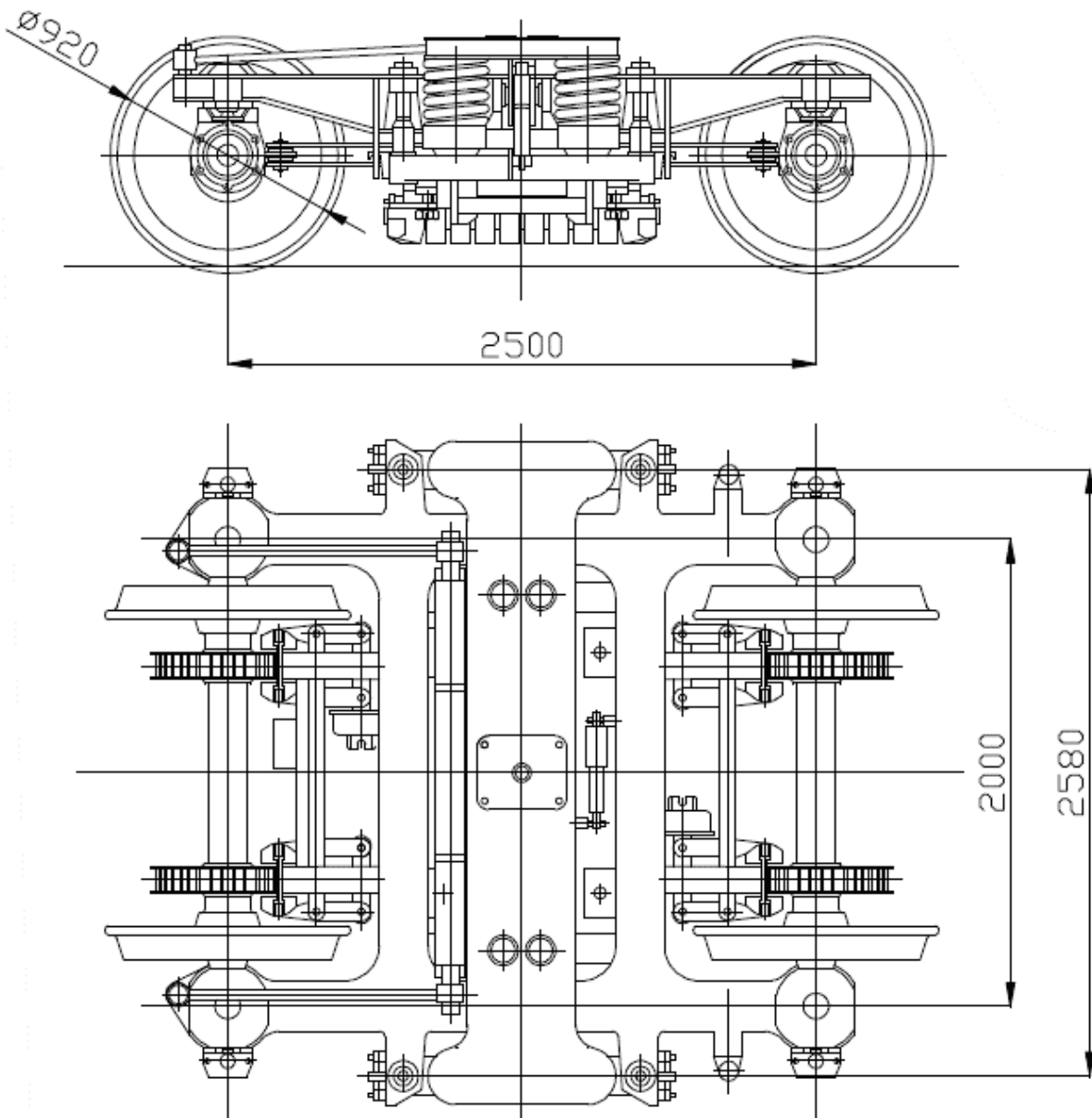


Obr. 1: Průběh ohybového momentu u rámu vnějšího (vlevo) a vnitřního (vpravo) [1]

### 2.1.1 Podvozek MD 52

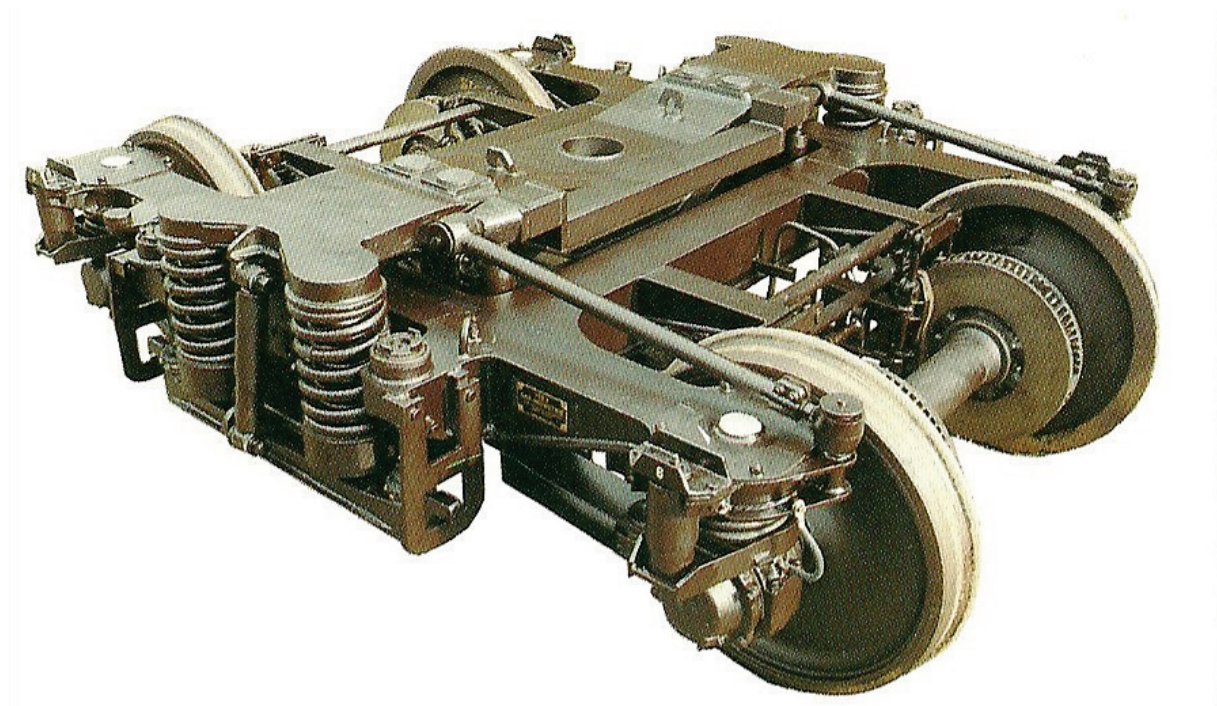
Podvozek MD 52 patří do rodiny podvozků Minden Deutz, čítající mnoho modifikací od počátečního modelu MD 50, vyvinutého kolem roku 1950. Nejnovější z nich, tj. MD 52 je dodnes vyráběn firmou Bombardier a je používán pro vlaky ICE 1 na území Německa a sousedních zemí. Trati ICE mají zpravidla standardní rozchod, tj. 1435 mm a jsou poháněny napěťovým systémem 15 kV AC 16,7 Hz. Další modifikace podvozku nesou označení MD 520 až 525. Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 2). [2] [3]

Rám podvozku je svařen ze dvou podélníků a dvou příčníků obdélníkového průřezu, čímž je vytvořen tvar písmene H disponující vyšší poddajností. Na každé z nevrтанých náprav jsou umístěny dvě kotoučové brzdy (Obr. 2). Vedení dvojkolí je realizováno tzv. listovými vodičky, umístěnými paralelně. Primární vypružení je řešeno duplexními vinutými pružinami, doplněnými o paralelně řazený hydraulický tlumič.



Obr. 2: Podvozek MD 52, typový výkres [2]

Sekundární vypružení má dvě vinuté pružiny, doplněné o paralelně řazený hydraulický tlumič, situované mezi nosič vypružení a traverzu. Z toho vyplývá, že podvozek je realizován jako kolébkový, konkrétně se stavitelnými závěskami. Vazba skříně s podvozkem pak spočívá v otočném čepu, doplněném o kluznice, jež přispívají tlumení vrtivých pohybů (Obr. 3).



Obr. 3: Podvozek MD 52 [4]

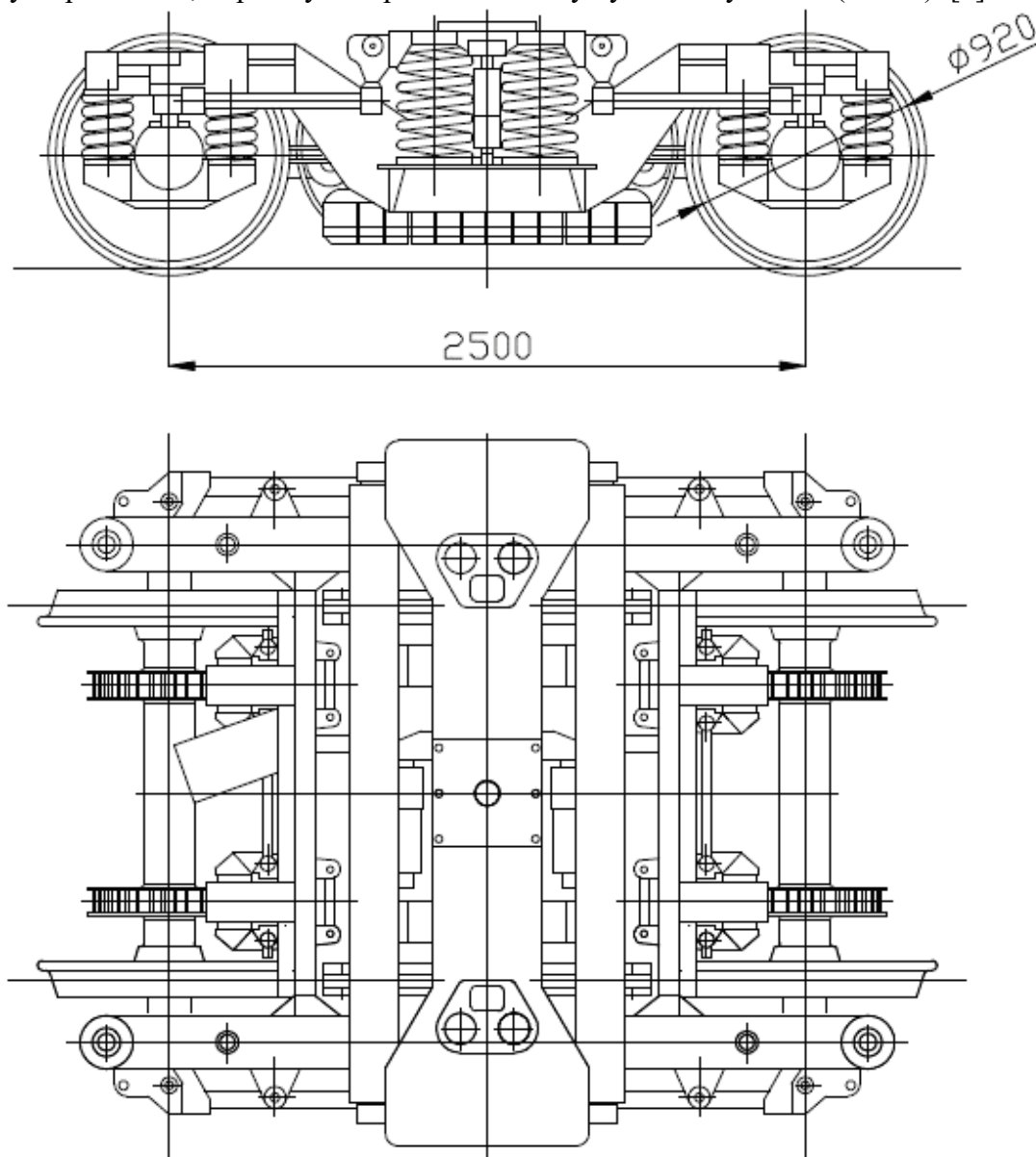
Tab. 2: Základní technické parametry podvozku MD 52 [3] [5]

Podvozek MD 52	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku	2500 mm
Průměr kola nový / opotřebený	920 / 860 mm
Nápravová hmotnost	16000 kg
Hmotnost podvozku	5650 kg
Maximální provozní rychlost	160 km · h <sup>-1</sup>

### 2.1.2 Podvozek SGP 300

Podvozek SGP 300 byl vyvinut, vyroben a následně modifikován firmou Siemens SGP Graz pro potřeby tratí ÖBB na území Rakouska. Na území České republiky byl používán dopravcem České dráhy, a to u vozů řad WRmz, Ampz a Bmz. používaných na přelomu 20. a 21. století. Další modifikace podvozku nesou označení SGP 300 HG, SGP 300 R a SGP 300 RHC, jejichž rozdílnost spočívá zejména v brzdném systému a tuhosti vedení dvojkolí. V některé literatuře se lze setkat s označením SF 300 namísto označení SGP 300. Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 3). [2] [6]

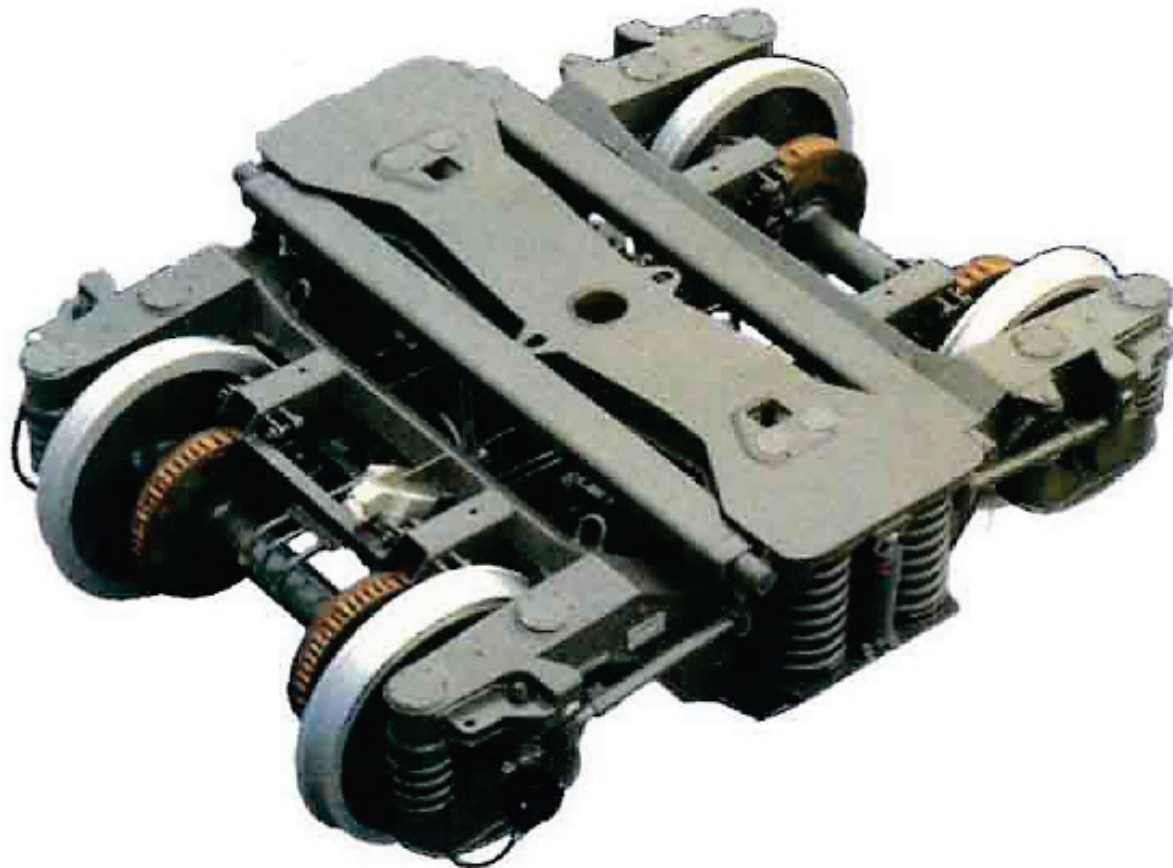
Rám podvozku je svařen ze dvou podélníků a tří příčníků (jeden hlavní, dva pomocné) do tvaru písmene H a disponuje sníženou střední částí, na niž dosedají pružiny sekundárního vypružení. Jedná se tedy o podvozek bezkolébkový. Nápravy obou dvojkolí jsou řešeny jako nevrtané s dvěma kotoučovými brzdami. Pro nouzové brždění je součástí podvozku také kolejnicová brzda. Vedení dvojkolí je realizováno vodicími čepy, situovanými na koncích jednotlivých podélníků rámu, uloženými ve speciálních pouzdech. Primární vypružení je řešeno duplexními vinutými pružinami, doplněnými o paralelně řazený hydraulický tlumič (Obr. 4). [2]



Obr. 4: Podvozek SGP 300, typový výkres [7]



Sekundární vypružení má duplexní vinuté pružiny typu flexi-coil, které zajišťují pružení nejen ve směru svislém, ale i ve směru příčném. Pružiny jsou situované mezi nosič vypružení a traverzu a doplněné o paralelně řazený hydraulický tlumič. Traverza je podélně vedena táhly. Vazba skříně s podvozkem pak spočívá v otočném čepu, doplněném o kluznice, jež přispívají tlumení vrtivých pohybů (Obr. 5).



Obr. 5: Podvozek SGP 300 [2]

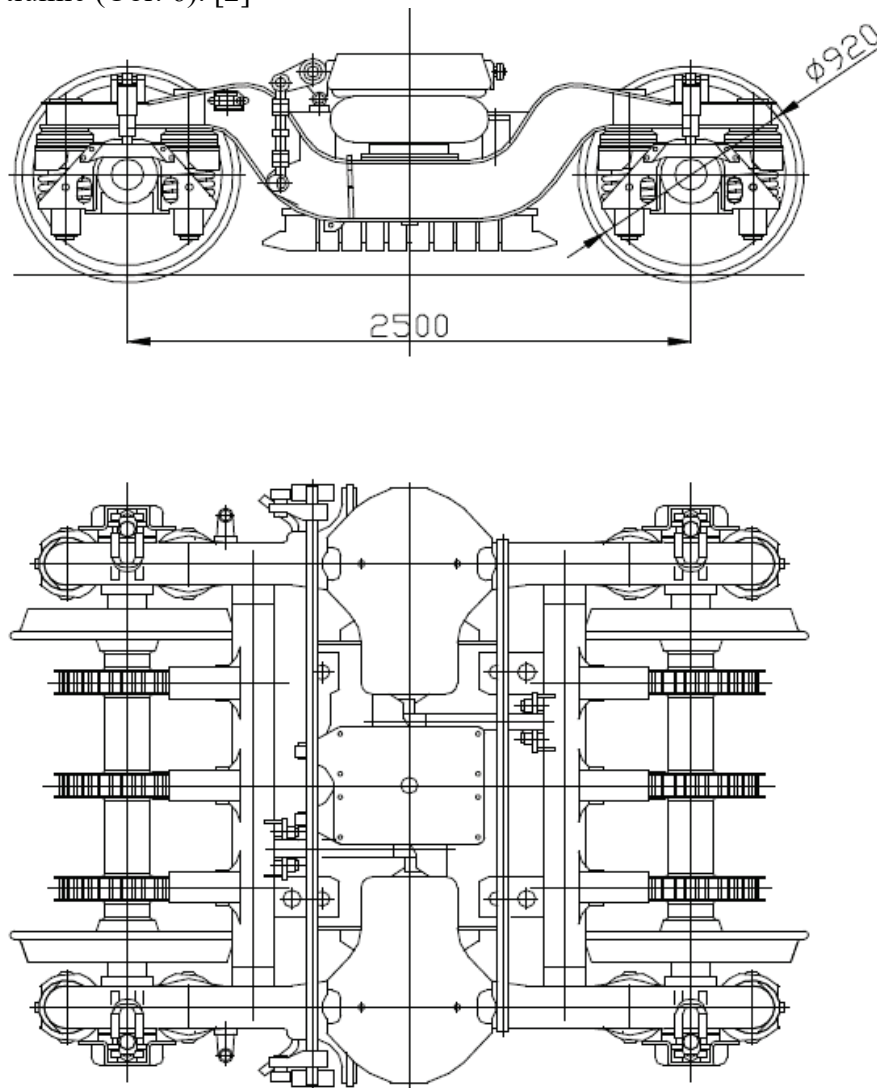
Tab. 3: Základní technické parametry podvozku SGP 300 [2] [6] [8]

Podvozek SGP 300	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku	2500 mm
Průměr kola nový / opotřebený	920 / 870 mm
Nápravová hmotnost	17000 kg
Hmotnost podvozku	7200 kg
Maximální provozní rychlost	200 km · h <sup>-1</sup>

### 2.1.3 Podvozek SGP 400

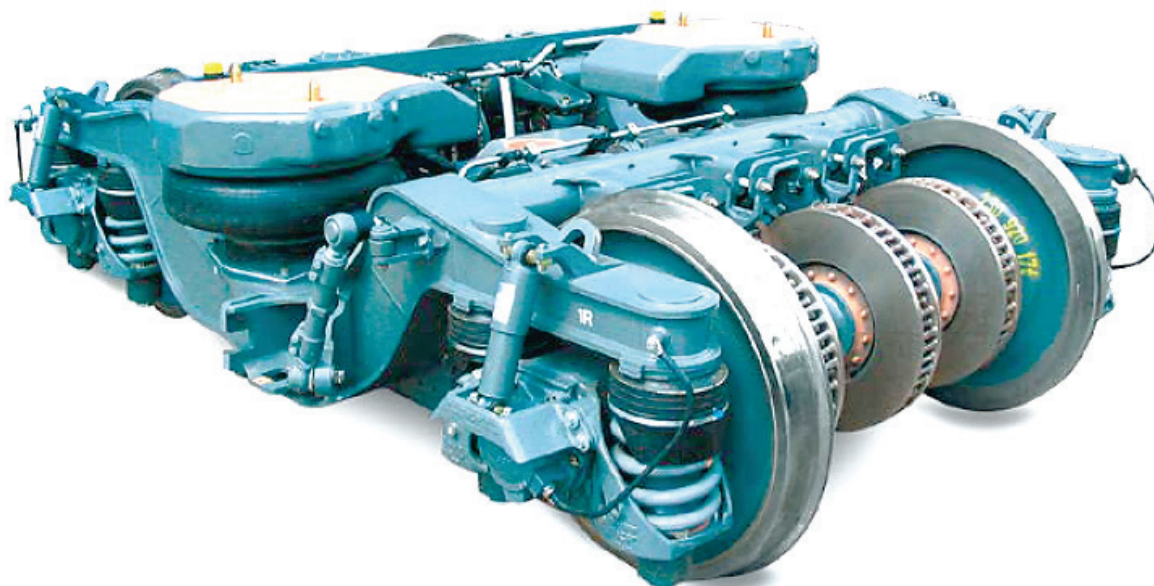
Podvozek SGP 400 představuje další vývoj rodiny podvozků SGP firmy Siemens, kladoucí důraz na zvýšení spolehlivosti a jízdního komfortu při zachování či snížení výrobních nákladů. Disponuje především modulární, tj. stavebnicovou konstrukcí, umožňující využití podvozku nejen pro potřeby dopravy regionální, ale i dálkové. Současně lze podvozky použít jak pro vozy jednopodlažní, tak i dvoupodlažní, čímž je dále prohloubena celková univerzálnost využití. Tato řada podvozků je používána zejména na německých jednotkách ICE 2. V některé literatuře se lze setkat s označením SF 400 namísto označení SGP 400. Základní technické parametry jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 4). [2]

Rám podvozku je svařen ze dvou podélníků a tří příčníků, z nichž jeden je hlavní a dva pomocné, do otevřeného tvaru písmene H a disponuje sníženou střední částí, na niž dosedají pružiny sekundárního vypružení. Jedná se tedy o podvozek bezkolébkový. Nápravy obou dvojkolí jsou řešeny jako nevrtané se třemi kotoučovými brzdami. Pro nouzové brždění je součástí podvozku také kolejnicová brzda. Vedení dvojkolí je realizováno vodicími čepy, situovanými na koncích jednotlivých podélníků rámu, uloženými ve speciálních pouzdrech. Primární vypružení je řešeno duplexními vinutými pružinami, doplněnými o paralelně řazený hydraulický tlumič (Obr. 6). [2]



Obr. 6: Podvozek SGP 400, typový výkres [7]

Patrnější rozdíl oproti předchozímu modelu SGP 300 představuje až pneumatické sekundární vypružení, zajišťující pružení ve směru svislém i příčném. Membránové pružiny jsou umístěny mezi snížený podélník rámu podvozku a traverzu skříňe vozu a doplněny nejen o paralelně řazený hydraulický tlumič, ale i sériově řazenou nouzovou pružinu pro případ poruchy. Vazba skříňe s podvozkem je pak doplněna o otočný čep, na jehož konci se nachází lemniskátový mechanismus. Součástí podvozku je také torzní stabilizátor, který kompenzuje nedostatečnou torzní tuhost. [7]



Obr. 7: Podvozek SGP 400 [9]

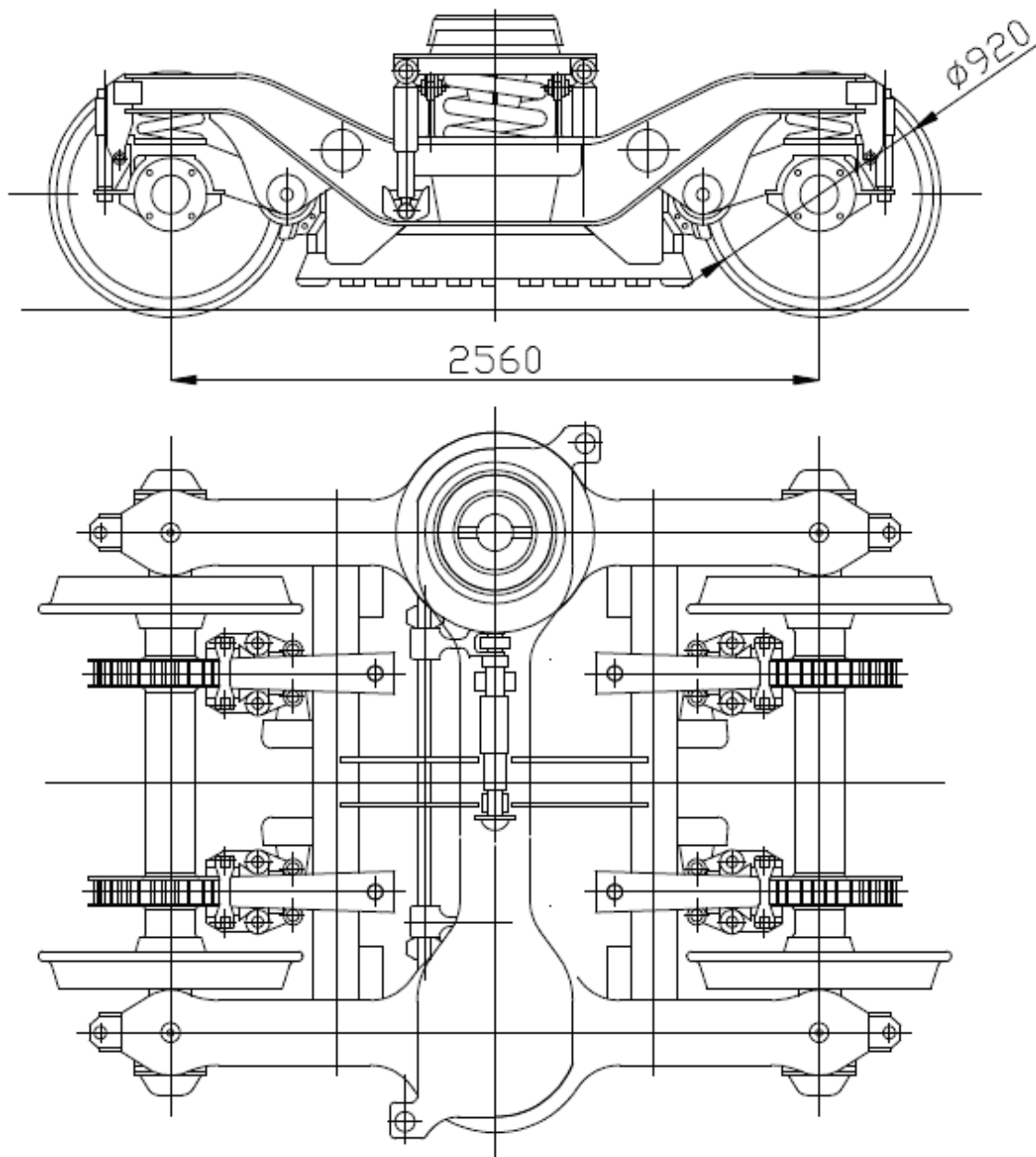
Tab. 4: Základní technické parametry podvozku SGP 400 [9]

Podvozek SGP 400	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku	2500 mm
Průměr kola nový / opotřebený	920 / 860 mm
Nápravová hmotnost	17000 kg
Hmotnost podvozku	7100 kg
Maximální provozní rychlost	280 km · h <sup>-1</sup>

#### 2.1.4 Podvozek Y 32

Podvozek Y 32 byl vyvinut ve Francii v 70. letech minulého století pro potřeby vozů CORAIL na tratích nejen francouzských, ale i italských a švýcarských. Jeho koncepce později sloužila jako předloha mnoha podvozkům, např. Y 0270 od firmy Fiat či SF 200 od firmy Siemens. Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 5). [10]

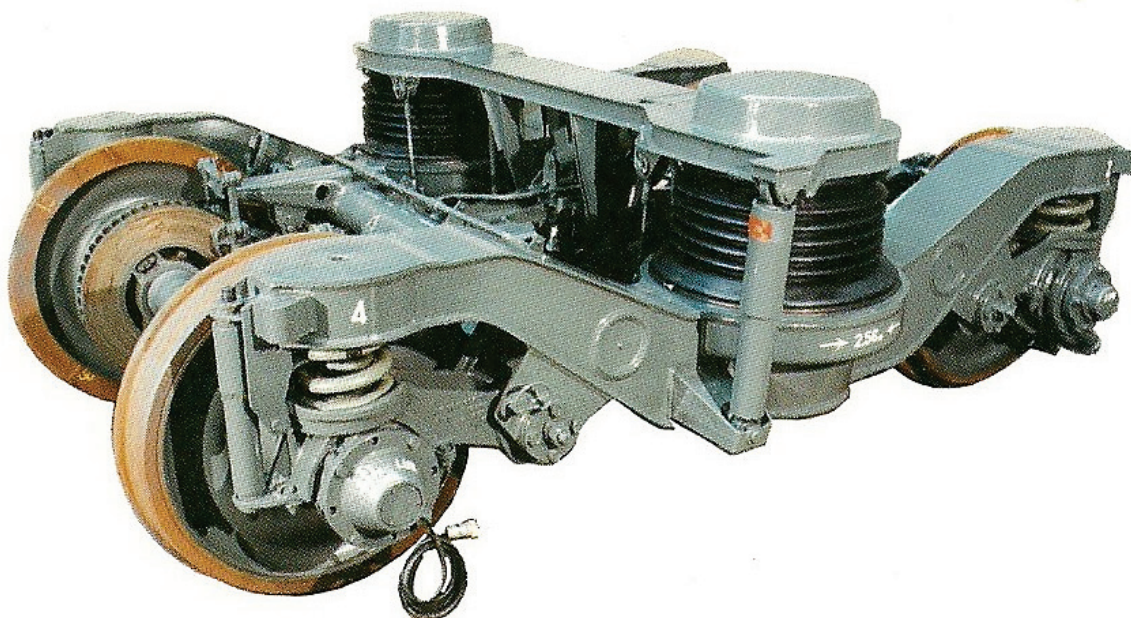
Rám podvozku je svařen ze dvou podélníků a třech příčníků do otevřeného tvaru písmene H. Podélníky mají sníženou střední část, sloužící jako nosič sekundárního vypružení. Jedná se tedy o podvozek bezkolébkový. Nápravy obou dvojkolí jsou řešeny jako nevrtané se dvěma kotoučovými brzdami. Pro nouzové brždění je součástí podvozku také kolejnicová brzda. Vedení dvojkolí je realizováno kyvným ramenem. Primární vypružení je řešeno vinutou pružinou, doplněnou o paralelně řazený hydraulický tlumič, situovanou do otvoru v podélníku rámu (Obr. 8).



Obr. 8: Podvozek Y 32, typový výkres [7]



Sekundární vypružení má na každé straně podvozku jednu mohutnou vinutou pružinu typu flexi-coil, zajišťující pružení ve směru svislém i příčném. Šroubovitě pružiny jsou umístěny mezi snížený podélník rámu podvozku a traverzu skříně vozu a doplněny o paralelně řazený hydraulický tlumič. Vazba skříně s podvozkem spočívá v podélných táhlech, pružně vázaných s příčníky rámu. Součástí podvozku je také torzní stabilizátor, kompenzující nedostatečnou torzní tuhost, a hydraulický tlumič příčných sil (Obr. 9). [7]



Obr. 9: Podvozek Y 32 [11]

Tab. 5: Základní technické parametry podvozku Y 32 [7] [12]

Podvozek Y32	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku	2560 mm
Průměr kola nový / opotřebený	920 / 890 mm
Nápravová hmotnost	15000 kg
Hmotnost podvozku	5900 kg
Maximální provozní rychlost	160 km · h <sup>-1</sup>

## 2.2 Podvozky s vnitřním rámem

Podvozky s vnitřním rámem se nacházely již na starších kolejových vozidlech, jmenovitě např. na parních lokomotivách. Na rozdíl od podvozků s vnějším rámem mají tzv. vnitřní ložiskování, jež je oproti konvenčnímu řešení doprovázeno řadou výhod. V současnosti patří podvozky s vnitřním rámem do portfolia hned několika výrobců, jmenovitě Bombardier a Siemens.

Hlavní výhodou představuje zmenšení rozměrů podvozků (až o 30 %), což znamená snížení hmotností podvozků (až o 37 %) a zvětšení prostoru pro komponenty situované pod skříň vozu. Vnitřním ložiskováním je tedy zkrácena náprava, neboť rozchod zůstává stejný. Tato skutečnost má za následek snížení nevypružených hmot (až o 30 %), čímž jsou také značně redukovány negativní účinky kolejového vozidla na pojižděnou kolej. Takové úspory pak přímo souvisí se snížením celkový provozních nákladů nejen kolejového vozidla, ale i železniční trati. [13]

Umístěním ložisek mezi jednotlivá kola je dosaženo příznivějšího průběhu ohybového momentu vznikajícího na dvojkolí za působení svislých i příčných sil (Obr. 1). Tím dochází ke snížení pevnostních nároků kladených na nápravy. V případě vnitřního rámu tedy lze uvažovat o vrtaných nápravách, poskytujících další snížení hmotnosti a možnost zavedení sondy pro diagnostiku ložisek. Vnitřní ložiskování je zároveň vhodnější z hlediska bezpečnosti proti vykolejení, neboť vzdálenost ložiskových čepů je menší než vzdálenosti styčných kružnic nalisovaných kol. To znamená, že změna svislých sil působících na kola bude v případě zborcené koleje příznivější. [13]

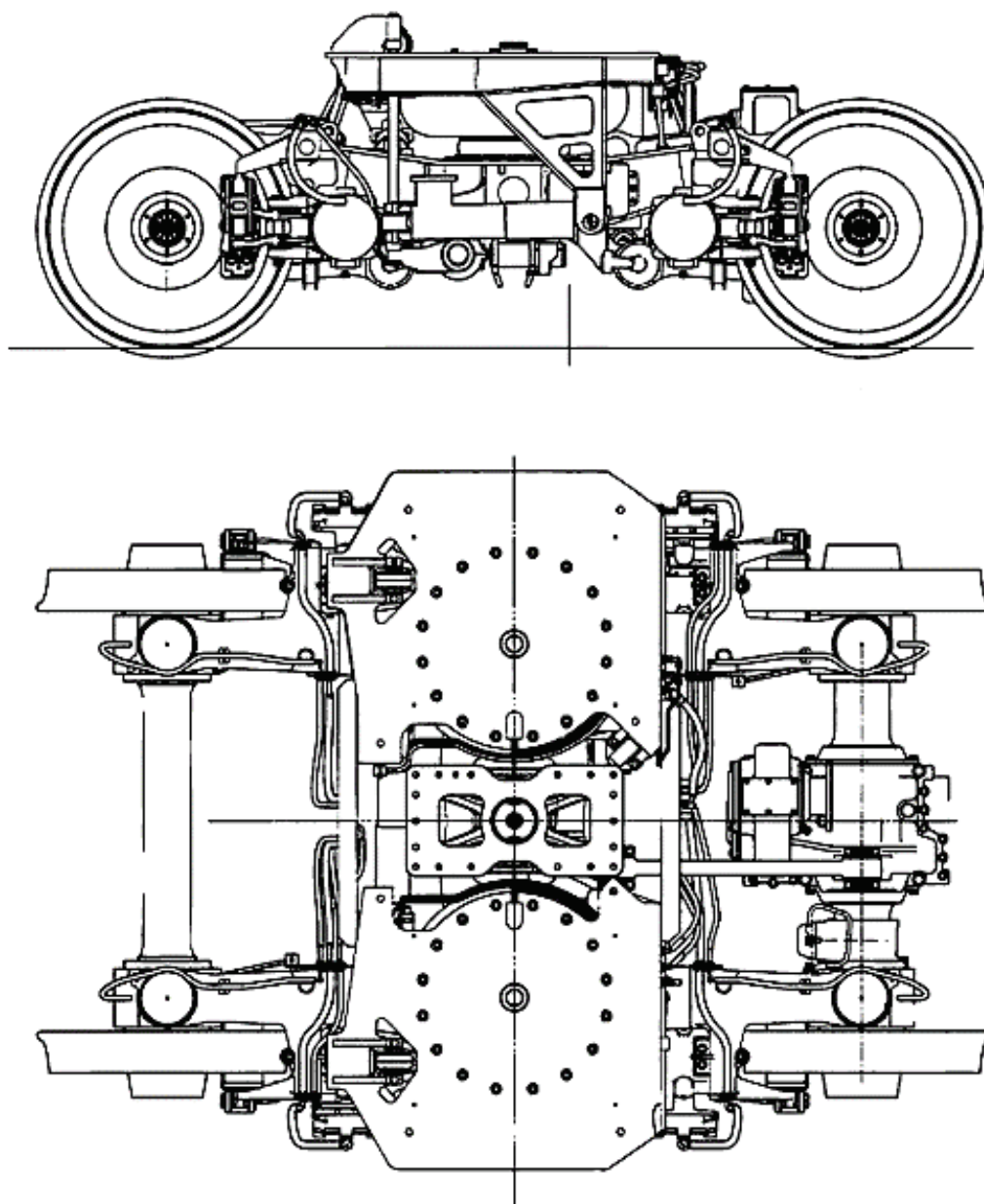
Výše uvedené výhody přispívají ke zvýšení životnosti podvozků, neb dochází k prodloužení času mezi jednotlivými opravami či výměnami, usnadnění výměny kol a snížení nákladů výrobních i provozních. Rámy s vnitřním ložiskováním však mají také své nevýhody.

Primárním nedostatkem je nutnost opětovného slisování kol při výměně, popř. údržbě ložisek, zmenšení prostoru pro brzdovou výstroj a zmenšení vzdálenosti mezi pružinami sekundárního vypružení, což působí negativně z hlediska kolébání skříně vozu. Tyto nevýhody lze kompenzovat volbou ložisek, jejichž životnost je větší nebo alespoň rovna životnosti jednotlivých kol, přidáním torzního stabilizátoru, zvyšujícího torzní tuhost. [13]

### 2.2.1 Podvozek B 5000

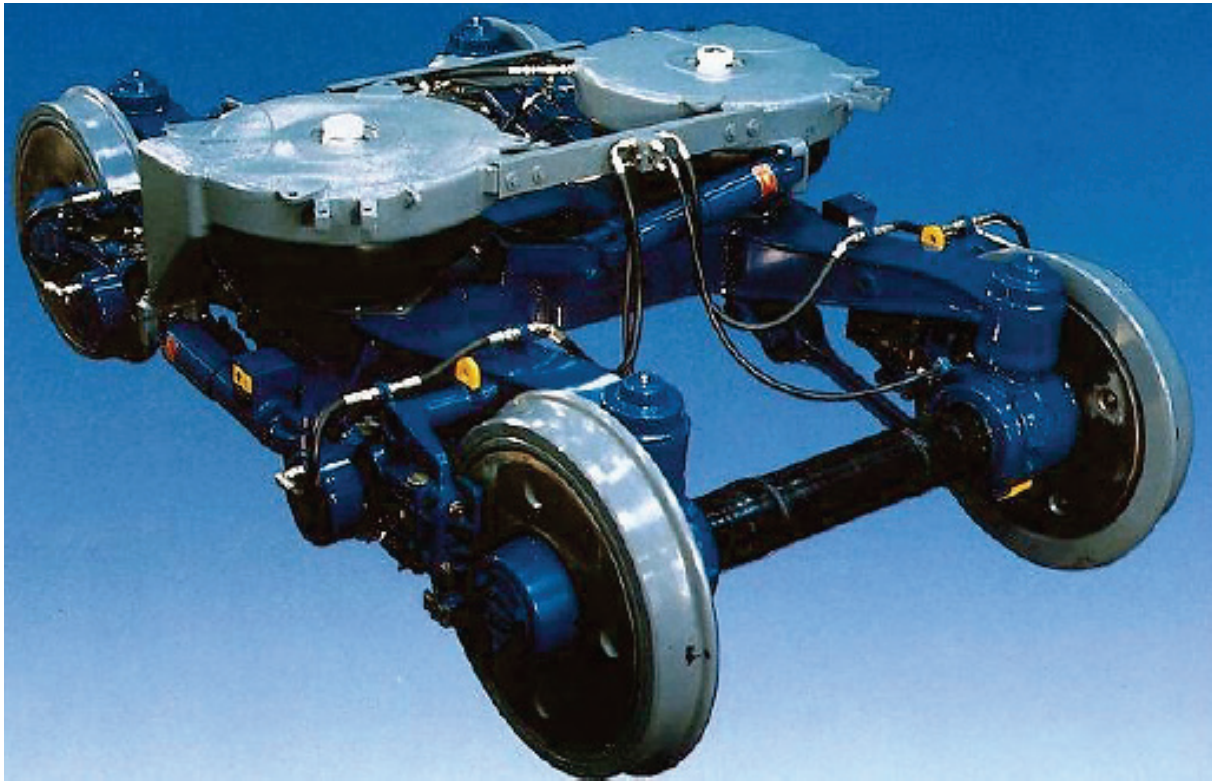
Podvozek B 5000 je podvozek vyvinutý a vyrobený firmou Bombardier ve spolupráci s British Rail pro jednotky společnosti Virgil Rail & MML ve Spojeném království. Jedná se o základní koncepci, od které se odvíjí podvozky řady FLEXX Eco používané pro jednotky Intercity či pro soupravy metra. Podvozek je vyráběn jako hnací i nehnací a jeho základní technické parametry jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 6). [13]

Rám podvozku je svařen z ocelových plechů do otevřeného tvaru písmene H. Nápravy obou dvojkolí jsou řešeny jako vrtané s průměrem otvoru 70 mm a na jedné z nich je situována kuželová nápravová převodovka. Diskové brzdy jsou z důvodu nedostatečného prostoru namontovány přímo na jednotlivých kolech a disponují nízkou údržbovým brzdovým příslušenstvím. Vedení dvojkolí je realizováno tlačně-tažnou tyčí, tj. ojnicí oboustranně uloženou v pryžokovových kloubech. Primární vypružení je řešeno pryžovými kónickými pružinami, situovanými mezi nápravovými ložisky a podélníky rámu. Pryžové pružiny mají dostatečné vnitřní tlumení, a proto nejsou doplněny o hydraulické tlumiče (Obr. 10).



Obr. 10: Podvozek B 5000, typový výkres [14]

Sekundární vypružení má dvě membránové pružiny, doplněné o paralelně řazený hydraulický tlumič a torzní stabilizátor. Součástí podvozku jsou také dva hydraulické tlumiče vrtivých pohybů a jeden hydraulický tlumič příčných kmitů. Vazba skříně s podvozkem pak spočívá v otočném čepu, který zajišťuje vedení podélných sil mezi podvozkem a skříní vozu (Obr. 11).



Obr. 11: Podvozek B 5000 [15]

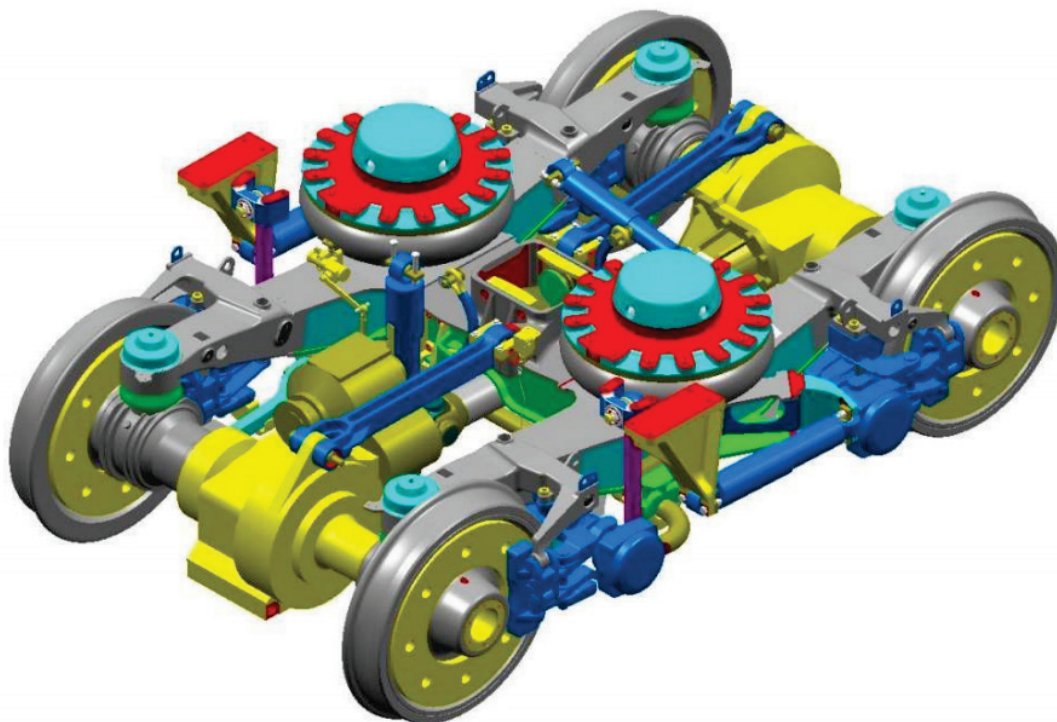
Tab. 6: Základní technické parametry podvozku B 5000 [14]

Podvozek B 5000	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku	2250 mm
Průměr kola nový / opotřebený	780 / 716 mm
Nápravová hmotnost	16000 kg
Hmotnost podvozku	4700 kg
Maximální provozní rychlost	120 km · h <sup>-1</sup>



### 2.2.2 Podvozek FLEXX Eco

Podvozek FLEXX Eco představuje rodinu hnacích a nehnacích podvozků vyvinutou firmou Bombardier za účelem úspory energie a zvýšení efektivity při zachování ekonomičnosti a ekologičnosti. Jedná se o nízko hmotnostní podvozky disponující modulární, resp. stavebnicovou konstrukcí umožňující přizpůsobení technických parametrů dle potřeby. Koncepce podvozků FLEXX Eco (Obr. 12) je de facto shodná s koncepcí podvozku B 5000 (kapitola 2.2.1). Podvozek byl dále modifikován pro rozdílná použití, např. řada FLEXX Eco 501x a 505x je používána u vozů metra či pro jednotky ICC. Základní technické parametry rodiny podvozků, lišící se dle konkrétního modelu, jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 7). [16]



Obr. 12: Podvozek FLEXX Eco [16]

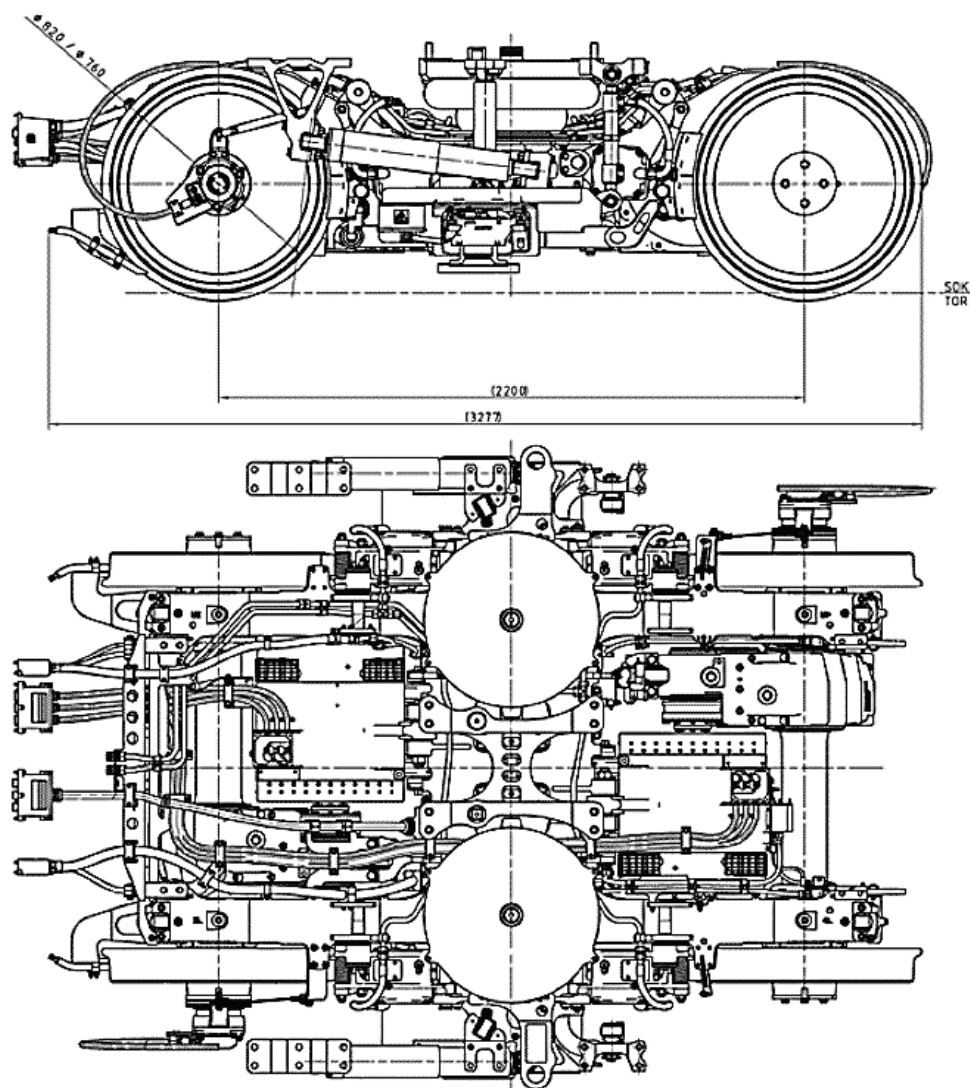
Tab. 7: Základní technické parametry podvozku FLEXX Eco [2]

Podvozek FLEXX Eco	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku	2250 ÷ 2500 mm
Průměr kola nový / opotřebený	780 mm
Nápravová hmotnost	19000 kg
Hmotnost podvozku	4000 ÷ 4600 kg
Maximální provozní rychlost	160 km · h <sup>-1</sup>

### 2.2.3 Podvozek SF 7000

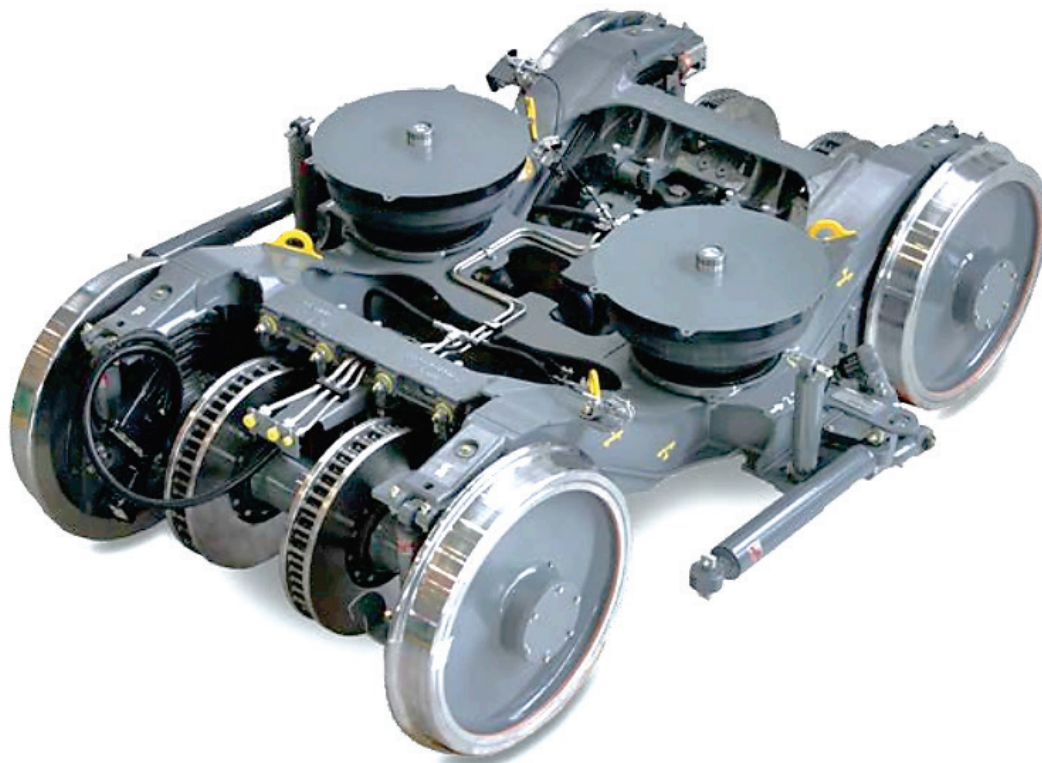
Podvozek SF 7000 je podvozek vyvinutý a vyrobený firmou Siemens ve spolupráci s British Rail pro jednotky Desiro City společnosti Thameslink ve Spojeném království. Při vývoji byl kladen důraz primárně na snížení opotřebení pojezdné trati, čehož bylo dosaženo kombinací vnitřního ložiskování a optimalizací hmotnosti. Jedná se o nástupce podvozku SF 5000, který se odlišuje vnějším rámem, delším rozvorem a většími koly. Podvozek je vyráběn jako hnací i nehnací a jeho základní technické parametry jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 8). [13]

Rám podvozku je svařen ze dvou podélníků a čtyř příčných, z nichž dva jsou hlavní a dva vedlejší, do otevřeného tvaru písmene H. Příčné výztuhy byly přidány za účelem zvýšení torzní tuhosti. Podélníky mají sníženou střední část, na niž dosedají pružiny sekundárního vypružení. Podvozek lze tedy klasifikovat jako bezkolébkový. Nápravy obou dvojkolí jsou řešeny jako vrtané s průměrem otvoru 110 mm a se dvěma kotoučovými (nehnací podvozek) či špalíkovými (hnací podvozek) brzdami. Vedení dvojkolí je realizováno kyvným ramenem, oboustranně uloženým v pryžokovových pouzdrech. Primární vypružení je řešeno pryžovou pružinou namáhanou převážně na tlak, situovanou mezi ložiskovou jednotku a podélník rámu podvozku. Pryžové pružiny mají dostatečné vnitřní tlumení, a proto nejsou doplněny hydraulickými tlumiči. (Obr. 13).



Obr. 13: Podvozek SF 7000, typový výkres [17]

Sekundární vypružení má dvě membránové pružiny, které zajišťují pružení ve směru svislém i příčném, doplněné o paralelně řazené hydraulické tlumiče a torzní stabilizátor. Součástí podvozku jsou také dva hydraulické tlumiče vrtivých pohybů a jeden hydraulický tlumič příčných kmitů. Vazba skříně s podvozkem pak spočívá v otočném čepu, který zajišťuje vedení podélných sil mezi podvozkem a skříní vozu (Obr. 14).



Obr. 14: Podvozek SF 7000 [17]

Tab. 8: Základní technické parametry podvozku SF 7000 [2]

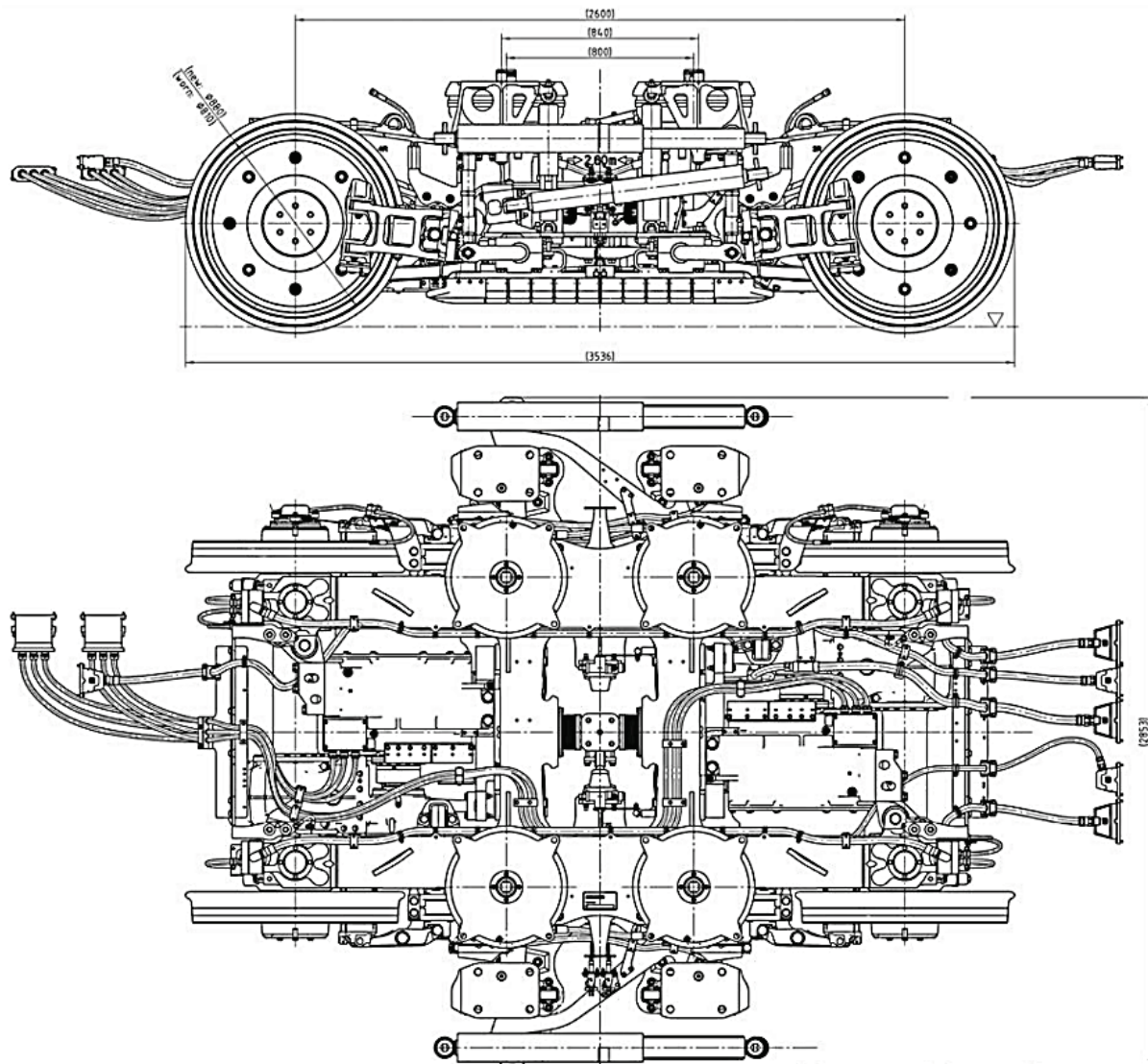
Podvozek SF 7000	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku hnací / nehnací	2200 / 2100 mm
Průměr kola nový / opotřebený	820 / 760 mm
Nápravová hmotnost hnací / nehnací	15500 / 14500 kg
Hmotnost podvozku hnací / nehnací	5800 / 4100 kg
Maximální provozní rychlost	160 km · h <sup>-1</sup>



## 2.2.4 Podvozek SF 7500

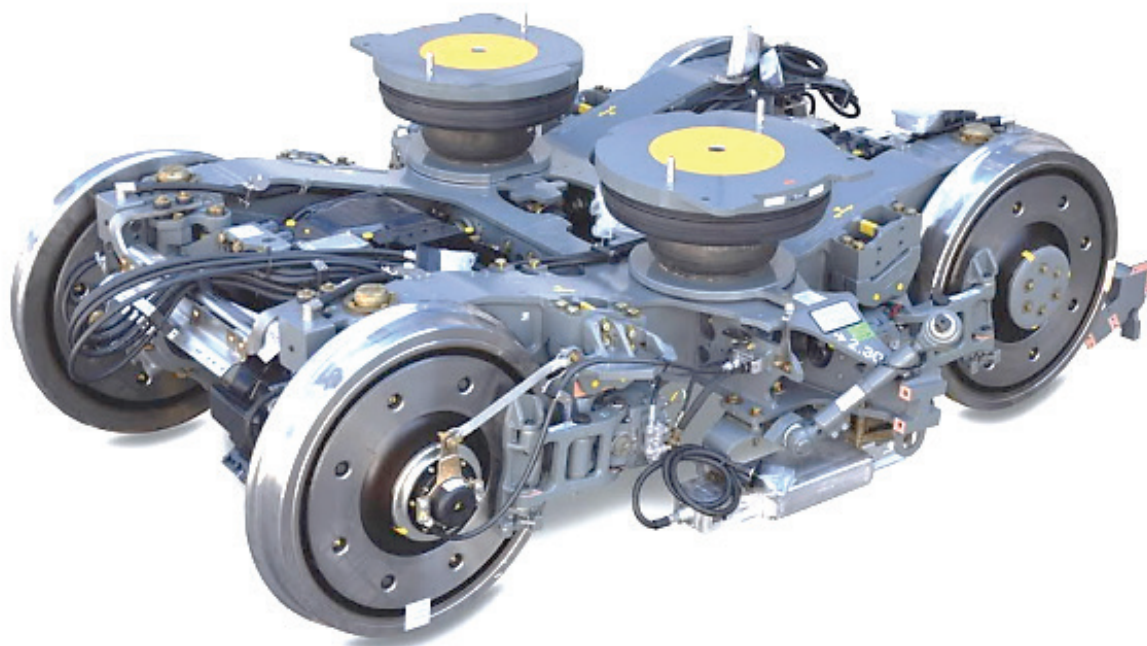
Podvozek SF 7500 představuje další vývoj podvozku SF 7000 výrobce Siemens používaný pro novou generaci regionálních vozidel Mireo. Disponuje kompaktními rozměry a je hmotnostně optimalizován, což přispívá k celkovému snížení nákladů na provoz a údržbu. Během provozu lze kdykoliv provést diagnostiku podvozku zavázaného pod vůz, čímž lze včas odhalit hrozící selhání některé z komponent. Podvozek je vyráběn jako hnací, hnací Jakobs i nehnací Jakobs a jeho základní technické parametry jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 9). [2] [18]

Celková koncepce podvozku SF 7500 (Obr. 15), např. způsob vypružení, vedení dvojkolí a vazba skříně s podvozkem, je velice podobná koncepci podvozku SF 7000 (kapitola 2.2.3).



Obr. 15: Podvozek SF 7500, typový výkres [18]

Hlavními faktory při návrhu vypružení je bezpečnost proti vykolejení, stabilita jízdy a pohodlí cestujících. Toho je dosaženo kombinací sekundárního vypružení, umožňujícího libovolně měkké vypružení, a rámu, jenž je oproti skříni kolejového vozidla torzně poddanější (Obr. 16).



Obr. 16: Podvozek SF 7500 [18]

Tab. 9: Základní technické parametry podvozku SF 7500 [18]

Podvozek SF 7500	
Rozchod dvojkolí	1435 mm
Rozvor podvozku hnací / nehnací	2300 / 2600 mm
Průměr kola nový / opotřebený	880 / 810 mm
Nápravová hmotnost	20000 kg
Hmotnost podvozku hnací / nehnací	8500 / 6300 kg
Maximální provozní rychlost	160 km · h <sup>-1</sup>

### 2.3 Shrnutí rešerše soudobé používané techniky

Přehled podvozků s vnějším a vnitřním rámem, uvedený v kapitolách 2.1 a 2.2, není ani zdaleka vyčerpávající. Jsou zde obsaženy především soudobé používané osobní podvozky předních evropských výrobců, jimiž jsou Siemens, Bombardier a Fiat. Mezi další podvozky pro osobní dopravu patří např. podvozek Görlitz VIII s vnější rámem či podvozek Hitachi s vnitřním rámem. Za zmínku stojí také podvozky pro nákladní dopravu, např. podvozek Diamond s vnějším rámem či podvozek Leila s vnitřním rámem, které v rešerši nejsou zahrnuty.

Na základě provedené rešerše lze konstatovat, že současný vývoj podvozků pro osobní dopravu se zabývá snížením negativních účinků kolejového vozidla na pojižděnou kolej a snížením nákladů na provoz i údržbu, čehož lze dosáhnout zejména redukcí hmotnosti, resp. optimalizací rozměrů. Lze tedy uvažovat, že v takovém případě se nekonvenční podvozek s vnitřním ložiskováním jeví jako výhodnější a z hlediska budoucnosti perspektivnější než podvozek standardní koncepce, tj. s vnějším rámem. Dále je zřejmé, že nynější podvozky jsou vyráběny nejen jako hnací neboli trakční, ale i jako nehnací neboli běžné.

Rámy podvozků jsou svařeny z podélníků a příčníků do otevřeného tvaru písmene H, jež disponují torzní poddajností. Nápravy jsou řešeny jako nevrтанé nebo vrтанé, tj. s otvorem. Vrтанé nápravy jsou používány z hlediska dalšího snížení hmotnosti a nutnosti provádět diagnostiku nápravy, popř. nápravových ložisek. Brzdová výstroj sestává z brzd kotoučových, popř. diskových (nehnací podvozek), nebo špalíkových (hnací podvozek). Špalíkové brzdy jsou u moderních osobních vozidel na výrazném ústupu. Počet těchto brzd je ovlivněn maximální provozní rychlostí kolejového vozidla. Součástí některých podvozků je také kolejnicová brzda, zajišťující nouzové brždění.

Vedení dvojkolí je realizováno listovými vodítky (tj. vedení pásy), popř. vodicími čepy (vnější ložiskování) či kyvným ramenem, popř. tlačně-tažnou tyčí (vnitřní ložiskování). Primární vypružení spočívá v pružinách vinutých (vnější rám) nebo pryžových (vnitřní rám), situovaných mezi nápravovými ložisky a podélníky rámu. Šroubovité pružiny nemají na rozdíl od pryžových pružin dostatečné vnitřní tlumení, a proto jsou doplněny o hydraulické tlumiče.

Sekundární vypružení má pružiny vinuté, popř. vinuté typu flexi-coil (vnější ložiskování), či membránové (vnější i vnitřní ložiskování), doplněné o hydraulické tlumiče. Klasické vinuté pružiny mohou být na rozdíl od pružin flexi-coilových a membránových namáhány pouze svislými, nikoliv příčnými silami. Pneumatické vypružení je pro případ selhání doplněno nouzovými pružinami. Většina podvozků je řešena jako bezkolébková, kdy podélníky rámu mají sníženou střední část sloužící jako nosič vypružení.

Vazba skříně vozu s podvozkem je realizována zpravidla otočným čepem, doplněným o kluznice či lemniskátový mechanismus. Součástí některých podvozků je torzní stabilizátor, jenž redukuje kolébání skříně vozu. Podvozky určené pro vyšší rychlosti jsou navíc doplněny o hydraulické tlumiče nejen příčných, ale i podélných, tj. vrtivých kmitů.

### 3 Návrh celkové koncepce podvozku

V této kapitole je navržena celková koncepce podvozku osobního vozu. Pro úplnost je proveden nejen návrh koncepce uzlu sekundárního vypružení, ale i návrh koncepce ostatních uzlů a částí podvozku, např. primárního vypružení a vedení dvojkolí. Návrh je proveden na základě bližší specifikace uvažované osobního vozu (kapitola 1.1) a provedené rešerše (kapitola 2). Koncepční nákresy vč. modelů jsou vytvořeny v SW Inventor.

#### 3.1 Koncepce jednotlivých uzlů a částí podvozku

Podvozek kolejového vozidla je velice komplexní konstrukční celek sestávající z několika vzájemně provázaných uzlů a částí. Z toho důvodu je v následujících podkapitolách proveden alespoň základní návrh nejen uzlu sekundárního vypružení, který je předmětem této práce, ale i uzlu primárního vypružení a ostatních částí podvozku.

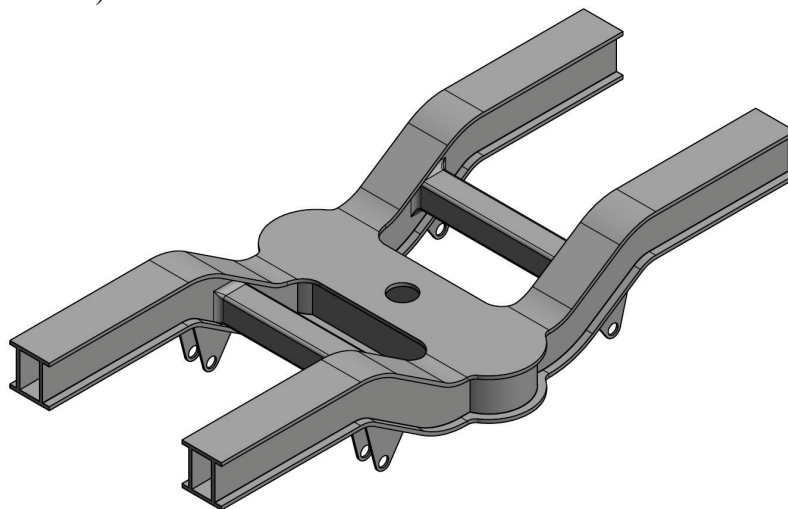
##### 3.1.1 Rám podvozku

Rám podvozku lze definovat jako základní konstrukční prvek podvozku kolejového vozidla představující vazbu mezi dvojkolím a vozovou skříní. Je přítomen u vozů vložených i řídicích, osobních i nákladních, hnacích i nehnacích.

Na základě provedené rešerše (kapitola 2) byl zvolen vnitřní rám, který oproti standardní koncepci disponuje zejména nižší hmotností plynoucí z menších rozměrů. Předpokládá se rám torzně poddajný otevřeného tvaru písmene H, tj. bez čelníků, sestávající z podélníků a příčníků, svařených z ocelových plechů. Kromě toho jsou k rámu přivařeny také konzoly zajišťující uchycení dalších částí, např. tlumičů.

Podvozek je požadován jako bezkolébkový. Z toho důvodu jsou podélníky rámu koncipovány se sníženou střední částí nesoucí pružiny sekundárního vypružení. Příčnky rámu jsou uvažovány celkem tři, z nichž jeden je hlavní a dva vedlejší. Vazba skříně vozu s rámem podvozku je zajištěna prostřednictvím otočného čepu umístěného ve středu hlavního příčnku. Vedlejší příčnky pak mají funkci pomocnou, tedy nesení brzdových jednotek a jiných částí, a funkci vyztužující. Základní koncepce rámu podvozku je znázorněna na obrázku níže (Obr. 17).

Rám podvozku představuje jeden z klíčových prvků sekundárního vypružení. Z toho důvodu je kromě základního koncepčního návrhu zpracována také jeho bližší specifikace, zejména konstrukční návrh a jednoduchá pevnostní analýza (kapitola 5), doplněná o výkresovou dokumentaci (příloha 1).



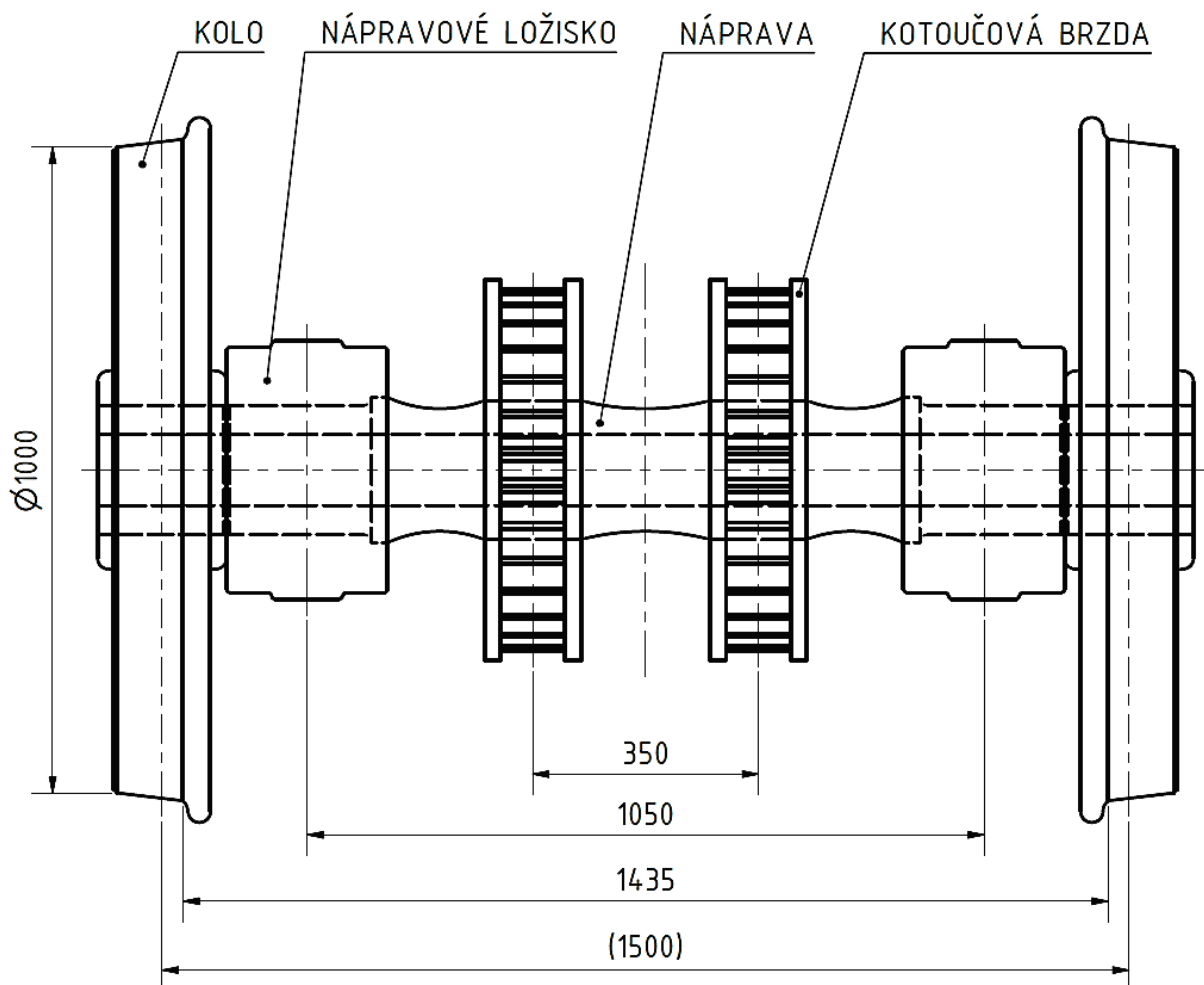
Obr. 17: Rám podvozku, koncepční model

### 3.1.2 Dvojkolí

Dvojkolí představuje další z konstrukčních celků podvozku kolejového vozidla. Obecně se jedná o nápravu, na níž jsou nalisovaná kola, která jsou v přímém styku s kolejí, doplněnou o další součásti, např. nápravová ložiska a prvky brzd či pohonu. Právě nápravovými ložisky, uloženými na nápravě, je zprostředkovávána vazba dvojkolí s rámem podvozku.

Jak již bylo zmíněno, podvozek uvažovaného osobního vozu, resp. elektrické jednotky je koncipován dvounápravový, tj. se dvěma nápravami. Na každé z náprav jsou nasazeny dvojice kol, nápravových ložisek s kyvnými rameny a kotoučových brzd.

Na základě provedené rešerše (kapitola 2) a skutečnosti, že rám podvozku byl zvolen s vnitřním ložiskováním, jsou nápravy řešeny jako vrtané, čímž je dále snížena hmotnost celého podvozku. Kola, nalisovaná na nápravách, jsou pak uvažována jako celistvá. Základní koncepce dvojkolí (bez kyvných ramen) je znázorněna na obrázku níže (Obr. 18).



Obr. 18: Dvojkolí, koncepční nákres

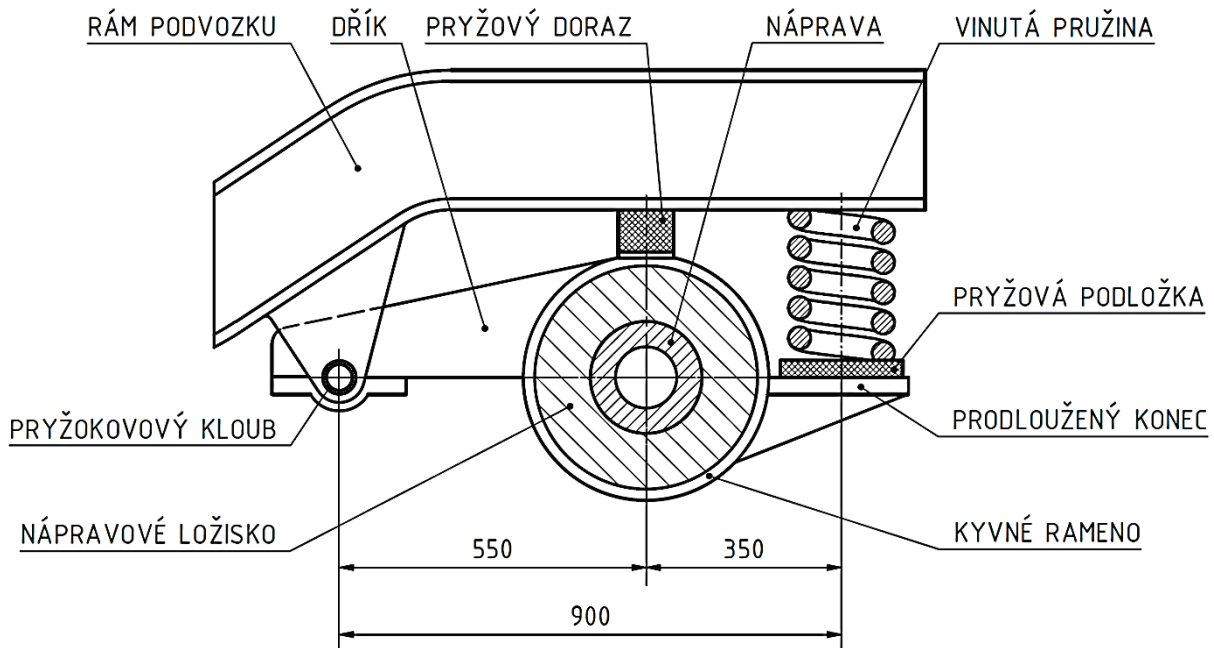


### 3.1.3 Primární vypružení

Primární vypružení úzce souvisí s vedením dvojkolí. Obecně se jedná o konstrukční celek, představující vazbu mezi dvojkolím a rámem podvozku, zajišťující pružení a vedení sil mezi nápravovými ložisky a podélníky rámu. Uzel primárního vypružení kromě toho také napomáhá rovnoměrnému rozložení tíhy vozidla na jednotlivá kola, zachování minimální výšky nárazníků nad temenem kolejnice, eliminaci účinků nerovnosti koleje a snížení dynamických účinků ve styku kola s kolejnicí. Oproti uzlu sekundárního vypružení disponuje zpravidla vyšší tuhostí.

Na základě specifikace zadání (kapitola 1.1) je primární vypružení realizováno vinutou pružinou a vedení dvojkolí spočívá v kyvném rameni. Pružina je z důvodu nedostatečného vnitřního tlumení doplněna o paralelně řazený hydraulický tlumič a její umístění se uvažuje za kyvným ramenem. Tím jsou sníženy nároky na její dimenzování a zástavbovou výšku. Kyvné rameno je situováno na ložiskové skříně a sestává z prodlouženého konce, nesoucího vinutou pružinu, a dříku s pryžokovovým kloubem, zajišťujícího vazbu s podélníkem rámu.

Vinutá pružina je z důvodu nedostatečného vnitřního tlumení doplněna o paralelně řazený hydraulický tlumič. Pro dosažení potřebné tuhosti se dále předpokládá doplnění o pryžový doraz, umístěný v ose nápravového ložiska, a pryžovou podložku, řazenou do série s vinutou pružinou. Základní koncepce uzlu primárního vypružení (bez tlumiče) je znázorněna na obrázku níže (Obr. 19). Rozměry kyvného ramene jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 10).



Obr. 19: Primární vypružení, koncepční nákres

Tab. 10: Rozměry kyvného ramene

Kyvné rameno		
Délka prodlouženého konce	$l_{pk}$	350 mm
Délka dříku	$l_d$	550 mm
Celková délka	$l_{pk d}$	900 mm

### 3.1.4 Sekundární vypružení

Sekundární vypružení, jakožto konstrukční celek, představuje vazbu mezi rámem podvozku a skříní vozidla, zajišťující pružení a vedení sil ve všech směrech. Uzel sekundárního vypružení kromě toho také zajišťuje dostatečnou volnost podvozku pro relativní pohyby vůči skříní, např. při průjezdu zatáčkou či při různých výškových nerovnostech pojížděné tratě, a napomáhá rovnoměrnému rozložení tíhy vozidla na jednotlivá kola. Oproti uzlu primárního vypružení disponuje zpravidla vyšší poddajností, čímž přispívá jízdnímu komfortu přepravovaných osob.

Na základě provedené rešerše (kapitola 2) bylo zjištěno, že sekundární vypružení má zpravidla pružiny membránové či vinuté, které jsou doplněny paralelně řazenými hydraulickými tlumiči, a jejichž výhody a nevýhody jsou popsány v následujících odstavcích.

Vzduchové vypružení membránovými pružinami disponuje možností regulace vnitřního tlaku, čímž je udržována stálá výška skříně vozu nad temenem kolejnice. Zároveň tak lze dosáhnout libovolně poddajného vypružení a nízkých frekvencí. Membránové pružiny mají téměř lineární závislost mezi zatížením, vnitřním tlakem a tuhostí ve svislém směru, díky čemuž jsou schopné přenosu značných svislých zatížení. Jsou využívány i pro vypružení ve směru příčném a dobře tlumí hluk i vibrace. Mezi hlavní nevýhody pneumatického vypružení patří zejména závislost na přívodu stlačeného vzduchu, náročnost údržby a kontroly a celková komplexnost, zvyšující cenovou i prostorovou náročnost.

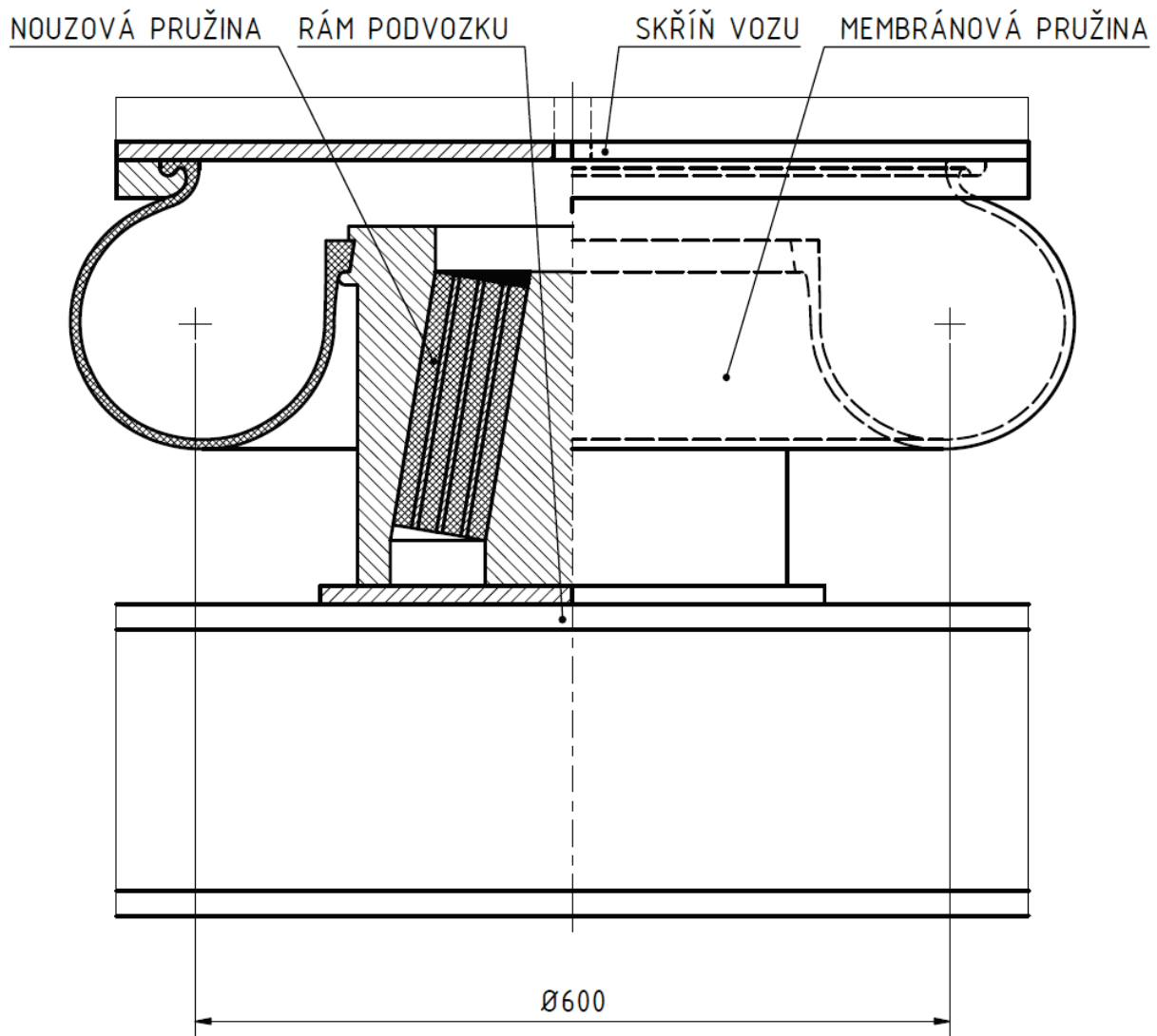
Mechanické vypružení vinutými pružinami disponuje výhodnými rozměry, nízkou hmotností a nenáročnou údržbou. Seskupením několika vinutých pružin lze způsobit zalomení zatěžovací charakteristiky, tj. závislosti mezi zatížením a deformací, která je standardně, tj. v případě jedné pružiny lineární. Vinuté pružiny zároveň nepotřebují žádné přídatné zařízení, neboť jejich provoz je čistě mechanický, což zároveň přispívá jejich bezporuchovosti. V případě vinutých pružin typu flexi-coil mohou být použity nejen pro vypružení ve směru svislém, ale i příčném. Mezi hlavní nevýhody mechanického vypružení patří zejména nemožnost jakékoliv regulace parametrů vypružení a schopnost přenosu menšího zatížení. V limitních případech, tj. při extrémních zatížení může nastat dosednutí závitů pružiny.

Na základě uvedených výhod a nevýhod jednotlivých způsobů vypružení bylo zvoleno pneumatické, tj. vzduchové vypružení membránovými pružinami, situovanými mezi rám podvozku a hlavní příčnicí skříně vozu. Dále se uvažuje doplnění uzlu sekundárního vypružení o paralelně řazený hydraulický tlumič a sériově řazenou nouzovou pružinu.

Hlavní přívod vzduchu se předpokládá připojovacím hrdlem s těsníci O-kroužky, umístěným v ose membránové pružiny, vedeným ze shora, tj. od skříně vozu. Pro vhodnější naladění svislé tuhosti lze membránovou pružinu doplnit o přídatný vzduchojem, jehož hodnoty objemu se pohybují řádově od jednotek až po desítky litrů. Takový vzduchojem lze realizovat např. jako dutinu v rámu podvozku.

Nouzová pružina je uvažována jako pryžový kuželový silentblok, umístěný uvnitř membránové pružiny. Silentblok je konstrukčně řešen jako vrstvený a předpokládá se, že za běžného provozu se neúčastní svislého ani příčného vypružení. V případě poruchy pneumatického vypružení navíc přebere funkci membránové pružiny jakožto hlavního prvku sekundárního vypružení. Díky tomu může osobní vůz bez zastavení pokračovat v jízdě. Maximální rychlost při jízdě na nouzové pružině je uvažována  $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .

Z hlediska konstrukčního a technologického jsou membránové pružiny natolik složité, že se jejich vývojem a výrobou zabývají jen specializovaní výrobci, např. Continental, kteří zároveň experimentálně zjišťují jejich vlastnosti a provozní parametry. Na základě toho jsou vytvářeny charakteristiky, např. závislost svislé tuhosti na zatěžující síle, a zjišťovány další vztahy, např. závislost vnitřního přetlaku na zatěžující síle, se kterými se dále počítá při návrhu vypružení. Z toho důvodu je konkrétní membránová pružina vybrána dle požadavků na přenášené zatěžující síly, určené na základě hmotnostního rozboru (kapitola 4.1). Základní koncepce uzlu sekundárního vypružení (bez tlumiče) je znázorněna na obrázku níže (Obr. 20). [19]



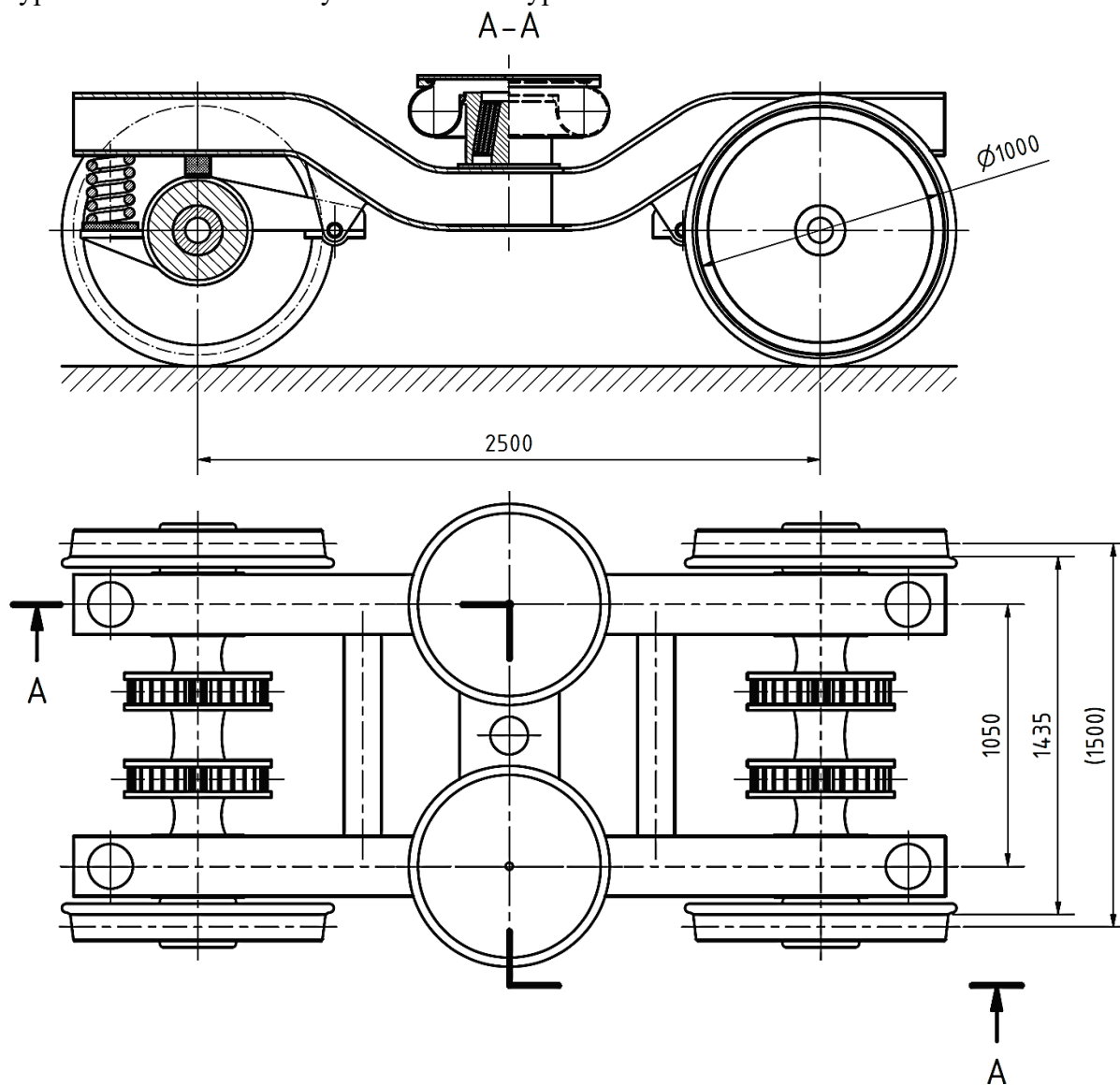
Obr. 20: Sekundární vypružení, koncepční nákres

### 3.2 Shrnutí návrhu celkové koncepce podvozku

Koncepční návrh jednotlivých uzlů a částí podvozku, uvedený v kapitole 3.1, není ani zdaleka vyčerpávající. Jsou zde navrženy pouze základní konstrukční prvky, jejichž znalost je nezbytná pro návrh uzlu sekundárního vypružení a rámu podvozku.

Rám bezkolébkového podvozku je svařen ze dvou podélníků a tří příčníků do otevřeného tvaru písmene H a disponuje sníženou střední částí, na niž dosedají pružiny sekundárního vypružení. Nápravy jsou řešeny jako vrtané, s vnitřním ložiskováním, a se dvěma kotoučovými brzdami. Podvozek je koncipován bez kolejnicové brzdy. Vedení dvojkolí je realizováno kyvnými rameny. Primární vypružení spočívá ve vinutých pružinách, doplněných o hydraulické tlumiče, pryžové podložky a pryžové dorazy.

Sekundární vypružení má membránové pružiny, doplněné o hydraulické tlumiče a nouzové pryžové pružiny. Dále se předpokládá přidání torzního stabilizátoru kolébání skříně a hydraulických tlumičů nejen podélných, tj. vrtivých, ale i příčných kmitů. Základní koncepce podvozku osobního vozu elektrické jednotky je znázorněna na obrázku níže (Obr. 21), z něhož je patrné, že každý z podvozků disponuje dvěma nápravami, čtyřmi soubory primárního vypružení a dvěma soubory sekundárního vypružení.



Obr. 21: Podvozek osobního vozu elektrické jednotky, koncepční náčrt

## 4 Návrh vypružení vloženého vozu elektrické jednotky

V této kapitole je navrženo a vypočteno svislé vypružení vloženého vozu elektrické jednotky. Pro úplnost je zde zjednodušeně popsáno i vypružení příčné. Návrh je proveden na základě uvažované koncepce podvozku osobního vozu (kapitola 3) a početní část je realizována pomocí SW Excel.

Vložený vůz elektrické jednotky je kolejové vozidlo určené k přepravě osob, které je odpruženo dvojitě, tj. primárně a sekundárně. Oba stupně vypružení obsahují prvky pružící ve směru podélném, příčném i svislém a jsou vzájemně řazeny do série. Vypružení vloženého vozu elektrické jednotky, doplněné o souřadnicový systém a základní rozměry osobního vozu, je znázorněno na obrázku níže (Obr. 22).

Pro zvýšení přehlednosti jsou veličiny v následujícím textu odlišeny dolními indexy:

- $x, y, z$  – orientace vektoru, tj. směr působení uvažované veličiny,
- $xx$  – prvek, ke kterému je uvažovaná veličina vztažena, např.  $vp$  = vinutá pružina,
- $i$  – stav zatížení,

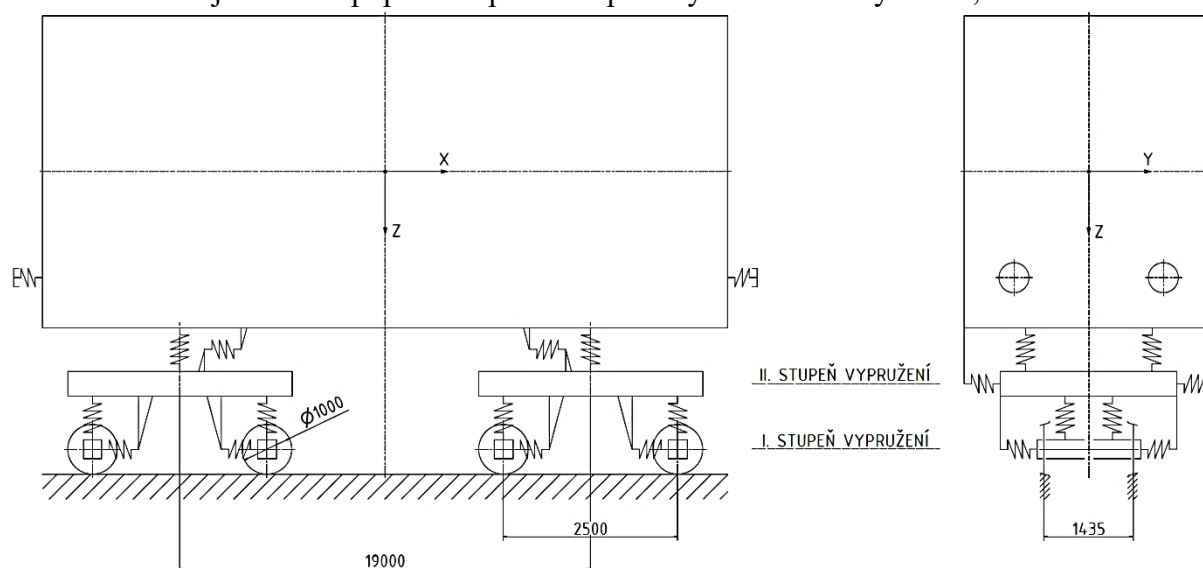
v některých případech doplněnými o indexy horní:

- 0, I, II – ne-, jednou a dvakrát vypružená část kolejového vozidla,
- C – uvažováno pro celý vůz, popř. celý stupeň vypružení.

Jednotlivé stavy zatížení jsou dále odlišeny:

- 0 – nezatížený stav, tj. bez vnějších sil,
- 1 – statické zatížení prázdným vozem,
- 2 – dynamické zatížení ze stavu 1,
- 3 – statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu,
- 4 – dynamické zatížení ze stavu 3,
- 7 – statické zatížení plně obsazeným vozem,
- 8 – dynamické zatížení ze stavu 7,
- 9 – statické zatížení při dosednutí závitů vinutých pružin, tj. limitní stav.

Značení veličin je detailně popsáno v přehledu použitých zkratk a symbolů, uvedeném nahoře.



Obr. 22: Vypružení osobního vozu, schematický nákras

## 4.1 Hmotnostní rozbor

Hmotnostní rozbor spočívá v odhadu hmotností základních částí podvozku a následném určení jednotlivých hmot osobního vozu.

### 4.1.1 Odhad hmotností základních částí podvozku

Hmotnosti základních částí podvozku, shrnuté v tabulce níže (Tab. 11), jsou odhadnuty na základě 3D modelu navržené základní koncepce (kapitola 3). Zjednodušeně se tedy jedná o výpočet objemu a jeho následný přepočet na hmotnost pomocí standardní hustoty oceli. Přestože jsou koncepčně navrženy i jednotlivé prvky vypružení, např. vinuté a membránové pružiny, tak jejich hmotnosti jsou zanedbány.

Tab. 11: Hmotnosti základních částí podvozku

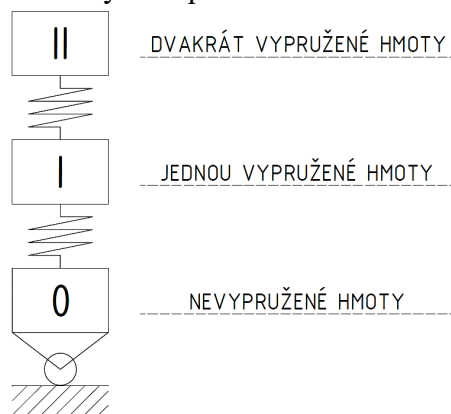
Hmotnosti základních částí podvozku		
Náprava	$m_n$	300 kg
Kolo	$m_k$	450 kg
Kyvné rameno	$m_{kr}$	110 kg
Kotoučová brzda	$m_{kb}$	130 kg
Nápravové ložisko	$m_{nl}$	160 kg
Rám podvozku	$m_{rp}$	1450 kg

Na základě výše uvedených hodnot (Tab. 11) lze stanovit hmotnost  $m_D$  jednoho dvojkolí

$$\begin{aligned} m_D &= m_n + 2m_k + 2m_{kr} + 2m_{kb} + 2m_{nl} = \\ &= 300 + 2 \cdot 450 + 2 \cdot 110 + 2 \cdot 130 + 2 \cdot 160 = 2000 \text{ kg.} \end{aligned} \quad (1)$$

Po zohlednění také neuvedených či zanedbaných hodnot, např. hmotnosti brzdových jednotek, a následném zaokrouhlení, je hmotnost celého podvozku předpokládána  $m_P = 7000$  kg.

Znalost hmotností základních částí podvozku je nezbytná z hlediska určení jednotlivých hmot osobního vozu (Obr. 23), jímž se zabývá kapitola 4.1.2.



Obr. 23: Jednotlivé hmoty osobního vozu, schematický náčrt

#### 4.1.2 Jednotlivé hmoty osobního vozu

Jednotlivé hmoty dvakrát vypruženého osobního vozu elektrické jednotky lze definovat jako nevypružené, jednou vypružené a dvakrát vypružené. Znalost těchto hodnot je z hlediska návrhu svislého vypružení naprosto nezbytná, jak je patrné z obrázku nahoře (Obr. 23).

Na základě hmotností jednotlivých částí uvažovaného dvounápravového podvozku, stanovených v kapitole 4.1.1, a základních technických parametrů uvažovaného osobního vozu, uvedených v kapitole 1.1, jsou nevypružené hmoty  $m^0$  celého vozu

$$m^0 = 4m_D = 4 \cdot 2000 = 8000 \text{ kg}, \quad (2)$$

jednou vypružené hmoty  $m^I$  celého vozu

$$m^I = 2m_P - 4m_D = 2 \cdot 7000 - 4 \cdot 2000 = 6000 \text{ kg} \quad (3)$$

a dvakrát vypružené hmoty  $m_1^{II}$  celého vozu

$$m_1^{II} = m_1 - 2m_P = 54000 - 2 \cdot 7000 = 40000 \text{ kg}. \quad (4)$$

Jednotlivé hmoty jsou uvažovány pro prázdný, tj. nezatížený osobní vůz elektrické jednotky. Nenulovým vnějším zatížením se mění pouze dvakrát vypružené hmoty. Zohledněním užitečné hmotnosti tedy lze určit dvakrát vypružené hmoty  $m_7^{II}$  plně obsazeného vozu

$$m_7^{II} = m_1^{II} + m_{už} = 40000 + 21600 = 61600 \text{ kg}. \quad (5)$$

V neposlední řadě lze stanovit také zatížení jedné nápravy, tj. nápravovou hmotnost  $m_{n7}$

$$m_{n7} = \frac{m^I + m_7^{II}}{4} = \frac{6000 + 61600}{4} = 16900 \text{ kg}. \quad (6)$$

Výše vypočtené hodnoty jsou pro zvýšení přehlednosti shrnuty v tabulce níže (Tab. 12).

**Tab. 12: Jednotlivé hmoty osobního vozu**

Jednotlivé hmoty osobního vozu		
Nevypružené hmoty	$m^0$	8000 kg
Jednou vypružené hmoty	$m^I$	6000 kg
Dvakrát vypružené hmoty, stav 1	$m_1^{II}$	40000 kg
Dvakrát vypružené hmoty, stav 7	$m_7^{II}$	61600 kg
Nápravová hmotnost, stav 7	$m_{n7}$	16900 kg

## 4.2 Svislé vypružení

Při návrhu svislého vypružení je nejprve odhadnuto dynamické přetížení jednotlivých stupňů vypružení a určeno svislé zatížení působící na uvažovaný vůz v jednotlivých stavech zatížení. Dále je na základě rozvahy svislých dispozic navržena celková tuhost, která je posléze rozdělena mezi jednotlivé stupně vypružení. V neposlední řadě jsou navrženy jednotlivé stupně vypružení, jejich návrh je doplněn o vytvoření zatěžovacích charakteristik. Nakonec jsou určeny výsledné tuhosti svislého vypružení a celý návrh je ověřen stanovením vlastních frekvencí svislých kmitů.

### 4.2.1 Odhad dynamického přetížení

Dynamické přetížení je empirický parametr představující amplitudu svislého dynamického zrychlení, jež působí na jednotlivé hmoty osobního vozu. To znamená, že v případě zrychlení, vyvolaného např. rozjezdem jednotky či svislou nerovností koleje, je statické zatížení v provozu doprovázeno zatížením dynamickým. [19]

Statické, resp. dynamické zatížení vyvolá statické, resp. dynamické stlačení. Na základě toho lze dynamické přetížení  $k_{p\ 1,3,7}^{0,I,II}$  jednotlivých hmot osobního vozu definovat jako bezrozměrovou veličinu, vyjadřující velikost stlačení dynamického oproti stlačení statickému

$$k_{p\ 1,3,7}^{0,I,II} = \frac{f_{\text{dyn}\ 2,4,8}}{f_{\text{stat}\ 1,3,7}}, \quad (7)$$

kde  $f_{\text{dyn}\ 2,4,8}$  [mm] je dynamické stlačení pružin všech stupňů vypružení od stavu nezatíženého, tj. nultého, do stavu dynamicky zatíženého, tj. druhého, čtvrtého či osmého, a  $f_{\text{stat}\ 1,3,7}$  [mm] je statické stlačení pružin všech stupňů vypružení od stavu nezatíženého, tj. nultého, do stavu staticky zatíženého, tj. prvního, třetího či sedmého.

Rovnici (7) lze dále rozepsat na základě empirického vztahu uvedeného v [19], platného pro maximální rychlosti v rozmezí  $100 \div 160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , tedy

$$k_{p\ 1,3,7}^{0,I,II} = \frac{f_{\text{dyn}\ 2,4,8}}{f_{\text{stat}\ 1,3,7}} = a^{0,I,II} + b \frac{0,22(v - 55)}{f_{\text{stat}\ 1,3,7}}, \quad (8)$$

kde  $a^{0,I,II}$  je bezrozměrová konstanta respektující stupeň vypružení:

- $a^0 = 0,15$  pro nevypružené hmoty, tj. nulté vypružení,
- $a^I = 0,10$  pro jednu vypruženou hmotu, tj. primární vypružení,
- $a^{II} = 0,05$  pro dvakrát vypruženou hmotu, tj. sekundární vypružení,

$b$  je bezrozměrová konstanta respektující počet náprav podvozku:

- $b = 1$  pro podvozek se dvěma nápravami, tj. dvounápravový,
- $b = \frac{n+2}{2n}$  pro podvozek s  $n$  [1] nápravami, tj. vícenápravový,

v [ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ] je maximální rychlost vozu, pro který je dynamické přetížení zjišťováno.

Z výše uvedeného je patrné, že dynamické přetížení se liší dle stupňů vypružení i stavů zatížení. Pro potřeby odhadu je hodnota statického sednutí uvažována jako neměnná, resp. nezávislá na stavu zatížení, tj.  $f_{\text{stat}} = 100 \text{ mm}$ . Dosazením do vztahu (8) jsou tedy získány hodnoty dynamického přetížení  $k_{p\ 1,3,7}^{0,I,II}$  jednotlivých stupňů vypružení, nezávislé na stavu zatížení

$$k_{p\ 1,3,7}^{0,I,II} = a^{0,I,II} + b \frac{0,22(v - 55)}{f_{\text{stat}}}, \quad \text{př. } k_{p\ 1,3,7}^0 = 0,15 + 1 \cdot \frac{0,22 \cdot (160 - 55)}{100} = 0,38. \quad (9)$$



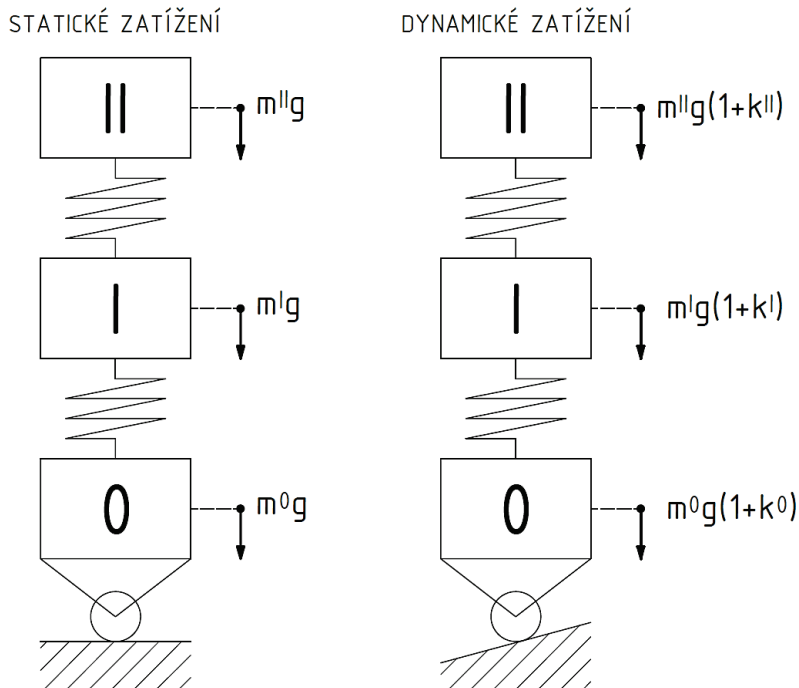
Maximální rychlost uvažovaného osobního vozu, uvedená ve specifikaci zadání (kapitola 1.1), se nenachází v rozmezí hodnot, pro které je vztah (8), resp. (9) definován. Z toho důvodu je k výsledným hodnotám připočteno dalších 5 %. Takto získané hodnoty dynamického přetížení jsou pro zvýšení přehlednosti shrnuty v tabulce níže (Tab. 13).

Tab. 13: Odhad dynamického přetížení

Odhad dynamického přetížení		
Nevypružené hmoty	$k_p^0$	0,40
Jednou vypružené hmoty	$k_p^I$	0,35
Dvakrát vypružené hmoty	$k_p^{II}$	0,30

#### 4.2.2 Svislé silové zatížení osobního vozu

Svislé silové zatížení osobního vozu lze rozdělit na zatížení statické (stav 1, 3 a 7) a zatížení dynamické (stav 2, 4 a 8), a jeho schematický náčrt je znázorněn na obrázku níže (Obr. 24).



Obr. 24: Silové zatížení, schematický náčrt

Uvážením tíhového zrychlení  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , jednotlivých hmot osobního vozu (Tab. 12) a odhadovaného dynamického přetížení (Tab. 13) lze na základě výše uvedeného určit silové zatížení jednotlivých stupňů vypružení celého vozu ve všech zatěžovacích stavech.

Primární vypružení je zatíženo silou  $F_{z1}^{I C}$  působící ve stavu prvním

$$F_{z1}^{I C} = (m^I + m_1^{II})g = (6000 + 40000) \cdot 9,81 \approx 451,3 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (10)$$

silou  $F_{z2}^{I C}$  působící ve stavu druhém

$$F_{z2}^{I C} = F_{z1}^{I C}(1 + k_p^I) \approx 451,3 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,35) \approx 608,1 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (11)$$

silou  $F_{z3}^{IC}$  působící ve stavu třetím, jejíž hodnota je určena vynásobením síly  $F_{z3}^I$  působící na jeden soubor primárního vypružení, získané ze zatěžovací charakteristiky (Tab. 18), a celkového počtu těchto souborů, tj.

$$F_{z3}^{IC} = 8F_{z3}^I \approx 8 \cdot 76,0 \cdot 10^3 \approx 533,0 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (12)$$

silou  $F_{z4}^{IC}$  působící ve stavu čtvrtém

$$F_{z4}^{IC} = F_{z3}^{IC}(1 + k_p^I) \approx 533,0 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,35) \approx 718,2 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (13)$$

silou  $F_{z7}^{IC}$  působící ve stavu sedmém

$$F_{z7}^{IC} = (m^I + m_7^{II})g = (6000 + 61600) \cdot 9,81 \approx 663,2 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (14)$$

a silou  $F_{z8}^{IC}$  působící ve stavu osmém

$$F_{z8}^{IC} = F_{z7}^{IC}(1 + k_p^I) \approx 663,2 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,35) \approx 893,6 \cdot 10^3 \text{ N}. \quad (15)$$

Sekundární vypružení je zatíženo silou  $F_{z1}^{IIC}$  působící ve stavu prvním

$$F_{z1}^{IIC} = m_1^{II}g = 40000 \cdot 9,81 = 392,4 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (16)$$

silou  $F_{z2}^{IIC}$  působící ve stavu druhém

$$F_{z2}^{IIC} = F_{z1}^{IIC}(1 + k_p^{II}) \approx 392,4 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,30) \approx 508,2 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (17)$$

silou  $F_{z3}^{IIC}$  působící ve stavu třetím

$$F_{z3}^{IIC} = F_{z3}^{IC} - m^I g \approx 533,0 \cdot 10^3 - 6000 \cdot 9,81 \approx 474,1 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (18)$$

silou  $F_{z4}^{IIC}$  působící ve stavu čtvrtém

$$F_{z4}^{IIC} = F_{z3}^{IIC}(1 + k_p^{II}) \approx 474,1 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,3) \approx 614,0 \cdot 10^3 \text{ N}, \quad (19)$$

silou  $F_{z7}^{IIC}$  působící ve stavu sedmém

$$F_{z7}^{IIC} = m_7^{II}g = 61600 \cdot 9,81 \approx 604,3 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (20)$$

a silou  $F_{z8}^{IIC}$  působící ve stavu osmém

$$F_{z8}^{IIC} = F_{z7}^{IIC}(1 + k_p^{II}) \approx 604,3 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,30) \approx 782,6 \cdot 10^3 \text{ N}. \quad (21)$$

V neposlední řadě lze stanovit také užitečné zatížení  $F_{z\text{už}}^C$ , představující rozdíl mezi stavem prvním a sedmým, jehož hodnota je shodná pro oba stupně vypružení

$$F_{z\text{už}}^C = F_{z7}^{IIC} - F_{z1}^{IIC} \approx 663,2 \cdot 10^3 - 451,3 \cdot 10^3 \approx 211,9 \cdot 10^3 \text{ N}. \quad (22)$$

Hodnoty svislých silových zatížení obou stupňů vypružení celého vozu, získané dosazením do vztahů (10) až (22), jsou pro zvýšení přehlednosti shrnuty v tabulce níže (Tab. 14).

Tab. 14: Svislé silové zatížení osobního vozu

Svislé silové zatížení osobního vozu		
Zatěžovací stav $i$ [1]	Primární vypružení $F_{zi}^{I C}$ [kN]	Sekundární vypružení $F_{zi}^{II C}$ [kN]
1	451,3	392,4
2	608,1	508,2
3	533,0	474,1
4	718,2	614,0
7	663,2	604,3
8	893,6	782,6
Užitečné zatížení	$F_{z už}^C \approx 211,9$ kN	

Vypružení uvažovaného kolejového vozidla sestává z osmi souborů primárního vypružení a ze čtyř souborů vypružení sekundárního. Uvážením těchto počtů lze v libovolném zatěžovacím stupni  $i$  určit silové zatížení  $F_{zi}^I$  jednoho souboru primárního vypružení

$$F_{zi}^I = \frac{F_{zi}^{I C}}{8}, \text{ př. } F_{z1}^I = \frac{F_{z1}^{I C}}{8} \approx \frac{451,3 \cdot 10^3}{8} \approx 56,4 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (23)$$

a silové zatížení  $F_{zi}^{II}$  jednoho souboru sekundárního vypružení

$$F_{zi}^{II} = \frac{F_{zi}^{II C}}{4}, \text{ př. } F_{z1}^{II} = \frac{F_{z1}^{II C}}{4} \approx \frac{392,4 \cdot 10^3}{4} \approx 98,1 \cdot 10^3 \text{ N.} \quad (24)$$

Obdobné vztahy platí také pro užitečné zatížení  $F_{z už}^I$  jednoho souboru primárního vypružení

$$F_{z už}^I = \frac{F_{z už}^{I C}}{8} \approx \frac{211,9 \cdot 10^3}{8} \approx 26,5 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (25)$$

a užitečné zatížení  $F_{z už}^{II}$  jednoho souboru sekundárního vypružení

$$F_{z už}^{II} = \frac{F_{z už}^{II C}}{4} \approx \frac{211,9 \cdot 10^3}{4} \approx 53,0 \cdot 10^3 \text{ N,} \quad (26)$$

jejichž hodnoty již nejsou shodné.

Hodnoty svislých silových zatížení jednotlivých souborů vypružení, získané dosazením do vztahů (23) až (26), jsou pro zvýšení přehlednosti shrnuty v tabulce níže (Tab. 15).

**Tab. 15: Svislé silové zatížení jednoho souboru vypružení**

Svislé silové zatížení jednoho souboru vypružení		
Zatěžovací stav $i$ [1]	Primární vypružení $F_{z i}^I$ [kN]	Sekundární vypružení $F_{z i}^{II}$ [kN]
1	56,4	98,1
2	76,0	127,0
3	66,6	118,5
4	89,8	153,5
7	82,9	151,1
8	111,7	195,6
Užitečné zatížení	$F_{z už}^I \approx 26,5$ kN	$F_{z už}^{II} \approx 53,0$ kN

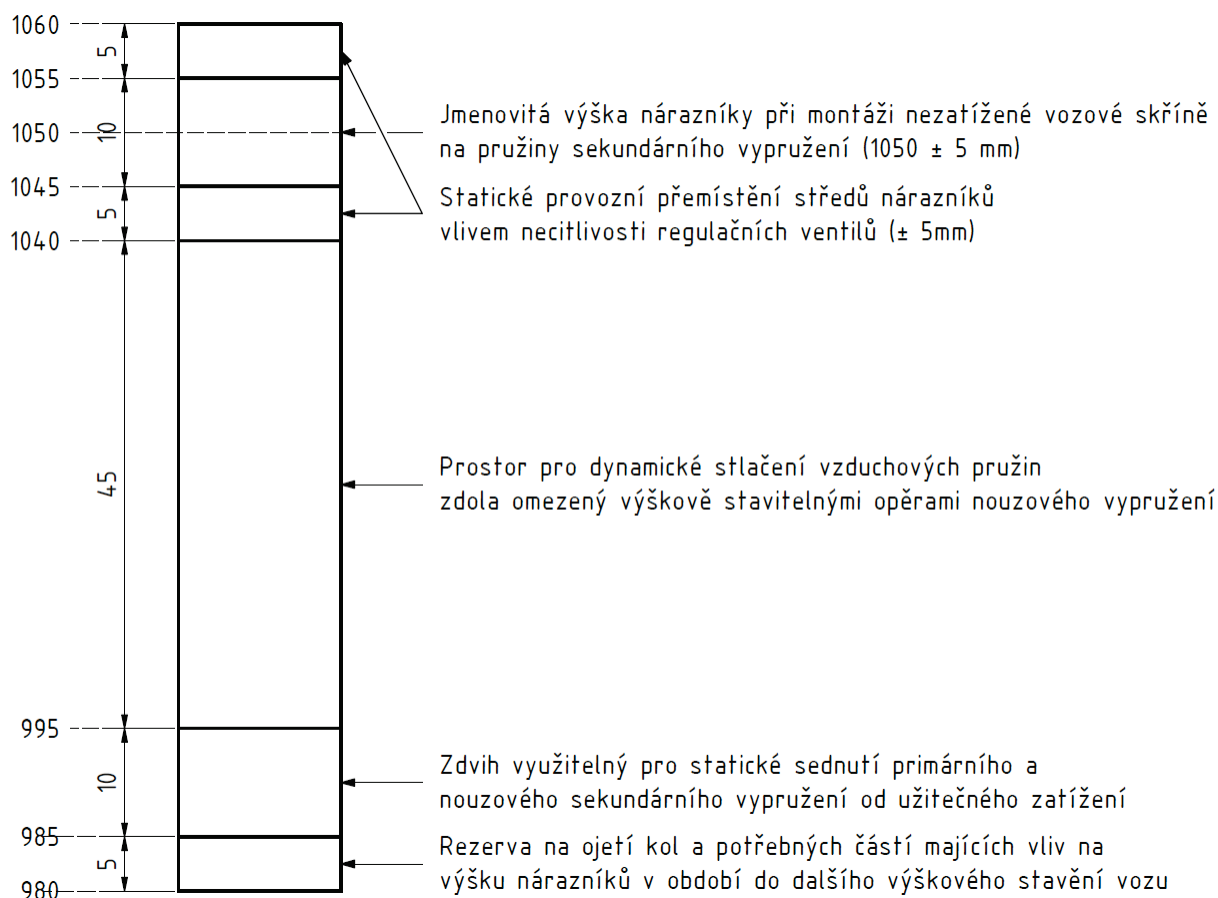
### 4.2.3 Rozvaha svislých dispozi

Vložený vůz elektrické jednotky je koncipován s pneumatickým sekundárním vypružením. Z toho důvodu je třeba provést rozvahu svislých dispozi, jež zohledňuje dolní mez výšky nárazníků, která je uvažována 980 mm. Tato hodnota nesmí být podkročena při maximálním zatížení (stav 7) ani při poruše membránových pružin. Jmenovitá výška nárazníků je při montáži nezatížené vozové skříně na pružiny sekundárního vypružení předepisována  $1050 \pm 5$  mm. Uvažovaná rozvaha svislých dispozi je blíže specifikována na obrázku níže (Obr. 25). [19]

Rozvaha svislých dispozi osobního vozu je důležitá z hlediska bezpečnosti přechodu mezi sousedními vozy, resp. kompatibility spřažení dvou různě zatížených vozů, a je provedena dle běžné rozvahy uvedené v [19]:

- statické provozní přemístění středů nárazníků vlivem necitlivosti regulačních ventilů je uvažována  $\pm 5$  mm (běžně  $\pm 10$  mm),
- prostor pro dynamické stlačení vzduchových pružin zdola omezený výškově stavitelnými opěrami nouzového vypružení je uvažován 45 mm (běžně  $20 \div 25$  mm),
- zdvih využitelný pro statické sednutí primárního a nouzového sekundárního vypružení od užitečného zatížení je uvažován 10 mm (běžně  $25 \div 30$  mm),
- rezerva na ojetí kol a potřebných částí majících vliv na výšku nárazníků v období do dalšího výškového stavění vozu je uvažována je uvažována stejná jako běžná, tj. 5 mm.

Tyto uvažované hodnoty, lišící se od hodnot běžných, vychází z výpočtů jednotlivých stupňů vypružení osobního vozu, uvedených v kapitolách 4.2.5 a 4.2.6.



Obr. 25: Rozvržení svislých dispozi, schematický nákres

#### 4.2.4 Návrh a rozdělení svislých tuhostí

Svislé tuhosti jsou navrženy a posléze rozděleny dle postupů uvedených v [20]. Vložený vůz elektrické jednotky je odpružen dvojitě, přičemž jednotlivé stupně vypružení jsou vzájemně řazeny do série. Na základě toho lze stanovit výslednou tuhost  $k_z^C$  vypružení osobního vozu, která musí být větší než tuhost minimální  $k_{z \min}^C$ , tedy

$$k_z^C = \frac{k_z^{I C} k_z^{II C}}{k_z^{I C} + k_z^{II C}} \geq k_{z \min}^C, \quad (27)$$

kde  $k_z^{I C}$  je tuhost primárního vypružení a  $k_z^{II C}$  je tuhost sekundárního vypružení.

Uvážením rozvahy svislých dispozic (kapitola 4.2.3), resp. zdvihu  $z_{už}^C$  využitelného pro statické sednutí primárního a nouzového sekundárního vypružení od užitečného zatížení  $F_{z už}^C$  (Tab. 14), lze minimální tuhost  $k_{z \min}^C$  vypružení osobního vozu určit jako

$$k_{z \min}^C = \frac{F_{z už}^C}{z_{už}^C} \approx \frac{211,9 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-3}} \approx 21,2 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (28)$$

Poměr tuhostí jednotlivých stupňů vypružení osobního vozu je zvolen na základě vlastních frekvencí souběžných a protiběžných kmitů jednou a dvakrát vypružených hmot. Vhodně navržené tuhosti, resp. jejich poměr, pak přispívají jízděmu komfortu přepravovaných osob.

Kromě minimální tuhosti  $k_{z \min}^C$ , respektující požadavek rozvržení svislých dispozic, je na základě výše uvedeného uvažována také minimální tuhost  $k_{z np \min}^C$  nouzového vypružení, zahrnující bezpečnost  $s_{k_{z np}} = 1,6$ , tj.

$$k_{z np \min}^C = s_{k_{z np}} k_{z \min}^C \approx 1,6 \cdot 21,2 \cdot 10^6 \approx 33,9 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (29)$$

Rozdělení svislých tuhostí je realizováno vztahy pro optimální rozdělení tuhostí, odvozenými pro systém s tlumičem pouze v sekundárním vypružení, uvedenými v [20]. Nejprve je na základě hodnot jednotlivých hmot vloženého vozu (Tab. 12) stanoven jejich střední poměr  $\mu_{stř}$

$$\mu_{stř} = \frac{2m^I}{m_1^{II} + m_7^{II}} = \frac{2 \cdot 6000}{40000 + 61600} \approx 0,118. \quad (30)$$

Optimální poměr tuhostí  $\gamma_{2 \text{ opt}}$  je posléze dán vztahem

$$\gamma_{2 \text{ opt}} = \left( \frac{k_z^{I C}}{k_{z np}^{II C}} \right)_{\text{opt}} = 2 + \mu_{stř} \approx 2 + 0,118 \approx 2,118, \quad (31)$$

na jehož základě je stanovena výsledná tuhost  $k_z^{I C}$  primárního vypružení

$$k_z^{I C} \geq (1 + \gamma_{2 \text{ opt}}) k_{z np \min}^C \approx (1 + 2,118) \cdot 33,9 \cdot 10^6 \approx 105,7 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (32)$$

a výsledná tuhost  $k_{z np}^{II C}$  nouzového sekundárního vypružení

$$k_{z np}^{II C} \geq \frac{(1 + \gamma_{2 \text{ opt}}) k_{z np \min}^C}{\gamma_{2 \text{ opt}}} \approx \frac{(1 + 2,118) \cdot 33,9 \cdot 10^6}{2,118} \approx 49,9 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (33)$$

#### 4.2.5 Svislé primární vypružení osobního vozu

V této podkapitole je obsažen návrh a výpočet konkrétních pružících prvků uzlu primárního vypružení, z čehož jsou posléze vytvořeny jednotlivé i souhrnné zatěžovací charakteristiky, které jsou z důvodu zjednodušení uvažovány jako lineární. Primární vypružení je tvořeno vinutou pružinou, pryžovou podložkou a pryžovým dorazem, jejichž vzájemné uspořádání je patrné z návrhu provedeného nahoře (kapitola 3.1.3).

Z koncepčního nákresu uzlu primárního vypružení (Obr. 19) je zřejmé, že vinutá pružina (vp) je řazena sériově s pryžovou podložkou (pp). Pryžový doraz (pd) je pak k této dvojici pružících prvků řazen paralelně. Z toho důvodu je třeba podotknout, že tuhost  $k_z^I$  vp pp sériově řazených pružících prvků, tj. vinuté pružiny a pryžové podložky, je dána vztahem

$$k_z^I \text{ vp pp} = \frac{k_z^I \text{ vp} k_z^I \text{ pp}}{k_z^I \text{ vp} + k_z^I \text{ pp}}, \quad (34)$$

a tuhost  $k_z^I$  paralelně řazených prvků, tj. dvojice vinuté pružiny a pryžové podložky a pryžového dorazu, je dána vztahem

$$k_z^I = k_z^I \text{ vp pp} + k_z^I \text{ pd}. \quad (35)$$

Zároveň platí, že v případě sériového řazení jsou zatížení prvků stejné a deformace rozdílné, tj.

$$F_z^I \text{ vp pp} = F_z^I \text{ vp} = F_z^I \text{ pp}, \quad (36)$$

$$z_{\text{vp pp}}^I = z_{\text{vp}}^I + z_{\text{pp}}^I, \quad (37)$$

a v případě paralelního řazení jsou deformace prvků stejné a síly rozdílné, tj.

$$z^I = z_{\text{vp pp}}^I = z_{\text{pd}}^I, \quad (38)$$

$$F_z^I = F_z^I \text{ vp pp} + F_z^I \text{ pd}. \quad (39)$$

Dále je pak uvažováno umístění pružících prvků vzhledem ke kyvnému rameni, jehož rozměry (Tab. 10) jsou využity k přepočtu parametrů vztažených k ose vinuté pružiny ( $F_z^I \text{ p}$ ,  $z^I \text{ p}$ ,  $k_z^I \text{ p}$ ) na parametry vztažené k ose nápravového ložiska ( $F_z^I$ ,  $z^I$ ,  $k_z^I$ ), tj.

$$F_z^I = F_z^I \text{ p} \frac{l_{\text{pk d}}}{l_d}, \quad (40)$$

$$z^I = z^I \text{ p} \frac{l_d}{l_{\text{pk d}}}, \quad (41)$$

$$k_z^I = k_z^I \text{ p} \left( \frac{l_{\text{pk d}}}{l_d} \right)^2. \quad (42)$$

V neposlední řadě jsou uvažovány také jednotlivé stavy zatížení  $i$ , popsané v úvodu kapitoly 4. Na základě toho je uvažováno, že pryžový doraz je do primárního vypružení zapojen až při dosažení celkové deformace uzlu primárního vypružení  $z_3^I = 20$  mm, což ovlivní vztah (38). Uvážením výše uvedeného je patrné, že dosednutím pryžového dorazu je zároveň zalomena zatěžovací charakteristika uzlu primárního vypružení, jak je patrné z obrázku níže (Obr. 26). Tím je zvýšena tuhost primárního vypružení, což je žádoucí z hlediska svislých dispozic, jejichž rozvaha je zahrnuta v kapitole 4.2.3.



#### 4.2.5.1 Návrh základních parametrů a výpočet svislých tuhostí

Rozměry vinuté pružiny, shrnuté v tabulce níže (Tab. 16), jsou navrženy na základě omezujících rozměrů:

- maximální vnější průměr  $D_{\text{out vp}}^I = 220$  mm,
- minimální vnější průměr  $D_{\text{in vp}}^I = 100$  mm,
- délka pružiny v prvním zatěžovacím stavu  $L_{\text{vp } 1}^I = 270$  mm,

uvažovaných na základě 3D modelu navržené koncepce (kapitola 3).

Tab. 16: Navržené rozměry vinuté pružiny

Vinutá pružina		
Roztečný průměr	$D_{\text{vp}}^I$	150 mm
Průměr drátu	$d_{\text{vp}}^I$	40 mm
Vnější průměr ( $D_{\text{vp}}^I + d_{\text{vp}}^I$ )	$D_{\text{out vp}}^I$	190 mm
Vnitřní průměr ( $D_{\text{vp}}^I - d_{\text{vp}}^I$ )	$D_{\text{in vp}}^I$	110 mm
Poměr průměrů ( $D_{\text{vp}}^I / d_{\text{vp}}^I$ )	$r_{\text{vp}}^I$	3,75
Počet činných závitů	$n_{\text{c vp}}^I$	5
Počet závěrných závitů	$n_{\text{zv vp}}^I$	1,5
Celkový počet závitů ( $n_{\text{c vp}}^I + n_{\text{zv vp}}^I$ )	$n_{\text{c vp}}^I$	6,5

Uvážením navržených rozměrů (Tab. 16) a modulu pružnosti ve smyku  $G = 72$  GPa, odečteného pro ocel ČSN 02 13251, lze určit svislou tuhost  $k_{\text{z vp}}^{\text{I p}}$  vinuté pružiny

$$k_{\text{z vp}}^{\text{I p}} = \frac{G d_{\text{vp}}^{\text{I } 4}}{8 D_{\text{vp}}^{\text{I } 3} n_{\text{c vp}}^{\text{I}}} = \frac{72 \cdot 10^9 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^4}{8 \cdot (150 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5} \approx 1,4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (43)$$

Návrh rozměrů je proveden pouze v případě vinuté pružiny, jejíž rozměry z hlediska celkové koncepce nelze zanedbat. Pro zbylé pružící prvky, tj. pryžovou podložku a pryžový doraz, jsou navrženy pouze tuhosti statické (stav 1, 3 a 7) a tuhosti dynamické (stav 2, 4 a 8). Dynamické tuhosti pryžových prvků jsou oproti tuhostem statickým zvětšeny o 10 %. Návrh je proveden s ohledem na rozdělení svislých tuhostí (kapitola 4.2.4). [19]

Pro potřeby dalších výpočtů je tedy uvažována:

- statická tuhost pryžové podložky  $k_{\text{z pp } 1,3,7}^{\text{I p}} = 14 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,
- dynamická tuhost pryžové podložky  $k_{\text{z pp } 2,4,8}^{\text{I p}} = 15,4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,
- statická tuhost pryžového dorazu  $k_{\text{z pd } 3,7}^{\text{I p}} = 10 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,
- dynamická tuhost pryžového dorazu  $k_{\text{z pd } 2,4,8}^{\text{I p}} = 11 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ .

Navržené tuhosti pryžové podložky a vinuté pružiny jsou uvažovány k ose vinuté pružiny. Z toho důvodu jsou podle vztahu (42) přepočteny na tuhosti vztažené k ose nápravového ložiska, např. tuhost  $k_{z\text{vp}}^I$  vinuté pružiny vztažená k ose nápravového ložiska

$$k_{z\text{vp}}^I = k_{z\text{vp}}^{I\text{p}} \left( \frac{l_{\text{pkd}}}{l_d} \right)^2 \approx 1,4 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{900}{550} \right)^2 \approx 3,7 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (44)$$

Tuhosti pryžové podložky jsou pro úplnost analogicky přepočteny k ose vinuté pružiny, např. tuhost  $k_{z\text{pd}3,7}^{I\text{p}}$  pryžového dorazu vztažená k ose vinuté pružiny

$$k_{z\text{pd}3,7}^{I\text{p}} = k_{z\text{pd}3,7}^I \left( \frac{l_d}{l_{\text{pkd}}} \right)^2 = 10 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{550}{900} \right)^2 \approx 3,7 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (45)$$

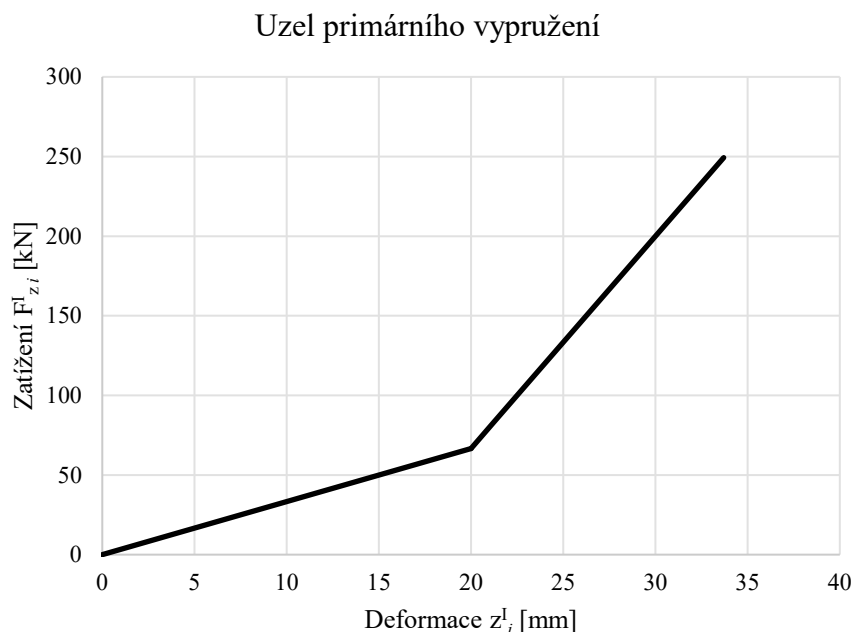
Uvážením koncepce uzlu primárního vypružení (kapitola 3.1.3) a výše uvedeného lze podle vztahů (34) a (35) stanovit nejen tuhosti série vinuté pružiny a pryžové podložky, ale i tuhosti celého uzlu primárního vypružení. Pro zvýšení přehlednosti jsou tuhosti jednotlivých pružících prvků a celého uzlu primárního vypružení shrnuty v tabulce níže (Tab. 17).

Tab. 17: Svislé tuhosti pružících prvků primárního vypružení

Svislé tuhosti pružících prvků primárního vypružení		
Pružící prvek	Osa vinuté pružiny	Osa nápravového ložiska
Vinutá pružina	$k_{z\text{vp}}^{I\text{p}} \approx 1,4 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z\text{vp}}^I \approx 3,7 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
Pryžová podložka	$k_{z\text{pp}1,3,7}^{I\text{p}} = 14,0 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z\text{pp}1,3,7}^I \approx 37,5 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$k_{z\text{pp}2,4,8}^{I\text{p}} = 15,4 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z\text{pp}2,4,8}^I \approx 41,2 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
Pryžový doraz	$k_{z\text{pd}3,7}^{I\text{p}} \approx 3,7 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z\text{pd}3,7}^I = 10,0 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$k_{z\text{pd}2,4,8}^{I\text{p}} \approx 4,1 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z\text{pd}2,4,8}^I = 11,0 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
Série vinuté pružiny a pryžové podložky	$k_{z\text{vp pp}1,3,7}^{I\text{p}} \approx 1,2 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z\text{vp pp}1,3,7}^I \approx 3,3 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$k_{z\text{vp pp}2,4,8}^{I\text{p}} \approx 1,4 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z\text{vp pp}2,4,8}^I \approx 3,7 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
Celková tuhost	$k_{z1}^{I\text{p}} \approx 1,2 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z1}^I \approx 3,3 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$k_{z3,7}^{I\text{p}} \approx 5,0 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z1}^{I\text{p}} \approx 13,3 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$k_{z2,4,8}^{I\text{p}} \approx 5,5 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$	$k_{z1}^I \approx 14,7 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$

#### 4.2.5.2 Uzel primárního vypružení

Na základě svislého silového zatížení (Tab. 15) a svislých tuhostí (Tab. 17) jsou stanoveny deformace uzlu primárního vypružení v jednotlivých zatěžovacích stavech. Následně je vytvořena zatěžovací charakteristika, znázorněná na obrázku níže (Obr. 26). Zatěžovací charakteristika uzlu primárního vypružení je uvažována k ose nápravového ložiska a z důvodu přehlednosti jsou zobrazeny pouze stavy statického zatížení. Příslušné hodnoty zatížení, deformací a tuhostí jsou shrnuty v tabulce níže (Tab. 18).



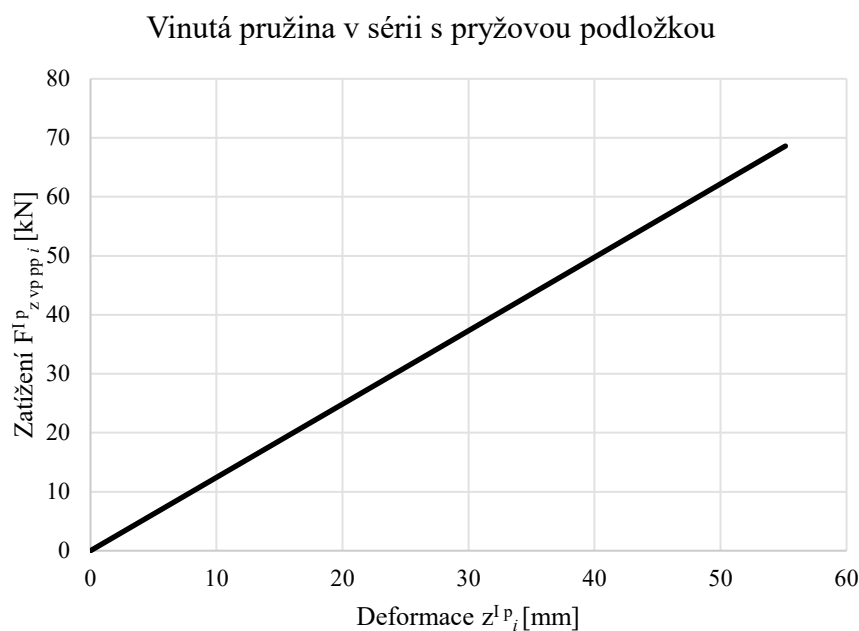
Obr. 26: Zatěžovací charakteristika uzlu primárního vypružení

Tab. 18: Zatížení, deformace a tuhosti uzlu primárního vypružení

Uzel primárního vypružení			
Zatěžovací stav $i$ [1]	Silové zatížení $F_{z_i}^I$ [kN]	Deformace $z_i^I$ [mm]	Tuhost $k_{z_i}^I$ [kN · mm <sup>-1</sup> ]
1	56,4	16,9	3,3
2	76,0	20,6	14,7
3	66,6	20,0	13,3
4	89,8	21,6	14,7
7	82,9	21,2	13,3
8	111,7	23,1	14,7
Užitečné zatížení a deformace		$F_{už}^I \approx 26,5$ kN	$z_{už}^I \approx 4,3$ mm

#### 4.2.5.3 Vinutá pružina a pryžová podložka

Svislé silové zatížení a deformace uzlu primárního vypružení (Tab. 18) jsou rozděleny mezi sérii vinuté pružiny a pryžové podložky a pryžový doraz (kapitola 4.2.5.4). Rozdělení je provedeno na základě příslušných svislých tuhostí (Tab. 17) dle vztahů (38) a (69). Následně je vytvořena zatěžovací charakteristika, znázorněná na obrázku níže (Obr. 27). Zatěžovací charakteristika vinuté pružiny v sérii s pryžovou podložkou je uvažována k ose vinuté pružiny a z důvodu přehlednosti jsou zobrazeny pouze stavy statického zatížení. Příslušné hodnoty zatížení, deformací a tuhostí jsou shrnuty v tabulce níže (Tab. 19).

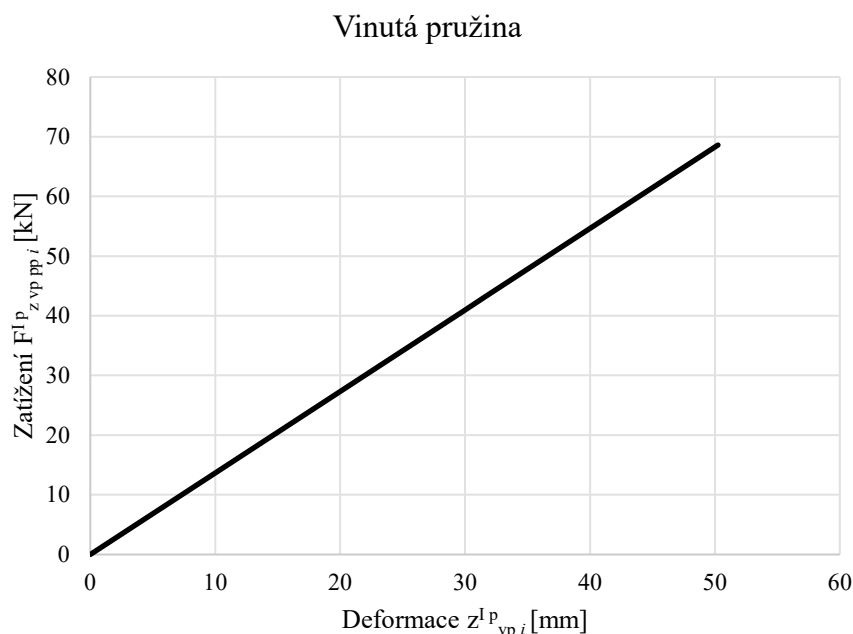


Obr. 27: Zatěžovací charakteristika vinuté pružiny v sérii s pryžovou podložkou

Tab. 19: Zatížení, deformace a tuhosti vinuté pružiny v sérii s pryžovou podložkou

Vinutá pružina v sérii s pryžovou podložkou						
Zatěžovací stav $i$ [1]	Silové zatížení [kN]		Deformace [mm]		Tuhost [kN · mm <sup>-1</sup> ]	
	$F_{z vp pp i}^I p$	$F_{z vp pp i}^I$	$z_i^I p$	$z_i^I$	$k_{z vp pp i}^I p$	$k_{z vp pp i}^I$
1	34,5	56,4	27,7	16,9	1,2	3,3
2	42,1	69,0	33,8	20,6	1,4	3,7
3	40,7	66,6	32,7	20,0	1,2	3,3
4	44,2	72,4	35,3	21,6	1,4	3,7
7	43,2	70,7	34,7	21,2	1,2	3,3
8	47,6	77,9	37,8	23,1	1,4	3,7

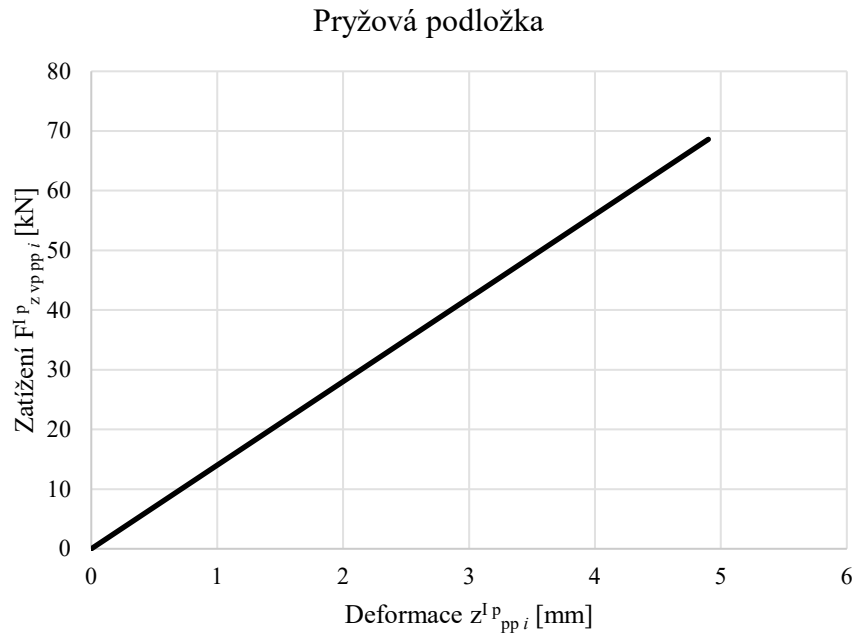
Svislé silové zatížení a deformace vinuté pružiny v sérii s pryžovou podložkou (Tab. 19) jsou dále rozděleny mezi vinutou pružinu a pryžovou podložku. Rozdělení je provedeno na základě příslušných svislých tuhostí (Tab. 17) dle vztahů (36) a (37). Následně jsou vytvořeny zatěžovací charakteristiky, znázorněné na obrázcích níže (Obr. 28 a Obr. 29). Zatěžovací charakteristiky vinuté pružiny i pryžové podložky jsou uvažovány k ose vinuté pružiny a z důvodu přehlednosti jsou zobrazeny pouze stavy statického zatížení. Příslušné hodnoty zatížení, deformací a tuhostí jsou shrnuty v tabulkách níže (Tab. 20 a Tab. 21).



Obr. 28: Zatěžovací charakteristika vinuté pružiny

Tab. 20: Zatížení, deformace a tuhosti vinuté pružiny

Vinutá pružina						
Zatěžovací stav $i$ [1]	Silové zatížení [kN]		Deformace [mm]		Tuhost [kN · mm <sup>-1</sup> ]	
	$F_{z_{vp}}^{I p}$	$F_{z_{vp}}^{I p}$	$z_{vp}^{I p}$	$z_{vp}^{I p}$	$k_{z_{vp}}^{I p}$	$k_{z_{vp}}^{I p}$
1	34,5	56,4	25,2	15,4	1,4	3,7
2	42,1	69,0	28,1	17,1		
3	40,7	66,6	29,8	18,2		
4	44,2	72,4	29,5	18,0		
7	43,2	70,7	31,6	19,3		
8	47,6	77,9	31,7	19,4		



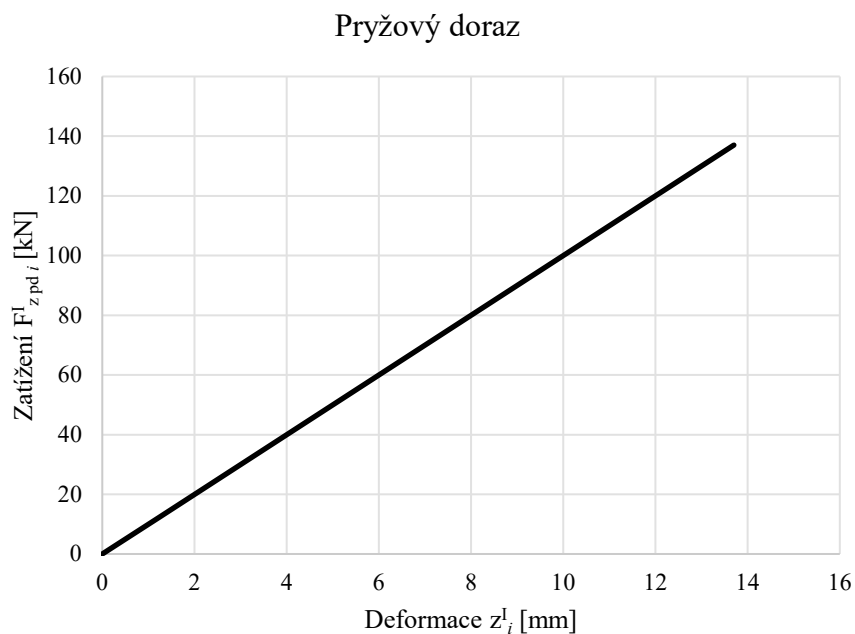
Obr. 29: Zatěžovací charakteristika pryžové podložky

Tab. 21: Zatížení, deformace a tuhosti pryžové podložky

Pryžová podložka						
Zatěžovací stav $i$ [1]	Silové zatížení [kN]		Deformace [mm]		Tuhost [kN · mm <sup>-1</sup> ]	
	$F_{z vp pp i}^{I p}$	$F_{z vp pp i}^I$	$z_{pp i}^{I p}$	$z_{pp i}^I$	$k_{z pp i}^{I p}$	$k_{z pp i}^I$
1	34,5	56,4	2,5	1,5	14,0	37,5
2	42,1	69,0	0,1	0,0	15,4	41,2
3	40,7	66,6	2,9	1,8	14,0	37,5
4	44,2	72,4	0,1	0,0	15,4	41,2
7	43,2	70,7	3,1	1,9	14,0	37,5
8	47,6	77,9	0,1	0,0	15,4	41,2

#### 4.2.5.4 Pryžový doraz

Svislé silové zatížení a deformace uzlu primárního vypružení (Tab. 18) jsou rozděleny mezi pryžový doraz a sérii vinuté pružiny a pryžové podložky (kapitola 4.2.5.3). Rozdělení je provedeno na základě příslušných svislých tuhostí (Tab. 17) dle vztahů (38) a (69). Následně je vytvořena zatěžovací charakteristika, znázorněná na obrázku níže (Obr. 30). Zatěžovací charakteristika pryžového dorazu je uvažována k ose nápravového ložiska a z důvodu přehlednosti jsou zobrazeny pouze stavy statického zatížení. Příslušné hodnoty zatížení, deformací a tuhostí jsou shrnuty v tabulce níže (Tab. 22).



Obr. 30: Zatěžovací charakteristika pryžového dorazu

Tab. 22: Zatížení, deformace a tuhosti pryžové podložky

Pryžová podložka			
Zatěžovací stav $i$ [1]	Silové zatížení $F_{z_{pd}i}^I$ [kN]	Deformace $z_{pd}i^I$ [mm]	Tuhost $k_{z_{pd}i}^I$ [kN · mm <sup>-1</sup> ]
1	---	---	---
2	7,0	0,6	11,0
3	0,0	0,0	10,0
4	17,4	1,6	11,0
7	12,2	1,2	10,0
8	33,8	3,1	11,0

#### 4.2.6 Svislé sekundární vypružení osobního vozu

V této podkapitole je obsažen návrh a výpočet konkrétních pružících prvků uzlu sekundárního vypružení, z čehož jsou posléze vytvořeny jednotlivé i souhrnné zatěžovací charakteristiky. Sekundární vypružení je tvořeno membránovou pružinou a nouzovou pryžovou pružinou, jejichž vzájemné uspořádání je patrné z návrhu provedeného nahoře (kapitola 3.1.4).

Z koncepčního nákresu uzlu sekundárního vypružení (Obr. 20) je zřejmé, že membránová pružina (mp) je řazena sériově s nouzovou pryžovou pružinou (np). Z toho důvodu je třeba podotknout, že tuhost  $k_{z\ mp\ np}^{\text{II}}$  sériově řazených pružících prvků, tj. membránové a nouzové pružiny, je dána vztahem

$$k_{z\ mp\ np}^{\text{II}} = \frac{k_{z\ mp}^{\text{II}} k_{z\ np}^{\text{II}}}{k_{z\ mp}^{\text{II}} + k_{z\ np}^{\text{II}}} \quad (46)$$

Zároveň platí, že v případě sériového řazení jsou zatížení prvků stejné a deformace rozdílné, tj.

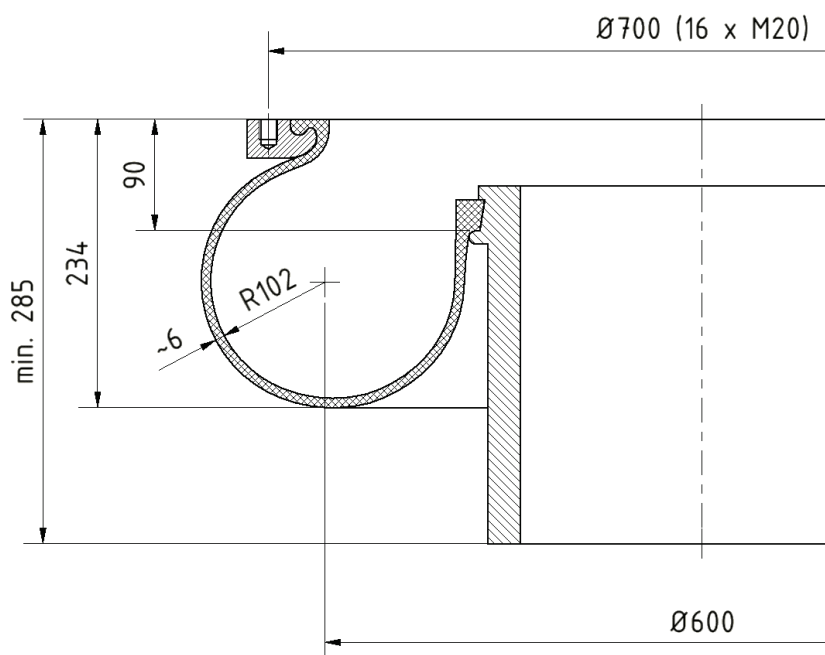
$$F_{z\ mp\ np}^{\text{II}} = F_{z\ mp}^{\text{II}} = F_{z\ np}^{\text{II}}, \quad (47)$$

$$z_{mp\ np}^{\text{II}} \neq z_{mp}^{\text{II}} \neq z_{np}^{\text{II}}. \quad (48)$$

V neposlední řadě jsou uvažovány také jednotlivé stavy zatížení  $i$ , popsané v úvodu kapitoly 4. Na základě toho je uvažováno, že nouzová pružina je do sekundárního vypružení zapojena jen při poruše pružiny membránové, nikoliv při běžném provozu.

##### 4.2.6.1 Návrh základních parametrů a výpočet svislých tuhostí

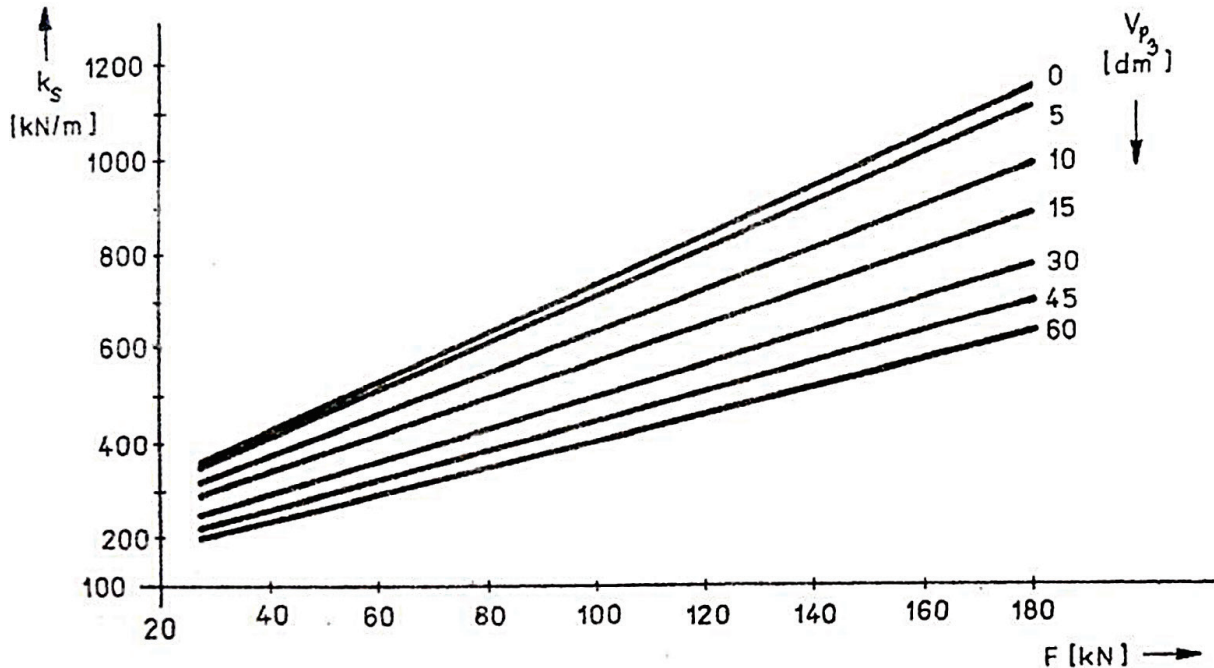
Na základě svislých silových zatížení jednoho souboru sekundárního vypružení (Tab. 15) je zvolena membránová pružina Continental 732 N 2.100 B, jež je uzpůsobena pro přenos silových zatížení o hodnotách až 180 kN. Pneumatická pružina je dále charakterizována středním průměrem 600 mm, objemem membrány 75 dm<sup>3</sup>, účinnou plochou 2900 cm<sup>2</sup> a vodorovnou výchytkou až 120 cm. Rozměrové parametry, včetně montážní míry 90 mm jsou znázorněny na obrázku níže. [19]



Obr. 31: Membránová pružina Continental 732 N 2.100 B [19]



Charakteristika membránové pružiny, zobrazující závislost svislé tuhosti  $k_s$  při kmitání vlastní frekvencí na svislém silovém zatížení  $F$ , znázorněná na obrázku níže (Obr. 32), se liší dle objemu přídavného vzduchojemu  $V_p$ . [19]



Obr. 32: Charakteristika membránové pružiny Continental 732 N 2.100 B [19]

Pro potřeby dalších výpočtů je uvažována membránová pružina bez přídavného vzduchojemu, tj.  $V_p = 0 \text{ dm}^3$ . Rovnice této charakteristiky, patrné z obrázku výše (Obr. 32), určená využitím SW AutoCAD a Excel, je přibližně

$$k_{z \text{ mp } i}^{\text{II}} = 0,0052 F_{z i}^{\text{II}} + 0,2116. \quad (49)$$

Uvážením svislých silových zatížení jednoho souboru sekundárního vypružení (Tab. 15) a výše uvedeného jsou stanoveny jednotlivé tuhosti  $k_{z \text{ mp } 1,3,7}^{\text{II}}$  membránové pružiny v zatěžovacích stavech 1, 3 a 7, tj. staticky zatížených, např.

$$k_{z \text{ mp } 1}^{\text{II}} = 0,0052 F_{z 1}^{\text{II}} + 0,2116 \approx 0,0052 \cdot 98,1 \cdot 10^3 + 0,2116 \approx 0,72 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (50)$$

Z hlediska dynamického zatížení ve stavech 2, 4 a 8 se předpokládá, že nedojde k úpravě vnitřního tlaku, a tudíž ani k úpravě tuhosti  $k_{z \text{ mp } 2,4,8}^{\text{II}}$  membránové pružiny, tedy

$$k_{z \text{ mp } 2,4,8}^{\text{II}} = k_{z \text{ mp } 1,3,7}^{\text{II}}, \text{ př. } k_{z \text{ mp } 2}^{\text{II}} = k_{z \text{ mp } 1}^{\text{II}} \approx 0,72 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (51)$$

Detailnější návrh je proveden pouze v případě membránové pružiny. Pro nouzovou pryžovou pružinu jsou navrženy tuhosti statické (stav 1, 3 a 7) a tuhosti dynamické (stav 2, 4 a 8). Dynamické tuhosti pryžové nouzové pružiny jsou oproti tuhostem statickým zvětšeny o 10 %. Návrh je proveden s ohledem na rozdělení svislých tuhostí (kapitola 4.2.4). [19]

Pro potřeby dalších výpočtů je tedy uvažována:

- statická tuhost nouzové pryžové pružiny  $k_{z \text{ np } 1,3,7}^{\text{II}} = 25 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,
- dynamická tuhost nouzové pryžové pružiny  $k_{z \text{ np } 2,4,8}^{\text{II}} = 27,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ .

Pro zvýšení přehlednosti jsou jednotlivé svislé tuhosti pružících prvků sekundárního vypružení shrnuty v tabulce níže (Tab. 23).

Tab. 23: Svislé tuhosti pružících prvků sekundárního vypružení

Svislé tuhosti pružících prvků sekundárního vypružení		
Zatěžovací stav $i$ [1]	Tuhost membránové pružiny $k_{z\text{mp}i}^{\text{II}}$ [kN · mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost nouzové pružiny $k_{z\text{np}i}^{\text{II}}$ [kN · mm <sup>-1</sup> ]
1	0,7	25,0
2	0,7	27,5
3	0,8	25,0
4	0,8	27,5
7	1,0	25,0
8	1,0	27,5

#### 4.2.6.2 Běžný provoz

Při běžném provozu je do sekundárního vypružení zapojena pouze membránová pružina. Z toho důvodu je nouzová pryžová pružina v následujících výpočtech zanedbána. Na základě svislých silových zatížení jednoho souboru sekundárního vypružení (Tab. 15) a svislých tuhostí pružících prvků sekundárního vypružení (Tab. 23) je v jednotlivých stavech zatížení  $i$  nejprve určena tzv. zdánlivá statická deformace  $z_{\text{mp}1,3,7}^{\text{II}}$  membránové pružiny

$$z_{\text{mp}1,3,7}^{\text{II}} = \frac{F_{z1,3,7}^{\text{II}}}{k_{z\text{mp}1,3,7}^{\text{II}}}, \text{ př. } z_{\text{mp}1}^{\text{II}} = \frac{F_{z1}^{\text{II}}}{k_{z\text{mp}1}^{\text{II}}} \approx \frac{98,1 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10^3} \approx 135,9 \text{ mm} \quad (52)$$

a dynamická deformace  $z_{\text{mp}2,4,8}^{\text{II}}$  membránové pružiny

$$z_{\text{mp}2,4,8}^{\text{II}} = \frac{F_{z2,4,8}^{\text{II}}}{k_{z\text{mp}1,3,7}^{\text{II}}} = \frac{F_{z1,3,7}^{\text{II}}(1 + k_{\text{p}}^{\text{II}})}{k_{z\text{mp}1,3,7}^{\text{II}}} = z_{\text{mp}1,3,7}^{\text{II}}(1 + k_{\text{p}}^{\text{II}}), \quad (53)$$

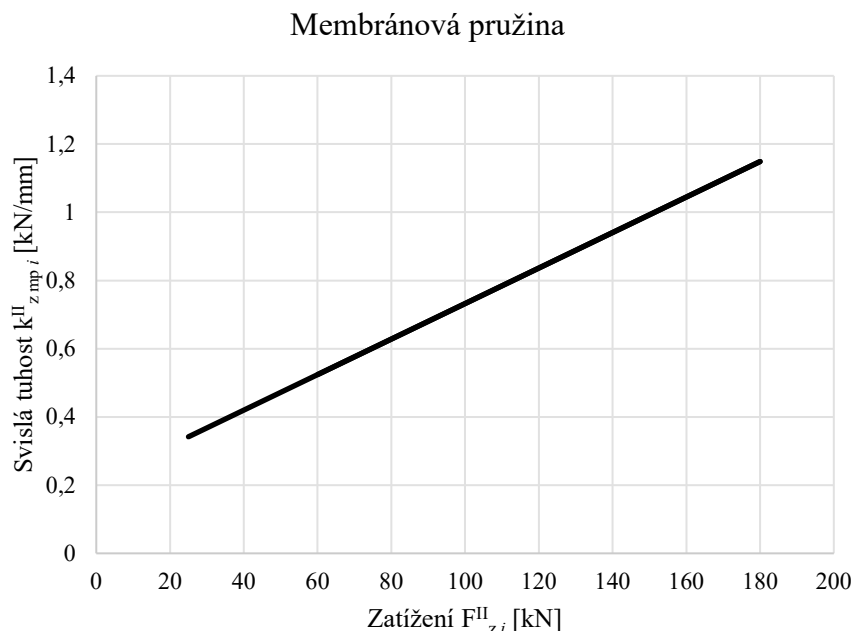
$$\text{př. } z_{\text{mp}2}^{\text{II}} = z_{\text{mp}1}^{\text{II}}(1 + k_{\text{p}}^{\text{II}}) \approx 136,3 \cdot (1 + 0,3) \approx 176,0 \text{ mm.}$$

Na základě těchto veličin je posléze stanoveno tzv. dynamické stlačení  $z_{\text{mp}1,3,7-2,4,8}^{\text{II}}$  membránové pružiny, představující rozdíl mezi deformacemi stavů staticky (1, 3 a 7) a dynamicky (2, 4 a 8) zatížených, tj.

$$z_{\text{mp}1,3,7-2,4,8}^{\text{II}} = z_{\text{mp}2,4,8}^{\text{II}} - z_{\text{mp}1,3,7}^{\text{II}}, \quad (54)$$

$$\text{př. } z_{\text{mp}1-2}^{\text{II}} = z_{\text{mp}2}^{\text{II}} - z_{\text{mp}1}^{\text{II}} \approx 176,0 - 135,9 \approx 40,1 \text{ mm.}$$

Pro zvýšení přehlednosti jsou příslušné hodnoty zatížení, deformací a tuhostí membránové pružiny shrnuty v tabulce níže (Tab. 24). Dále je vytvořena zatěžovací charakteristika, znázorněná na obrázku níže (Obr. 33). Z důvodu přehlednosti jsou zobrazeny pouze stavy statického zatížení. Zároveň je zřejmé, že tyto parametry, včetně zatěžovací charakteristiky, jsou při běžném provozu shodné pro celý uzel sekundárního vypružení. To je zapříčiněno zanedbáním nouzové pružiny, jejíž zapojení je uvažováno až při poruše membránové pružiny.



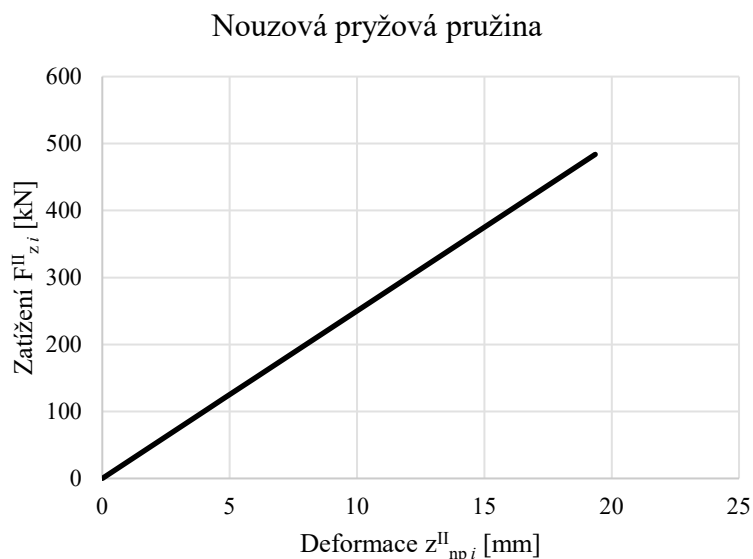
Obr. 33: Zatěžovací charakteristika membránové pružiny

Tab. 24: Zatížení, deformace a tuhosti membránové pružiny

Membránová pružina				
Zatěžovací stav $i$ [1]	Silové zatížení $F_{zi}^{II}$ [kN]	Deformace $z_{mp,i}^{II}$ [mm]	Dynamické stlačení $z_{mp,1,3,7-2,4,8}^{II}$ [mm]	Tuhost $k_{zmp,i}^{II}$ [kN · mm <sup>-1</sup> ]
1	98,1	135,9	40,1	0,7
2	127,0	176,0		0,7
3	118,5	143,2	42,2	0,8
4	153,5	185,4		0,8
7	151,1	151,5	44,7	1,0
8	195,6	196,2		1,0

#### 4.2.6.3 Nouzový provoz

Při nouzovém provozu je do sekundárního vypružení zapojena pouze nouzová pryžová pružina. Z toho důvodu je membránová pružina v následujících výpočtech zanedbána. Na základě svislých silových zatížení jednoho souboru sekundárního vypružení (Tab. 15) a svislých tuhostí pružících prvků sekundárního vypružení (Tab. 23) jsou stanoveny deformace uzlu primárního vypružení v jednotlivých zatěžovacích stavech. Příslušné hodnoty zatížení, deformací a tuhostí nouzové pryžové pružiny jsou shrnuty v tabulce níže (Tab. 25). Na základě toho je vytvořena zatěžovací charakteristika, znázorněná na obrázku níže (Obr. 34). Z důvodu přehlednosti jsou zobrazeny pouze stavy statického zatížení. Zároveň je zřejmé, že tyto parametry jsou při nouzovém provozu shodné pro celý uzel sekundárního vypružení.



Obr. 34: Zatěžovací charakteristika nouzové pryžové pružiny

Tab. 25: Zatížení, deformace a tuhosti nouzové pryžové pružiny

Nouzová pryžová pružina			
Zatěžovací stav $i$ [1]	Silové zatížení $F_{zi}^{II}$ [kN]	Deformace $z_{np i}^{II}$ [mm]	Tuhost $k_{z np i}^{II}$ [kN · mm <sup>-1</sup> ]
1	98,1	3,9	25,0
2	127,0	4,6	27,5
3	118,5	4,7	25,0
4	153,5	5,6	27,5
7	151,1	6,0	25,0
8	195,6	7,1	27,5
Užitečné zatížení a deformace		$F_{np už}^{II} \approx 53,0$ kN	$z_{np už}^{II} \approx 2,1$ mm

#### 4.2.7 Výsledné tuhosti svislého vypružení

Vložený vůz elektrický jednotky je odpružen dvojitě, přičemž jednotlivé stupně vypružení jsou řazeny do série. Svislé vypružení pak sestává z osmi souborů primárního vypružení a ze čtyř souborů vypružení sekundárního. Pro každý z uzlů, resp. souborů vypružení je proveden základní koncepční návrh (kapitola 3.1.3 a 3.1.4), doplněný o výpočet příslušných parametrů vypružení (kapitola 4.2.5 a 4.2.6).

Uvážením výše uvedeného a svislých tuhostí vypružení primárního (Tab. 17) a sekundárního (Tab. 23) lze v jednotlivých stavech provozních a zatěžujících  $i$  stanovit tuhosti celého svislého vypružení osobního vozu v jednotlivých provozních stavech, tj. výsledné svislé tuhosti  $k_{zi}^C$  při provozu běžném, resp. bez nouzových pružin

$$k_{zi}^C = \frac{k_{zi}^{IC} k_{zi}^{IIC}}{k_{zi}^{IC} + k_{zi}^{IIC}} = \frac{8k_{zi}^I 4k_{zi}^{II}}{8k_{zi}^I + 4k_{zi}^{II}}, \quad (55)$$

$$\text{př. } k_{z1}^C = \frac{8k_{z1}^I 4k_{z1}^{II}}{8k_{z1}^I + 4k_{z1}^{II}} \approx \frac{8 \cdot 3,3 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{8 \cdot 3,3 \cdot 10^6 + 4 \cdot 0,7 \cdot 10^6} \approx 2,6 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1},$$

a výsledné svislé tuhosti  $k_{z np i}^C$  provozu nouzovém, resp. bez vzduchových pružin

$$k_{z np i}^C = \frac{k_{zi}^{IC} k_{z np i}^{IIC}}{k_{zi}^{IC} + k_{z np i}^{IIC}} = \frac{8k_{zi}^I 4k_{z np i}^{II}}{8k_{zi}^I + 4k_{z np i}^{II}}, \quad (56)$$

$$\text{př. } k_{z np 1}^C = \frac{8k_{z1}^I 4k_{z np 1}^{II}}{8k_{z1}^I + 4k_{z np 1}^{II}} \approx \frac{8 \cdot 3,3 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 25 \cdot 10^6}{8 \cdot 3,3 \cdot 10^6 + 4 \cdot 25 \cdot 10^6} \approx 21,0 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}.$$

Takto stanovené hodnoty výsledných tuhostí, doplněné o hodnoty tuhostí jednotlivých stupňů vypružení, jsou shrnuty v tabulce níže (Tab. 26).

Tab. 26: Výsledné svislé tuhosti osobního vozu

Výsledné svislé tuhosti osobního vozu					
Zatěžovací stav $i$ [1]	Primární vypružení [kN · mm <sup>-1</sup> ]	Sekundární vypružení [kN · mm <sup>-1</sup> ]		Celé svislé vypružení [kN · mm <sup>-1</sup> ]	
	$k_{zi}^{IC}$	$k_{zi}^{IIC}$	$k_{z np i}^{IIC}$	$k_{zi}^C$	$k_{z np i}^C$
1	26,6	2,9	100,0	2,6	21,0
2	117,3	2,9	110,0	2,8	56,8
3	106,6	3,3	100,0	3,2	51,6
4	117,3	3,3	110,0	3,2	56,8
7	106,6	4,0	100,0	3,8	51,6
8	117,3	4,0	110,0	3,9	56,8

#### 4.2.8 Ověření dynamického přetížení

Ověření dynamického přetížení je třeba provést v případě progresivní či lomené charakteristiky některého ze stupňů vypružení. V takovém případě jsou skutečné charakteristiky nahrazeny charakteristikami lineárními, tečnými. Na základě jejich subtangent jsou dále určeny hodnoty ekvivalentních statických sednutí a dynamická přetížení jsou určena dle příslušných vztahů. Tím dojde k přepsání nejen dříve odhadnutých hodnot dynamických přetížení (Tab. 13), ale i některých hodnot posléze stanovených, např. svislých silových zatížení (kapitola 4.2.2). [19]

Vypružení uvažovaného osobního vozu není lineární v žádném ze stupňů vypružení, proto je přetížení korigováno dle výše uvedeného. Nejprve je uvažováním svislého silového zatížení jednoho souboru vypružení (Tab. 15) a tuhostí uzlu primární vypružení (Tab. 18) stanovena ekvivalentní hodnota statického sednutí  $f_{e1,3,7}^I$  primárního vypružení

$$f_{e1,3,7}^I = \frac{F_{z1,3,7}^I}{k_{z1,3,7}^I}, \text{ př. } f_{e1}^I = \frac{F_{z1}^I}{k_{z1}^I} \approx \frac{56,4 \cdot 10^3}{3,3 \cdot 10^3} \approx 16,9 \text{ mm.} \quad (57)$$

Ekvivalentní hodnota statického sednutí  $f_{e1,3,7}^{II}$  sekundárního vypružení je za běžného provozu shodná s tzv. statickou deformací membránové pružiny (Tab. 24). Sečtením ekvivalentních hodnot statických sednutí obou stupňů vypružení lze určit statické sednutí  $f_{stat1,3,7}$  celého svislého vypružení osobního vozu při běžném provozu

$$f_{stat1,3,7} = f_{e1,3,7}^I + f_{e1,3,7}^{II} = f_{e1,3,7}^I + z_{mp1,3,7}^{II}, \quad (58)$$

př.  $f_{stat1} = f_{e1}^I + z_{mp1}^{II} \approx 16,9 + 135,9 \approx 152,9 \text{ mm.}$

Dosažením do vztahu (8) jsou následně získány hodnoty dynamického přetížení  $f_{p1,3,7}^{0,I,II}$  jednotlivých stupňů vypružení ve stavech staticky zatížených

$$k_{p1,3,7}^{0,I,II} = a^{0,I,II} + b \frac{0,22(v - 55)}{f_{stat1,3,7}} \quad (59)$$

př.  $k_{p1}^0 = a^0 + b \frac{0,22(v - 55)}{f_{stat1}} \approx 0,15 + 1 \cdot \frac{0,22 \cdot (160 - 55)}{152,9} \approx 0,30.$

Maximální rychlost uvažovaného osobního vozu, uvedená ve specifikaci zadání (kapitola 1.1), se nenachází v rozmezí hodnot, pro které je vztah (8), resp. (69) definován. Z toho důvodu je k výsledným hodnotám připočteno dalších 5 %. Takto získané hodnoty dynamického přetížení při běžném provozu jsou pro zvýšení přehlednosti shrnuty v tabulce níže (Tab. 27).

Tab. 27: Ověření dynamického přetížení při běžném provozu

Dynamické přetížení při běžném provozu			
Zatěžovací stav $i$ [1]	Nevypružené hmoty $k_{pi}^0$ [1]	Primární vypružení $k_{pi}^I$ [1]	Sekundární vypružení $k_{pi}^{II}$ [1]
1	0,32	0,26	0,21
3	0,32	0,27	0,22
7	0,31	0,26	0,21

V případě nouzového provozu, tj. při poruše pneumatických pružin, je ekvivalentní hodnota statického sednutí  $f_{e\text{ np } 1,3,7}^{\text{II}}$  sekundárního vypružení shodná se statickou deformací nouzové pryžové pružiny (Tab. 25). Sečtením ekvivalentních hodnot statických sednutí obou stupňů vypružení lze určit statické sednutí  $f_{\text{stat } 1,3,7}$  celého svislého vypružení osobního vozu při nouzovém provozu, tj. při poruše membránových pružin

$$f_{\text{stat } 1,3,7} = f_{e\text{ } 1,3,7}^{\text{I}} + f_{e\text{ np } 1,3,7}^{\text{II}} = f_{e\text{ } 1,3,7}^{\text{I}} + z_{\text{np } 1,3,7}^{\text{II}}, \quad (60)$$

př.  $f_{\text{stat } 1} = f_{e\text{ } 1}^{\text{I}} + z_{\text{np } 1}^{\text{II}} \approx 16,9 + 3,9 \approx 20,9 \text{ mm.}$

Je-li  $f_{\text{stat } 1,3,7} < 18 \text{ mm}$ , pak je dále uvažováno  $f_{\text{stat } 1,3,7} = 18 \text{ mm}$ . [19]

Maximální rychlost při jízdě na nouzovém vypružení je předpokládána  $v_{\text{np}} = 80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , proto je vztah (8) příslušně upraven na základě [19] a následným dosazením jsou získány hodnoty dynamického přetížení  $f_{\text{p } 1,3,7}^{0,\text{I,II}}$  jednotlivých stupňů vypružení ve stavech staticky zatížených

$$k_{\text{p } 1,3,7}^{0,\text{I,II}} = a^{0,\text{I,II}} + b \frac{0,1v_{\text{np}}}{f_{\text{stat } 1,3,7}}, \quad (61)$$

př.  $k_{\text{p } 1}^0 = a^0 + b \frac{0,1v_{\text{np}}}{f_{\text{stat } 1}} = 0,15 + 1 \cdot \frac{0,1 \cdot 80}{20,9} = 0,53.$

Takto získané hodnoty dynamického přetížení jednotlivých stupňů vypružení při nouzovém provozu jsou pro zvýšení přehlednosti shrnuty v tabulce níže (Tab. 28).

**Tab. 28: Ověření dynamického přetížení při nouzovém provozu**

Dynamické přetížení při nouzovém provozu			
Zatěžovací stav $i$ [1]	Nevypružené hmoty $k_{\text{p } i}^0$ [1]	Primární vypružení $k_{\text{p } i}^{\text{I}}$ [1]	Sekundární vypružení $k_{\text{p } i}^{\text{II}}$ [1]
1	0,53	0,48	0,43
3	0,59	0,54	0,49
7	0,59	0,54	0,49

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, ověřením dynamického přetížení dojde ke změně i posléze vypočtených hodnot, např. svislých silových zatížení (kapitola 4.2.2). Změna těchto silových zatížení dále zapříčiní změnu deformací, neboť tuhosti jednotlivých prvků nezávisí na jejich zatížení. Pro potřeby dalších výpočtů, tj. stanovení vlastních frekvencí svislých kmitů (kapitola 4.2.9), tedy lze uvažovat již stanovené výsledné tuhosti (Tab. 26).

Zároveň je patrné, že postup výpočtu svislého vypružení, uvedený v kapitole 4.2, zůstává stejný bez ohledu na dynamické přetížení. Pro zachování přehlednosti není přepočten všech parametrů uveden, neboť samotný výpočet je realizován pomocí SW Excel. Odtud je také zřejmé, že další, např. druhé či třetí ověření dynamického přetížení postrádá smysl, neboť z něho neplynou žádné další změny.

#### 4.2.9 Vlastní frekvence svislých kmitů

Návrh svislého vypružení zohledňuje nejen výšku nárazníků, tj. rozvržení svislých dispozic (kapitola 4.2.3), ale i vlastní frekvence svislých kmitů, jež přispívají jízděnému komfortu přepravovaných osob. Uvažovaný osobní vůz je odpružen dvojitě, tj. dvěma stupni vypružení, které jsou vzájemně řazeny do série. Na základě toho je pro stanovení vlastních frekvencí svislých kmitů uvažována harmonicky kmitající netlumená soustava se dvěma stupni volnosti. Hodnoty jednotlivých vlastních frekvencí, tj. první a druhé frekvence svislých kmitů jsou stanoveny na základě odvozených vztahů uvedených v [19].

Uvážením svislého silového zatížení (Tab. 14) a jednotlivých hmot osobního vozu (Tab. 12) je stanovena hodnota dvakrát vypružených hmot  $m_3^{\text{II}}$  ve třetím zatěžovacím stavu

$$m_3^{\text{II}} = m_1^{\text{II}} + \frac{F_{z3}^{\text{II C}} - F_{z3}^{\text{I C}}}{g} \approx 40000 + \frac{474,1 \cdot 10^3 - 392,4 \cdot 10^3}{9,81} \approx 48329 \text{ kg.} \quad (62)$$

Dalším uvážením výsledných tuhostí výsledných tuhostí (Tab. 26) jsou v jednotlivých stavech statického zatížení ( $i = 1, 3, 7$ ) určeny první, resp. souhlasné vlastní úhlové frekvence  $w_{1i}$  svislých kmitů

$$w_{1i} = \sqrt{\frac{k_{zi}^{\text{II C}}}{2m_i^{\text{II}}} + \frac{k_{zi}^{\text{I C}} + k_{zi}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}} - \sqrt{\left(\frac{k_{zi}^{\text{II C}}}{2m_i^{\text{II}}} + \frac{k_{zi}^{\text{I C}} + k_{zi}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}}\right)^2 - \frac{k_{zi}^{\text{I C}} k_{zi}^{\text{II C}}}{m^{\text{I}} m_i^{\text{II}}}}, \quad (63)$$

$$\text{př. } w_{11} = \sqrt{\frac{k_{z1}^{\text{II C}}}{2m_1^{\text{II}}} + \frac{k_{z1}^{\text{I C}} + k_{z1}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}} - \sqrt{\left(\frac{k_{z1}^{\text{II C}}}{2m_1^{\text{II}}} + \frac{k_{z1}^{\text{I C}} + k_{z1}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}}\right)^2 - \frac{k_{z1}^{\text{I C}} k_{z1}^{\text{II C}}}{m^{\text{I}} m_1^{\text{II}}}} \approx 8,064 \text{ s}^{-1},$$

a druhé, resp. nesouhlasné vlastní úhlové frekvence  $w_{2i}$  svislých kmitů

$$w_{2i} = \sqrt{\frac{k_{zi}^{\text{II C}}}{2m_i^{\text{II}}} + \frac{k_{zi}^{\text{I C}} + k_{zi}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}} + \sqrt{\left(\frac{k_{zi}^{\text{II C}}}{2m_i^{\text{II}}} + \frac{k_{zi}^{\text{I C}} + k_{zi}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}}\right)^2 - \frac{k_{zi}^{\text{I C}} k_{zi}^{\text{II C}}}{m^{\text{I}} m_i^{\text{II}}}}, \quad (64)$$

$$\text{př. } w_{21} = \sqrt{\frac{k_{z1}^{\text{II C}}}{2m_1^{\text{II}}} + \frac{k_{z1}^{\text{I C}} + k_{z1}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}} + \sqrt{\left(\frac{k_{z1}^{\text{II C}}}{2m_1^{\text{II}}} + \frac{k_{z1}^{\text{I C}} + k_{z1}^{\text{II C}}}{2m^{\text{I}}}\right)^2 - \frac{k_{z1}^{\text{I C}} k_{z1}^{\text{II C}}}{m^{\text{I}} m_1^{\text{II}}}} \approx 70,212 \text{ s}^{-1}.$$

Tyto vlastní úhlové frekvence jsou posléze přepočteny na vlastní reálné frekvence, tj. na první, resp. souhlasnou vlastní reálnou frekvenci  $f_{1i}$  svislých kmitů

$$f_{1i} = \frac{w_{1i}}{2\pi}, \quad \text{př. } f_{11} = \frac{w_{11}}{2\pi} \approx \frac{8,064}{2\pi} \approx 1,283 \text{ Hz,} \quad (65)$$

a na druhou, resp. nesouhlasnou vlastní reálnou frekvenci  $f_{2i}$  svislých kmitů

$$f_{2i} = \frac{w_{2i}}{2\pi}, \quad \text{př. } f_{21} = \frac{w_{21}}{2\pi} \approx \frac{70,212}{2\pi} \approx 11,175 \text{ Hz.} \quad (66)$$



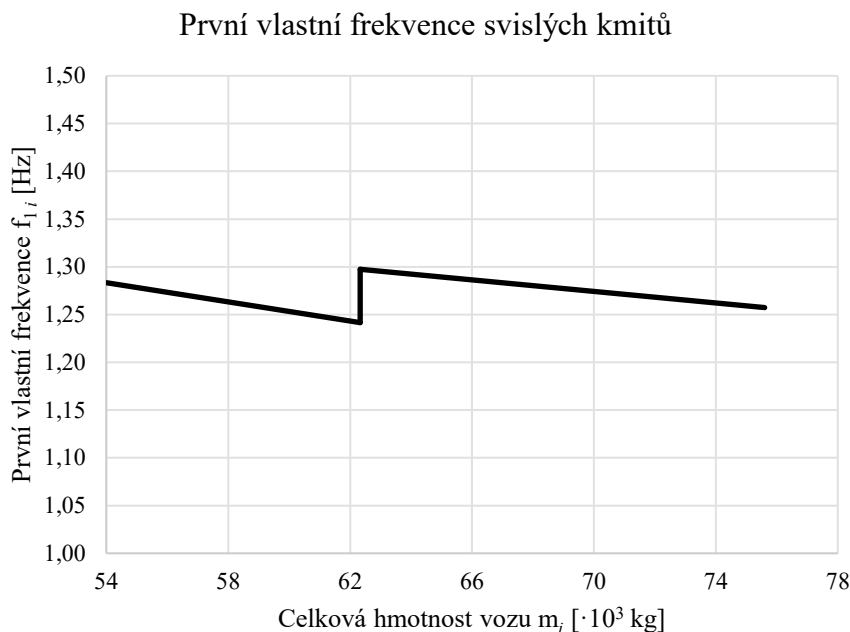
Na základě těchto hodnot, získaných dosazením do vztahů (62) až (69), jsou dále vytvořeny průběhy jednotlivých frekvencí, představující závislost frekvencí na hmotnosti vloženého vozu, znázorněné na obrázcích níže (Obr. 35 a Obr. 36). Je patrné, že tyto průběhy nejsou lineární, neboť primární vypružení disponuje lomenou charakteristikou. Hodnoty jednotlivých vlastních frekvencí svislého kmitání jsou pro zvýšení přehlednosti shrnuty v tabulce níže (Tab. 29).

Tab. 29: Vlastní frekvence svislých kmitů

Vlastní frekvence svislého kmitání				
Zatěžovací stav $i$ [1]	První, tj. souhlasné frekvence		Druhé, tj. nesouhlasné frekvence	
	$w_{1i}$ [ $s^{-1}$ ]	$f_{1i}$ [Hz]	$w_{2i}$ [ $s^{-1}$ ]	$f_{2i}$ [Hz]
1	8,064	1,283	70,212	11,175
3	8,152	1,297	135,384	21,547
7	7,900	1,257	135,801	21,613

První, tj. souběžná vlastní frekvence svislých kmitů má přímý vliv na jízdní komfort přepravovaných osob. Z toho důvodu musí být zajištěno, aby se frekvence pohybovaly v rozmezí  $1,00 \div 1,50$  Hz, přičemž jako ideální se jeví  $1,00 \div 1,20$  Hz. V případě překročení hranice 1,50 Hz (krátkodobě zejména u vozidel městské dopravy, např. u tramvají) se u cestujících může projevit tzv. kinetóza, tj. nemoc z pohybu. Naopak v případě podkročení hranice 1,00 Hz se u cestujících může projevit tzv. mořská nemoc. [19]

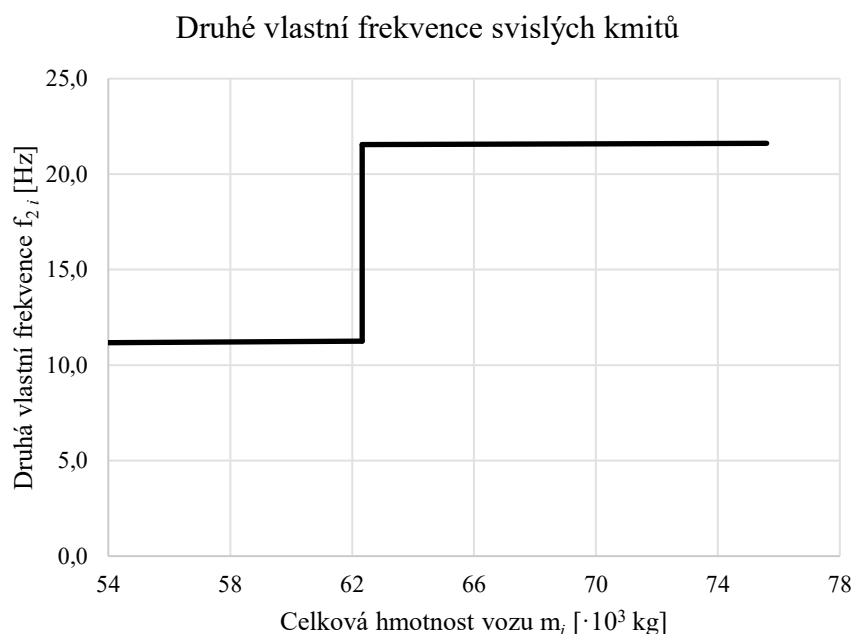
Na základě výše uvedeného lze průběh první vlastní frekvence svislých kmitů (Obr. 35) prohlásit jako vyhovující, neboť se frekvence pohybují v pásmu  $1,25 \div 1,30$  Hz.



Obr. 35: Průběh první vlastní frekvence svislých kmitů

Druhá, tj. protiběžná vlastní frekvence svislých kmitů má vliv na houpání kolejového vozidla a porovnává se s vlastní frekvencí ohybových kmitů vozové skříně. Frekvence svislých kmitů by měla být nadkritická vůči frekvenci ohybových kmitů, neboť nesmí dojít k rezonanci, přičemž jako ideální se jeví poměr frekvencí  $\sqrt{2}$ , což bývá obtížně dosažitelné. [19]

Vložený vůz elektrické jednotky nemá přesně definovanou vozovou skříně. Z toho důvodu se hodnoty vlastní frekvence ohybových kmitů skříně uvažují v rozmezí 6,00 ÷ 8,00 Hz, případně až 10,00 Hz. Na základě výše uvedeného lze průběh druhé vlastní frekvence svislých kmitů (Obr. 36) prohlásit jako vyhovující, neboť se frekvence pohybují v pásmu 11,00 ÷ 22,00 Hz.



**Obr. 36: Průběh druhé vlastní frekvence svislých kmitů**

Optimální, resp. vyhovující průběh první i druhé vlastní frekvence svislých kmitů úzce souvisí také s poměrem tuhostí jednotlivých stupňů svislého vypružení osobního vozu. Uvážením návrhu a rozdělení svislých tuhostí (kapitola 4.2.4) je patrné, že optimálních jízdních parametrů lze dosáhnout kombinací tuhého primárního a měkkého sekundárního vypružení. To potvrzují i hodnoty výsledných tuhostí svislého vypružení uvažovaného osobního vozu (Tab. 26).

Na základě výše uvedeného lze jednotlivé stupně vypružení osobního vozu, resp. poměry jejich tuhostí hodnotit jako vhodně navržené nejen z hlediska jízdních parametrů, ale i z hlediska jízdního komfortu přepravovaných osob. Další ověření návrhu lze provést zpracováním problematiky bezpečnosti proti vykolejení při jízdě na zborcené koleji. To však přesahuje rámec této bakalářské práce.

### 4.3 Příčné vypružení

Na příčném vypružení osobního vozu se podílejí oba stupně vypružení, tj. primární i sekundární, doplněné o torzní stabilizátory kolébání vozové skříně. Z toho důvodu příčné vypružení úzce souvisí nejen s příčným kmitáním, ale i s problematikou kolébání skříně vozu. Je tedy zřejmé, že návrh, resp. výpočet příčného vypružení je přinejmenším stejně složitý jako v případě vypružení svislého, a proto není součástí této bakalářské práce. Pro úplnost je však uveden alespoň návrh minimálních příčných tuhostí jednotlivých stupňů vypružení.

#### 4.3.1 Návrh a rozdělení příčných tuhostí

Příčné tuhosti jsou navrženy s ohledem na příčné vůle, tj. maximální příčné výchylky, uvažované dle maximálního průjezdného obrysu:

- primárního vypružení  $y_{\max}^I = 8 \text{ mm}$ ,
- sekundárního vypružení  $y_{\max}^{II} = 42 \text{ mm}$ ,

a maximální příčné zrychlení  $a_{y \max} = 1 \text{ m/s}$  při průjezdu osobního vozu obloukem, jehož překročení působí nepříznivě na jízdní komfort přepravovaných osob. [19]

Uvážením výše uvedeného a jednotlivých hmot osobního vozu (Tab. 12) je nejprve stanoveno maximální příčné silové zatížení  $F_{y7}^{IC}$  působící na primární vypružení osobního vozu

$$F_{y7}^{IC} = (m^I + m_7^{II})a_{y \max} = (6000 + 61600) \cdot 1 = 67,6 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (67)$$

a maximální příčné silové zatížení  $F_{y7}^{IIC}$  působící na sekundární vypružení osobního vozu

$$F_{y7}^{IIC} = m_7^{II}a_{y \max} = 61600 \cdot 1 = 61,6 \cdot 10^3 \text{ N}. \quad (68)$$

Posléze je určena minimální příčná tuhost  $k_{y \min}^{IC}$  primárního vypružení

$$k_{y \min}^{IC} = \frac{F_{y7}^{IC}}{y_{\max}^I} = \frac{67,6 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^{-3}} \approx 8,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (69)$$

a minimální příčná tuhost  $k_{y \min}^{IIC}$  sekundárního vypružení

$$k_{y \min}^{IIC} = \frac{F_{y7}^{IIC}}{y_{\max}^{II}} = \frac{61,6 \cdot 10^3}{42 \cdot 10^{-3}} \approx 1,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (70)$$

Vypružení uvažovaného kolejového vozidla sestává z osmi souborů primárního vypružení a ze čtyř souborů vypružení sekundárního. Uvážením těchto počtů lze určit minimální příčnou tuhost  $k_{y \min}^I$  jednoho souboru primárního vypružení

$$k_{y \min}^I = \frac{k_{y \min}^{IC}}{8} \approx \frac{8,5 \cdot 10^6}{8} \approx 1,1 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (71)$$

a minimální příčnou tuhost  $k_{y \min}^{II}$  jednoho souboru sekundárního vypružení

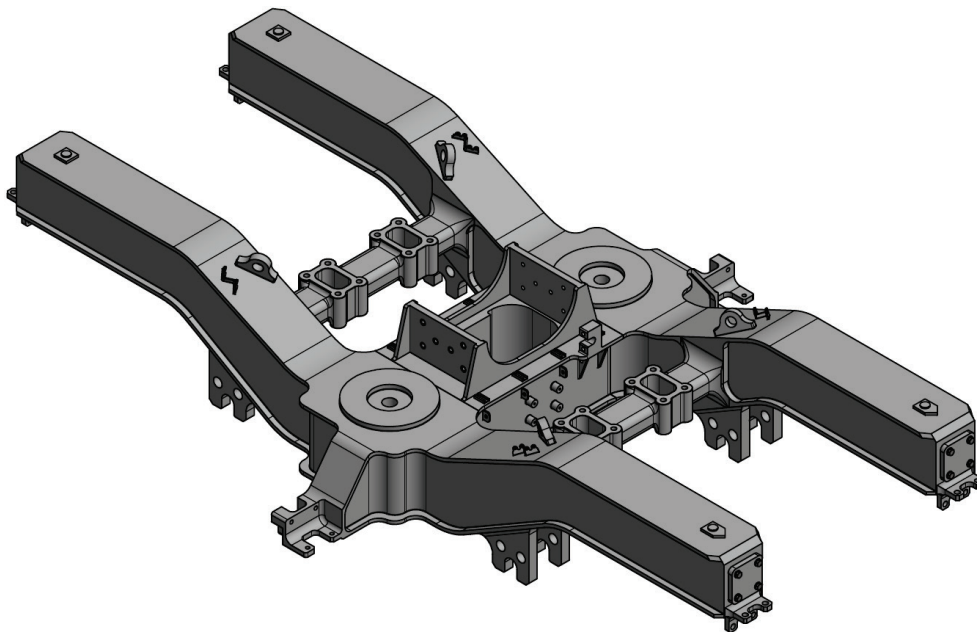
$$k_{y \min}^{II} = \frac{k_{y \min}^{IIC}}{4} \approx \frac{1,5 \cdot 10^6}{4} \approx 0,4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (72)$$

## 5 Návrh rámu podvozku

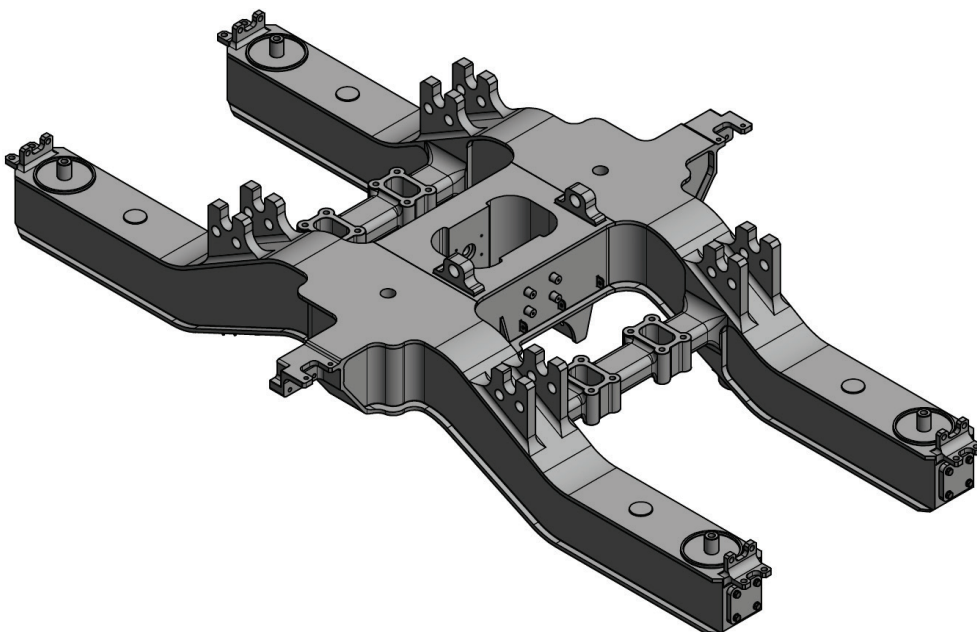
V této kapitole je proveden základní konstrukční návrh rámu podvozku vloženého vozu elektrické jednotky, jehož základní koncepce je popsána v kapitole 3.1.1, doplněný o základní výkresovou dokumentaci (příloha 1) a jednoduchou pevnostní analýzu.

### 5.1 Konstrukční návrh

Konstrukční návrh rámu podvozku uvažovaného osobního vozu vychází z celkové koncepce podvozku, navržené v kapitole 3. Rám podvozku je koncipován torzně poddajný otevřeného tvaru písmene H s vnitřním ložiskováním a se sníženou střední částí. Představuje svařovanou skříňovou konstrukci, znázorněnou na obrázcích níže (Obr. 37, Obr. 38), sestávající ze dvou podélníků a tří příčných, z nichž jeden je hlavní a dva vedlejší.

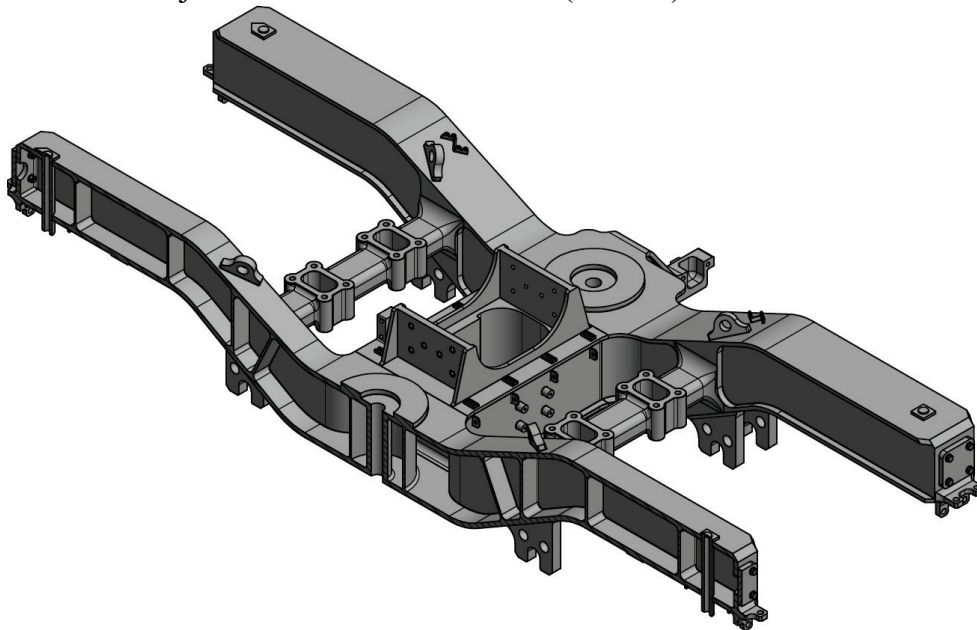


Obr. 37: Rám podvozku, pohled shora



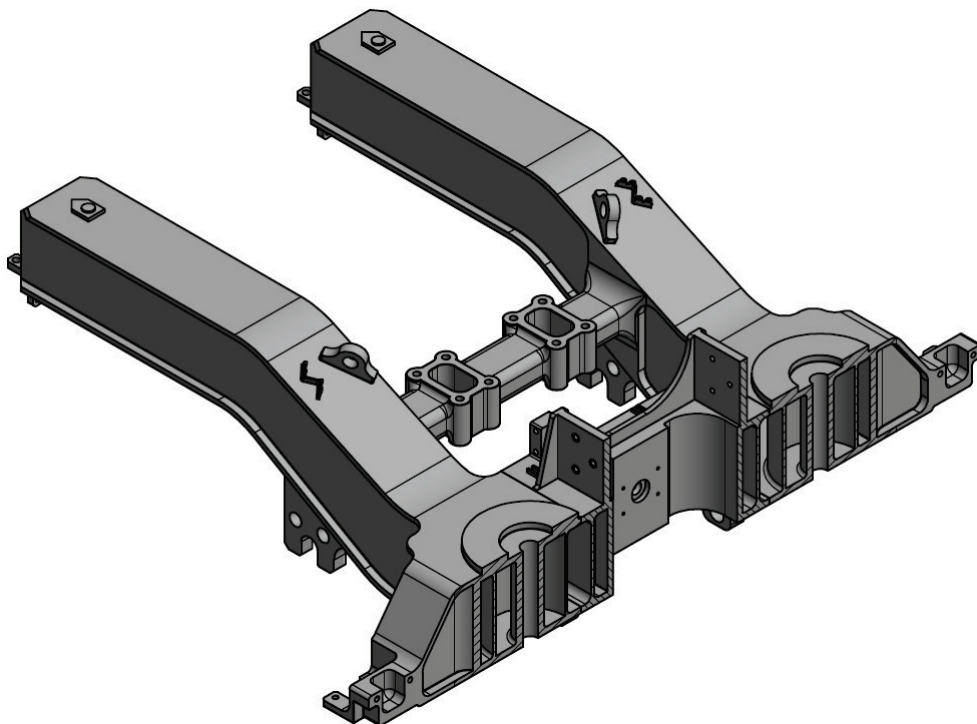
Obr. 38: Rám podvozku, pohled zdola

Podélníky rámu jsou tvořeny ocelovými plechy, které jsou dále vyztuženy žebrováním. Na této skříňové konstrukci jsou situovány nosiče tlumičů svislých i podélných kmitů a závěsek, dosedací plochy jednotlivých stupňů vypružení, uložení kloubů kyvných ramen a závěsná oka. Řez podélníkem rámu je znázorněn na obrázku níže (Obr. 39).



Obr. 39: Rám podvozku, řez podélníkem

Hlavní příčník je navržen jako ocelový svařenec, který zprostředkovává vazbu skříňě s podvozkem pomocí otočného čepu, tj. nichlavu. Kromě toho je zde situován také nosič tlumiče příčných kmitů, uložení torzní tyče (Obr. 38) a další přídavné prvky, např. C-drážky. Řez příčníkem rámu je znázorněn na obrázku níže (Obr. 40). Vedlejší příčníky pak mají funkci pomocnou, tedy nesení brzdových jednotek a jiných částí, a funkci vyztužující. Z důvodu tvarové složitosti jsou však koncipovány jako odlitky přivařené k ocelovým podélníkům.



Obr. 40: Rám podvozku, řez hlavním příčníkem

## 5.2 Pevnostní analýza

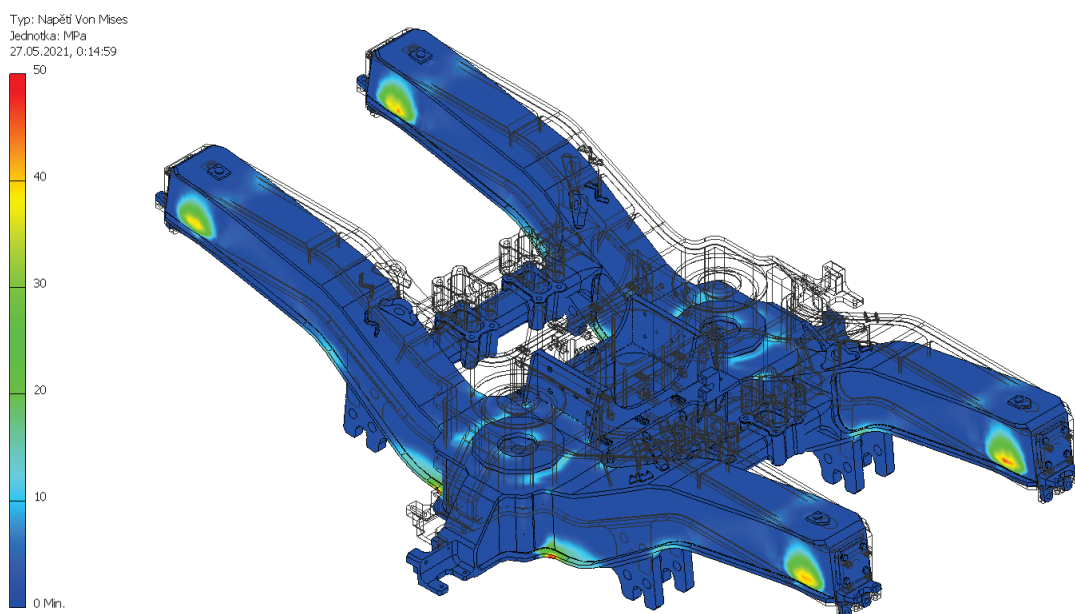
Rám podvozku vloženého vozu elektrické jednotky, konstrukčně navržený v kapitole 5.1, je vymodelován a následně zanalyzován pomocí SW Autodesk Inventor. Pevnostní analýza je vytvořena pro stavy statického zatížení, popsané v úvodu kapitoly 4, tj. stav první, třetí a sedmý.

Pro zvýšení přehlednosti výsledků je v jednotlivých obrázcích (Obr. 41 až Obr. 49) vypnuto zobrazení okrajových podmínek, tj. zatížení či vazeb. Dále jsou stanovena jednotná měřítká panelů barev u obou typů výsledku, tedy u napětí i posunutí.

### 5.2.1 Statické zatížení prázdným vozem

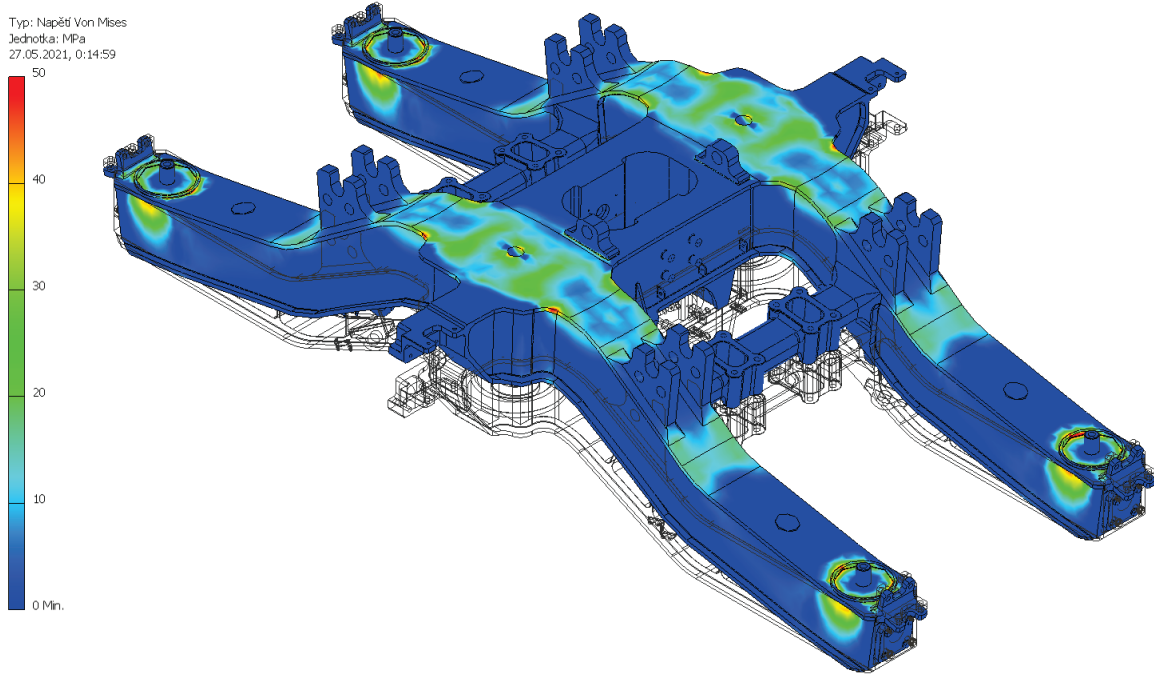
První ze stavů statického zatížení nastává při zatížení prázdným, tj. neobsazeným vozem. V takovém případě je osobní vůz primárně odpružen pouze vinutými pružinami. Na základě toho je rám podvozku pevně zavazben vzhledem k dosedacím plochám vinutých pružin. Dalším uvážením svislého silového zatížení jednotlivých souborů sekundárního vypružení (Tab. 15) jsou zatíženy dosedací plochy membránových pružin. V neposlední řadě je rám podvozku zatížen také vlastní tíhovou silou působící v jeho geometrickém středu, resp. těžišti.

Na obrázcích níže jsou znázorněny výsledné hodnoty napětí při pohledu shora (Obr. 41) i zdola (Obr. 42) a výsledné hodnoty posunutí (Obr. 43). Nejvyšší hodnoty napětí se vyskytují pouze lokálně, např. na dosedacích plochách vinutých pružin. Maximální deformace rámu podvozku při statickém zatížení prázdným vozem je 0,6552 mm.

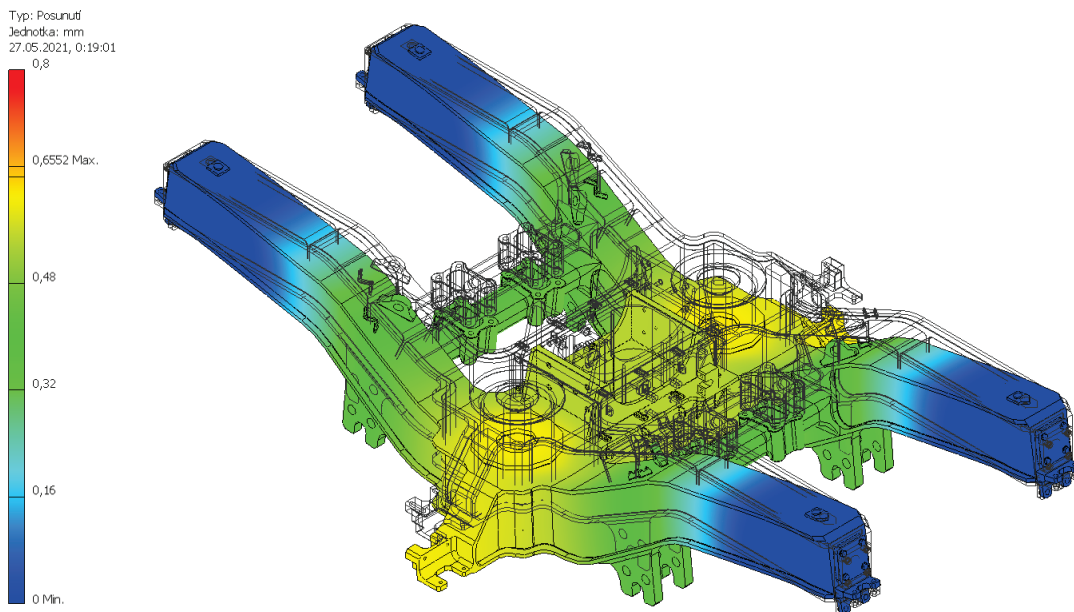


Obr. 41: Statické zatížení prázdným vozem, napětí při pohledu shora





Obr. 42: Statické zatížení prázdným vozem, napětí při pohledu zdola

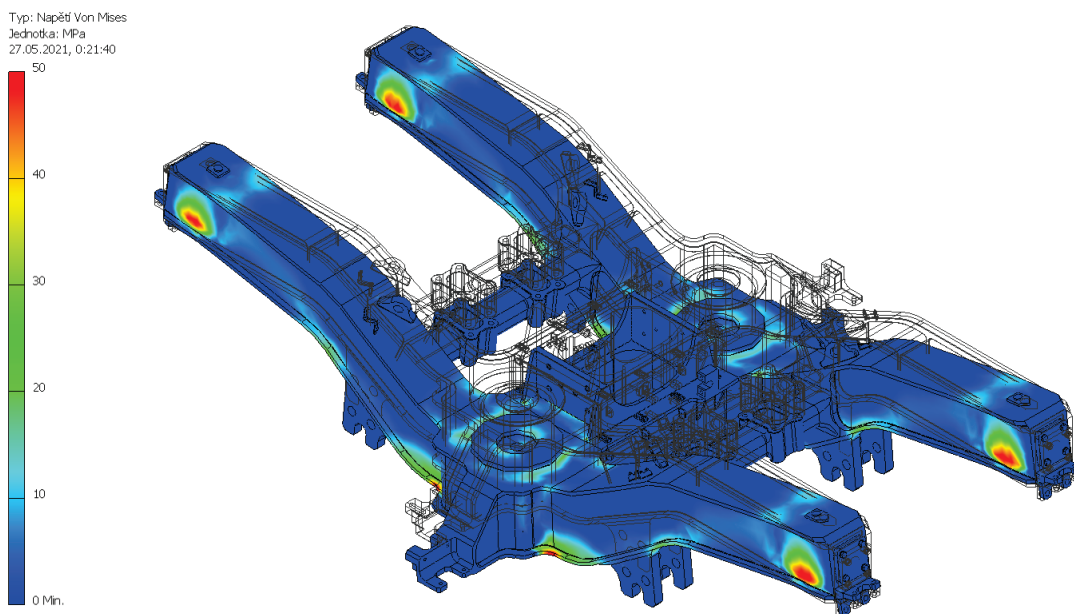


Obr. 43: Statické zatížení prázdným vozem, posunutí

### 5.2.2 Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu

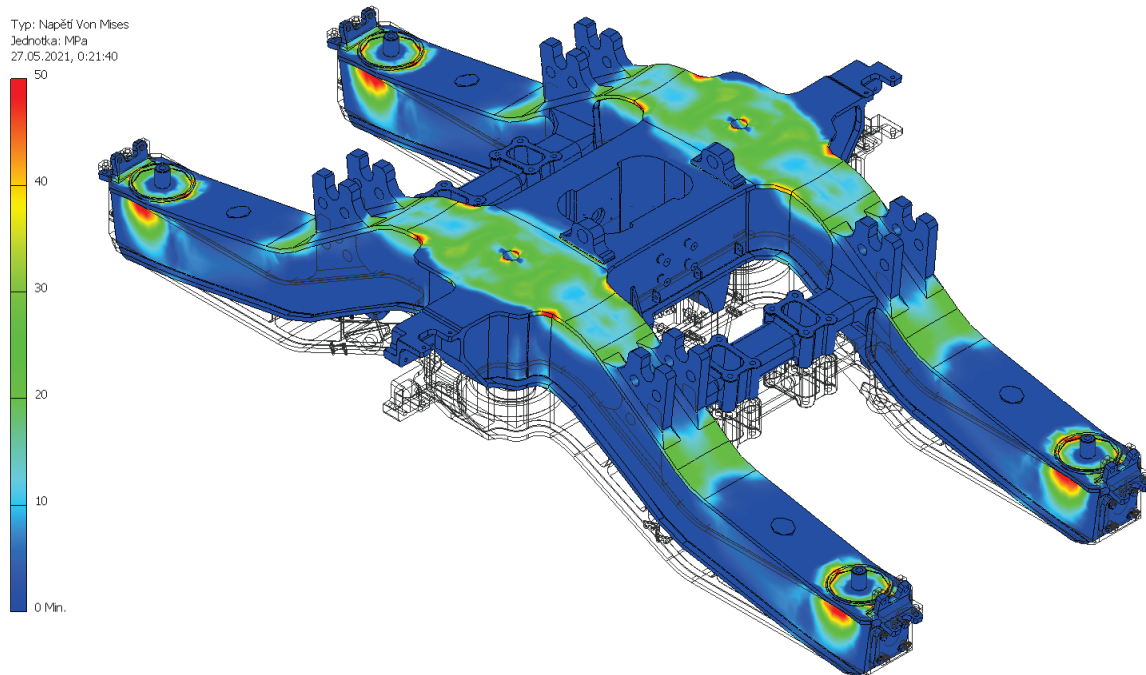
Druhý ze stavů statického zatížení, tj. třetí zatěžovací stav, nastává při zatížení, které způsobí dosednutí pryžového dorazu. V okamžiku limitně se blížícím k dosednutí pryžového dorazu je osobní vůz, obdobně jako v prvním zatěžovacím stavu, primárně odpružen pouze vinutými pružinami. Na základě toho je rám podvozku pevně zavazben vzhledem k dosedacím plochám vinutých pružin. Dalším uvážením svislého silového zatížení jednotlivých souborů sekundárního vypružení (Tab. 15) jsou zatíženy dosedací plochy membránových pružin. V neposlední řadě je rám podvozku zatížen také vlastní tíhovou silou působící v jeho geometrickém středu, resp. těžišti.

Na obrázcích níže jsou znázorněny výsledné hodnoty napětí při pohledu shora (Obr. 44) i zdola (Obr. 45) a výsledné hodnoty posunutí (Obr. 46). Nejvyšší hodnoty napětí se vyskytují pouze lokálně, např. na dosedacích plochách vinutých pružin. Maximální deformace rámu podvozku při statickém zatížení, způsobujícím dosednutí pryžového dorazu, je 0,7826 mm.

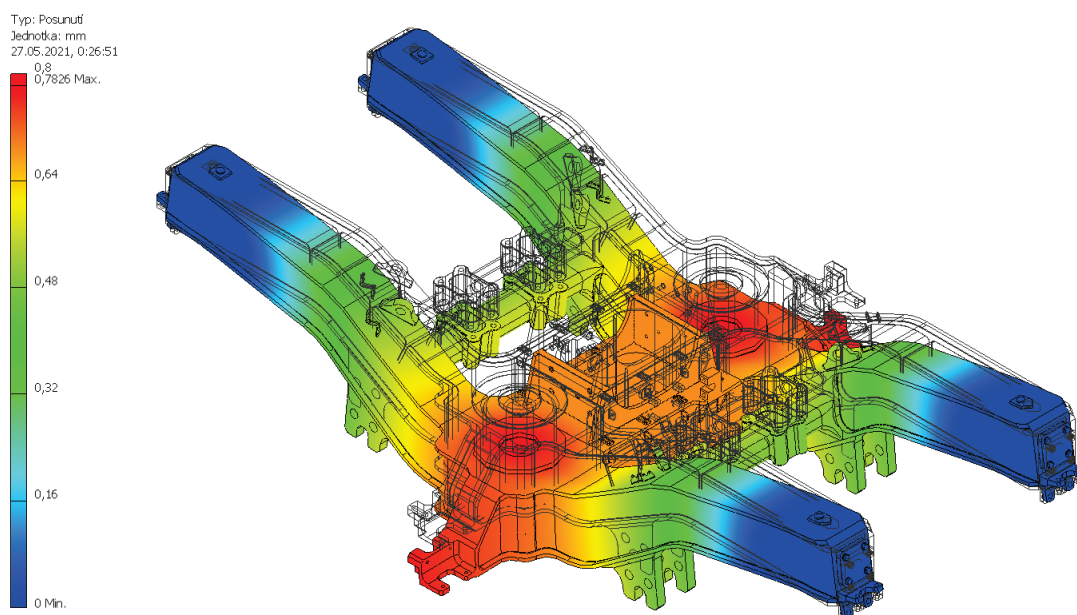


Obr. 44: Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu, napětí při pohledu shora





Obr. 45: Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu, napětí při pohledu zdola

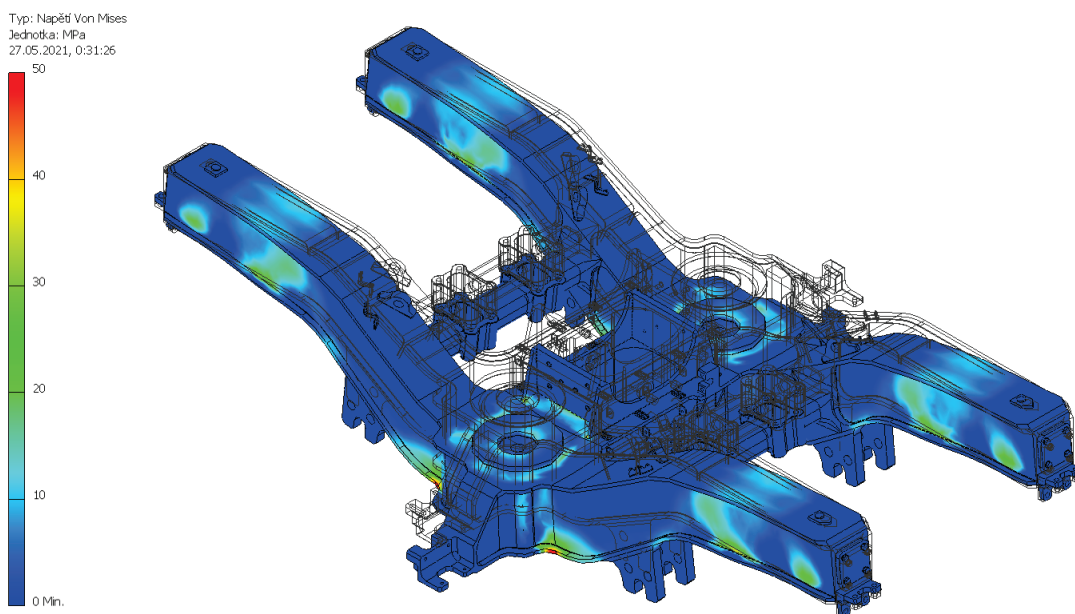


Obr. 46: Statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu, posunutí

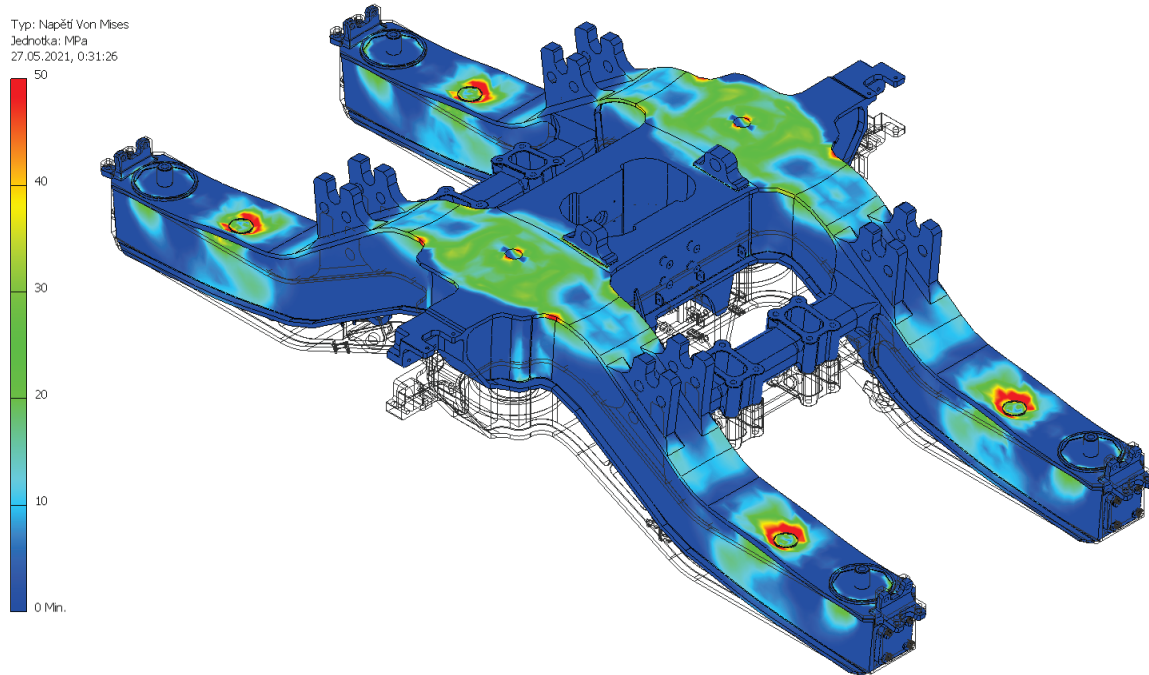
### 5.2.3 Statické zatížení plně obsazeným vozem

Třetí ze stavů statického zatížení nastává při zatížení plně loženým, tj. obsazeným vozem. V takovém případě je osobní vůz primárně odpružen nejen vinutými pružinami, ale i pryžovým dorazem. Na základě toho je rám podvozku pevně zavazben vzhledem k dosedacím plochám vinutých pružin i pryžových dorazů. Dalším uvažáním svislého silového zatížení jednotlivých souborů sekundárního vypružení (Tab. 15) jsou zatíženy dosedací plochy membránových pružin. V neposlední řadě je rám podvozku zatížen také vlastní tíhovou silou působící v jeho geometrickém středu, resp. těžišti.

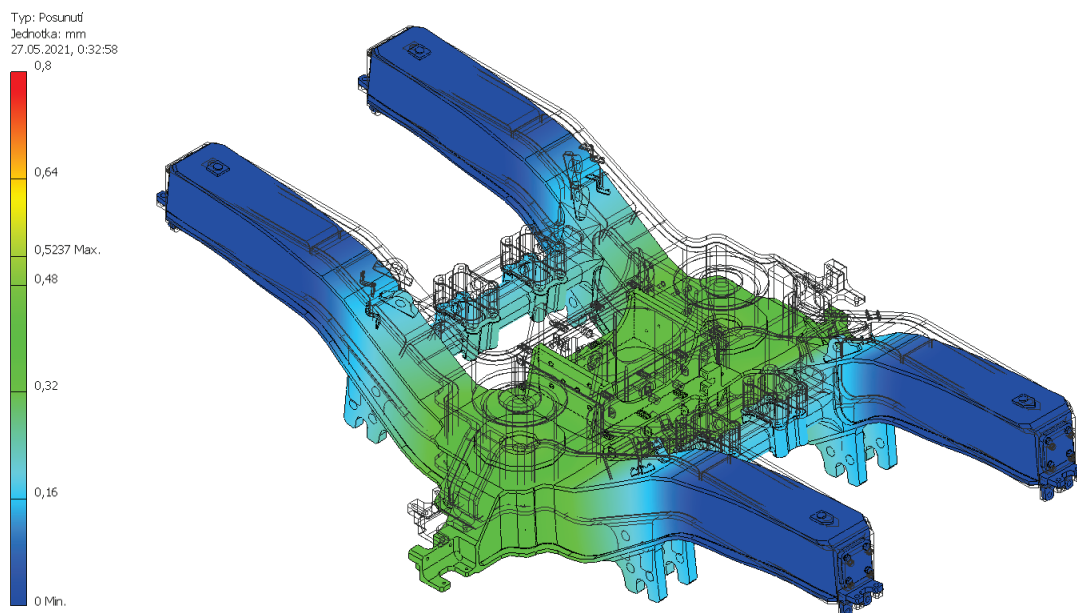
Na obrázcích níže jsou znázorněny výsledné hodnoty napětí při pohledu shora (Obr. 47) i zdola (Obr. 48) a výsledné hodnoty posunutí (Obr. 49). Nejvyšší hodnoty napětí se vyskytují pouze lokálně, např. na dosedacích plochách vinutých pružin. Maximální deformace rámu podvozku při statickém zatížení plně obsazeným vozem je 0,5237 mm.



Obr. 47: Statické zatížení plně obsazeným vozem, napětí při pohledu shora



Obr. 48: Statické zatížení plně obsazeným vozem, napětí při pohledu zdola



Obr. 49: Statické zatížení plně obsazeným vozem, posunutí

### 5.3 Zhodnocení návrhu rámu podvozku

Konstrukční návrh rámu podvozku uvažovaného osobního vozu, obsažený v kapitole 5.1, není ani zdaleka optimalizovaný. Návrh je vytvořen na základě návrhu celkové koncepce podvozku, uvedené v kapitole 3, a respektuje tak základní stavební strukturu.

Přestože se jedná o ocelový rám skříňové konstrukce s vnitřním ložiskováním, je jeho celková hmotnost necelých 1900 kg. Vysoká hmotnost navrženého rámu podvozku je zapříčiněna především prodloužením podélníků z důvodu umístění vinutých pružin za kyvná ramena, značným rozvorem podvozku (2500 mm) a mohutnými příčníky. Uvážením odhadu hmotností základních částí podvozku (Tab. 11), vytvořeném na základě navržené koncepce podvozku a vytvořené rešerše soudobé používané techniky (kapitoly 2 a 3), je patrné, že takových hmotností při optimalizaci nedosahují ani vnější rámy soudobých používaných osobních vozů.

Navržený rám podvozku vloženého vozu elektrické jednotky byl posléze podroben pevnostní analýze, obsažené v kapitole 5.2, odpovídající stavům statického zatížení, tj. stavu prvnímu, třetímu a sedmému. Z toho je patrné, že rám podvozku je nejvíce namáhán těsně před dosednutím pryžového dorazu, tj. ve třetím zatěžovacím stavu.

Při namáhání se zvýšené napětí vyskytuje zejména na podélnících rámu, kde dosahuje hodnot až 30 MPa. Vyšší hodnoty se vyskytují pouze lokálně, např. na dosedacích plochách primárního vypružení, a proto je lze zanedbat. Svislé posunutí, dosahující hodnot až 0,8 mm, je nejvíce patrné ve snížené střední části rámu podvozku, tj. v místě působení zatížení.

Na základě výše uvedeného lze navržený rám podvozku hodnotit jako předimenzovaný. Je tedy patrné, že vytvořený návrh by bylo třeba dále optimalizovat nejen z hlediska hmotnosti, ale i z hlediska pevnosti. Taková optimalizace však není součástí této bakalářské práce, neboť přesahuje rámec zadání.

## 6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo shrnout přehled současně používaných podvozků osobních vozidel a vytvořit návrh základní koncepce podvozku vloženého vozu elektrické jednotky se zaměřením na uzel sekundárního vypružení. V neposlední řadě pak provést výpočet zejména svislého vypružení a vytvořit konstrukční návrh rámu podvozku, doplněný o jednoduchou pevnostní analýzu a základní výkresovou dokumentaci.

Rešerše soudobé používané techniky, obsažená v kapitole 2, pojednává o dvounápravových podvozcích s rámem vnitřním či vnějším. Jsou zde obsažené přehledy soudobých používaných podvozků od předních evropských výrobců (Siemens, Bombardier, Fiat), které jsou vyráběny nejen jako trakční, ale i běžné. Vytvořením takového přehledu bylo zjištěno, že současný vývoj podvozků pro osobní dopravu se zabývá snížením negativních účinků kolejového vozidla na pojížděnou kolej a snížením nákladů na provoz i údržbu. Na základě toho lze nekonvenční podvozky s vnitřním ložiskováním považovat za výhodnější a z hlediska budoucnosti perspektivnější než podvozky standardní koncepce, tj. s vnějším rámem.

Součástí vypracované rešerše je také přehled základní koncepce současně používaných osobních podvozků, uvedený v kapitole 2.3, na jehož základě byl vytvořen vlastní návrh celkové koncepce podvozku vloženého vozu elektrické jednotky, uvedený v kapitole 3.

V případě uvažovaného osobního vozu je rám bezkolébkového podvozku torzně poddajný otevřeného tvaru písmene H. Nápravy jsou řešeny jako vrtané, s vnitřním ložiskováním a se dvěma kotoučovými brzdami. Vedení dvojkolí je realizováno kyvnými rameny. Primární vypružení, situované za nápravová ložiska, spočívá ve vinutých pružinách, doplněných o hydraulické tlumiče, pryžové podložky a pryžové dorazy. Sekundární vypružení má membránové pružiny, doplněné o hydraulické tlumiče a nouzové pryžové pružiny. Součástí podvozku je také torzní stabilizátor a hydraulické tlumiče vrtivých a příčných kmitů. Vazba skříně s podvozkem spočívá v otočném čepu, tj. nichlavu.

Dále byl proveden návrh vypružení vloženého vozu elektrické jednotky, popsany v kapitole 4, zaměřující se zejména na svislé vypružení. Výpočtu parametrů svislého vypružení předchází hmotnostní rozbor, odhad dynamického přetížení, stanovení silového zatížení, rozvaha dispozic a návrh a rozdělení tuhostí. Pro oba stupně vypružení, tj. primární a sekundární, jsou stanoveny základní parametry vypružení, tj. zatížení, deformace a tuhost, doplněné o zatěžovací charakteristiky, které jsou v případě jednotlivých pružících prvků uvažovány jako lineární.

Primární vypružení má výslednou charakteristiku lomenou, což je způsobeno dosednutím pryžového dorazu při určitém zatížení, a proto bylo odhadnuté přetížení posléze korigováno (kapitola 4.2.8). Návrh jednotlivých stupňů svislého byl následně ověřen stanovením vlastních frekvencí svislých kmitů (kapitola 4.2.9). Na základě toho je patrné, že optimálních jízdních parametrů lze dosáhnout kombinací tuhého primárního a měkkého sekundárního vypružení. Proto je svislé vypružení osobního vozu hodnoceno jako vhodně navržené nejen z hlediska jízdních parametrů, ale i z hlediska jízdního komfortu přepravovaných osob.

Další ověření návrhu by bylo možné provést např. zpracováním problematiky bezpečnosti proti vykolejení při jízdě na zborcené koleji. To však přesahuje rámec této bakalářské práce. Z výše uvedeného je zároveň patrné, že návrh vypružení vloženého vozu se omezuje na svislé vypružení. Návrh, resp. výpočet příčného vypružení je velice složitý, neboť úzce souvisí nejen s příčným kmitáním, ale i s problematikou kolébání skříně vozu, a proto není součástí této bakalářské práce. Pro úplnost je však uveden alespoň návrh a rozdělení příčných tuhostí jednotlivých stupňů vypružení (kapitola 4.3.1).

Závěrem byl vytvořen detailní konstrukční návrh rámu podvozku, obsažený v kapitole 5, respektující navrženou koncepci podvozku (kapitola 3), doplněný o pevnostní analýzu a výkresovou dokumentaci, resp. typový výkres (příloha 1). Rám podvozku uvažovaného osobního vozu představuje svařovanou skříňovou konstrukci, sestávající ze dvou podélníků a tří příčníků, z nichž jeden je hlavní a dva vedlejší. Podélníky a hlavní příčník jsou uvažovány jako ocelové svařence, zatímco vedlejší příčníky se předpokládají odlité. Takto navržený rám byl posléze podroben pevnostní analýze, vytvořené pomocí SW Autodesk Inventor, odpovídající stavům statického zatížení, tj. stavu prvnímému, třetímu a sedmému. Na základě toho lze navržený rám podvozku hodnotit jako předimenzovaný. Je tedy patrné, že vytvořený návrh by bylo třeba dále optimalizovat nejen z hlediska hmotnosti, ale i z hlediska pevnosti. Taková optimalizace však není součástí této bakalářské práce, neboť přesahuje rámec zadání.

## 7 Reference

- [1] ŠLAPÁK, Jiří. *Dynamické vlastnosti vozidla s podvozky s vnitřním rámem*. Pardubice, 2018. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [2] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [3] VERDICT MEDIA LIMITED. *Germany InterCity Express High Speed Rail Network operated by Deutsche Bahn – Railway Technology* [online]. [vid. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.railway-technology.com/projects/ice-high-speed-rail/>
- [4] ALBE', Alessandro. *ANF Bombardier bogie MD 52* [online]. Sken. 13. říjen 2014 [vid. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/alcoalbe/15346266509/>
- [5] ALBE', Alessandro. *ANF Bombardier bogie MD 52 v* [online]. Sken. 13. říjen 2014 [vid. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/alcoalbe/15530193991/>
- [6] ZÍTKO, Martin. *Podvozek SGP 300* [online]. [vid. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://vagony.cz/pojezdy/sgp/sgp.html>
- [7] HAVRÁNEK, Michal. *Dvounápravové podvozky osobních vozů*. Pardubice, 2011. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [8] SKF. *Railway technical handbook, Volume 1* [online]. Švédsko: SKF Group, 2011. ISBN 978-91-978966-3-4. Dostupné z: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196801410ca-10987\\_2-EN\\_tcm\\_12-503040.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196801410ca-10987_2-EN_tcm_12-503040.pdf)
- [9] SIEMENS. *SF 400, Trailer bogie for passenger coaches* [online]. 2020. 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)
- [10] ZÍTKO, Martin. *Podvozek typu Fiat* [online]. [vid. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/fiat/fiat.html>
- [11] ALBE', Alessandro. *ANF Bombardier bogie Y32 G* [online]. Sken. 13. říjen 2014 [vid. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/alcoalbe/15532908605/>
- [12] ALBE', Alessandro. *ANF Bombardier bogie Y32 G v* [online]. Sken. 13. říjen 2014 [vid. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/alcoalbe/14912719743/>
- [13] ŠLAPÁK, Jiří a Adam NOVÁK. Alternativní koncepce podvozků pro vozové jednotky. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXIII. konference s mezinárodní účastí*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2017, s. 391–396. ISBN 978-80-7560-085-1.
- [14] BOMBARDIER. *B 5000* [online]. [vid. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://wenku.baidu.com/view/acbc950602020740be1e9ba3.html>
- [15] ALBE', Alessandro. *SRP B5000 trailer bogie for BR* [online]. Sken. 28. leden 2015 [vid. 2021-05-01]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/alcoalbe/16368553426/>
- [16] KÖBEL, Christian. *Bombardier energy saving technologies and their applications* [online]. 27. říjen 2008. Dostupné z: [http://www.dmg-berlin.info/page/downloads/vortrag\\_koebel.pdf](http://www.dmg-berlin.info/page/downloads/vortrag_koebel.pdf)
- [17] SIEMENS. *SF 7000, Bogie-platform for electrical multiple units* [online]. 2020. Dostupné z: [https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:f4d6808f-a427-4d0a-b029-0c5b9d82dfe6/mors-b10032-00-datasheet-bogies-sf7000-deenus-144\\_original.pdf](https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:f4d6808f-a427-4d0a-b029-0c5b9d82dfe6/mors-b10032-00-datasheet-bogies-sf7000-deenus-144_original.pdf)

- [18] SIEMENS. *SF 7500, Drehgestellplattform für Triebzüge* [online]. 2020. Dostupné z: [https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:51408790-52f1-4d85-a5a2-de2467ba3d85/mors-b10033-00-datasheet-bogies-sf7500-de-144\\_original.pdf](https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:51408790-52f1-4d85-a5a2-de2467ba3d85/mors-b10033-00-datasheet-bogies-sf7500-de-144_original.pdf)
- [19] MARUNA, Zdeněk, Vilém HOFFMANN a Jiří KOULA. *Metodika konstruování kolejových vozidel – osobní a nákladní podvozky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1992. ISBN 978-80-01-00815-7.
- [20] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. 1. vyd. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.



## **PŘÍLOHA 1**

### **Typový sestavný výkres rámu podvozku osobního vozu KKS-BP-01.00**