



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh uzlu „spodek – podvozek“
tramvajového vozidla**

**Design of „Underframe – Bogie“
Tram Vehicle**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2017

Bc. Martin NÁDHERNÝ

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.
Odborný konzultant: Ing. Miloš Zelingr

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh uzlu „spodek – podvozek“ tramvajového vozidla“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 9. června 2017

Martin Nádherný

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Karlu Petrovi, Ph.D., za cenné rady, připomínky a ochotu, kterou projevoval po celou dobu vzniku této práce. Dále bych rád poděkoval mému konzultantovi panu Ing. Miloši Zelingrovi za mnoho hodnotných rad z praxe a inspirativních poznámek. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat také své rodině, která mě během celé doby mého studia podporovala.

Anotační list

Jméno autora: Martin NÁDHERNÝ
Název DP: Návrh uzlu „spodek – podvozek“ tramvajového vozidla
Anglický název: Design of „Underframe – Bogie“ Tram Vehicle
Rok: 2017
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Obor studia: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP: Ing. Karel PETR, Ph.D.
Konzultant: Ing. Miloš ZELINGR
Bibliografické údaje: počet stran 66
počet obrázků 59
počet tabulek 7
počet příloh 6
Klíčová slova: tramvaj, podvozek, nízkopodlažní, spodek, interiér
Keywords: Tram, Bogie, Low-floor, Underframe, Interior

Anotace:

Diplomová práce se zabývá návrhem základních konstrukčních celků podvozku pro nízkopodlažní tramvaj včetně návrhu spodku vozidla nad podvozky a uspořádání interiéru nad podvozky. Práce obsahuje řešení pohonů používaných u nízkopodlažních podvozků, stanovení parametrů vozidla s ohledem na průřezný profil, návrh podvozku s podrobněji zpracovaným návrhem rámu a jeho kontrolou pomocí metody MKP a návrh spodku vozidla včetně interiéru nad podvozky.

Abstract:

The diploma thesis deals with design basic assemblies of bogie for low-floor tram vehicle including design underframe of vehicle and interior layout over bogies. The diploma thesis includes research of drives, which are used in construction of low-floor bogies, determining vehicle's properties with respect on track gauge and contour lines, design bogie with a more elaborated frame design and his control by FEM method and design of underframe vehicle including interior layout over the bogies.

Obsah

1. Úvod	1
1.1. Cíle diplomové práce.....	1
2. Tramvajové pohony používané u nízkopodlažních tramvají	2
2.1. Nábojové motory	2
2.1.1. Bombardier Variotram	3
2.2. Individuální pohon jednotlivých kol	3
2.2.1. Škoda 15T	4
2.3. Podélný skupinový pohon	5
2.3.1. Siemens Combino – podvozek SF30.....	5
2.4. Pohon dvojkolí s nápravou	6
2.4.1. Alstom Citadis – podvozek iXege.....	6
2.4.2. Alstom Iponam	7
2.4.3. Škoda (Transtech) Artic – podvozek MB 202	7
2.5. Motory se svislou osou.....	8
2.5.1. Siemens ULF	9
2.6. Pohon dvojkolí příčně umístěným elektromotorem uvnitř rámu	10
2.6.1. TW Team EVO1 – podvozek Komfort Evo	11
2.7. Shrnutí	11
3. Uspořádání interiéru nad podvozky u nízkopodlažních tramvají.....	12
4. Stanovení hlavních rozměrů vozidla s ohledem na normu ČSN 28 0318.....	15
4.1. Stanovení hlavních rozměrů vozidla	15
4.2. Vybočení skříně na vnitřní stranu oblouku	16
4.3. Vybočení skříně na vnější stranu oblouku.....	17
5. Stanovení úhlu natočení a kývání podvozku	20
5.1. Stanovení úhlu natočení podvozku	20
5.2. Stanovení úhlu kývání podvozku.....	20
6. Návrh podvozku.....	22
6.1. Návrh tuhostí vypružení	26
6.2. Návrh primárního vypružení	29
6.2.1. Uspořádání primárního vypružení.....	29
6.2.2. Silové poměry primárního vypružení	30
6.2.3. Návrh pryžokovových bloků	31
6.3. Návrh sekundárního vypružení	33
6.4. Síly působící na dvojkolí a rám	36
6.4.1. Síly od vypružených hmot	36
6.4.2. Podélné síly	37
6.4.2.1. Nouzové brzdění.....	38
6.4.2.2. Zrychlování vozidla	39
6.4.3. Celkové zatížení rámu pro jednotlivé stavy.....	39
6.5. Kontrola ložisek	41
6.6. Kontrola čepů ložiskových domků.....	43
6.6.1. Kontrola na otlačení	45

6.6.2.	Kontrola na stříh.....	45
6.7.	Kontrola tažně-tlačných tyčí.....	45
6.7.1.	Kontrola na tah.....	46
6.7.2.	Kontrola upevňovacích šroubů	47
7.	Pevnostní kontrola rámu metodou konečných prvků.....	48
7.1.	Zatížení rámu.....	48
7.2.	Okrajové podmínky	48
7.3.	MKP model	50
7.4.	Pevnostní kontrola	50
7.5.	Kontrola deformací	53
8.	Uspořádání spodku vozidla a interiéru nad podvozkem	55
9.	Závěr	57
	Seznam použitých norem a předpisů.....	59
	Seznam obrázků	60
	Seznam tabulek	62
	Seznam grafů.....	62
	Seznam použitých symbolů.....	63
	Seznam příloh.....	66

1. Úvod

Tramvajová doprava patří mezi nejpoužívanější způsoby hromadné dopravy, proto jsou na tramvajová vozidla kladeny stále vyšší nároky, což dokazuje například použití nízké podlahy vozidla k ulehčení nástupu cestujících a zvýšení jejich pohodlí při cestování.

Zásadním konstrukčním celkem každého tramvajového vozidla je podvozek. Jeho provedení ovlivňuje výšku podlahy a prostorové nároky podvozku jsou omezující pro uspořádání interiéru v oblasti nad podvozkem. Provedení podvozku ovlivňuje nejen jízdní vlastnosti vozidla, ale i jeho vnitřní uspořádání, a je tak důležitým celkem, který má vliv na celkovou užitnou hodnotu vozidla.

1.1. Cíle diplomové práce

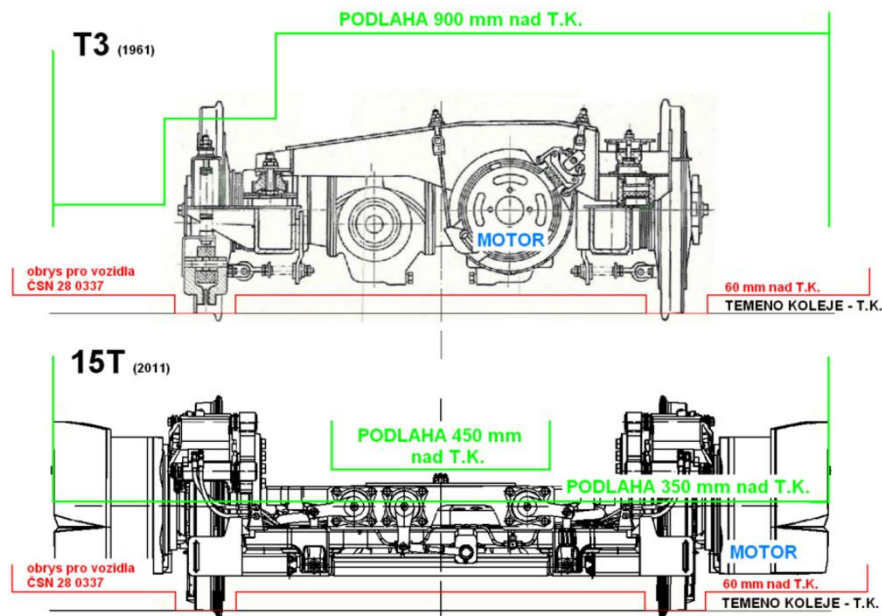
Cílem této diplomové práce je navrhnout uzel „spodek – podvozek“ tramvajového vozidla. Pro splnění daného cíle je provedena rešerše existujících řešení tramvajových podvozků, následný základní návrh hlavních konstrukčních celků podvozku pro nízkopodlažní jednočlánekový vůz (zejména uspořádání pohonu, kolébky a rámu podvozku) a podrobnější návrh rámu podvozku a jeho hlavních nosníků spolu s jejich pevnostní kontrolou.

Součástí práce je také návrh základních rozměrů vozidla s ohledem na průjezdný profil definovaný normou ČSN 28 0318 a určení úhlů natočení a kývání podvozků. Z těchto parametrů jsou dále určeny prostorové nároky podvozku, na základě kterých je navrženo možné uspořádání interiéru nad podvozkem.

Při návrhu podvozku bude vycházeno z koncepce (Obr. 7.) použité u podvozků *Alstom iXege* (Obr. 8.) a *MB 202* (Obr. 10.).

2. Tramvajové pohony používané u nízkopodlažních tramvají

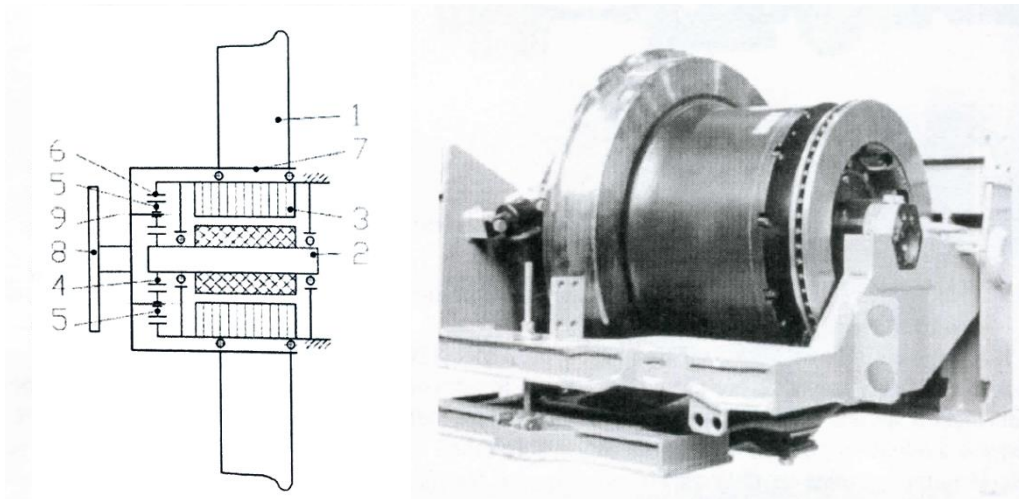
V současné době, kdy jsou všechny tramvaje nízkopodlažní nebo částečně nízkopodlažní, je konstrukce a uspořádání podvozků klíčovým faktorem pro dosažení nízké podlahy, která je definována jako vzdálenost od temene koleje. Proto jsou podvozky konstruovány s co nejmenšími prostorovými nároky, aby nad podvozky mohla být podlaha co nejnižší. Toto řešení klade vysoké nároky na uspořádání jednotlivých komponent podvozků, zejména pohonu a vypružení, a z tohoto důvodu jsou podvozky nízkopodlažních tramvají odlišné od podvozků vysokopodlažních tramvají (Obr. 1.).



Obr. 1.: Řezy podvozky tramvají T3 a nízkopodlažní 15T [21]

2.1. Nábojové motory

Pohon nábojovými motory je pohon, v němž je každé kolo individuálně poháněno. Elektromotor tvoří s kolem jeden celek, a proto se jedná o prostorově nenáročné řešení. Nábojový elektromotor má pevnou osu, která je statorem, a rotorem je vnější kryt motoru s obručí kola. Při tomto řešení není použito převodovky. Další variantou je použití klasického elektromotoru, kde je osa rotorem. Tento elektromotor přes planetovou převodovku pohání vnější kryt motoru, který tvoří jeden celek s obručí kola (Obr. 2.).



Obr. 2.: Pohon nábojovými motory [2]

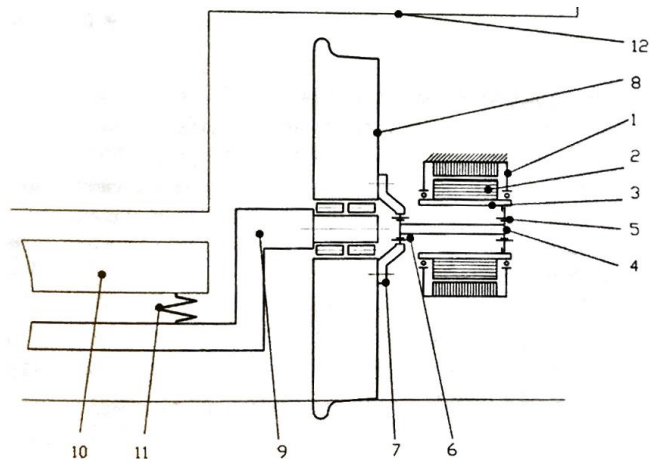
2.1.1. Bombardier Variotram

100 % nízkopodlažní tramvaj Bombardier Variotram, která byla poprvé představena roku 1992, používá neotočné podvozky. Podvozky mají pohon elektromotory, které přes planetovou převodovku pohánějí jednotlivá kola. Elektromotory jsou uloženy v kyvných ramenech a tvoří spolu s kolem jeden celek. Primární vypružení je realizováno pryžovými silentbloky, jako sekundární vypružení jsou použity šroubové pružiny. Podvozek má dvě elektromagnetické brzdy a dvě hydraulické brzdy.

- Výška podlahy nad podvozkem 350 mm
- Rozvor 2100 mm
- Max rychlost 70 km/h
- Průměr kol 630 mm

2.2. Individuální pohon jednotlivých kol

Individuální pohon jednotlivých kol je moderní a perspektivní pohon, kdy je každé volně otočné kolo poháněno vlastním elektromotorem (Obr. 3.). Výhodou tohoto uspořádání pohonu je dostatek prostoru pro nízkou podlahu ve skříní.

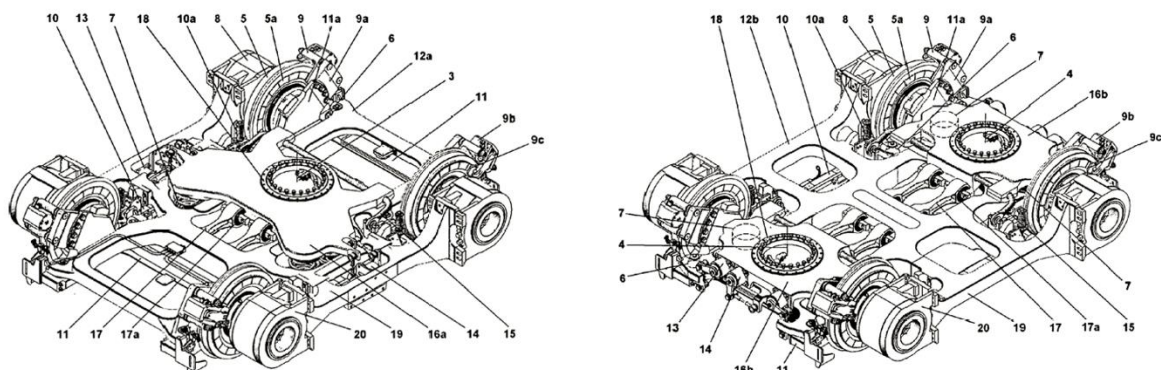


Obr. 3.: Schéma individuálního pohonu jednotlivých kol [2]

2.2.1. Škoda 15T

Škoda 15T představuje první 100% nízkopodlažní tramvaj od společnosti Škoda Transportation. V této tramvaji se používá otočný podvozek (Obr. 4.) s individuálním pohonem jednotlivých kol synchronním pomaluběžným elektromotorem, který je zavěšen na rámu. Motor přenáší pomocí krátké kloubové hřídele hnací moment na kolo a tímto uspořádáním odpadá nutnost použití převodovky. Primární vypružení je realizováno osmi pryžokovovými elementy, na kterých je umístěn rám. Sekundární vypružení u krajních a středních podvozků zajišťují čtyři sady šroubových pružin, na kterých sedí kolébka vedená dvěma podélnými táhly. Prostřední podvozky, které jsou umístěny mezi články, mají dvě kolébky a jedná se o tzv. Jakobsovy podvozky. Krajní podvozky mají jednu kolébku umístěnou asymetricky. Osa otáčení je proto v podélném směru mimo osu symetrie podvozku.

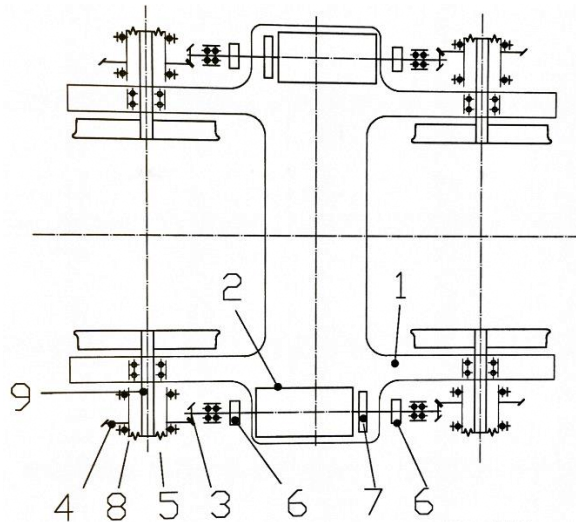
- Výška podlahy nad podvozkem 450 mm
- Rozchod 1435 mm
- Max rychlost 60 km/h
- Průměr kol 666 mm



Obr. 4.: Krajní (vlevo) a prostřední podvozek tramvaje 15T [20]

2.3. Podélný skupinový pohon

Pro toto uspořádání je charakteristické, že jeden zdroj pohání obě kola na jedné straně podvozku (Obr. 5.). Trakční motor má oboustrannou výstupní hřídel a je umístěn podélně, proto musí být použito kuželových převodovek.



Obr. 5.: Schéma podélného skupinového pohonu [2]

2.3.1. Siemens Combino – podvozek SF30

Tento podvozek představuje částečně otočný podvozek pro nízkopodlažní tramvaje (Obr. 6.), kdy se u každého asynchronního elektromotoru umístěného na straně podvozku nachází jedna kotoučová brzda a na výstupy elektromotoru navazují kuželové, kuželočelní nebo hypoidní převodovky, které pohánějí volně otočná kola. Primární vypružení je zde řešeno osmi kuželovými pryžokovovými elementy a sekundární vypružení čtyřmi vinutými pružinami nebo pryžokovovými elementy.

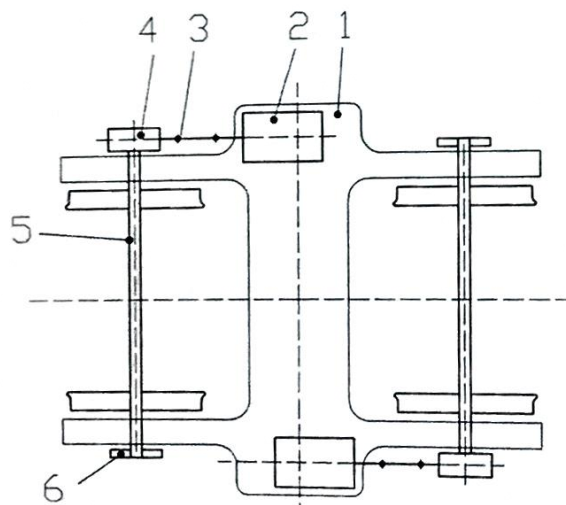
- Výška podlahy nad podvozkem 350 mm
- Max rychlost 70 km/h
- Rozvor 1800 mm
- Rozchod 1435 nebo 1000 mm
- Průměr kol 600 mm nová, 520 mm opotřebovaná



Obr. 6.: Podvozek Siemens SF30 [15]

2.4. Pohon dvojkolí s nápravou

U této koncepce pohonu pohání trakční elektromotor, který je umístěný na straně podvozku, přes kuželovou převodovku dvojkolí (Obr. 7.). Použití standartního dvojkolí s pevnou osou zajišťuje standartní (vlnivý) pohyb podvozku v kolejovém kanálu.

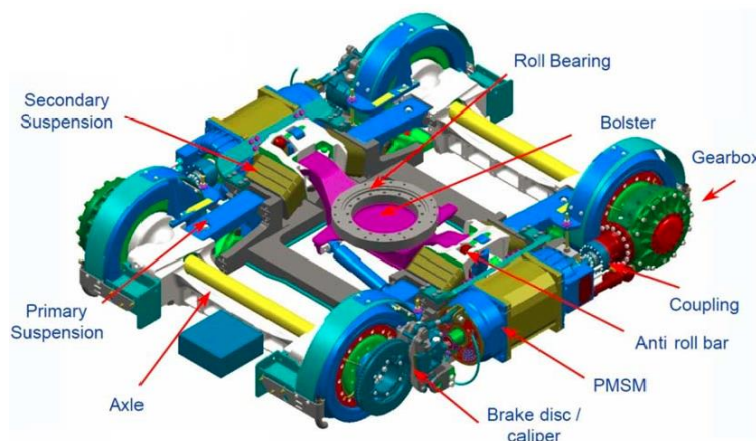


Obr. 7.: Schéma pohonu dvojkolí s nápravou [2]

2.4.1. Alstom Citadis – podvozek iXege

Podvozek iXege od společnosti Alstom (Obr. 8.) je otočným podvozkem pro nízkopodlažní tramvaje. Podvozek používá pohon dvojkolí na straně umístěným elektromotorem přes kuželovou převodovku. Primární i sekundární vypružení je řešeno pomocí pryžokovových bloků, šikmé uspořádání čtyř pryžokovových bloků sekundárního vypružení umožňuje přenos podélných sil, proto nemusí být podvozek vybaven táhly. Toto uspořádání umožňuje mnohem větší příčné deformace než vypružení vinutými pružinami.

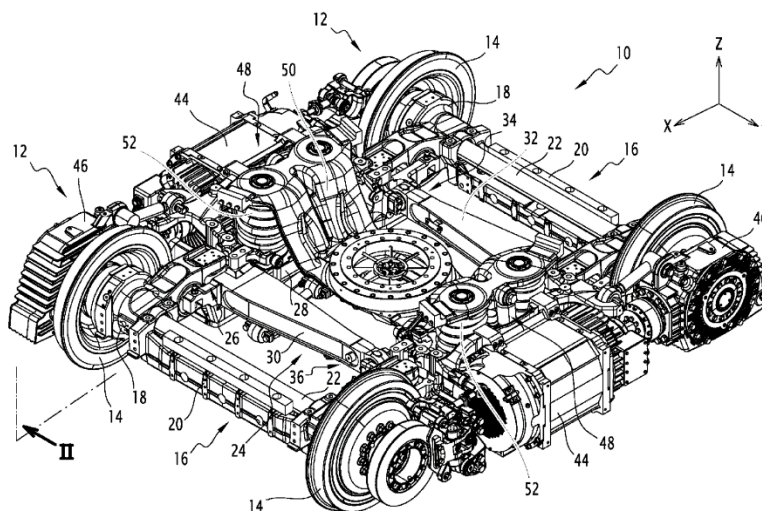
- Výška podlahy nad podvozkem 400 mm
- Rozchod 1435 mm
- Průměr kol 610 mm nová, 530 mm opotřebovaná



Obr. 8.: Podvozek Alstom iXege [7]

2.4.2. Alstom Iponam

Tento podvozek (Obr. 9.) bude poprvé použit v roce 2018 v tramvajích pro kanadskou Ottawu. Podvozek vychází z podvozku iXege, zásadním rozdílem však je použití vzduchových vlnovců jako sekundárního vypružení, což umožňuje regulaci výšky podlahy podle výšky nástupiště a zachování stejné výšky při různém zatížení.



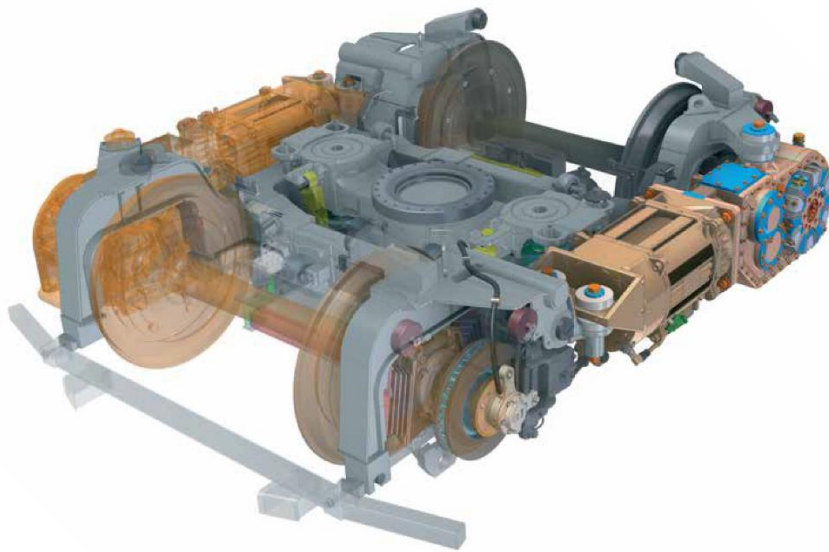
Obr. 9.: Podvozek Alstom Iponam [14]

2.4.3. Škoda (Transtech) Artic – podvozek MB 202

Podvozek MB 202 (Obr. 10.) byl navržen společností Prose pro tramvaj Škoda Artic, která je první 100 % nízkopodlažní tramvaj s otočnými podvozky s úzkým rozchodem. Podvozek je navržen pro fungování při teplotách až -35°C . Podvozek používá vnější

otevřený „H“ rám s motory umístěnými po stranách na vnější části rámu. Motor tvoří spolu s převodovkou jeden celek, který je pružně upevněn k rámu a který je dodáván společností Voith. Primární vypružení tvoří šikmo umístěné pryžokovové bloky a sekundární vypružení vinuté pružiny.

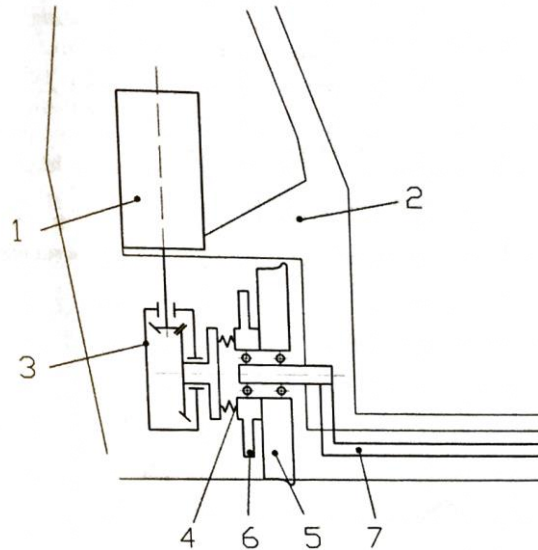
- Výška podlahy nad podvozkem 520 mm
- Max rychlost 80 km/h
- Rozchod 1000 mm
- Průměr kol 680 mm, 520 mm opotřebovaná



Obr. 10.: Podvozek MB 202 používaný v tramvajích Škoda (Transtech) Artic [3]

2.5. Motory se svislou osou

U této koncepce pohonu svisle umístěný motor pohání přes kuželovou převodovku volně otočné kolo. Svislá poloha motoru zcela uvolňuje prostor v ose vozidla pro nízkou podlahu.



Obr. 11.: Schéma pohonu se svislou osou [2]

2.5.1. Siemens ULF

Tramvaj ULF společnosti Siemens (Obr. 12.) provozovaná v rakouské Vídni a rumunském městě Oreda je jedinou tramvají s pohonem se svislou osou, která je dodnes v provozu. Tramvaj má jednonápravové podvozky umístěné v přechodech mezi články a uprostřed krajních článků. Motor je umístěn na portálu, který nese celou skříň. Primární vypružení tvoří pryžové bloky, na kterých je umístěn rám. Rám je vytvarován okolo průchozí uličky a je na něm zavěšena skříň. Sekundární vypružení je tvořeno šroubovými pružinami s hydropneumatickými tlumiči, které umožňují měnit světlou výšku tramvaje. Podvozek je i přes své krátké rozměry vybaven kolejnicovou brzdou.

- Výška podlahy nad podvozkem 220 mm
- Max rychlost 70 km/h
- Rozchod 1435 mm
- Průměr kol 690 mm nová, 610 mm opotřebovaná



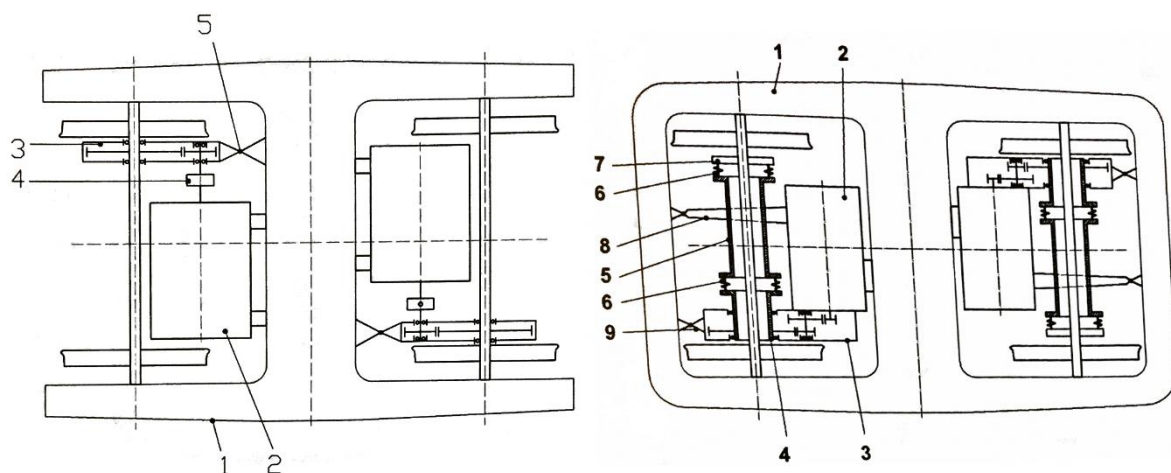
Obr. 12.: Tramvaj Siemens ULF [19]

2.6. Pohon dvojkolí příčně umístěným elektromotorem uvnitř rámu

Tato koncepce pohonu (Obr. 13.) používá příčně umístěný elektromotor, který pohání přes čelní převodovku nápravu dvojkolí. Elektromotor je s převodovkou spojen pomocí zubové spojky nebo krátké klubové hřídele, které jsou pružným členem pohonu, takže převodovka není vypružená.

Odlišnou koncepcí je pohon dutou hřídelí kolem nápravy. U této koncepce je motor pevně spojen s převodovkou a tento celek je upevněn v rámu. Funkci pružného členu zastává spojení duté hřídele s nápravou. Výhodou této koncepce je snížení neodpružených hmot.

Obě tyto koncepce je možno použít v případě, kdy je možné použít trakční elektromotor menších rozměrů. I přes použití elektromotoru menších rozměrů je výška podlahy nad podvozkem vyšší než u ostatních používaných koncepcí, proto je tato koncepce používána také u částečně nízkopodlažních tramvajů.

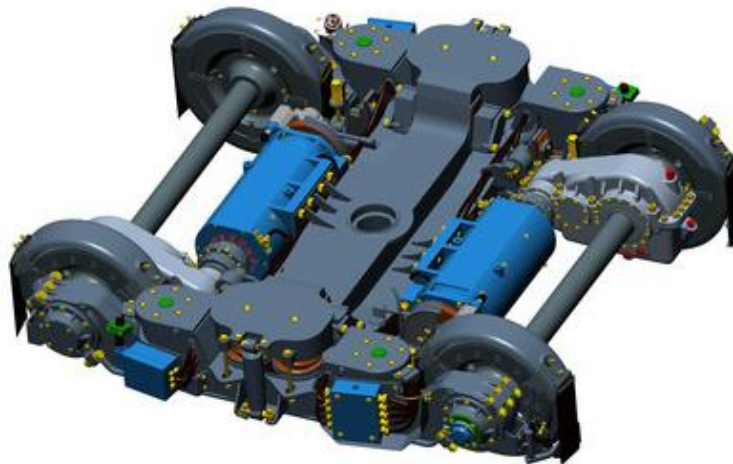


Obr. 13.: Schéma pohonu s příčně umístěným elektromotorem se zubovou spojkou (vlevo) a s dutou hřídelí kolem nápravy (vpravo) [2]

2.6.1. TW Team EVO1 – podvozek Komfort EVO

Podvozek Komfort EVO (Obr. 14.) použitý u jednočlánkové nízkopodlažní tramvaje EVO1 představuje plně otočný podvozek s vnějším rámem. Primární vypružení je realizováno pomocí pryžokovových prvků a sekundární vypružení dvěma dvojicemi vinutých pružin s hydraulickými tlumiči.

- Výška podlahy nad podvozkem 500 mm
- Max rychlost 70 km/h
- Rozvor 1780 mm
- Rozchod 1435 mm
- Průměr kol 610 mm nová, 530 mm opotřebovaná



Obr. 14.: Podvozek Komfort EVO [10]

2.7. Shrnutí

Z přehledu používaných koncepcí pohonů a podvozků je patrné, že uspořádání pohonu je rozhodující pro možnost použití nízké podlahy nad podvozkem.

Nejmenší prostorové nároky má pohon, kde není použito klasické dvojkolí a kola jsou poháněna individuálně. Toto řešení je ovšem složitější, a proto se často používá koncepce s klasickým dvojkolím, při které jsou elektromotory umístěny po stranách rámu a podvozek má lepší jízdní vlastnosti.

Složitější situace nastává u podvozků, které jsou plně otočné, protože jejich prostorové nároky jsou vyšší zejména v příčném směru, a to je omezující, jak pro výšku podlahy nad podvozkem, tak pro šířku uličky nad podvozkem.

3. Uspořádání interiéru nad podvozky u nízkopodlažních tramvají

Prostorové nároky podvozků ovlivňují možnosti uspořádání interiéru, který je nad nimi, proto je nutné umísťovat sedačky s ohledem na prostorové nároky podvozků a jejich příslušenství na podesty. Libovolné rozmístění jako u vysokopodlažních vozidel tak v tomto případě není možné. Prostorové nároky otočných podvozků jsou větší než u podvozků neotočných, proto je jejich použití z hlediska prostorových nároků nevýhodnější. Také je nutné dodržet dostatečnou šířku podlahy mezi sedačkami v prostoru nad podvozky, aby byl umožněn dostatečný prostor pro průchod cestujících.

Dále je často nezbytné v prostoru nad podvozky zvýšit podlahu oproti zbytku vozu. Zvýšení podlahy je potřebné zejména u podvozků s dvojkolími, a to proto, aby se osa dvojkolí vešla pod podlahu. Z uvedených důvodů je u nízkopodlažních tramvají výhodnější použití pohonu bez klasického dvojkolí, např. podélného skupinového pohonu nebo individuálního pohonu jednotlivých kol.

Nejčastějším uspořádáním interiéru nad podvozky nízkopodlažních tramvají je umístění šestnácti sedaček na podesty nad jedním podvozkem (Obr. 15.), kdy uprostřed nad podvozkem jsou umístěny čtyři sedačky proti sobě a na krajích podvozku jsou dvě dvojice sedaček, z nichž jedna dvojice je po směru jízdy a druhá dvojice je proti směru jízdy. Výhodou tohoto uspořádání je velký prostor pro podvozek, ale nevýhodou je použití čtyř sedaček na šířku skříně, což je velmi omezující pro šířku uličky, a také skutečnost, že prostřední čtyři sedačky jsou přístupné pouze po překonání nízkého schodu. Podobnou variantou je uspořádání se třemi sedačkami na šířku (Obr. 16.), které tolik neomezuje šířku uličky, ale prostor pro podvozek je při tomto uspořádání asymetrický.



Obr. 15.: Interiér nad podvozky vozidla Alstom Citadis Spirit Ottawa [16]



Obr. 16.: Interiér tramvaje 14T s příčně uspořádanými sedačkami [18]

Méně používanou variantou je uspořádání podélné, kdy sedadla jsou po obou stranách interiéru čelem k sobě (Obr. 17.). Sedadla jsou umístěna na podestách, prostor pro podvozek je tak velký, ale při obsazení obou sedadel umístěných proti sobě je prostor uličky značně omezen sedícími cestujícími.



Obr. 17.: Interiér tramvaje Škoda 14T s podélně umístěnými sedačkami [18]

Tramvaj TW Team EVO1 používá uspořádání interiéru s nízkými podestami nepravidelných tvarů, které kopírují prostorové nároky podvozku (Obr. 18.). Na podestách jsou umístěna sedadla na konstrukci a podesty tak slouží jako zvýšená podlaha. Výhodou tohoto uspořádání je relativně dobrá možnost rozmístění sedadel, naopak tvar podest negativně ovlivňuje tvar uličky, která není přímá, a sedačky jsou přístupné až po překonání jednoho schodu.



Obr. 18.: Interiér tramvaje EVO1 [10]

4. Stanovení hlavních rozměrů vozidla s ohledem na normu ČSN 28 0318

Průjezdny profil je hlavním omezujícím faktorem rozměrů tramvajového vozidla. Norma ČSN 28 0318 z roku 2015 tento profil definuje. Každé vozidlo, které má být provozováno na tramvajových tratích, musí vyhovět mezním rozměrům určeným normou.

Průjezdny profil stanovuje hranice, které nesmí být přesaženy žádným bodem vozidla pohybujícího se na trati. Norma stanovuje maximální šířku a výšku profilu, kterou musí vozidlo splňovat pro jízdu v přímém úseku a při průjezdu směrovým obloukem, a také dále rozšíření průjezdného profilu v obloucích. Dále je nutné rozšířit průjezdny profil v obloucích, protože skříň tramvaje při průjezdu obloukem vybočuje a má tak větší nároky na šířku než při jízdě v přímém úseku.

Norma definuje rozšíření průjezdného profilu pro oblouky o poloměru 18 m až 1 000 m. Pro běžné tratě je povolený nejmenší poloměr oblouku 20 m, poloměry menší jsou povoleny jen ve vozovkách, avšak při dodržení nejmenšího poloměru 18 m. Pro oblouky o poloměru větším než 1 000 m platí stejný průjezdny profil jako pro přímé úseky.

4.1. Stanovení hlavních rozměrů vozidla

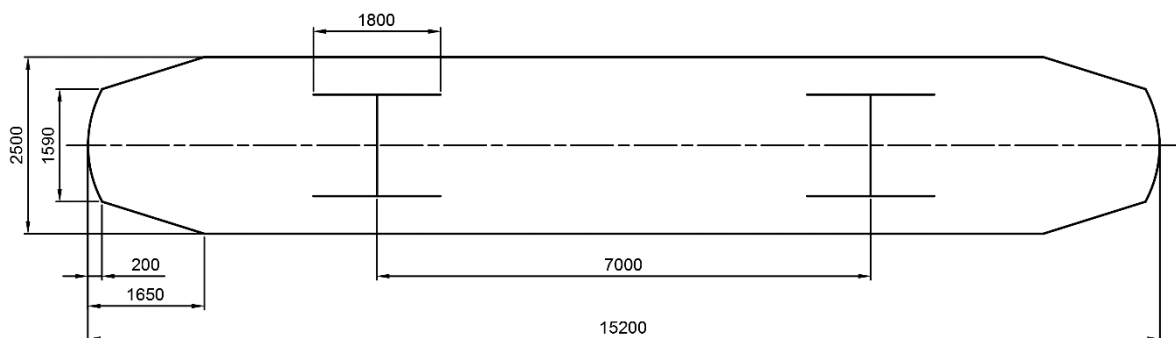
Velikost vybočení skříň v oblouku závisí na rozměrech skříň vozidla, proto je hlavním limitujícím faktorem velikosti skříň hodnota maximálního vybočení, které musí vozidlo splňovat.

Aby bylo možné využít větší délku skříň, resp. větší délku převisů (vzdálenost od čela skříň k ose podvozku), skříň se směrem k čelům zužuje. Tímto tvarem se dosahuje menšího vnějšího vybočení a tím možnosti použít skříň s větší maximální šířkou.

Na Obr. 19. je půdorys navrženého vozidla a v Tab. 1. přehled základních rozměrů vozidla. Při návrhu vozidla jsem vycházel z rozměrů vozidel stejné koncepce, a to tramvaj TW Team EVO1 [10] a ČKD Tatra T6A5 [6].

Tab. 1.: Hlavní rozměry navržené skříň

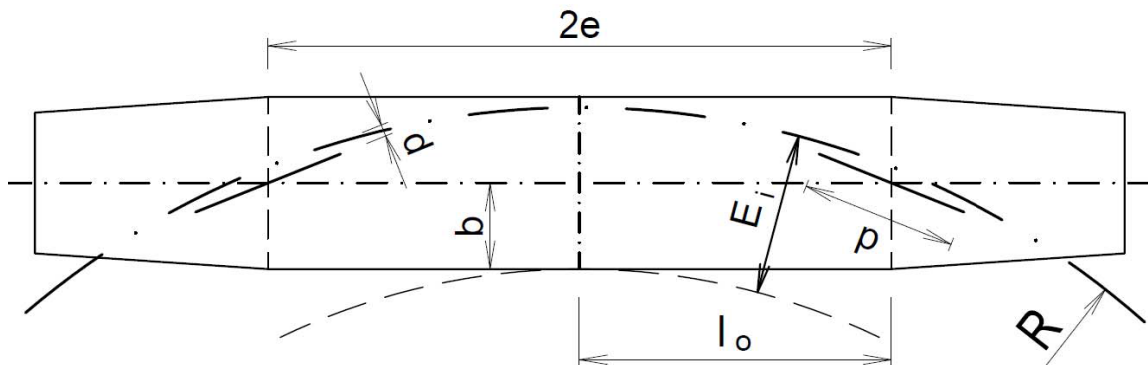
Délka	15 200 mm
Maximální šířka skříň	2 500 mm
Vzdálenost otočných čepů	7 000 mm
Rozvor podvozků	1 800 mm



Obr. 19.: Navržený půdorys skříň

4.2. Vybočení skříně na vnitřní stranu oblouku

Výpočet vybočení skříně na vnitřní stranu oblouku popisuje norma ČSN 28 0318. Skříň vybočuje na vnitřní stranu oblouku v prostoru mezi otočnými čepy, což je patrné z Obr. 20.



Obr. 20.: Vybočení vozidla na vnitřní stranu oblouku [23]

Norma ČSN 28 0318 stanovuje pro výpočet vybočení skříně na vnitřní stranu oblouku tento vztah:

$$E_i = \frac{2 \cdot e \cdot l_o - l_o^2}{2 \cdot R} + d + \frac{p^2}{8 \cdot R} + b \quad (1)$$

Kde (viz Obr. 20.):

- E_i vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od osy obrysu pro vozidla dovnitř směrového oblouku mezi otočnými čepy
- R poloměr směrového oblouku
- b vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od jeho podélné osy
- l_o vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od roviny příčného řezu procházející otočným čepem
- p rozvor podvozku
- d maximální radiální posuv otočného čepu z jeho ideální polohy při součtu všech možných příčných vůlí ve statické poloze
- e poloviční vzdálenost otočných čepů

Velikost radiálního posuvu otočného čepu se skládá z poloviční velikosti maximálního dovoleného rozšíření koleje, jehož velikost definuje norma ČSN 73 6412 [24], a z maximálního dovoleného opotřebení šířky okolku, kterou stanovuje vyhláška Ministerstva dopravy č. 173/1995 Sb., kterou se vydává dopravní řád drah [28]. Maximální opotřebení okolku je $d_{ok} = 18 \text{ mm}$.

Dovolené rozšíření rozchodu v obloucích o poloměrech 500 m a menších je 5 mm, což spolu s dovolenou tolerancí rozchodu $+35 \text{ mm} / -0 \text{ mm}$ dává maximální rozšíření

$d_{roz} = 40 \text{ mm}$. Pro oblouky s poloměrem větším než 500 m a přímé úseky se rozšíření rozchodu neprovádí, je zde dána pouze tolerance rozchodu $+10 \text{ mm} / -3 \text{ mm}$.

Velikost posunutí d se tedy určí:

$$d = d_{ok} + \frac{d_{roz}}{2} \quad (2)$$

Podmínka pro body situované na skříně vozidla na vnitřní straně směřového oblouku mezi otočnými čepy, kterým musí vyhovovat všechny body skříně na vnitřní straně mezi otočným čepem, je:

$$E_i \leq k + \delta_i \quad (3)$$

kde:

k poloviční šířka obrysu pro vozidlo, dle ČSN 28 0318, $k = 1,35 \text{ m}$

δ_i rozšíření obrysu pro vozidlo na vnější stranu

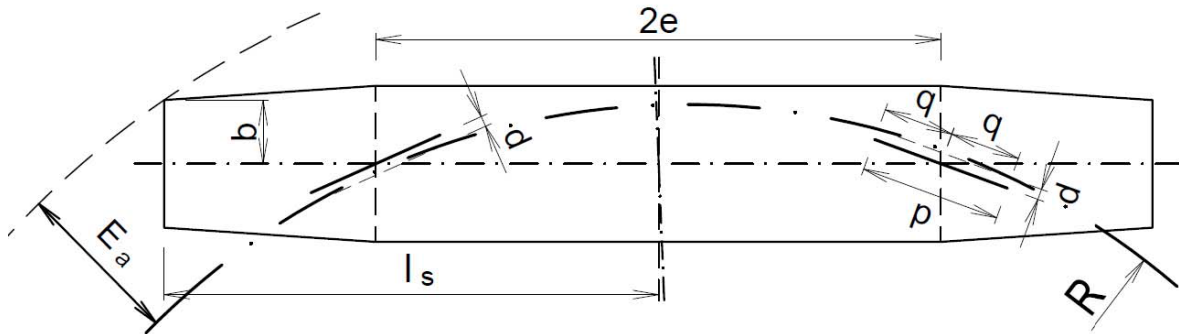
Z Obr. 20. je zřejmé, že největší vybočení skříně koná bod, který je vzdálen o polovinu vzdálenosti otočných čepů od roviny příčného řezu procházející otočným čepem, tj. pokud $l_o = e$. Proto stačí provést výpočet pouze pro tento bod, tedy $l_o = 3,5 \text{ m}$ a $b = 1,25 \text{ m}$. Vypočtené hodnoty vybočení spolu s dovoleným vybočením pro vybrané oblouky o poloměrech 18 m až 1 000 m jsou v Tab. 2. Z vypočtených hodnot vyplývá, že navržená skříně vyhovuje.

Tab. 2.: Vypočtená vnitřní vybočení navržené skříně

R [m]	d [m]	E_i [m]	δ_i [m]	Max $E_i = k + \delta_i$ [m]
18	0,038	1,651	0,430	1,780
20	0,038	1,615	0,380	1,730
30	0,038	1,506	0,240	1,590
50	0,038	1,419	0,110	1,460
100	0,038	1,353	0,035	1,385
200	0,038	1,321	0	1,350
1000	0,005	1,262	0	1,350

4.3. Vybočení skříně na vnější stranu oblouku

Převisy skříně při průjezdu obloukem vybočují na vnější stranu oblouku (Obr. 21.). Výpočet tohoto vybočení definuje norma ČSN 28 0318.



Obr. 21.: Vybočení vozidla na vnější stranu oblouku [23]

Norma ČSN 28 0318 stanovuje pro výpočet vybočení skříně na vnitřní stranu oblouku tento vztah:

$$E_a = \frac{\sqrt{R^2 + b^2 + l_s^2 - q^2 - e^2 + e^2 \cdot d_a^2 + 2 \cdot l_s \cdot d_a \cdot \sqrt{R^2 - q^2}}}{+ 2 \cdot b \cdot \sqrt{R^2 - q^2 - e^2} \cdot \sqrt{1 - d_a^2}} - R \quad (4)$$

kde:

E_a vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od osy obrysu pro vozidla vně směrového oblouku vně otočných čepů

R poloměr směrového oblouku

b vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od jeho podélné osy

l_s vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od roviny příčného řezu procházející středem vzdálenosti otočných čepů

q poloviční rozvor podvozku

d maximální radiální posuv otočného čepu z jeho ideální polohy při součtu všech možných příčných vůlí ve statické poloze

e poloviční vzdálenost otočných čepů

d_a poměrná vůle $d_a = d/e$

Velikost radiálního posuvu d je pro výpočet vnějšího vybočení stejná jako v případě výpočtu vybočení vnitřního, viz kapitola 4.2.

Podmínka pro body situované na skříně vozidla na vnější straně směrového oblouku, které musí vyhovovat všechny body skříně na vnější straně, je:

$$E_a \leq k + \delta_a \quad (5)$$

kde:

k poloviční šířka obrysu pro vozidlo

δ_a rozšíření obrysu pro vozidlo na vnější stranu oblouku

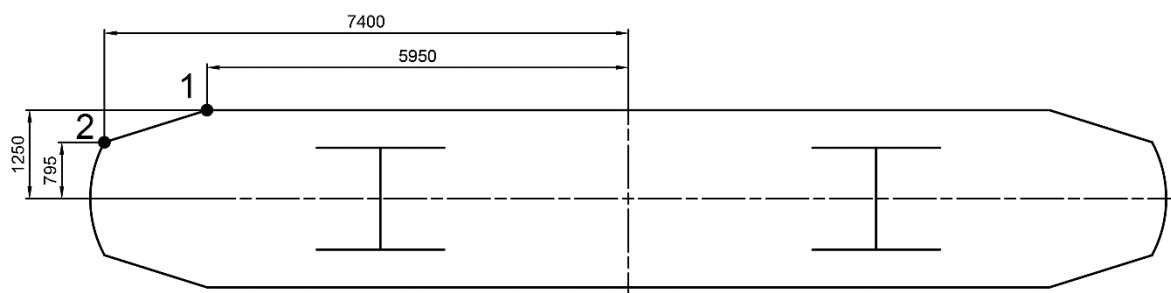
Z Obr. 21. je patrné, že na rozdíl od výpočtu vybočení vnitřního nelze u výpočtu vnějšího vybočení jednoznačně určit, který bod na skříně vybočuje nejvíce. To je dáno

zuzujícími se čely skříně. Proto u navržené skříně byly zkontrolovány dva body (Obr. 22.), jeden ležící v místě přechodu zúžené části skříně na plnou šířku (bod 1) a dále bod v místě přechodu zaobleného čela s boční zúženou částí skříně (bod 2). Souřadnice bodů pro výpočet jsou:

Bod 1 – $b = 1\,250\text{ mm}$, $l_s = 5\,950\text{ mm}$

Bod 2 – $b = 795\text{ mm}$, $l_s = 7\,400\text{ mm}$

Hodnoty vypočtených a maximálních dovolených vnějších vybočení pro oba body jsou v Tab. 3. Z vypočtených hodnot vyplývá, že vybočení skříně vyhovuje normě.



Obr. 22.: Poloha vyšetřovaných bodů na povrchu skříně

Tab. 3.: Vypočtená vnější vybočení navržené skříně

R [m]	d [m]	E_{a1} [m]	E_{a2} [m]	δ_a [m]	Max $E_a = k + \delta_a$ [m]
18	0,038	1,857	1,931	0,730	2,080
20	0,038	1,810	1,836	0,650	2,000
30	0,038	1,658	1,536	0,440	1,790
50	0,038	1,527	1,280	0,260	1,610
100	0,038	1,423	1,081	0,125	1,475
200	0,038	1,369	0,979	0,050	1,400
1000	0,005	1,270	0,825	0	1,350

5. Stanovení úhlu natočení a kývání podvozku

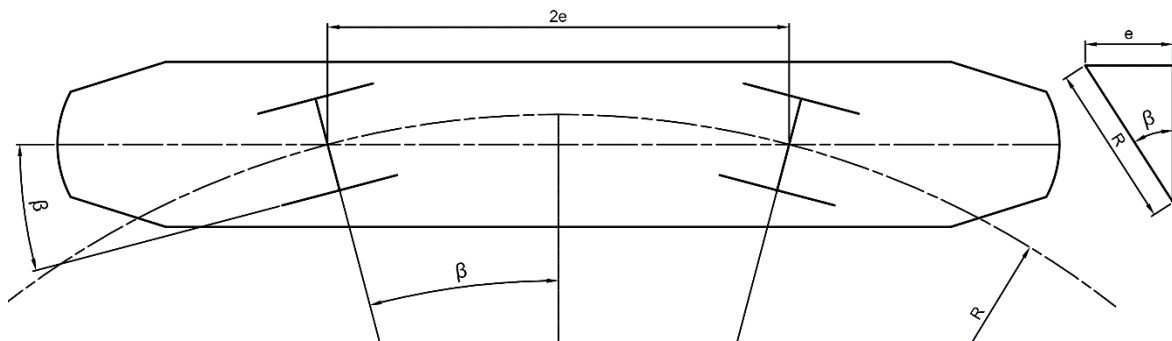
Plně otočné podvozky jsou spojeny se skříní tak, aby se mohly otáčet při průjezdu vozidla obloukem. Úhel mezi podélnou osou podvozku a podélnou osou skříně vozidla se nazývá úhel natočení podvozku. Čím menší je poloměr projížděného oblouku, tím je úhel natočení podvozku větší.

Podvozek se při jízdě také kýve. Kývání je pohyb podvozku okolo jeho příčné osy, které je způsobeno jízdou přes převýšení tratě a nerovnosti tratě.

Prostorové nároky podvozku jsou dány jeho rozměry a pohyby podvozku vůči skříní, proto je nutné znát úhly kývání a natočení.

5.1. Stanovení úhlu natočení podvozku

Maximální úhel natočení bude při průjezdu obloukem o nejmenším možném poloměru, to znamená obloukem o poloměru 18 m. Na Obr. 23 je zobrazeno vozidlo při průjezdu obloukem s vyznačeným úhlem natočení podvozku a geometrií potřebnou pro jeho určení.



Obr. 23.: Úhel natočení podvozku s geometrií pro jeho výpočet

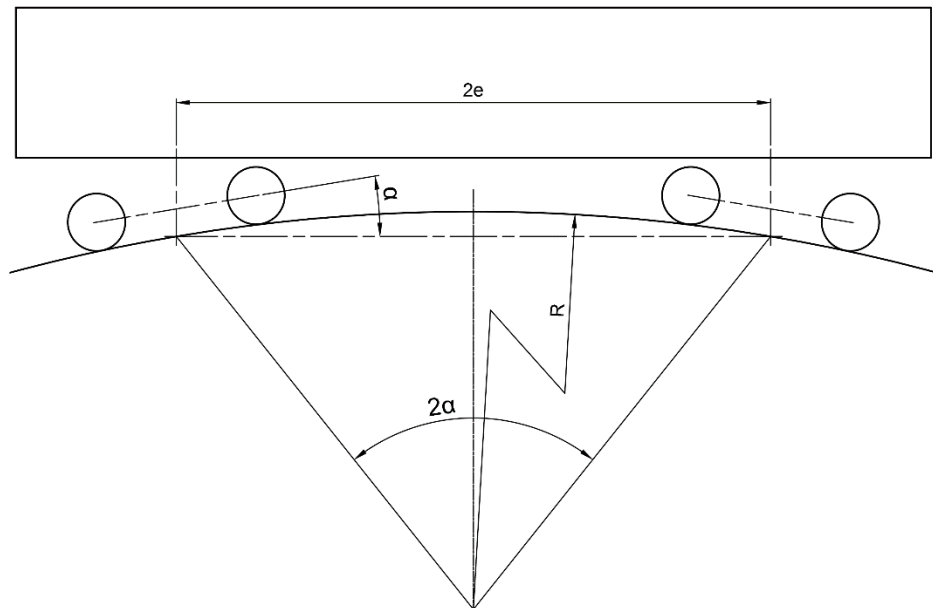
Úhel natočení podvozku při průjezdu obloukem o poloměru 18 m:

$$\beta = \arcsin \frac{e}{R} = \arcsin \frac{3,5}{18} = 11,21^\circ \quad (6)$$

Vzhledem k tolerancím rozchodu koleje navrhuji maximální úhel natočení podvozku $\beta = 12,5^\circ$.

5.2. Stanovení úhlu kývání podvozku

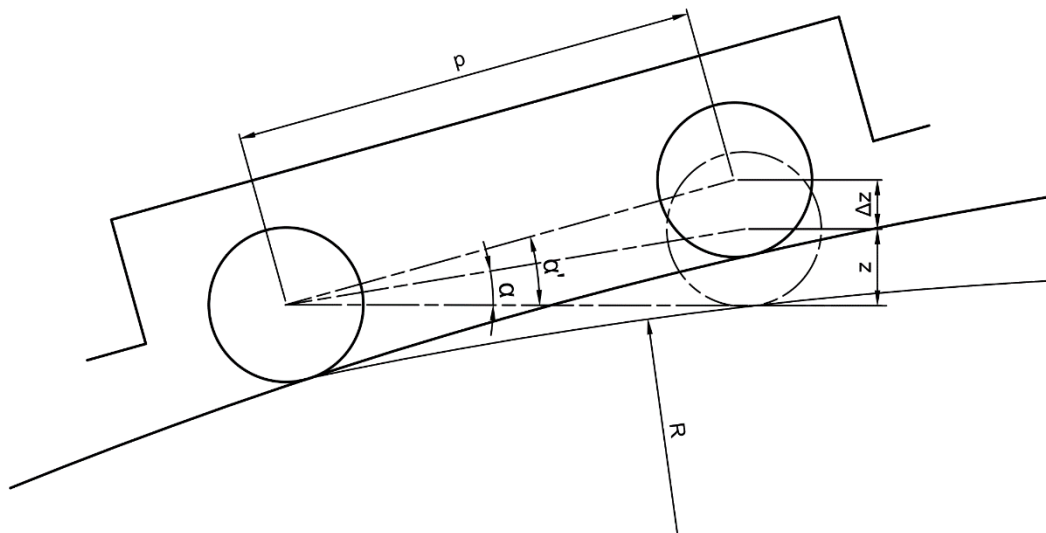
Kývání podvozku je způsobeno výškovým převýšením koleje a nerovnostmi koleje. Při výpočtu kývání podvozku se uvažuje s přejezdem vertikálního oblouku o poloměru $R = 250 \text{ m}$, viz Obr. 24.



Obr. 24.: Průjezd vozidla vertikálním obloukem s vyznačenými úhly kývání

$$2\alpha = 2 \cdot \arcsin \frac{2 \cdot e}{2 \cdot R} = 2 \cdot \arcsin \frac{7}{2 \cdot 250} = 1,60^\circ \Rightarrow \alpha = 0,80^\circ \quad (7)$$

U shora uvedeného výpočtu se předpokládá ideální kolejnice. V reálném provozu ovšem dochází k opotřebení či poškození kolejnic, proto je navíc počítáno se zborcením koleje $\Delta z = 20 \text{ mm}$ (Obr. 25), takže úhel kývání podvozku je větší.



Obr. 25.: Změna úhlu kývání vlivem zborcení koleje

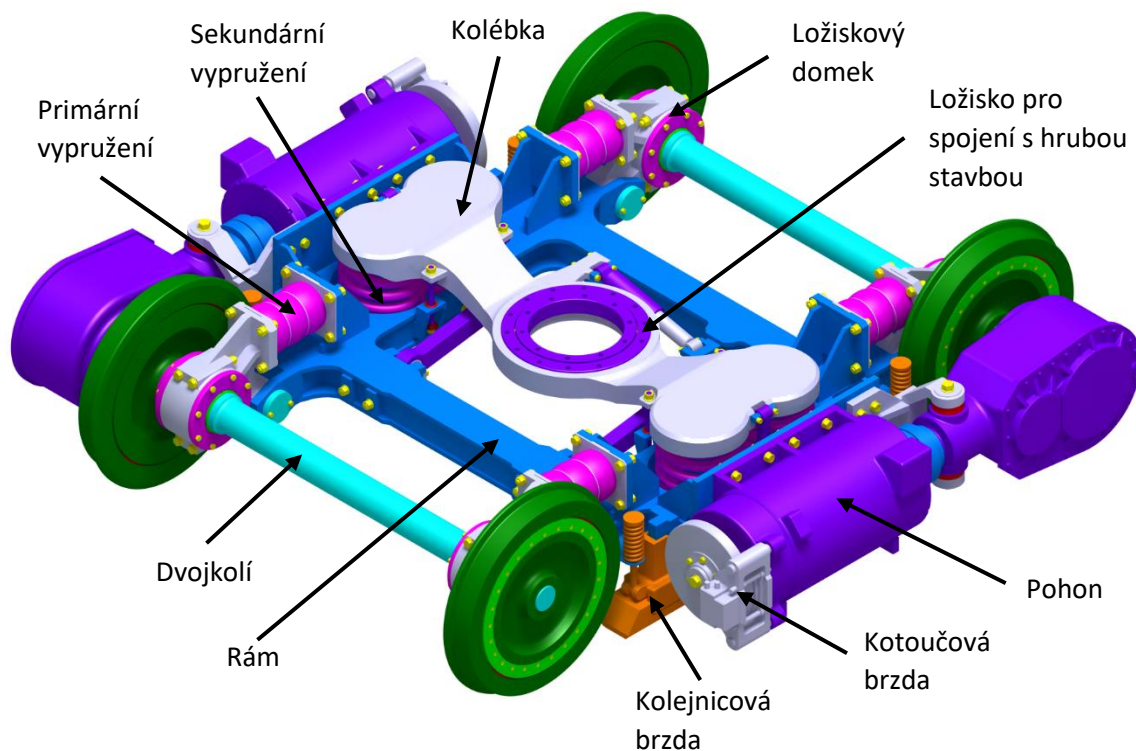
$$\sin \alpha = \frac{z}{p} \Rightarrow z = p \cdot \sin \alpha$$

$$\alpha' = \arcsin \frac{\Delta z + p \cdot \sin \alpha}{p} = \arcsin \frac{20 + 1800 \cdot \sin 0,80^\circ}{1800} = 1,44^\circ \quad (8)$$

6. Návrh podvozku

Z koncepce navrhovaného jednočlankového vozidla vychází také nezbytné použití plně otočných podvozků, z čehož plyne užití otočného upevnění kolébky k hrubé stavbě vozidla a použití vhodného uspořádání sekundárního vypružení. V porovnání s neotočnými podvozky tak značně vzrůstají prostorové nároky.

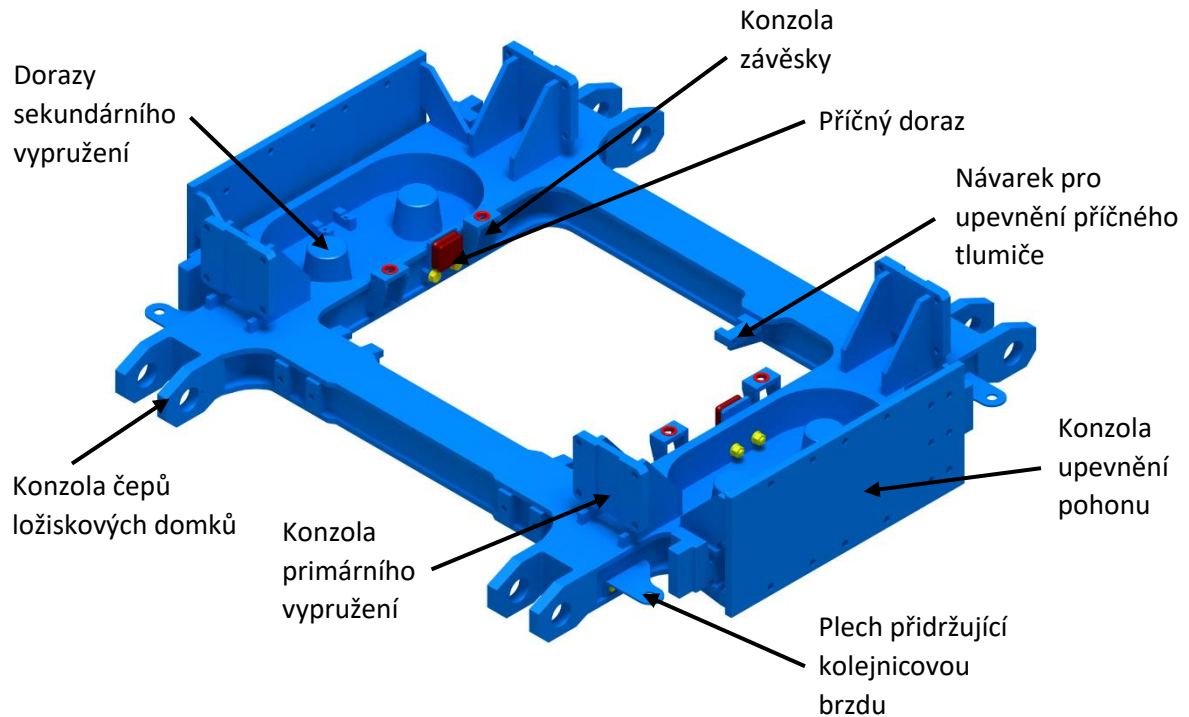
Z rešerše uvedené v kapitole 2 byla vybrána jako nejvhodnější koncepce pohonu koncepce pohonu klasických dvojkolí trakčními elektromotory, které jsou umístěny vně po stranách rámu a přes kuželočelní převodovky pohánějí dvojkolí (Obr. 7.). Tato koncepce v sobě spojuje výhody dobrých jízdních vlastností, jež jsou dány použitím klasického dvojkolí s nižšími prostorovými nároky podvozku, což je dáno umístěním trakčních elektromotorů vně rámu. Kotoučové brzdy jsou umístěny na elektromotorech, čímž je využito zpřevodování pohonu, a proto je brzděn menší moment než při použití brzd umístěných přímo na dvojkolí. Kotoučové brzdy doplňují dvě kolejnicové brzdy, kterými je podvozek vybaven (Obr. 26.).



Obr. 26.: Navržený podvozek

Základem podvozku je vnitřní otevřený „H“ rám (Obr. 27.), který je svařen z plechů o tloušťce 14 mm. Rám obsahuje konzole pro upevnění kyvně uložených ložiskových domků a konzole pro upevnění pružin primárního vypružení, na bočních konzolích jsou upevněny trakční elektromotory spolu s úchyty převodovek. Konstrukce rámu je tvořena tak, aby byly dodrženy technologické zásady navrhování svařenců a aby vhodným uspořádáním žebor bylo dosaženo příznivého rozložení napětí. Rám je opatřen návarky k upevnění příslušenství

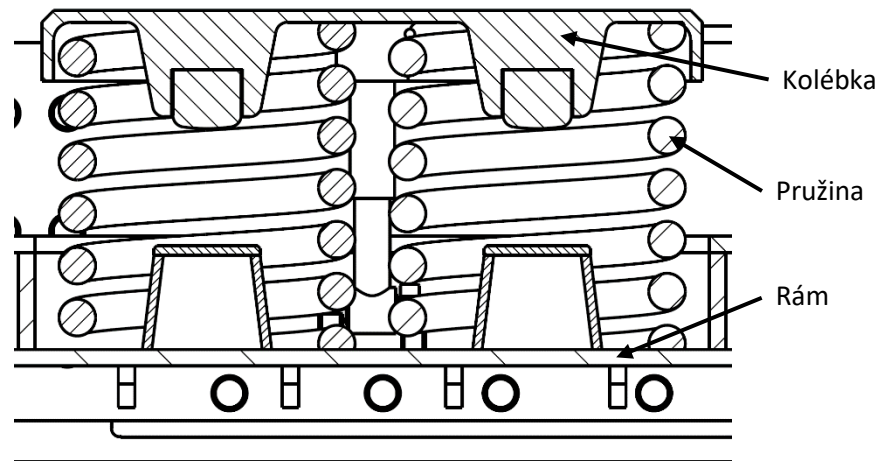
podvozku a jsou na něm přivařeny dorazy kolejnicových brzd, přes které je přenášena brzdná síla od těchto brzd na rám.



Obr. 27.: Rám podvozku

U primárního vypružení byla zvolena koncepce s uložením pružin vodorovně mezi ložiskové domky a konzoly na rámu. Výhodou této koncepce je, že pružiny zabírají méně místa nad ložiskovými domky než u klasického uspořádání s pružinami umístěnými svisle. Ložiskové domky jsou uloženy kyvně na čepích, které jsou uloženy v konzolách rámu a axiálně zajištěny dvěma šrouby.

Sekundární vypružení (Obr. 28.) je tvořeno čtyřmi vinutými pružinami umístěnými po dvojicích po stranách rámu, ve kterém je pro pružiny vytvořen prostor. Pružiny byly navrhovány s ohledem na jejich výšku tak, aby zabíraly co nejméně prostoru a zároveň vyhovovaly svou tuhostí a nebylo přesaženo dovolené napětí materiálu.



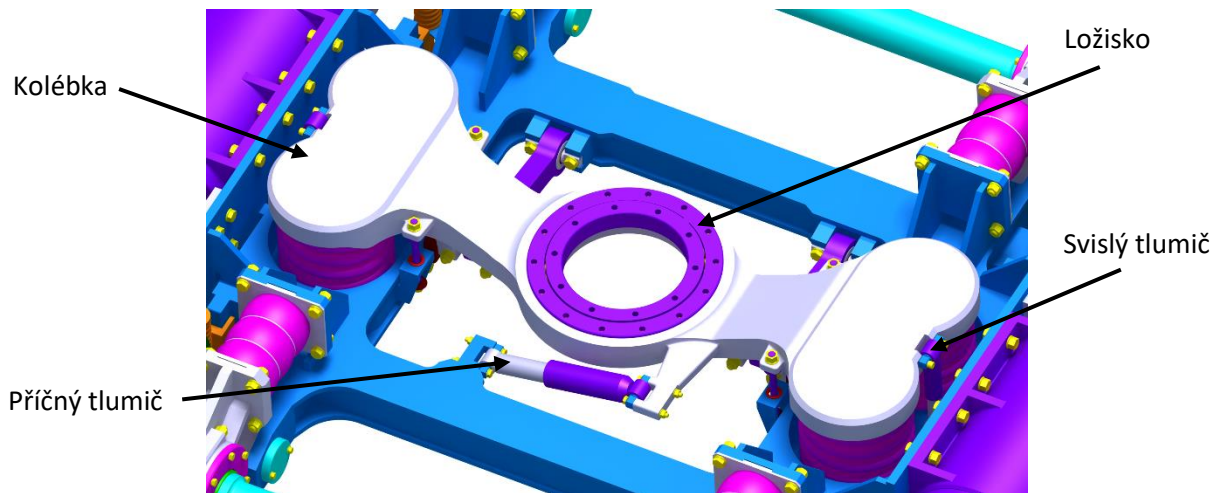
Obr. 28.: Uložení pružin sekundárního vypružení

Spojení s hrubou stavbou zajišťuje ložisko, které je umístěno na kolébce (Obr. 30.). Kolébka je usazena na pružinách sekundárního vypružení a je tvořena odlítkem (Obr. 29.), který svým tvarem umožňuje usazení pružin sekundárního vypružení a umístění středového ložiska, a dále obsahuje nálitky pro upevnění dalšího příslušenství.



Obr. 29.: Kolébka

Pružiny sekundárního vypružení doplňují dva tlumiče, které jsou po jednom upevněny po vnějších stranách kolébky a spojují kolébku s rámem, tyto tlumiče doplňuje třetí příčný tlumič. Tento tlumič je upevněn na nálitku kolébky a na druhé straně je upevněn na návarku na příčníku rámu. Tvar kolébky je navržen, aby byl prostorově příznivý k použití nízké podlahy, a proto je střed kolébky níže než misky pro uložení sekundárních pružin po stranách kolébky. Střed misek pro uložení pružin sekundárního vypružení jsou opatřeny nálitky s pryžovými dorazy, které v případě vyčerpání zdvihu sekundárního vypružení dosednou na protikusy umístěné na rámu.



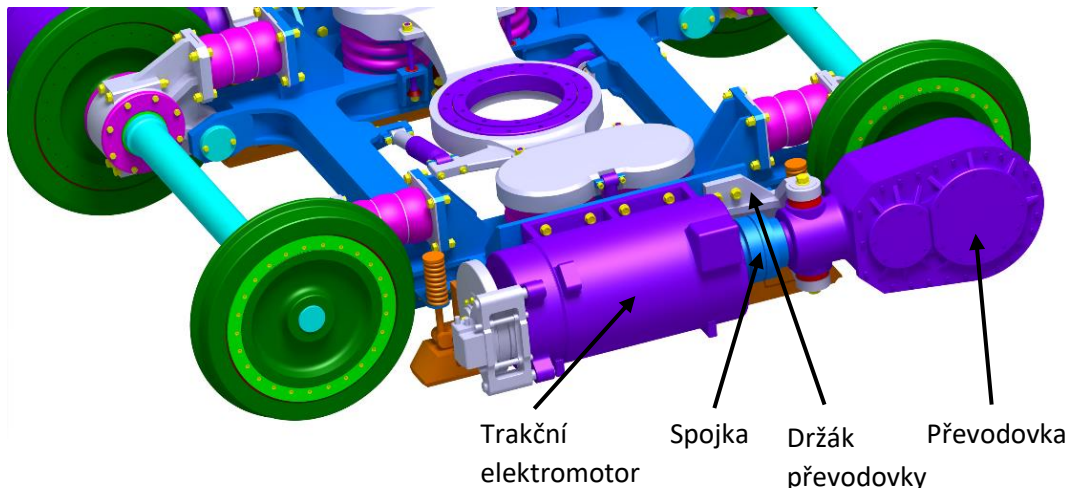
Obr. 30.: Kolébka a umístění tlumičů

Přenos podélných sil je zajištěn dvěma tažně-tlačnými tyčemi. Tyto tyče spojují kolébku s rámem podvozku a přenáší podélné síly mezi rámem a kolébkou, resp. přenáší síly na skříň vozidla. Tažně-tlačné tyče jsou upevněny na čepích s integrovaným silentbloky, aby byl umožněn vertikální pohyb kolébky. Rozměry a upevnění těchto tyčí jsou navrženy tak, aby při obsazení vozidla polovinou užitečného zatížení tyče byly ve vodorovné poloze, a tím je eliminován podélný pohyb kolébky při pružení. Čepy tažně-tlačných tyčí jsou přišroubovány k nálitkům na spodní straně kolébky a na druhé straně k příčníku rámu.

K omezení příčného pohybu kolébky vůči rámu je kolébka opatřena dorazy. Funkci dorazů plní nálitky pro upevnění čepů tažně-tlačných čepů. Dorazy na rámu jsou přišroubované konzoly s pryžovým bloky, které tlumí nárazy kolébky na rám.

Pro případné zvedání vozidla a vertikální zajištění kolébky je podvozek vybaven závěskami, na kterých je v případě zvedání vozidla zavěšen rám podvozku s veškerým jeho vybavením. Konstrukce závěsek umožňuje pohyb kolébky vůči rámu a neomezuje zdvih vypružení.

Pohon zajišťují dva trakční elektromotory, které jsou pružnými spojkami spojeny s kuželočelními převodovkami pohánějícími dvojkolí, na nichž jsou nalisována vypružená kola. Elektromotory jsou přišroubovány ke konzolám na rámu, převodovky jsou upevněny pomocí držáku tvaru „C“, který je také přišroubován ke konzolám na rámu. Ke komfortu jízdy přispívá vypružení kol provedené pomocí pryžové vložky.



Obr. 31.: Uspořádání pohonu

V Tab. 4. jsou shrnuty základní parametry navrženého podvozku.

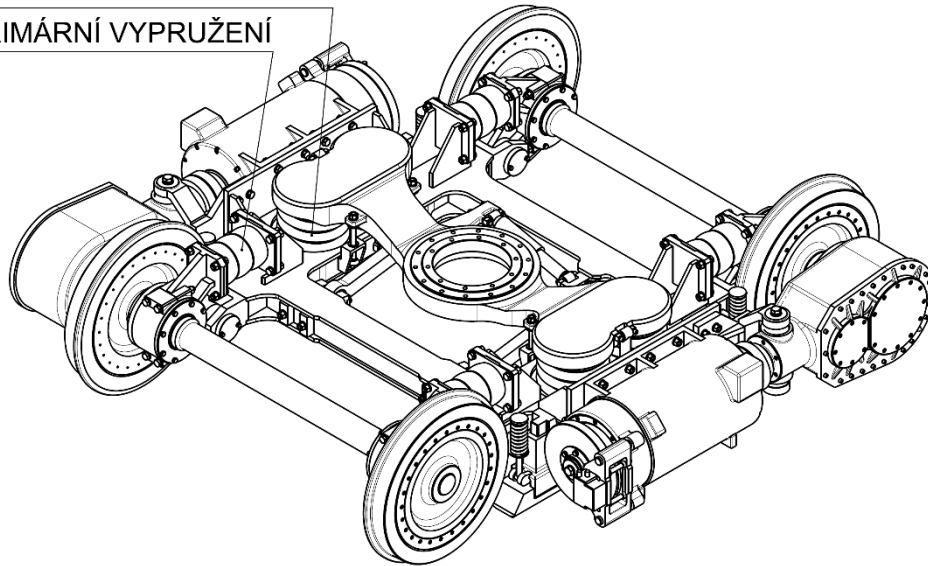
Tab. 4.: Základní parametry navrženého podvozku

Typ podvozku	Plně otočný
Rozchod [mm]	1 435
Rozvor [mm]	1 800
Průměr kol (nová / max. opotřebovaná) [mm]	610 / 530
Primární vypružení	4 x pryžokovový blok
Sekundární vypružení	4 x vinutá pružina
Výkon elektromotorů [kW]	2 x 70

6.1. Návrh tuhostí vypružení

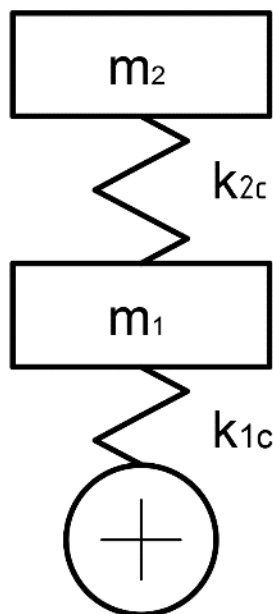
Podvozky tramvajových vozidel jsou vybaveny dvoustupňovým vypružením. Primární vypružení je mezi dvojkolím a rámem podvozku a sekundární vypružení je mezi rámem podvozku a kolébkou (Obr. 32.), která je spojena se skříní vozidla. Tuhost primárního vypružení je větší než sekundárního, protože primární vypružení má za úkol vyrovnávat nerovnosti tratě a vibrace. Sekundární vypružení má nižší tuhost a jeho úkolem je odpružení skříně vozidla pro komfort cestujících. Tuhost vypružení závisí na požadovaném zdvihu vypružení a také na vlastní frekvenci vypružení, která by se měla pohybovat v přípustných mezích pro komfort cestujících. První vlastní frekvence soustavy by neměla přesáhnout hodnotu $f_{max} = 1,5 \text{ Hz}$.

SEKUNDÁRNÍ VYPRUŽENÍ
PRIMÁRNÍ VYPRUŽENÍ



Obr. 32.: Umístění primárního a sekundárního vypružení na navrženém podvozku

Pro výpočet jednotlivých tuhostí se uvažuje s dvouhmotovou soustavou (Obr. 33.), kde hmotnost m_1 představuje celkovou hmotnost podvozků bez neodpružených hmot (dvojkolí a ložiskové domky) a hmotnost m_2 představuje skříň vozidla. Tuhosti k_1 a k_2 představují celkovou tuhost primárního, respektive sekundárního vypružení. Jisté zjednodušení výpočtového modelu představuje zanedbání tlumení sekundárního vypružení. Pro výpočet tuhostí nemá zanedbání vliv, pouze vlastní frekvence soustavy by byla při zahrnutí tlumení nižší než u netlumené soustavy.



Obr. 33.: Model dvouhmotové soustavy pro výpočet tuhostí vypružení

Pro výpočet jsou použity parametry tramvaje EVO1, které jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5.: Vybrané parametry tramvaje EVO1 [10]

Hmotnost prázdného vozidla	m	20 000 kg
Maximální obsaditelnost při 4 os/m²	i_{os}	94 osob
Hmotnost skříně vozidla	m_s	14 000 kg
Hmotnost podvozku	m_p	3 000 kg
Užitečná hmotnost	$m_{už}$	6 580 kg
Počet podvozků	i_p	2

Tuhost vypružení také závisí na požadovaném zdvihu vypružení, kdy zdvih primárního vypružení je menší než zdvih sekundárního vypružení. Zdvih primárního vypružení navrhuji $z_p = 12 \text{ mm}$ a zdvih sekundárního vypružení navrhuji $z_s = 50 \text{ mm}$. Pro výpočet jednotlivých tuhostí je nejdříve nutné určit poměr tuhostí primárního a sekundárního vypružení, ze kterého lze dále určit jednotlivé celkové tuhosti.

Poměr tuhostí prázdného vozu:

$$y_p = 2 + \frac{i_p \cdot m_p}{m_s} = 2 + \frac{2 \cdot 3\,000}{14\,000} = 2,429 \quad (9)$$

Poměr tuhostí plně obsazeného vozu:

$$y_l = 2 + \frac{i_p \cdot m_p}{m_s + m_{už}} = 2 + \frac{2 \cdot 3\,000}{14\,000 + 6\,580} = 2,292 \quad (10)$$

Celkový poměr tuhostí vypružení:

$$y = \frac{y_p + y_l}{2} = \frac{2,429 + 2,292}{2} = 2,360 \quad (11)$$

Celková tuhost soustavy:

$$k_c = \frac{m_{už} \cdot g}{z_p + z_s} = \frac{6\,580 \cdot 9,81}{12 + 50} = 1\,041,13 \text{ N/mm} \quad (12)$$

První vlastní frekvence soustavy prázdného vozidla:

$$f_p = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,000 \cdot k_c}{m_s}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,000 \cdot 1\,041,13}{14\,000}} = 1,372 \text{ Hz} \quad (13)$$

První vlastní frekvence soustavy plně obsazeného vozidla:

$$f_l = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,000 \cdot k_c}{m_s + m_{už}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,000 \cdot 1\,041,13}{14\,000 + 6\,580}} = 1,132 \text{ Hz} \quad (14)$$

Obě první vlastní frekvence jsou nižší, než je doporučované maximum $f_{\max} = 1,5 \text{ Hz}$, takže tuhost soustavy vyhovuje.

Celková tuhost sekundárního vypružení:

$$k_{2c} = \frac{(1 + y) \cdot k_c}{y} = \frac{(1 + 2,360) \cdot 1\,041,13}{2,360} = 1\,482,27 \text{ N/mm} \quad (15)$$

Celková tuhost primárního vypružení:

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c} = 2,360 \cdot 1\,482,27 = 3\,498,24 \text{ N/mm} \quad (16)$$

Z poměru tuhostí a celkové tuhosti soustavy lze určit tuhosti jednotlivých pružin primárního a sekundárního vypružení tak, že celkové tuhosti k_{1c} a k_{2c} jsou děleny počtem pružin příslušného vypružení. Každý podvozek obsahuje čtyři primární a čtyři sekundární pružiny, a jelikož vozidlo je vybaveno dvěma podvozky, celkově je vozidlo vypruženo osmi primárními a osmi sekundárními pružinami.

Tuhost jedné primární pružiny:

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{i_{pp}} = \frac{3\,498,24}{8} = 437,28 \text{ N/mm} \quad (17)$$

Tuhost jedné sekundární pružiny:

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{i_{sp}} = \frac{1\,482,27}{8} = 185,28 \text{ N/mm} \quad (18)$$

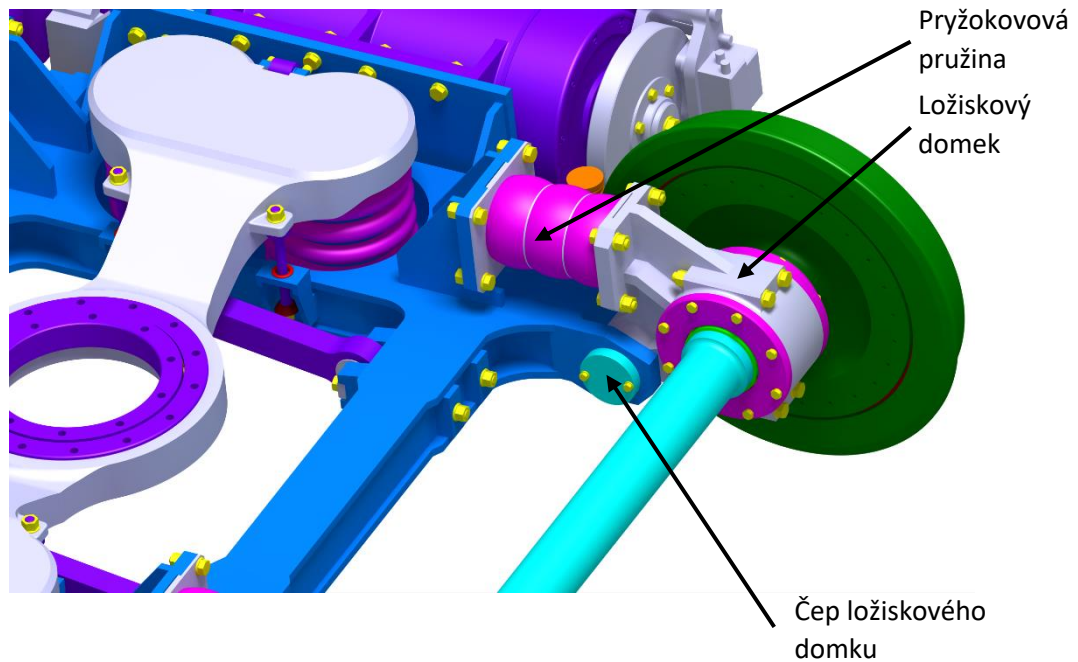
6.2. Návrh primárního vypružení

Primární vypružení je realizováno osmi pryžokovovými bloky, které jsou svými vlastnostmi pro primární vypružení vhodnější než ocelové šroubové pružiny, a to s ohledem na vyšší tuhost a nižší zdvih primárního vypružení v porovnání se sekundárním vypružením.

Při použití pryžokovových bloků odpadá nutnost použití tlumičů a tyto bloky jsou prostorově méně náročné než šroubové pružiny.

6.2.1. Uspořádání primárního vypružení

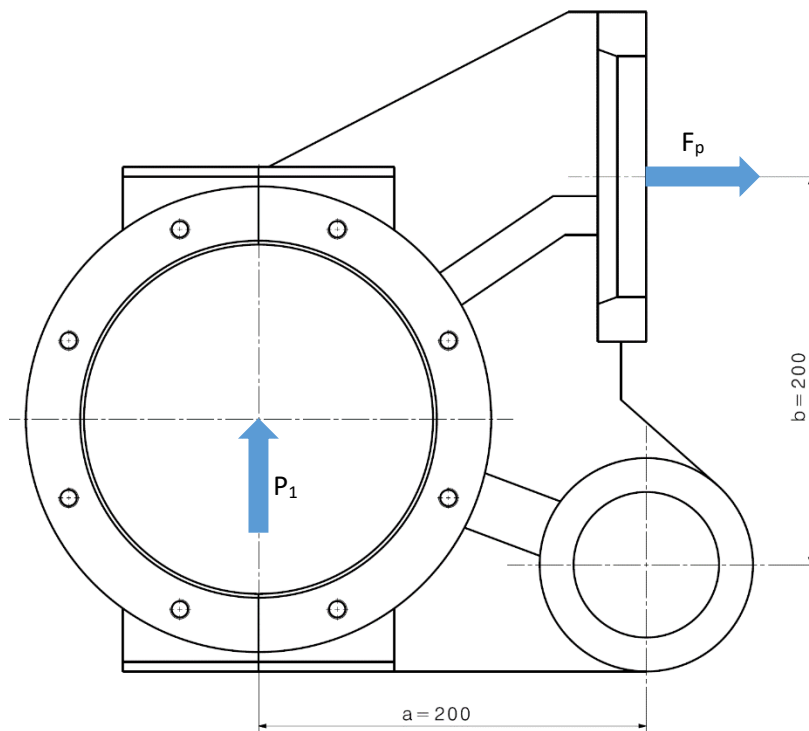
Koncepce primárního vypružení velmi ovlivňuje prostorové nároky podvozku, proto je vhodné, aby v oblasti nad ložiskovým domkem zabírala co nejméně prostoru. Z tohoto důvodu byla zvolena koncepce (Obr. 34.) kdy je ložiskový domek uložen kyvně v rámu a je odpružen pryžokovovým blokem, který je umístěn vodorovně mezi ložiskovým domkem a konzolou na rámu. Toto uspořádání je prostorově méně náročné než klasické uspořádání, kdy je pružina umístěna nad ložiskovým domkem.



Obr. 34.: Uspořádání primárního vypružení

6.2.2. Silové poměry primárního vypružení

Při použití vodorovně umístěné pružiny se svislá síla na ložiskový domek přenáší na pružinu. Velikost síly na pružinu je závislá na rozměrech ložiskového domku.



Obr. 35.: Síly působící na ložiskový domek

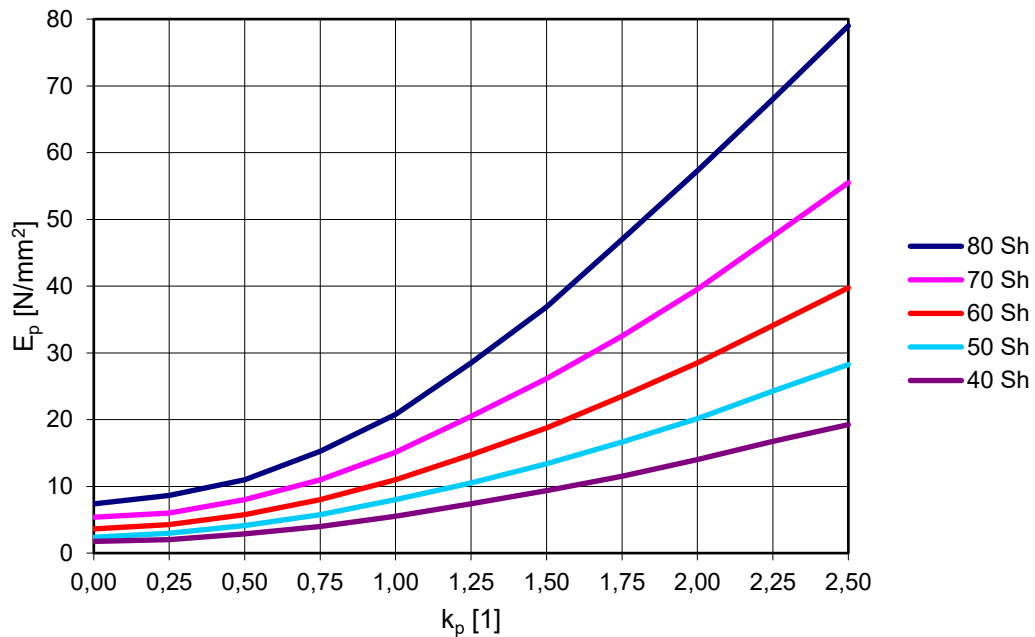
Z Obr. 35. je patrné, že velikost síly na pružinu F_p je závislá na rozměrech a , b a platí, že:

$$P_1 \cdot a = F_p \cdot b \Rightarrow F_p = P_1 \cdot \frac{a}{b} \quad (19)$$

Vzhledem k tomu, že rozměr a je stejný s rozměrem b , jsou si rovny také síly F_p a F_y , proto platí vypočtená tuhost primární pružiny v kapitole 6.1, kde je počítáno s modelem s vertikálně umístěnou primární pružinou.

6.2.3. Návrh pryžokovových bloků

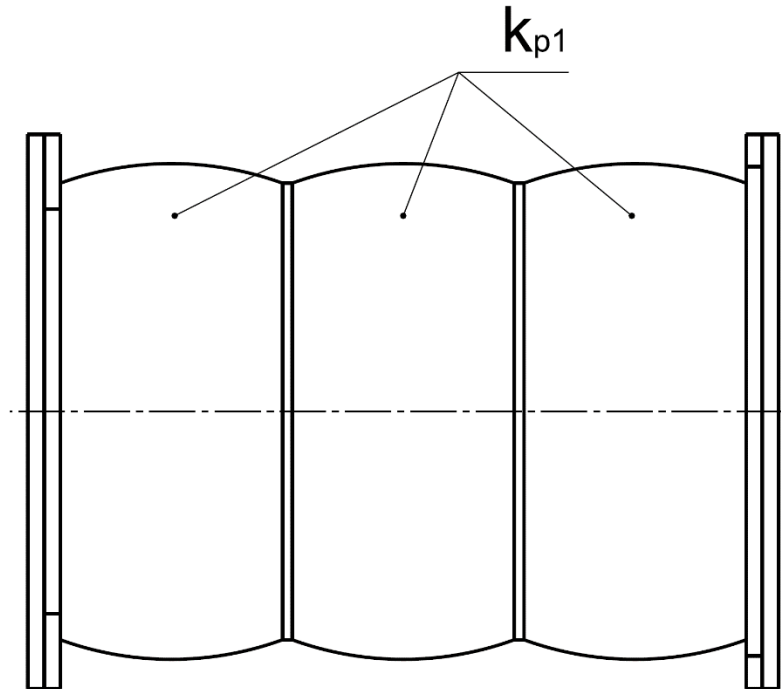
Při návrhu pryžokovových bloků se vychází z modulu pružnosti pryže E_p . Modul pružnosti je závislý na tvrdosti použité pryže a poměru k_p , což je poměr plochy základny pryžového bloku S_z a plochy pláště pryžového bloku S_s . Závislost modulu pružnosti pro různé tvrdosti pryže je uvedena v Graf 1.



Graf 1.: Závislost modulu pružnosti pryže tlakem namáhaného válcového bloku [22]

Dalšími faktory při návrhu pružiny jsou maximální poměrné stlačení pryže, které by mělo být v rozsahu 10 % až 25 %, a dovolená síla na pružinu. Limitujícím faktorem jsou také rozměry bloku, neboť ten se musí vejít do prostoru mezi ložiskovým domkem a konzolou rámu.

Pro zvýšení únosnosti budou použity tři sériově spojené válcové pryžové bloky, které jsou namáhány tlakem. Bloky jsou od sebe odděleny kovovými pláty a tvoří tak jednu pryžokovovou pružinu (Obr. 36.).



Obr. 36.: Pryžokovový blok

Návrh rozměrů je proveden programem pro výpočet těchto bloků [22]. Vstupními parametry jsou tuhost a dovolená síla na pružinu. Po dosažení vstupních hodnot do programu byl navržen pryžokovový blok s těmito parametry:

- Průměr pryžového bloku $D_p = 140 \text{ mm}$
- Výška pryžového bloku $h_p = 75 \text{ mm}$
- Tvrdost pryže 80 Sh
- Počet pryžových bloků $n = 3$
- Uvažovaná deformace $s = 20 \%$

Těmto parametrům odpovídá hodnota k_p :

$$k_p = \frac{S_z}{S_s} = \frac{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}}{\pi \cdot D_p \cdot h_p} = \frac{\pi \cdot 140^2}{4} = 0,466 \quad (20)$$

Tomu odpovídá z Graf 1 hodnota $E_p = 11 \text{ N/mm}^2$ a tuhost jednoho bloku je:

$$k_{p1} = \frac{S_z \cdot E_p}{h_p} = \frac{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}}{h_p} = \frac{\pi \cdot 140^2}{4} = 2\,258 \text{ N/mm} \quad (21)$$

Protože jsou použity tři stejné sériově spojené bloky je celková tuhost:

$$k_{pc} = \left(\frac{n}{k_{p1}} \right)^{-1} = \left(\frac{3}{2\,258} \right)^{-1} = 752,66 \text{ N/mm} \quad (22)$$

Čemuž odpovídá dovolená síla na pryžový blok:

$$F_{pdov} = k_p \cdot \frac{h \cdot s}{100} = 752,66 \cdot \frac{75 \cdot 20}{100} = 53\,866 \text{ N} \quad (23)$$

Tato síla musí být menší nebo rovna síle $P_1 = 46\,683,72 \text{ N}$ (výpočet viz kapitola 6.4.1). Síla P_1 je menší než dovolená síla na pryžový blok F_{pdov} , takže pryžový blok vyhovuje.

Celková tuhost je vyšší oproti teoreticky vypočtené hodnotě ($k_1 = 437,28 \text{ N/mm}$), ale protože cílem primárního vypružení je tlumení vibrací mezi rámem a dvojkolím a pohlcení malých nerovností a zajištění komfortu cestujících je úkolem sekundárního vypružení, není tato skutečnost na závadu. Důležitějším faktorem je celková vlastní frekvence vypružení, která by neměla přesáhnout hodnotu $f_{max} = 1,5 \text{ Hz}$.

Celková reálná tuhost soustavy je:

$$k_{cr} = \left(\frac{1}{i_{pp} \cdot k_{pc}} + \frac{1}{k_{zc}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{8 \cdot 752,66} + \frac{1}{1\,482,27} \right)^{-1} = 1\,189,46 \text{ N/mm} \quad (24)$$

První vlastní frekvence soustavy vypružení prázdného vozidla:

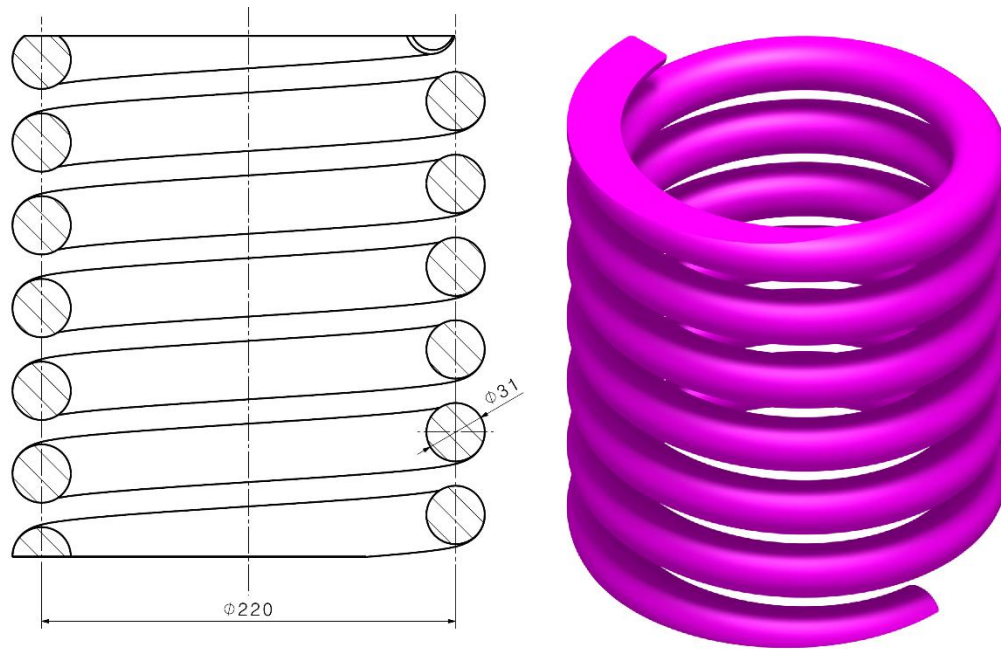
$$f_p = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,000 \cdot k_{cr}}{m_s + m_{už}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,000 \cdot 1\,189,46}{14\,000 + 6\,580}} = 1,47 \text{ Hz} \quad (25)$$

Vypočtená reálná první vlastní frekvence je nižší než f_{max} , vypružení tedy vyhovuje.

6.3. Návrh sekundárního vypružení

Podvozek obsahuje čtyři pružiny sekundárního vypružení, které jsou umístěny mezi rámem a kolébkou. Jedná se o tlačné šroubové pružiny. Při návrhu pružin byl kladen důraz na jejich nižší výšku, což je kompenzováno jejich větším průměrem, který se negativně projevuje vyšším torzním namáháním, a proto je nutné použít drát pružiny o větším průměru.

Pro návrh pružiny je nutné znát její zatížení a požadovanou tuhost. Rozměry pružiny jsou dány jejím průměrem a průměrem drátu pružiny. Střední průměr pružiny navrhují s ohledem na prostorové možnosti a umístění na rámu podvozku $D = 220 \text{ mm}$ (Obr. 37.).



Obr. 37.: Navržená pružina sekundárního vypružení

Pružiny navrhují podle normy ČSN EN 13906-1 z oceli 54SiCr6 (14 260) s parametry $R_m = 1\,370\text{ N/mm}^2$, $G = 78\,500$, $\tau_D = 685\text{ N/mm}^2$ [9].

Zatížení jedné pružiny při prázdném vozidle:

$$F_{2p} = \frac{m_s \cdot g}{i_{sp}} = \frac{14\,000 \cdot 9,81}{8} = 17\,167,50\text{ N} \quad (26)$$

Zatížení jedné pružiny při plně obsazeném vozidle:

$$F_{2l} = \frac{(m_s + m_{už}) \cdot g}{i_{sp}} = \frac{(14\,000 + 6\,580) \cdot 9,81}{8} = 25\,236,23\text{ N} \quad (27)$$

Ze znalosti požadované tuhosti jedné pružiny a zatížení pružiny lze určit její stlačení při prázdném vozidle:

$$z_{pp} = \frac{F_{2p}}{k_2} = \frac{17\,167,50}{185,28} = 92,66\text{ mm} \quad (28)$$

a stlačení při plně obsazeném vozidle:

$$z_l = \frac{F_{2l}}{k_2} = \frac{25\,236,23}{185,28} = 136,20\text{ mm} \quad (29)$$

Protože při provozu bude pružina také dynamicky namáhána, bude její dovolené napětí nižší než napětí pro statické zatížení. Z tohoto důvodu je volena dynamická přírážka $z_{dyn} = 15\text{ mm}$, pro kterou lze určit snížené dovolené dynamické napětí.

Snížené napětí pro dynamické namáhání:

$$\tau_{Ddyn} = \tau_d \cdot \frac{z_l}{z_l + z_{dyn}} = 685 \cdot \frac{136,20}{136,20 + 15} = 617,05 \text{ N/mm}^2 \quad (30)$$

Protože je střední průměr pružiny určený, lze určit předběžný průměr drátu pružiny:

$$d' = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{2l} \cdot D}{\pi \cdot \tau_{Ddyn}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 25\,236,23 \cdot 220}{\pi \cdot 617,05}} = 28,41 \text{ mm} \quad (31)$$

Protože při předběžném návrhu je uvažováno pouze torzní namáhání a je zanedbán přídatný ohyb, který zvyšuje namáhání pružiny, je nutné jej zahrnout do kontrolního výpočtu. Proto je nutné průměr drátu zvětšit oproti vypočtené hodnotě. Navrhuji tedy průměr drátu $d = 31 \text{ mm}$.

Z těchto parametrů lze určit počet činných závitů pružiny:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_2} = \frac{78\,500 \cdot 31^4}{8 \cdot 210^3 \cdot 185,28} = 4,59 \quad (32)$$

Oba konce pružiny budou opatřeny koncovými zavity, na každém konci zůstane tři čtvrtě závitu. Celkem tedy každá pružina obsahuje 1,5 závěrného závitu. Celkový počet závitů pružiny je roven součtu činných a závěrných závitů, který je zaokrouhlen na polovinu závitu směrem nahoru.

$$n_c = n + n_z = 4,59 + 15 = 6,09 \Rightarrow 6,5 \quad (33)$$

Pevností kontrola pružiny se provádí na torzní namáhání s uvažováním přídatného ohybu, kdy maximální napětí nesmí překročit dovolené napětí. Přídatný ohyb je do výpočtu vnesen korekčním součinitelem k , který je závislý na poměru středního průměru pružiny k průměru drátu pružiny.

$$i = \frac{D}{d} = \frac{220}{31} = 7,10 \quad (34)$$

Korekční součinitel přídatného ohybu:

$$k = \frac{i + 0,2}{i - 1} = \frac{7,10 + 0,2}{7,10 - 1} = 1,20 \quad (35)$$

Napětí v pružině:

$$\tau = \frac{8 \cdot F_{2l} \cdot D \cdot k}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 25\,236,23}{\pi \cdot 31^3} = 567,98 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{Ddyn} \quad (36)$$

Napětí v pružině je nižší než dovolené napětí $\tau_{Ddyn} = 617,05 \text{ N/mm}^2$, pružina pevnostně vyhovuje.

Délka pružiny při dosednutí závitů:

$$L_9 = n_c \cdot d = 6,5 \cdot 31 = 201,5 \text{ mm} \quad (37)$$

Délka pružiny při plně obsazeném vozidle:

$$\begin{aligned} L_8 &= L_9 + (n_c - 1) \cdot 0,1 \cdot d + z_{dyn} = 201,5 + (6,5 - 1) \cdot 0,1 \cdot 31 + 15 \\ &= 233,55 \text{ mm} \end{aligned} \quad (38)$$

Délka pružiny při prázdném vozidle:

$$L_1 = L_8 + (z_l - z_p) = 233,55 + (163,20 - 92,66) = 277,10 \text{ mm} \quad (39)$$

Volná délka pružiny:

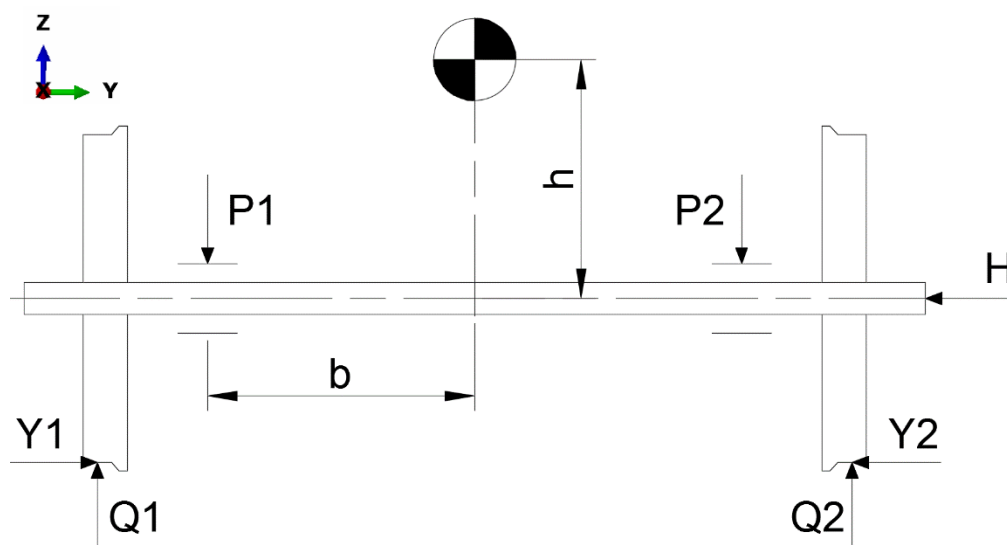
$$L_0 = L_1 + z_p = 277,10 + 92,66 = 369,75 \text{ mm} \quad (40)$$

6.4. Síly působící na dvojkolí a rám

Síly, které působí na dvojkolí a rám, lze rozdělit na síly od vypružených hmot a síly od trakce a brzdového systému. Síly od vypružených hmot jsou popsány v normě ČSN EN 13104. Velikost sil od pohonu a brzdění lze zjistit z hodnot požadovaného zrychlení a zpomalení vozidla. Tyto síly působí v podélném směru na dvojkolí a rám a jsou přenášeny pomocí tažně-tlačných tyčí z podvozku na skříň vozidla.

6.4.1. Síly od vypružených hmot

Na dvojkolí působí jak radiální, tak i axiální síly (Obr. 38.). Určení těchto sil je popsáno normou ČSN EN 13104. Síly jsou závislé na rozměrech dvojkolí, hmotnosti vozidla a výšce těžiště skříňe vozidla od osy dvojkolí. Hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 6.



Obr. 38.: Síly působící na dvojkolí vlivem vypružených hmot

Tab. 6.: Parametry pro výpočet sil působících na dvojkolí

Hmotnost prázdného vozidla	m	20 000 kg
Užitečná hmotnost	$m_{už}$	6 850 kg
Výška těžiště skříně od osy dvojkolí	h	0,6 m
Vzdálenost ložiskových domků od osy skříně	b	0,576 m
Hmotnost skříně vozidla	m_s	14 000 kg
Hmotnost dvojkolí	m_d	400 kg
Počet dvojkolí	i_d	4

Referenční hmotnost:

$$m_1 = \frac{m + m_{už} - i_d \cdot m_d}{i_d} = \frac{20\,000 + 6\,850 - 4 \cdot 400}{4} = 6\,645 \text{ kg} \quad (41)$$

Radiální síly na ložiska:

$$\begin{aligned} P_1 &= \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \\ &= \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{0,6}{0,576}\right) \cdot 6\,645 \cdot 9,81 = 46\,683,72 \text{ N} \end{aligned} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} P_2 &= \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g \\ &= \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{0,6}{0,576}\right) \cdot 6\,645 \cdot 9,81 = 34\,800,59 \text{ N} \end{aligned} \quad (43)$$

Příčné síly na kola:

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 6\,645 \cdot 9,81 = 22\,815,66 \text{ N} \quad (44)$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 6\,645 \cdot 9,81 = 11\,407,80 \text{ N} \quad (45)$$

Výsledná axiální síla na dvojkolí (rámová síla):

$$H = Y_1 - Y_2 = 22\,815,66 - 11\,407,80 = 11\,407,80 \text{ N} \quad (46)$$

6.4.2. Podélné síly

Pro zjištění velikosti podélných sil je nutné znát provozní stavy vozidla s ohledem na jeho zrychlování a zpomalování. Hodnoty minimálních středních zpomalení v závislosti na režimu brzdění udává norma ČSN EN 13452-1 [26]. Pro výpočet podélných sil jsou definovány následující stavy:

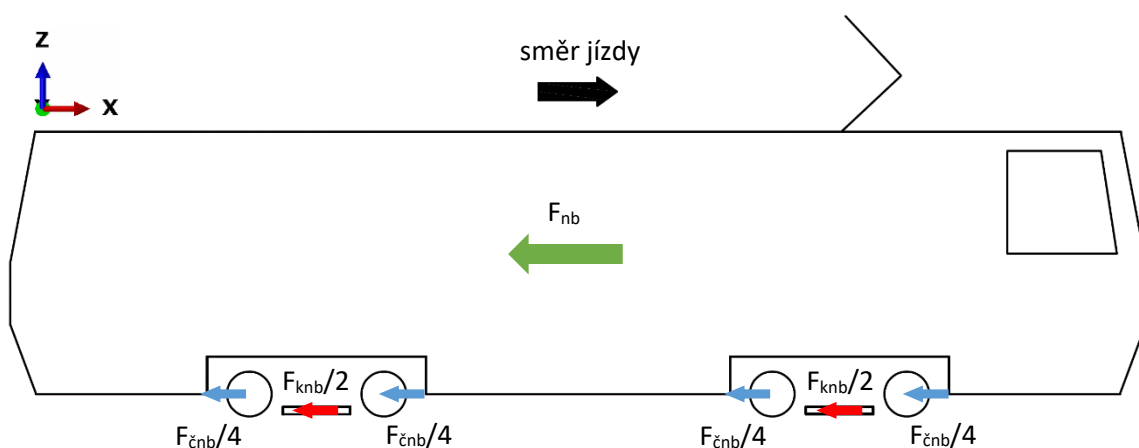
- Provozní brzdění – využívá elektrodynamické brzdění při rychlostech nad 4 km/h a při rychlostech nižších je používána mechanická čelistová brzda. Minimální hodnota středního brzdného zpomalení je podle normy $1,12 \text{ m/s}^2$.
- Nouzové brzdění – využívá kombinace elektrodynamické, čelistové a kolejnicové brzdy. Toto brzdění dosahuje nejvyšší hodnoty zpomalení a je aktivováno řidičem tramvaje. Minimální hodnota středního zpomalení je podle normy $2,30 \text{ m/s}^2$.
- Záchrané brzdění – je stejné jako brzdění nouzové s rozdílem, že k jeho aktivaci dochází po stisknutí bezpečnostního tlačítka řidičem nebo aktivací tlačítka „záchranná brzda“ v prostoru pro cestující. Hodnota minimálního středního zpomalení je podle normy stejná jako v případě nouzového brzdění.
- Zrychlování vozidla – při zrychlování vozidla působí pouze síly od pohonu.

Vzhledem k tomu, že velikost středního zpomalení bývá větší než minimum požadované normou, je počítáno s hodnotami zpomalení pro nouzové brzdění $a_{bn} = 3,5 \text{ m/s}^2$, pro provozní brzdění $a_{bp} = 1,8 \text{ m/s}^2$ a s maximálním zrychlením prázdného vozidla $a = 1,8 \text{ m/s}^2$.

Pro výpočet sil působících na rám a dvojkolí jsou uvažovány dva režimy, které se liší směrem zrychlení a způsoby přenášení sil na rám, a to režim nouzového brzdění a zrychlování vozidla.

6.4.2.1. Nouzové brzdění

Při nouzovém brzdění je aktivována čelistová a kolejnicová brzda. Brzdná síla od čelistové brzdy se přenáší přes čepy na rám a brzdná síla od kolejnicové brzdy je přenášena přímo na rám (Obr. 39.).



Obr. 39.: Podélné síly působící na vozidlo při nouzovém brzdění, celková brzdná síla (zelená), síla působící na jednotlivá dvojkolí (modrá) a síla od kolejnicových brzd působící na jeden podvozek (červená)

Celková podélná síla působící na vozidlo při nouzovém brzdění:

$$F_{nb} = (m + m_{už}) \cdot a_{bn} = (20\,000 + 6\,580) \cdot 3,5 = 93\,030\, N \quad (47)$$

Celková podélná síla přenášená na rámy přes čepy při nouzovém brzdění (zpomalení od čelistové brzdy):

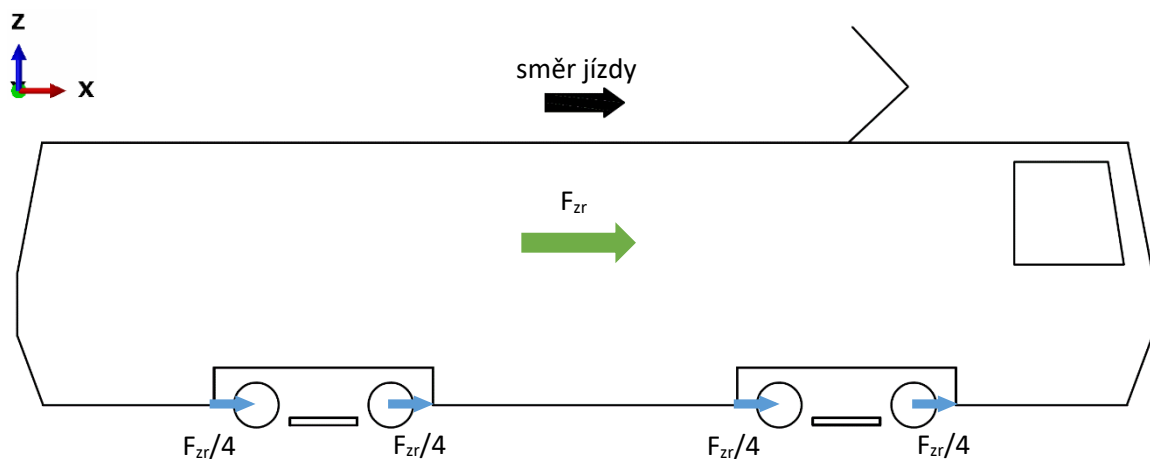
$$F_{čnb} = (m + m_{už}) \cdot a_{bp} = (20\,000 + 6\,580) \cdot 1,8 = 47\,844\, N \quad (48)$$

Celková podélná síla přenášená na rámy od kolejnicové brzdy při nouzovém brzdění:

$$F_{knb} = F_{nb} - F_{čnb} = 93\,030 - 47\,844 = 45\,186\, N \quad (49)$$

6.4.2.2. Zrychlování vozidla

Při zrychlování vozidla působí na vozidlo podélná síla od pohonu, hnací síla od dvojkolí je tak přenášena čepy na ložiskových domcích na rám podvozku (Obr. 40.).



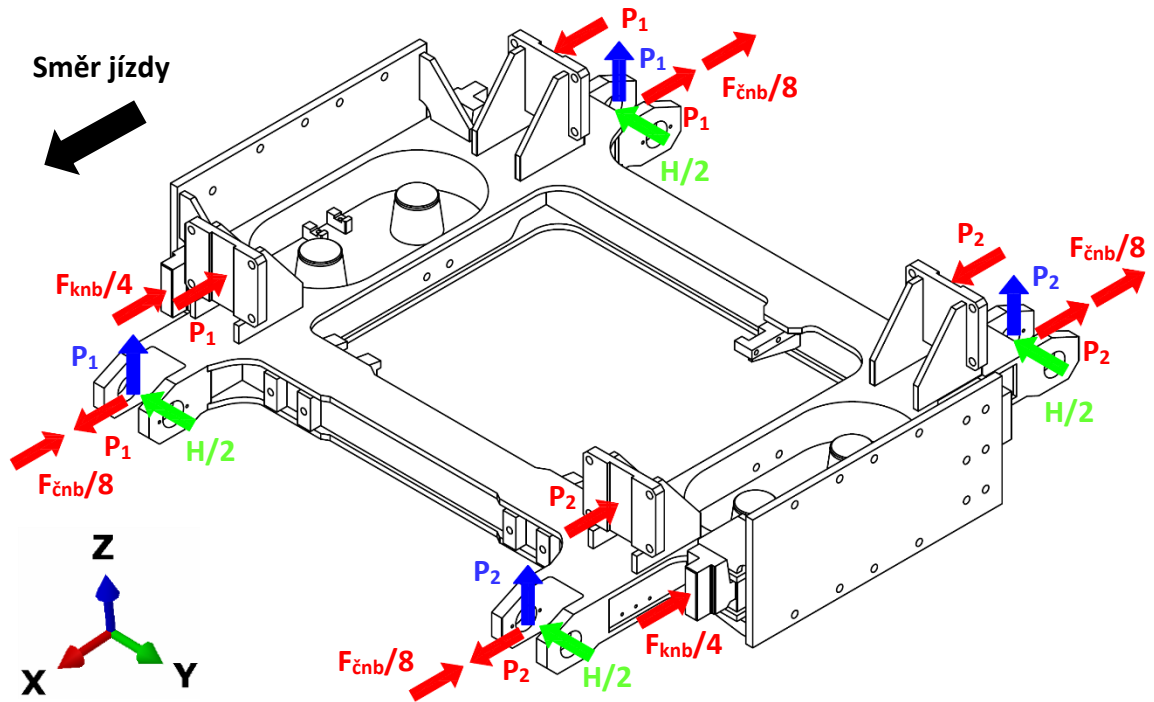
Obr. 40.: Podélné síly působící na vozidlo při zrychlování, celková síla na vozidlo (zelená), síla působící na jednotlivá dvojkolí (modrá)

Celková podélná síla působící na vozidlo při zrychlování:

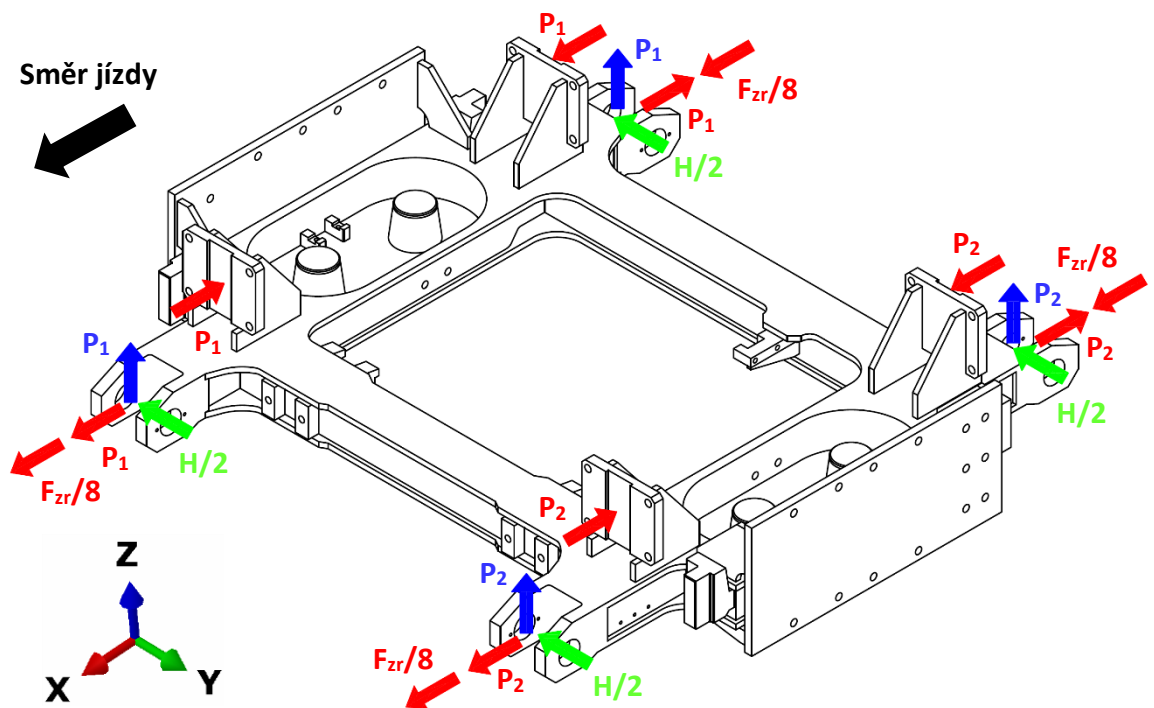
$$F_{zr} = m \cdot a = 20\,000 \cdot 1,8 = 36\,000\, N \quad (50)$$

6.4.3. Celkové zatížení rámu pro jednotlivé stavy

Na Obr. 41. a Obr. 42. je znázorněno celkové zatížení rámu pro jednotlivé stavy. Tato znázorněná zatížení jsou použita i pro MKP výpočet rámu viz kapitola 7.



Obr. 41.: Celkové zatížení rámu při nouzovém brzdění



Obr. 42.: Celkové zatížení rámu při zrychlování

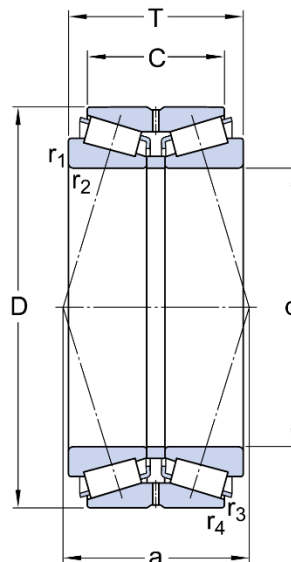
V Tab. 7. jsou uvedeny hodnoty jednotlivých sil pro jednotlivé stavy.

Tab. 7.: Hodnoty sil působících na rám při jednotlivých stavech

	Nouzové brzdění	Zrychlování
P_1 [N]	46 683,72	46 683,72
P_2 [N]	34 800,59	34 800,59
$H/2$ [N]	5 703,9	5 703,9
$F_{\text{čnb}}/8$ [N]	5 980,5	---
$F_{\text{knb}}/4$ [N]	11 296,5	---
$F_{\text{zr}}/8$ [N]	---	4 500

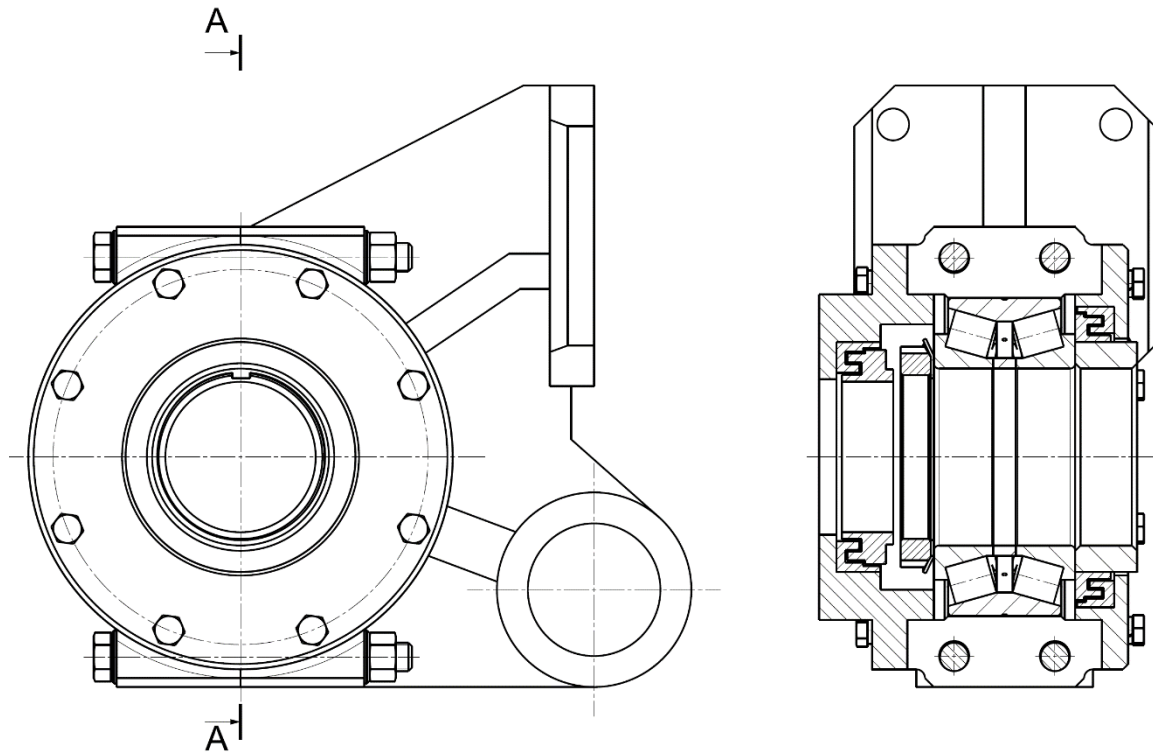
6.5. Kontrola ložisek

Každé dvojkolí je uloženo ve dvou ložiskách SKF 617335 (Obr. 43.), která jsou určena pro kolejová vozidla. Jedná se o dvouřadá kuželíková ložiska s uspořádáním do „O“. Ložiska mají vysokou radiální i axiální únosnost. K určení životnosti ložisek je nutné znát síly působící na dvojkolí.



Obr. 43.: Ložisko SKF 617335 [1]

Ložiska jsou uložena v dělených ložiskových domcích. Axiální pojištění ložisek je řešeno pomocí KM matice s MB podložkou, které jsou umístěné z jedné strany ložiska a na druhé straně se ložisko opírá vnitřním kroužkem o osazení na dvojkolí. Mezi tímto osazením a ložiskem se nachází distanční kroužek, který souží k přesnému příčnému ustanovení ložiska. Ložiskové domky jsou z obou stran uzavřeny víky, která jsou přišroubována k tělesům ložiskových domků. Ložiska jsou mazána plastickým mazivem a utěsnění ložiskových domků je provedeno pomocí labyrintových těsnění umístěných do vík ložiskových domků. Na Obr. 44. je zobrazen řez ložiskovým domkem, na kterém je vidět jeho vnitřní uspořádání.



Obr. 44.: Řez ložiskovým domkem

Vzhledem k tomu, že síly na ložiska se mění s užitečným zatížením vozidla a maximální užitečné zatížení je využito pouze v menšinové době provozu, lze při výpočtu životnosti zanedbat zatížení od podélných sil, pokud je počítáno s maximálními hodnotami sil P_1 a H , tzn. maximálně využitě užitečné zatížení vozidla. V takovémto případě je vliv zanedbání na životnost ložisek prakticky nulový.

Ložiska jsou zatížena axiálně i radiálně, proto je pro výpočet jejich životnosti nutné určit ekvivalentní zatížení. Vztahy pro ekvivalentní zatížení dle výrobce jsou [1]:

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a \text{ pokud } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (51)$$

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \text{ pokud } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (52)$$

V tomto případě radiální sílu představuje ta větší síla z radiálních sil působících na ložisko, tedy P_1 a axiální sílu představuje výsledná axiální síla na dvojkolí H . Jelikož vlivem vůlí nelze přesně určit poměr, v jakém se axiální síla rozdělí mezi ložiska, ložisko se počítá tak, jako by zachytávalo celou axiální sílu. Požadovaná minimální trvanlivost ložisek je $L_{min} = 1\,000\,000 \text{ km}$.

Parametry použitých ložisek jsou [1]:

- $C = 457 \text{ kN}$
- $e = 0,43$
- $Y_1 = 1,6$
- $Y_2 = 2,3$
- $p = 10/3$

Poměr axiální síly k radiální síle:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{H}{P_1} = \frac{11\,407,80}{46\,683,72} = 0,24 < e \quad (53)$$

Protože poměr je menší než hodnota e , k výpočtu ekvivalentního zatížení se použije vztah (51).

Ekvivalentní zatížení:

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a = 46\,683,72 + 1,6 \cdot 11\,407,80 = 65\,332,11 \text{ N} \quad (54)$$

Trvanlivost ložiska v počtu otáček:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{457\,000}{65\,332,11}\right)^{\frac{10}{3}} = 667,98 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (55)$$

Pro určení ujeté vzdálenosti odpovídající trvanlivosti v počtu otáček je nejdříve nutné určit střední průměr kol:

$$d_s = \frac{d_{max} + d_{min}}{2} = \frac{610 + 530}{2} = 570 \text{ mm} \quad (56)$$

Ujetá vzdálenost při jedné otáčce:

$$s_1 = \frac{\pi \cdot d_s}{1\,000} = \frac{\pi \cdot 570}{1\,000} = 1,79 \text{ m} \quad (57)$$

Trvanlivost ložiska v ujeté vzdálenosti:

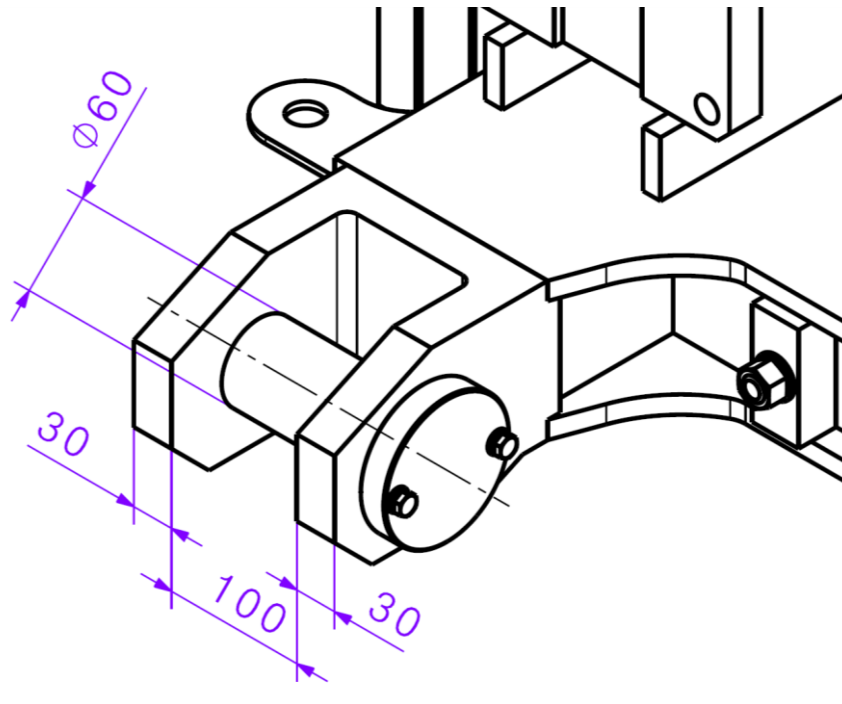
$$L_{km} = \frac{L \cdot s_1}{1\,000} = \frac{667,98 \cdot 10^6 \cdot 1,79}{1\,000} = 1\,196\,159,27 \text{ km} \geq L_{min} \quad (58)$$

Vypočtená trvanlivost v ujetých kilometrech je větší než minimální požadovaná, proto ložisko vyhovuje.

6.6. Kontrola čepů ložiskových domků

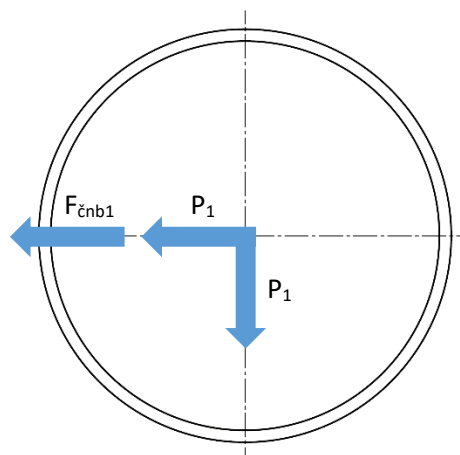
Čepy umožňují kyvné uložení ložiskových domků a současně přenášejí síly z dvojkolí na rám podvozku (Obr. 45.). Na čepy působí reakční síly od zatížení ložiskových domků, síly od primárního vypružení a podélné síly. Velikost a směr podélných sil se mění podle toho,

zda vozidlo zrychluje nebo brzdí a také podle toho, zda se jedná o dvojkolí vpředu na podvozku ve směru jízdy nebo o dvojkolí vzadu. Proto jsou čepy kontrolovány pro největší zatížení, které může při provozu nastat, tzn. stav, kdy se největší přenášená podélná síla seče s vodorovnou reakcí od primárního vypružení.



Obr. 45.: Uložení čepu v konzole rámu s rozměry pro kontrolu čepu

Čepy jsou kontrolovány na otláčení a smyk a jsou vyrobeny z oceli E335 s mezí kluzu $Re_{335} = 335 \text{ N/mm}^2$. Průměr čepů je $d_c = 60 \text{ mm}$. Schéma zatížení čepů viz Obr. 46. Kontrola konzol rámu je provedena metodou MKP v kapitole 7.



Obr. 46.: Síly působící na čep

Podélná síla působící na jeden čep:

$$F_{\check{c}nb1} = \frac{F_{\check{c}nb}}{i_{\check{c}}} = \frac{47\,844}{8} = 5\,980,5 \text{ N} \quad (59)$$

Výsledná síla působící na čep je vektorovým součtem sil P_1 a síly $F_{\check{c}nb1}$:

$$\begin{aligned} F_{v\check{c}} &= \sqrt{(P_1 + F_{\check{c}nb1})^2 + P_1^2} = \sqrt{(46\,683,72 + 5\,980,5)^2 + 46\,683,72^2} \\ &= 70\,376,30 \text{ N} \end{aligned} \quad (60)$$

6.6.1. Kontrola na otláčení

$$p = \frac{F_{v\check{c}}}{2 \cdot D_{\check{c}} \cdot t} = \frac{70\,376,30}{2 \cdot 60 \cdot 30} = 19,55 \text{ MPa} \quad (61)$$

Vypočtený tlak v místě uložení čepů je menší než dovolená hodnota $p_d = 110 \text{ MPa}$, proto čep vyhovuje.

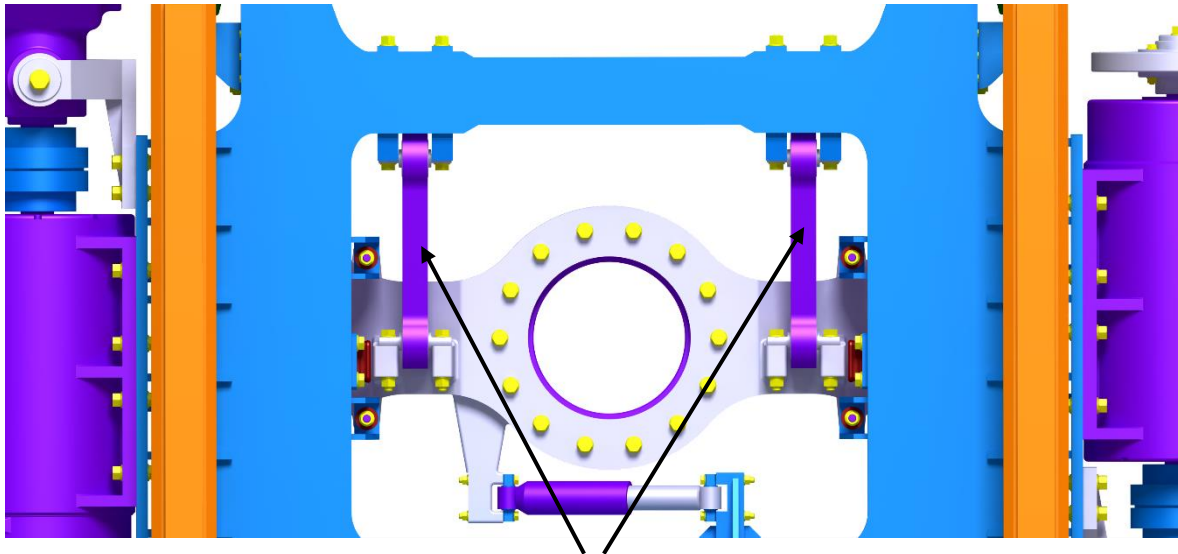
6.6.2. Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{F_{v\check{c}}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{70\,376,30}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 60^2}{4}} = 12,45 \text{ N/mm}^2 \quad (62)$$

Vypočtené smykové napětí je menší než dovolené smykové napětí $\tau_d = 85 \text{ N/mm}^2$, proto čep vyhovuje.

6.7. Kontrola tažně-tlačných tyčí

Tažně-tlačné tyče (Obr. 48.) slouží k přenosu podélných sil z podvozku na skříň vozidla. Každý podvozek je vybaven dvěma tyčemi, které pomocí čepů spojují kolébku s příčnickem rámu. Použity jsou čepy *Vulcanit VP2624* [13] určené pro použití v kolejových vozidlech. Každý z čepů obsahuje silentblok tlumící rázy a každý je přišroubován dvěma šrouby M16.

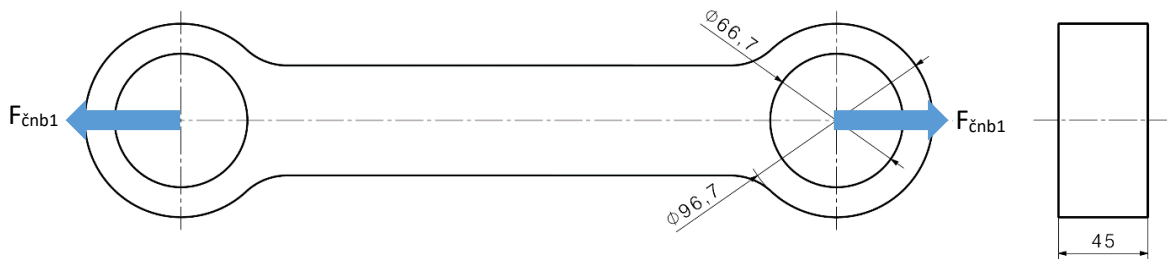


Tažně-tlačné tyče

Obr. 47.: Umístění tažně-tlačných tyčí

6.7.1. Kontrola na tah

Při zrychlování vozidla jsou tyče namáhány tahem a při brzdění tlakem. Tyče jsou z oceli S355J2 s $Re_{355J2} = 325 \text{ N/mm}^2$ [11]. Protože velikost přenášené síly při brzdění je větší než při zrychlování, je kontrola provedena pro tuto sílu.



Obr. 48.: Tažně-tlačná tyč s vyznačenými rozměry pro výpočet

Síla přenášená jednou tyčí při nouzovém brzdění vozidla:

$$F_{T1} = \frac{F_{nb}}{i_t} = \frac{93\,030}{4} = 23\,257,5 \text{ N} \quad (63)$$

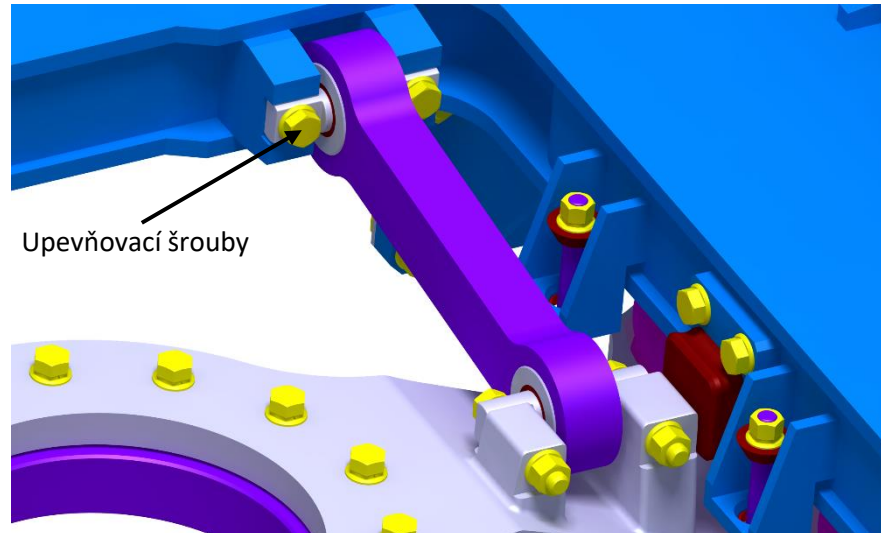
Kontrola tyče je prováděna v místě s nejmenším průřezem, a to v místě ok. Tlakové napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_{td} = \frac{F_{T1}}{S_T} = \frac{F_{T1}}{(D_T - d_T) \cdot t_T} = \frac{23\,257,5}{(96,7 - 66,7) \cdot 45} = 17,23 \text{ N/mm}^2 \leq Re_{235} \quad (64)$$

Napětí je menší než mez kluzu, proto tyč vyhovuje.

6.7.2. Kontrola upevňovacích šroubů

Každý z čepů je upevněn dvěma šrouby (Obr. 49.) M16 o pevnosti 8.8, jejichž mez kluzu je $Re_{8.8} = 640 \text{ N/mm}^2$ a malý průměr závitu je $d_3 = 13,546 \text{ mm}$ [8]. Šrouby jsou namáhány tahem tzn. pouze při zrychlování vozidla a každý ze šroubů přenáší polovinu síly přenášenou jednou tažně-tlačnou tyčí.



Obr. 49.: Upevnění čepů šrouby

Síla přenášená jedním šroubem:

$$F_s = \frac{F_{Zr}}{2 \cdot i_t} = \frac{36\,000}{2 \cdot 4} = 4\,500 \text{ N} \quad (65)$$

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_s = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4\,500}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 31,22 \text{ N/mm}^2 \leq Re_{8.8} \quad (66)$$

Napětí ve šroubu je menší než mez kluzu, šroub vyhovuje.

7. Pevnostní kontrola rámu metodou konečných prvků

Pevnostní kontrola rámu podvozku je provedena pomocí metody konečných prvků. Kontrolována je pevnost a tuhost rámu. Rám je svařenec z plechů o tloušťce 14 mm z oceli S355JO, jejíž mez kluzu je $Re_{355JO} = 355 \text{ N/mm}^2$ [12].

7.1. Zatížení rámu

Modelováno je zatížení od podélných sil a od sil vypružených hmot. Jsou modelovány dva stavy, a to stav nouzového brzdění a stav zrychlování vozidla. Tyto stavy se liší velikostí a směrem působících sil. Pro oba stavy jsou síly zavedeny v místě uložení čepů ložiskových domků a v místě konzol primárního vypružení. Pro stav nouzového brzdění je ještě modelováno zatížení od kolejnicové brzdy, které přes dorazy působí přímo na rám. Dále je modelováno zatížení od pohonu, kdy při stavu nouzového brzdění je zatížení pouze od hmotnosti pohonu a při stavu zrychlování je uvažováno jak s hmotností pohonu, tak s reakčním momentem, který je zachytáván rámem.

Použity jsou trakční elektromotory o výkonu $P_{mot} = 70 \text{ kW}$ a s maximálními otáčkami $n = 1\,900 \text{ ot/min}$. Hmotnost jednoho trakčního elektromotoru je $m_{mot} = 280 \text{ kg}$. Převodový poměr převodovek je $i_{př} = 6,7$.

Moment elektromotoru:

$$M_{mot} = \frac{P_{mot}}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} = \frac{70\,000}{2\pi \cdot \frac{1\,900}{60}} = 351,82 \text{ Nm} \quad (67)$$

Moment přenášený na dvojkolí:

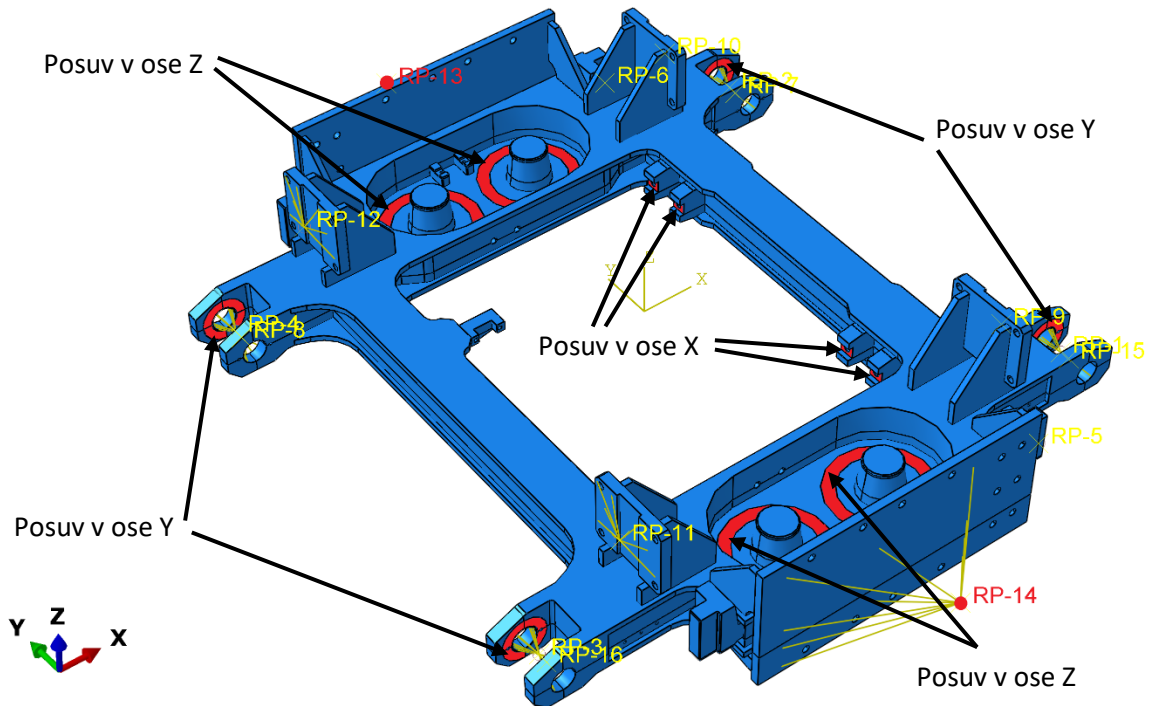
$$M_{dv} = M_{mot} \cdot i_{př} = 351,82 \cdot 6,7 = 2\,357,94 \text{ Nm} \quad (68)$$

Oba momenty jsou přenášeny na rám podvozku (při režimu zrychlování) a v modelu jsou zavedeny do bodů RP 13 a RP 14 (Obr. 50.).

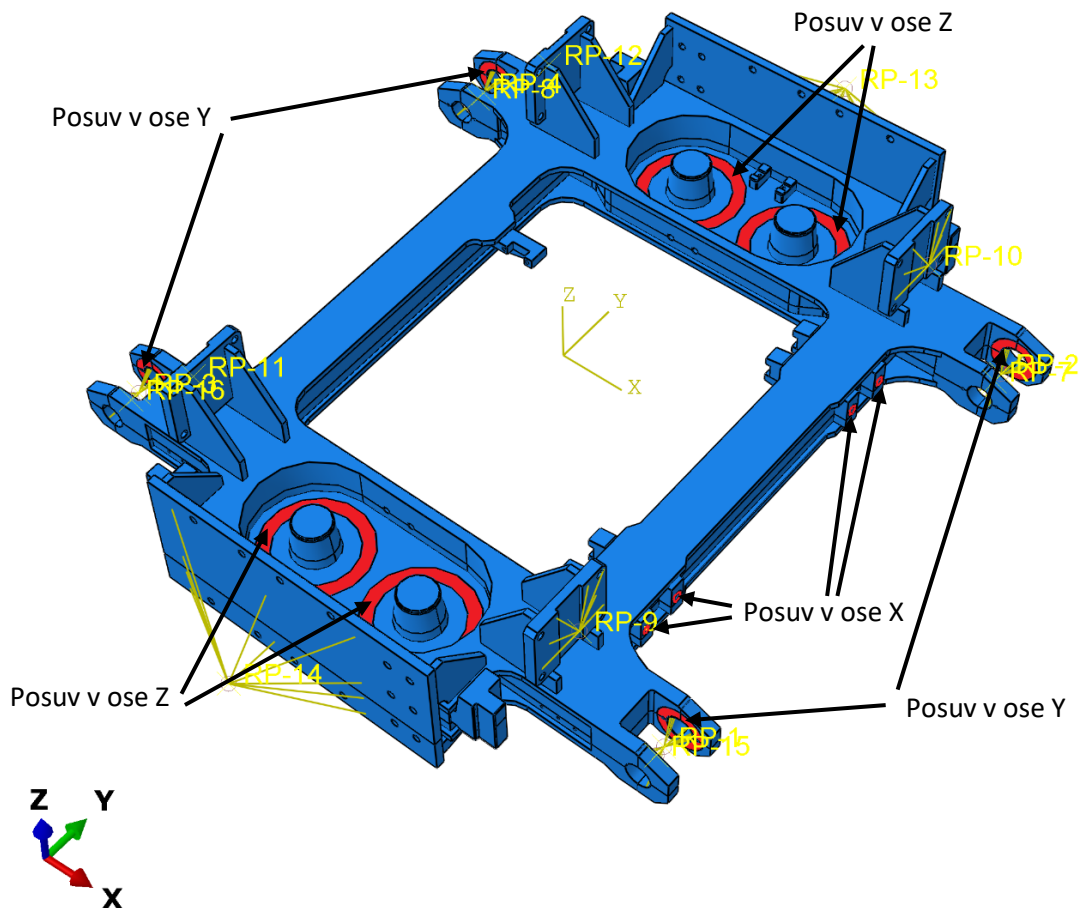
Schéma zatížení sil pro jednotlivé stavy je na Obr. 41. a Obr. 42. a v Tab. 7. jsou uvedeny velikosti zátěžných sil.

7.2. Okrajové podmínky

Okrajové podmínky modelu slouží k definování uložení rámu. V ose x (směr jízdy) představují okrajové podmínky místa upevnění tažně-tlačných tyčí, které přenášejí síly v této ose. V ose z (svislá osa) jsou okrajovými podmínkami dosedací plochy pružin sekundárního vypružení. Aby model lépe odpovídal realitě, jsou okrajové podmínky zavedeny pouze na mezikruží, na které pružiny dosedají. V ose y (příčný směr) jsou okrajovými podmínkami vždy jedna z konzol čepů na každé straně rámu, a to ta z konzol, na kterou nepůsobí axiální zatížení.



Obr. 50.: Okrajové podmínky pro režim brzdění, okrajové podmínky jsou aplikovány na červeně zvýrazněné plochy, popsáním směřům je zamezen posuv



Obr. 51.: Okrajové podmínky pro režim zrychlování, okrajové podmínky jsou aplikovány na červeně zvýrazněné plochy, popsáním směřům je zamezen posuv

Takto zavedené okrajové podmínky odebírají modelu dostatečný počet stupňů volnosti a dostatečně odpovídají skutečné situaci, aby mohl být proveden úspěšný MKP výpočet.

7.3. MKP model

Rám je modelován jako 3D objemové těleso. Přestože je rám svařencem z plechů, model pro výpočet je zjednodušený a je reprezentován jako jedno těleso bez modelování svarů, jejichž výpočet pomocí MKP by představoval velmi obsáhlou problematiku. Proto lze tento model použít pro vytipování kritických míst konstrukce a MKP kontrolu provést pouze pro tato místa.

K zavedení silových účinků na rám jsou použity RP (Reference Point) body, do kterých jsou zavedeny silové účinky. Tyto body jsou spojeny s modelem pomocí vazby coupling, která zaručuje rozdělení silových účinků na požadované plochy tak, aby model co nejlépe odpovídal realitě. V místě uložení čepů ložiskových domků jsou vazby použity s ohledem na směr působení sil. V případě upevnění tažně-tlačných tyčí tato vazba modeluje dosedací plochy šroubů.

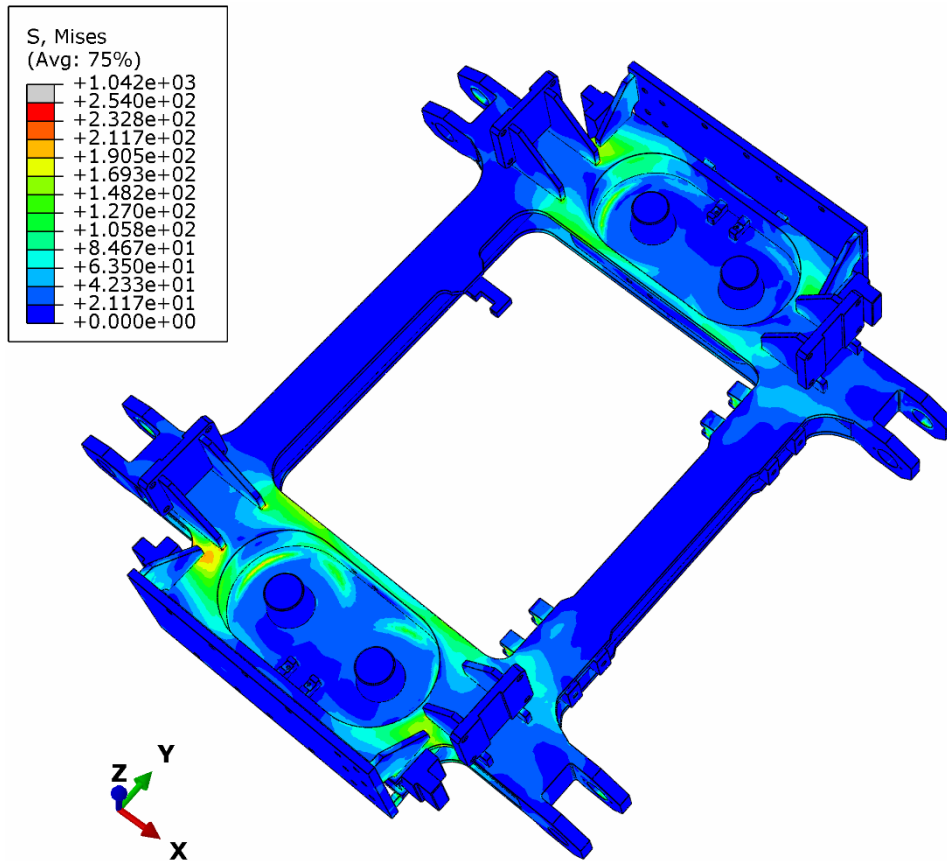
Použity jsou čtyřstěnné lineární elementy C3D4 o průměrné globální velikost 5, v místech dosedacích ploch šroubů sloužících k připevnění čepů tažně-tlačných tyčí k příčnicku podvozku je síť zjemněna pro eliminování chyb. K výpočtu je použit kompletní model rámu.

7.4. Pevnostní kontrola

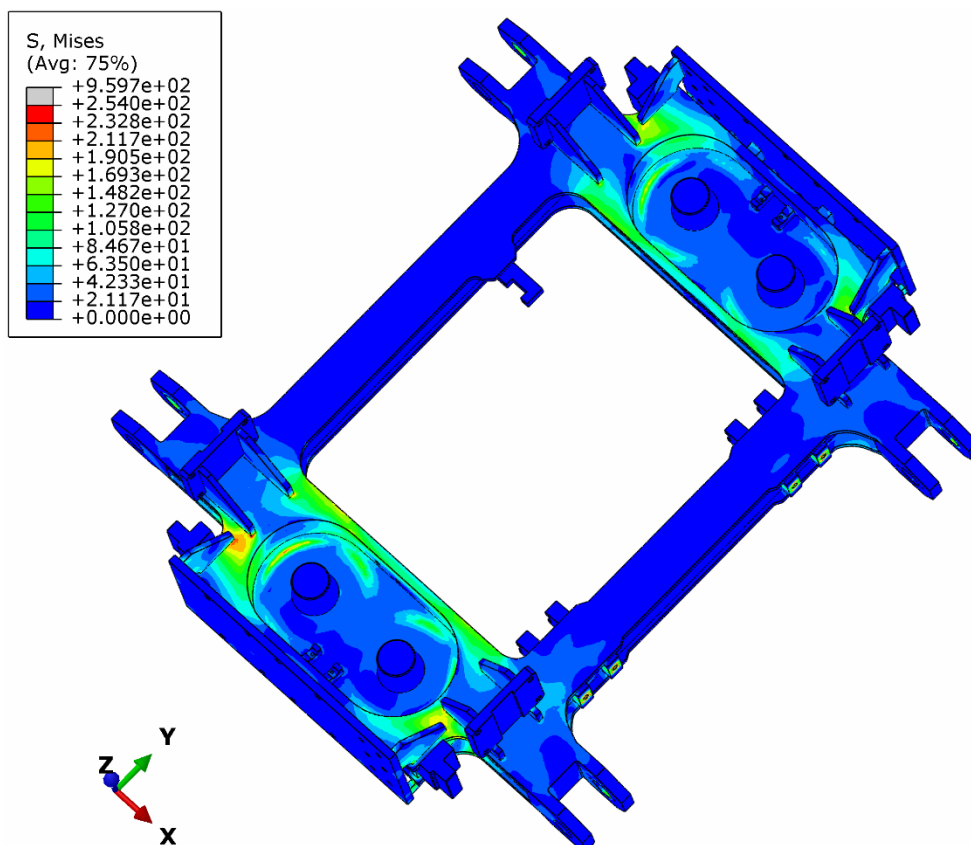
Z výsledků (Obr. 52. a Obr. 53.) je patrné, že největší napětí je v místech upevnění konzol primárního vypružení. V těchto místech je vybrání horní desky pro prostor pro sekundární vypružení a současně se zde projevuje vrubový účinek v místech připojení konzol primárního vypružení a příčnicku rámu. Protože nejsou modelovány svary, je vliv vrubu větší než u reálného provedení, kdy tvar svaru spolu s přípravou hran sníží vrubový účinek.

Protože je rám zatěžován dynamicky, je nutné tuto skutečnost při kontrole zohlednit. Pro zohlednění dynamiky se neporovnává výsledné napětí s mezí kluzu, ale s určeným dovoleným napětím pro dynamické zatěžování. Zohlednění dynamiky se provádí zvýšením zatížení o 1,4 násobek [4], nebo snížením maximálního dovoleného napětí při zachování velikosti zatížení. Dovolené napětí pro dynamické zatěžování tedy je:

$$\sigma_{Ddyn} = \frac{Re_{355JO}}{k_{dyn}} = \frac{355}{1,4} = 253,57 \text{ N/mm}^2 \quad (69)$$

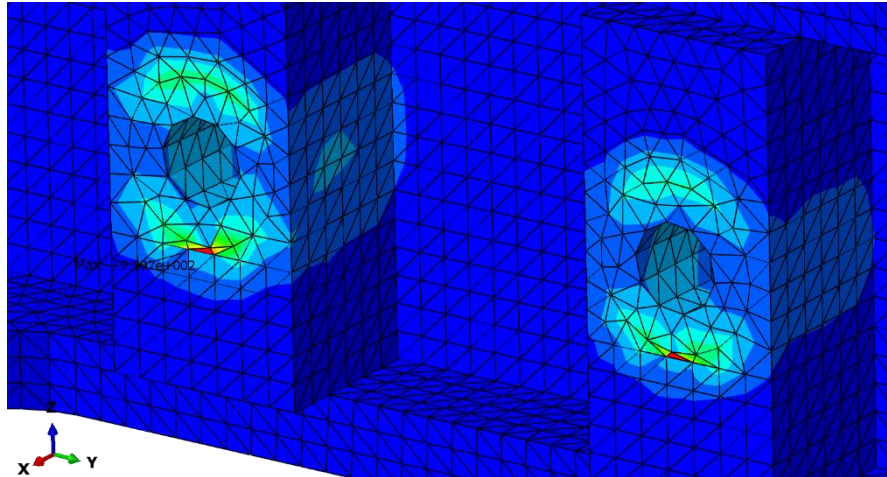


Obr. 52.: Průběh redukovaného napětí při režimu nouzového brzdění



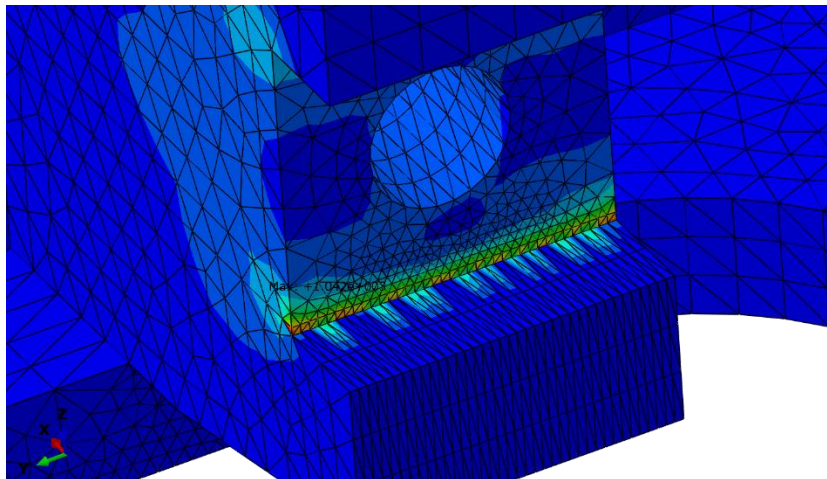
Obr. 53.: Průběh redukovaného napětí při režimu zrychlování

Vlivem chyby sítě ze čtyřhranů a skutečnosti, že vazba coupling nedokáže přesně modelovat přenos sil přes podložku pod maticí (stav zrychlování), vychází v místech okrajů dosedací plochy matice vysoké napětí (960 N/mm^2) (Obr. 54.). Toto napětí však neodpovídá reálnému napětí, které bude v daném místě výrazně menší.



Obr. 54.: Detail lokálního extrému napětí (960 N/mm^2) v místě hranice dosedací plochy podložky

K obdobné situaci dochází při stavu nouzového brzdění, kdy v místě dosedacích ploch čepu dochází v místě ostrého přechodu vybrání vidlice (Obr. 55.), kde vlivem chyby vychází také vysoké napětí ($1\,042 \text{ N/mm}^2$). Stejně jako v předchozím případě je reálné napětí v daném místě výrazně nižší.

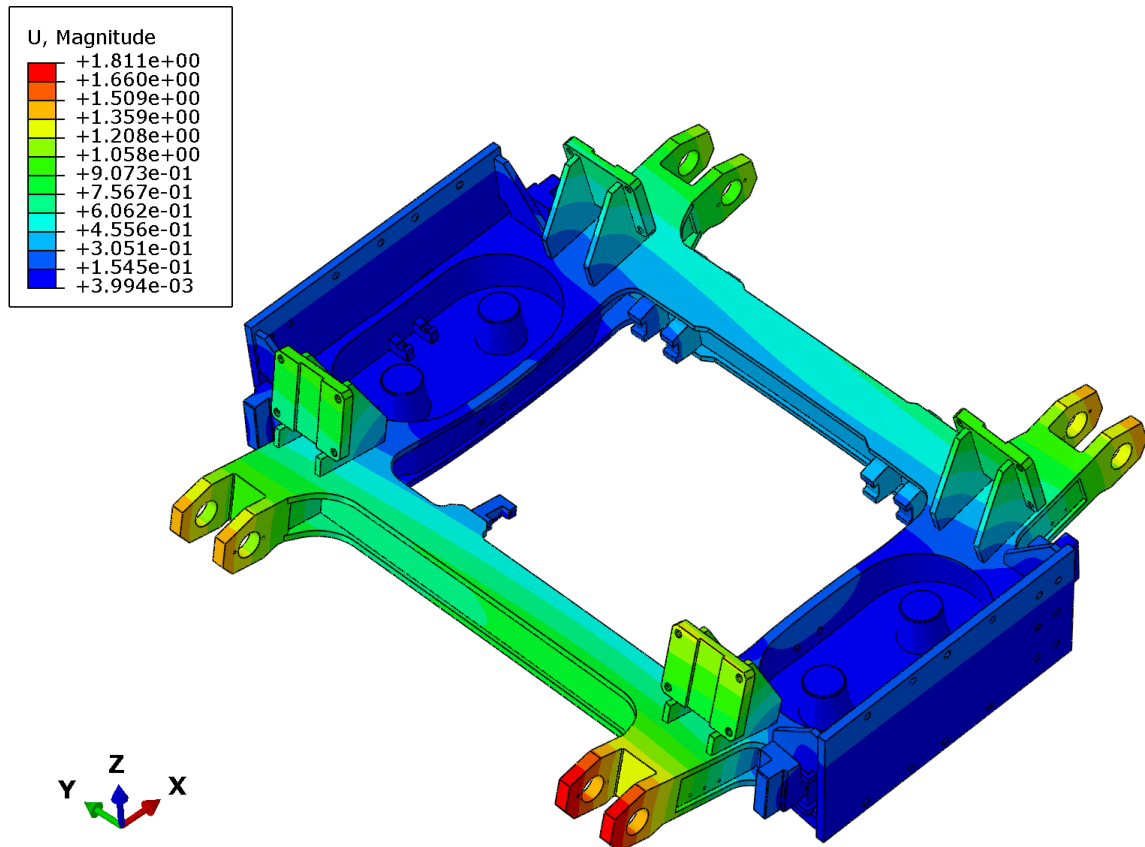


Obr. 55.: Detail lokálního extrému napětí ($1\,042 \text{ N/mm}^2$) v místě ostré hrany vidlice

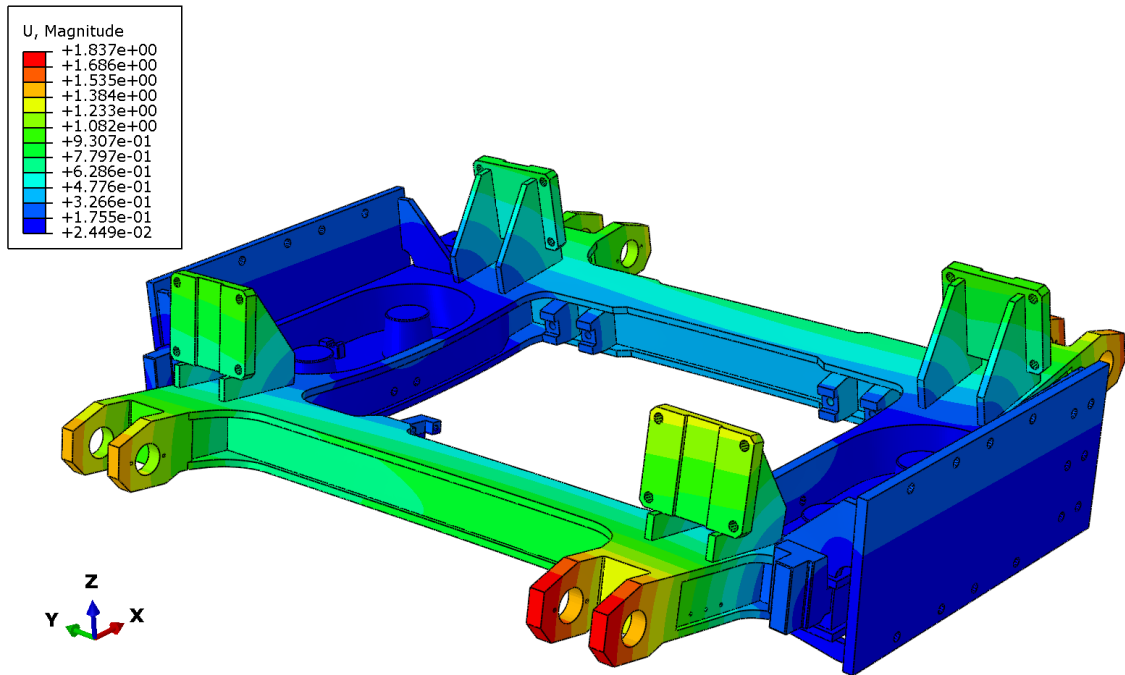
V žádném místě nevychází napětí vyšší, než je dovolené napětí pro dynamické zatížení (254 N/mm^2), proto rám pevnostně vyhovuje.

7.5. Kontrola deformací

Kontrola deformace byla provedena stejně jako v předchozím případě pro stav nouzového brzdění a stav zrychlování vozidla. Na Obr. 56. a Obr. 57. jsou znázorněny průběhy deformace rámu.



Obr. 56.: Průběh deformace při režimu nouzového brzdění, měřítko deformace 50:1



Obr. 57.: Průběh deformace při režimu zrychlování, měřítko deformace 50:1

Při obou stavech je maximálně deformována nejvíce zatížená konzola primárního vypružení. Maximální hodnoty deformace jsou $1,81\text{ mm}$ pro stav nouzového brzdění a $1,84\text{ mm}$ pro stav zrychlování. Maximální deformace nijak neovlivňuje funkci, a proto rám vyhovuje.

8. Uspořádání spodku vozidla a interiéru nad podvozkem

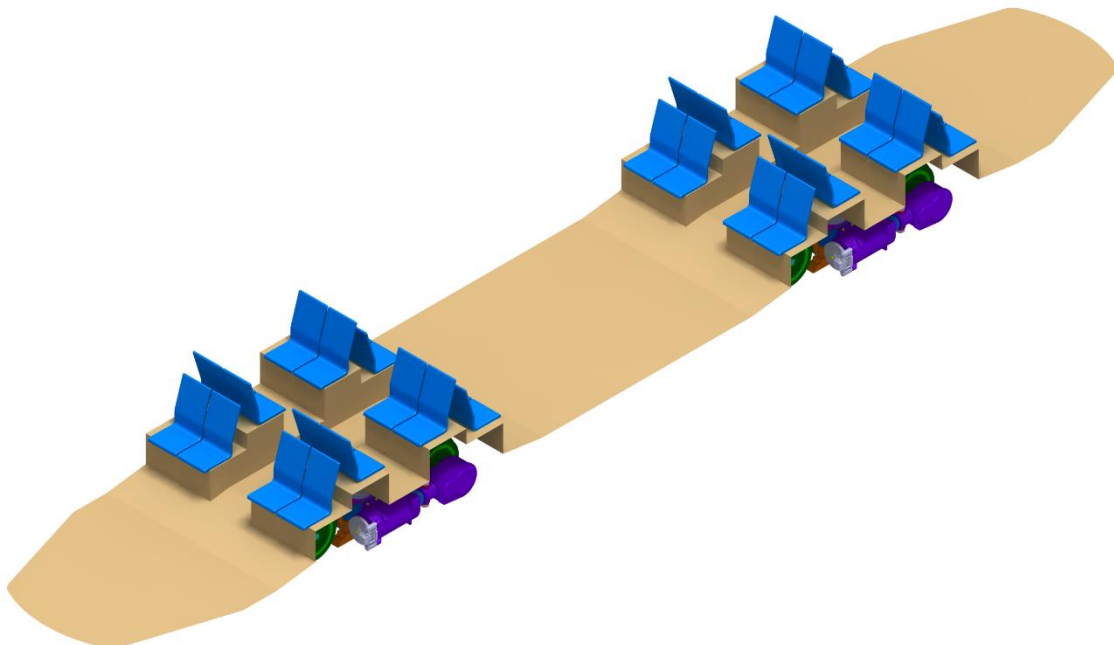
Uspořádání spodku vozidla nad podvozkem musí být takové, aby byl vytvořen dostatečný prostor pro podvozek, což u jednočlánekových vozidel představuje značný problém. Proto jsou sedadla v oblasti nad podvozkem umístěna na podestách, pod kterými je dostatečný prostor pro podvozek a jeho příslušenství.

Protože jsou použity plně otočné podvozky, jsou jejich prostorové nároky větší o prostor potřebný k natočení podvozků. Toto je limitující zejména pro šířku uličky mezi sedadly.

V případě navrženého podvozku jsou limitujícími součástmi podvozku konzoly primárního vypružení, které při maximálním uvažovaném natočení omezují použitelnou šířku pro uličku, a ve svislém směru to jsou dvojkolí, která se musí vejít pod podlahu a kola a vrchní část kolébky, jež musí být v prostoru pod podestami.

Pro výšku podlahy nad podvozky je omezující dvojkolí, jehož osa se musí vejít pod podlahu a současně musí být zachován prostor pro zdvih vypružení.

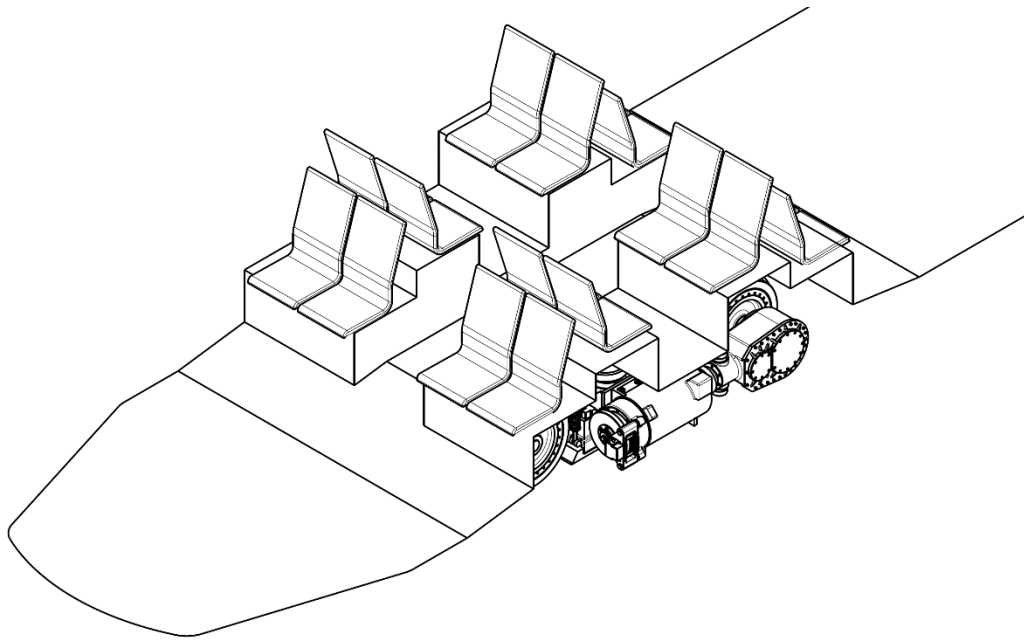
Bylo navrženo uspořádání, kdy nad jedním podvozkem je šestnáct sedadel (Obr. 58.) na vyvýšených podestách. Podlaha v prostoru nad podvozky je ve výšce 500 mm nad temenem koleje a ve zbytku vozidla je podlaha ve výšce 380 mm nad temenem koleje. Tento výškový rozdíl je překonán rampou se sklonem 8° , která umožňuje použití podlahy bez schodů.



Obr. 58.: Navržené uspořádání interiéru nad podvozky

Sedadla jsou umístěna v konfiguraci 2+2, tzn., že na šířku vozidla jsou umístěny dvě dvojice sedadel, mezi kterými je ulička o šířce 600 mm .

Čtveřice sedadel uprostřed nad podvozky (Obr. 59.) je přístupná po překonání schodu o výšce 150 mm, který je nezbytný k tomu, aby v uličce mohla být použita natolik nízká podlaha, že není nutné použití schodů, ale zároveň je v prostoru pod sedadly dostatečný prostor pro podvozek. Krajní dvojice sedadel jsou umístěny na podestách s nižší výškou, takže jsou přístupny bez překonání schodů. Další rozměry a zobrazení celkového uspořádání viz výkres DP-00-03, který je přílohou diplomové práce.



Obr. 59.: Umístění sedadel na podestách nad podvozkem

Navržené uspořádání interiéru nad podvozky je jednou z možných variant. Sedadla lze rozmístit jinak, jediným limitujícím faktorem je velikost podest, která je dána rozměrovými nároky podvozku.

9. Závěr

V diplomové práci byla zpracována rešerše zabývající se používanými pohony pro nízkopodlažní tramvaje spolu s přehledem jednotlivých koncepcí.

Dále byly navrženy základní rozměry jednočlánekového nízkopodlažního vozidla s ohledem na normu ČSN 28 0318:2015, která definuje průjezdný profil pro tramvajová vozidla. Navržený profil byl dle normy zkontrolován a průjezdný profil daným požadavkům vyhovuje. Z navržených rozměrů vozidla byl následně stanoven úhel natočení podvozků při průjezdu obloukem a úhel kývání podvozku při přejezdu vertikálního oblouku.

Následně byla navržena koncepce navrhovaného povozku spolu se stanovením jeho základních parametrů a uspořádáním jednotlivých komponent. Byl proveden návrh základních konstrukčních celků podvozku, zejména rámu a kolébky, byla navržena koncepce primárního a sekundárního vypružení a byl proveden návrh jejich tuhostí a rozměrů pružících prvků vycházejících z rozboru sil působících na podvozek.

Dále byl proveden výpočet trvanlivosti ložisek dvojkolí, pevnostní kontroly čepů, tažně-tlačných tyčí a šroubů upevňujících tyto tyče. Rám podvozku byl zkontrolován pomocí metody konečných prvků. Kontrola pomocí metody konečných prvků byla provedena pro dva zátěžné stavy, a to pro stav nouzového brzdění a pro stav zrychlování vozidla. Výstupem kontrol je průběh napětí a deformace rámu a porovnání s dovolenými hodnotami.

Z prostorových nároků podvozku bylo navrženo uspořádání spodku vozidla nad podvozkou. Výsledkem je návrh velikostí podest tak, aby byly dodrženy prostorové nároky podvozku při natočení a kývání a současně aby byla podlaha co nejnižší nad temenem koleje.

Závěrem bylo navrženo jedno z možných uspořádání interiéru vozidla nad podvozkou, a to podle uspořádání spodku vozidla nad podvozkou.

Seznam použité literatury

- [1] *Bearings of the TDO configuration* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/double-row-tapered-roller-bearings
- [2] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7.
- [3] *Helsinki's New Tram Artic* [online]. In: [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: http://www.transtech.fi/download/102/helsinkis_new_tram_artic
- [4] HEPTNER, Tomáš. *Rámy podvozků* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211072-Pojezdy_kolejovych_vozidel
- [5] *Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezipevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel
- [6] *KATALOGOVÝ LIST TRAMVAJOVÉHO VOZU T6A5* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: www.skd.cz/tramvaje
- [7] KOLÁŘ, Josef. *Design of a Wheelset Drive*. Transactions on Electrical Engineering, Vol. 4 (2015), No. 1 [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.transoneleng.org/>
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] *Mechanické vlastnosti oceli 54SiCr6*. Katalog materiálů softwaru MITCalc.
- [10] PRAGOIMEX a.s. *Jednočlánkové bezbariérové tramvajové vozidlo typu EVO1* [online]. In: [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: www.sdp-cr.cz
- [11] *Přehled vlastností oceli S355J2* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3
- [12] *Přehled vlastností oceli S355JO* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355jo>
- [13] *RAIL – SECONDARY: SPHERICAL BEARING, SMALL* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: www.vulcanite.com.au/product/Rail-Secondary-Spherical-bearing,-small-VP2654/
- [14] RODET, Alain. ALSTOM TRANSPORT SA. *Bogie for Railway Vehicle with a Suspension System*. Patent No.: US 20130333590 A1.
- [15] *Siemens Transportation Systems. First class bogies: The complete programme for high-quality railway transportation* [online]. In: [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/sitecollectiondocuments/en/rail-solutions/components-and-systems>
- [16] *The city and the NCC patch it up* [online]. In: . March 9, 2015. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: ottawacitizen.com/news/local-news/editorial-the-city-and-the-ncc-patch-it-up



- [17] *Tramvaj 14T v Praze dostala klasické sedačky. Ted' jde o to, co na to řeknou cestující* [online]. 18. 4. 2016. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.ceskatelevize.cz/ct24/regiony/1759366-tramvaj-14t-v-praze-dostala-klasicke-sedacky-ted-jde-o-co-na-reknou-cestujici>
- [18] *TRAMVAJ ELEKTRA PRAHA* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.skoda.cz/reference/tramvaj-elektra-praha/?from=prod> TRAMVAJ ELEKTRA PRAHA [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: <http://www.skoda.cz/reference/>
- [19] *ULF. News und Presse* [online]. Siemens AG Österreich [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: w5.siemens.com/web/at/de/corporate/portal/presse/pressefeatures/mobilitaet/
- [20] ZELINGR, Miloš, Jan KURAL a Tomáš HEPTNER. *VÚKV A. S. Podvozek s malou stavební výškou pro nízkopodlažní kolejové vozidlo, zejména tramvajové*. Patentový spis EP 2020355.
- [21] ZELINGR, Miloš. 100% nízkopodlažní tramvaj s otočnými podvozky. In: *Czech Raildays* [online]. [cit. 2017-06-01]. Dostupné z: www.railvolution.net/
- [22] ZELINGR, Miloš. Program na výpočet rotačního pryžového prvku na tlak.

Seznam použitých norem a předpisů

- [23] ČSN 28 0318 - Průjezdne průřezy tramvajových tratí
- [24] ČSN 73 6412 - Geometrické uspořádání koleje tramvajových tratí
- [25] ČSN EN 13104 - Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Poháněné nápravy - Metody konstrukce
- [26] ČSN EN 13452-1 - Železniční aplikace - Brzdění - Brzdové systémy pro hromadnou dopravu - Část 1: Požadavky na provedení
- [27] ČSN EN 13906-1 - Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 1: Tlačné pružiny
- [28] Vyhláška Ministerstva dopravy č. 173/1995 Sb., kterou se vydává dopravní řád drah

Seznam obrázků

Obr. 1.: Řezy podvozky tramvají T3 a nízkopodlažní 15T [21]	2
Obr. 2.: Pohon nábojovými motory [2].....	3
Obr. 3.: Schéma individuálního pohonu jednotlivých kol [2].....	4
Obr. 4.: Krajní (vlevo) a prostřední podvozek tramvaje 15T [20]	4
Obr. 5.: Schéma podélného skupinového pohonu [2]	5
Obr. 6.: Podvozek Siemens SF30 [15]	6
Obr. 7.: Schéma pohonu dvojkolí s nápravou [2]	6
Obr. 8.: Podvozek Alstom iXege [7]	7
Obr. 9.: Podvozek Alstom Iponam [14].....	7
Obr. 10.: Podvozek MB 202 používaný v tramvajích Škoda (Transtech) Artic [3].....	8
Obr. 11.: Schéma pohonu se svislou osou [2].....	9
Obr. 12.: Tramvaj Siemens ULF [19]	10
Obr. 13.: Schéma pohonu s příčně umístěným elektromotorem se zubovou spojkou (vlevo) a s dutou hřídelí kolem nápravy (vpravo) [2]	10
Obr. 14.: Podvozek Komfort EVO [10]	11
Obr. 15.: Interiér nad podvozky vozidla Alstom Citadis Spirit Ottawa [16]	12
Obr. 16.: Interiér tramvaje 14T s příčně uspořádanými sedačkami [18]	13
Obr. 17.: Interiér tramvaje Škoda 14T s podélně umístěnými sedačkami [18]	13
Obr. 18.: Interiér tramvaje EVO1 [10]	14
Obr. 19.: Navržený půdorys skříně	15
Obr. 20.: Vybočení vozidla na vnitřní stranu oblouku [23]	16
Obr. 21.: Vybočení vozidla na vnější stranu oblouku [23]	18
Obr. 22.: Poloha vyšetřovaných bodů na povrchu skříně	19
Obr. 23.: Úhel natočení podvozku s geometrií pro jeho výpočet	20
Obr. 24.: Průjezd vozidla vertikálním obloukem s vyznačenými úhly kývání	21
Obr. 25.: Změna úhlu kývání vlivem zborcení koleje	21
Obr. 26.: Navržený podvozek	22
Obr. 27.: Rám podvozku	23
Obr. 28.: Uložení pružin sekundárního vypružení	24
Obr. 29.: Kolébka	24
Obr. 30.: Kolébka a umístění tlumičů	25
Obr. 31.: Uspořádání pohonu	26
Obr. 32.: Umístění primárního a sekundárního vypružení na navrženém podvozku	27
Obr. 33.: Model dvoumotové soustavy pro výpočet tuhostí vypružení	27
Obr. 34.: Uspořádání primárního vypružení	30
Obr. 35.: Síly působící na ložiskový domek	30
Obr. 36.: Pryžokovový blok	32
Obr. 37.: Navržená pružina sekundárního vypružení	34
Obr. 38.: Síly působící na dvojkolí vlivem vypružených hmot.....	36
Obr. 39.: Podélné síly působící na vozidlo při nouzovém brzdění, celková brzdná síla (zelená), síla působící na jednotlivá dvojkolí (modrá) a síla od kolejnicových brzd působící na jeden podvozek (červená)	38
Obr. 40.: Podélné síly působící na vozidlo při zrychlování, celková síla na vozidlo (zelená), síla působící na jednotlivá dvojkolí (modrá)	39
Obr. 41.: Celkové zatížení rámu při nouzovém brzdění.....	40
Obr. 42.: Celkové zatížení rámu při zrychlování	40
Obr. 43.: Ložisko SKF 617335 [1]	41
Obr. 44.: Řez ložiskovým domkem	42
Obr. 45.: Uložení čepu v konzole rámu s rozměry pro kontrolu čepu	44
Obr. 46.: Síly působící na čep	44
Obr. 47.: Umístění tažně-tlačných tyčí	46
Obr. 48.: Tažně-tlačná tyč s vyznačenými rozměry pro výpočet	46



Obr. 49.: Upevnění čepů šrouby	47
Obr. 50.: Okrajové podmínky pro režim brzdění, okrajové podmínky jsou aplikovány na a červeně zvýrazněné plochy, popsáním směřům je zamezen posuv	49
Obr. 51.: Okrajové podmínky pro režim zrychlování, okrajové podmínky jsou aplikovány na a červeně zvýrazněné plochy, popsáním směřům je zamezen posuv	49
Obr. 52.: Průběh redukováného napětí při režimu nouzového brzdění.....	51
Obr. 53.: Průběh redukováného napětí při režimu zrychlování	51
Obr. 54.: Detail lokálního extrému napětí (960 N/mm^2) v místě hranice dosedací plochy podložky.....	52
Obr. 55.: Detail lokálního extrému napětí ($1\ 042 \text{ N/mm}^2$) v místě ostré hrany vidlice	52
Obr. 56.: Průběh deformace při režimu nouzového brzdění, měřítko deformace 50:1	53
Obr. 57.: Průběh deformace při režimu zrychlování, měřítko deformace 50:1.....	54
Obr. 58.: Navržené uspořádání interiéru nad podvozky.....	55
Obr. 59.: Umístění sedadel na podestách nad podvozkem	56



Seznam tabulek

Tab. 1.: Hlavní rozměry navržené skříně.....	15
Tab. 2.: Vypočtená vnitřní vybočení navržené skříně	17
Tab. 3.: Vypočtená vnější vybočení navržené skříně	19
Tab. 4.: Základní parametry navrženého podvozku	26
Tab. 5.: Vybrané parametry tramvaje EVO1 [10]	28
Tab. 6.: Parametry pro výpočet sil působících na dvojkolí	37
Tab. 7.: Hodnoty si působících na rám při jednotlivých stavech	41

Seznam grafů

Graf 1.: Závislost modulu pružnosti pryže tlakem namáhaného válcového bloku [22].....	31
---	----

Seznam použitých symbolů

a	m/s^2	zrychlení vozidla
$a; b$	mm	délkové rozměry
a_{bn}	m/s^2	zpomalení při nouzovém brzdění
a_{bp}	m/s^2	zpomalení při provozním brzdění
b	m	vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od jeho podélné osy
b	m	vzdálenost ložiskových domků od osy skříně
C	kN	dynamická únosnost
d	m	maximální radiální posuv otočného čepu z jeho ideální polohy při součtu všech možných příčných vůlí ve statické poloze
D	mm	střední průměr vinuté pružiny
d	mm	průměr drátu pružiny
d'	mm	předběžný průměr drátu pružiny
d_3	mm	malý průměr závitů
d_a	m	poměrná vůle
d_{ok}	mm	maximální opotřebení okolků
D_p	mm	průměr pryžového bloku
d_{roz}	mm	rozšíření rozchodu v obloucích
d_s	mm	střední průměr kol
D_T	mm	velký průměr oka tyče
d_T	mm	malý průměr oka tyče
e	m	poloviční vzdálenost otočných čepů
E_a	m	vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od osy obrysu pro vozidla vně směrového oblouku vně otočných čepů
E_i	m	vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od osy obrysu pro vozidla dovnitř směrového oblouku mezi otočnými čepy
E_p	N/mm^2	modul pružnosti pryže
F_{2l}	N	zatížení jedné sekundární pružiny při plně obsazeném vozidle
F_{2p}	N	zatížení jedné sekundární pružiny při prázdném voze
$F_{čnb}$	N	celková podélná síla přenášená na rámy přes čepy při nouzovém brzdění
F_{knb}	N	celková podélná síla přenášená na rámy od kolejnicové brzdy při nouzovém brzdění
f_l	Hz	první vlastní frekvence plně obsazeného vozidla
F_{nb}	N	celková podélná síla působící na vozidlo při nouzovém brzdění
f_p	Hz	první vlastní frekvence prázdného vozidla
F_p	N	síly na primární pružinu
F_{pdov}	N	dovolená síla na pryžový blok
F_{ξ}	N	síla přenášená šroubem
F_{T1}	N	síla přenášená jednou tyčí při nouzovém brzdění vozidla
$F_{vč}$	N	výsledná síla působící na jeden čep
F_{Zr}	N	celková podélná síla působící na vozidlo při zrychlování
G	N/mm^2	modul pružnosti ve smyku
h	m	výška těžiště skříně od osy dvojkolí
H	N	rámová síla

h_p	mm	výška pryžového bloku
i	[1]	poměr středního průměru pružiny k průměru drátu
$i_{\check{c}}$	[1]	počet čepů na vozidle
i_d	[1]	počet dvojkolí na jednom vozidle
i_{os}	[1]	maximální obsaditelnost vozidla při 4 os/m ₂
i_p	[1]	počet podvozků jednoho vozidla
i_{pp}	[1]	počet primárních pružin na jednom vozidle
$i_{př}$	[1]	převodový poměr
i_{ps}	[1]	počet sekundárních pružin na jednom vozidle
i_t	[1]	počet tažně-tlačných tyčí
k	m	poloviční šířka obrysu pro vozidlo
k	[1]	korekční součinitel přidavného ohybu
k_1	N/mm	tuhost jedné primární pružiny
k_{1c}	N/mm	celková tuhost primárního vypružení
k_2	N/mm	tuhost jedné sekundární pružiny
k_{2c}	N/mm	celková tuhost sekundárního vypružení
k_c	N/mm	celková tuhost soustavy
k_{cr}	N/mm	celková tuhost reálné soustavy
k_p	[1]	poměr plochy základny pryžového bloku k ploše pláště
k_{p1}	N/mm	tuhost pryžového bloku
k_{pc}	N/mm	celková tuhost pryžového bloku
L	10 ⁶ ot	trvanlivost ložiska
L_0	mm	volná délka pružiny
L_1	mm	délka pružiny při prázdném vozidle
L_g	mm	délka pružiny při plně obsazeném vozidle
L_g	mm	délka pružiny při dosednutí závitů
L_{km}	km	trvanlivost ložiska v ujeté vzdálenosti
l_o	m	vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od roviny příčného řezu procházející otočným čepem
l_s	m	vzdálenost vyšetřovaného bodu na povrchu skříně vozidla, měřená od roviny příčného řezu procházející středem vzdálenosti otočných čepů
m	kg	hmotnost prázdného vozidla
m_1	kg	referenční hmotnost
m_d	kg	hmotnost dvojkolí
M_{dv}	Nm	moment přenášený na dvojkolí
m_{mot}	kg	hmotnost elektromotoru
M_{mot}	Nm	moment elektromotoru
m_p	kg	hmotnost podvozku
m_s	kg	hmotnost skříně vozidla
$m_{už}$	kg	užitečná hmotnost
n	[1]	počet pryžových bloku v jednom pryžokovovém bloku
n	[1]	počet činných závitů
n	ot/min	otáčky elektromotoru
n_c	[1]	počet závitů
n_z	[1]	počet závěrných závitů



P	N	ekvivalentní zatížení
p	m	rozvor podvozku
p	MPa	kontaktní tlak
P_1, P_2	N	radiální síly na ložiska
P_{mot}	kW	výkon elektromotoru
q	m	poloviční rozvor podvozku
R	m	poloměr směrového oblouku
Re_{355J2}	N/mm	mez kluzu oceli S355J2
Re_{355JO}	N/mm	mez kluzu oceli S355JO
Re_{335}	N/mm	mez kluzu oceli S335
$Re_{8.8}$	N/mm ²	mez kluzu šroubu o pevnosti 8.8
Rm	N/mm ²	mez pevnosti
s	%	deformace pryžového bloku
s_1	mm	ujetá vzdálenost pro jednu otáčku
S_s	mm ²	plocha pláště pryžového bloku
S_z	mm ²	plochá základny pryžového bloku
t_T	mm	tloušťka tyče
y	[1]	celkový poměr tuhostí vypružení
Y_1, Y_2	N	příčné síly na kola
y_l	[1]	poměr tuhostí plně obsazeného vozu
y_p	[1]	poměr tuhostí vypružení prázdného vozu
z_{dyn}	mm	dynamická přírážka
z_l	mm	stlačení sekundární pružiny při plně obsazeném vozidle
z_p	mm	zdvih primárního vypružení
z_{pp}	mm	stlačení sekundární pružiny při prázdném vozidle
z_s	mm	zdvih sekundárního vypružení
α	°	úhel kývání podvozku
β	°	úhel natočení podvozku
δ_o	m	rozšíření obrysu pro vozidlo na vnější stranu oblouku
δ_i	m	rozšíření obrysu pro vozidlo na vnitřní stranu oblouku
Δ_z	mm	zborcení koleje
σ_{Ddyn}	N/mm ²	dovolené napětí pro dynamické zatížení
σ_{td}	N/mm ²	tlakové napětí
τ_D	N/mm ²	dovolené smykové napětí
τ_{Ddyn}	N/mm ²	snížené dovolené napětí pro dynamické namáhání
τ	N/mm ²	smykové napětí
σ_s	N/mm ²	napětí ve šroubu

Seznam příloh

Výkres půdorysu vozidla	DP-00-1
Koncepční výkres podvozku	DP-00-2
Koncepční výkres interiéru nad podvozky	DP-00-3
Sestavný výkres svařence rámu podvozku	DP-01-1
Kusovník	DP-01-1-K
CD obsahující text práce, výkresy a 3D model podvozku v elektronické podobě	