

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh Jakobsova podvozku s nápravou pro nízkopodlažní
tramvajové vozidlo

Autor: Bc. Vlastimil Lácha
Vedoucí práce: Doc. Ing. Petr Heller, CSc.

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Vlastimil LÁCHA**
Osobní číslo: **S18N0004P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Téma práce: **Návrh Jakobsova podvozku s nápravou pro nízkopodlažní tramvajové vozidlo**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Studie dvounápravového podvozku Jakobsova typu pro nízkopodlažní tramvaj.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše stávajících tramvajových podvozků
2. Návrh vlastního řešení Jakobsova podvozku ve variantách
3. Výběr nejvhodnější varianty
4. Podrobné zpracování vybrané varianty, výpočty
5. Výkresová dokumentace vybrané části

Rozsah diplomové práce: **50-70 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011

HELLER, P. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Regionální technologický institut

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Říha**
ŠKODA TRANSPORTATION a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Lácha	Jméno Vlastimil		
STUDIJNÍ OBOR	„Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller, CSc.	Jméno Petr		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Návrh Jakobsova podvozku s nápravou pro nízkopodlažní tramvajové vozidlo			

FAKULTA	Fakulta strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	-----------------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	87	TEXTOVÁ ČÁST	75	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce se zabývá komplexním návrhem podvozku pro nízkopodlažní tramvajové vozidlo. Práce obsahuje návrh základních komponent podvozku jako jsou: rám, nápravnice, vypružení, trakční soustava a brzdové ústrojí. Výstupem práce je 3D model koncepčního podvozku vytvořený pomocí softwaru Autodesk Inventor 2019.
KLÍČOVÁ SLOVA	tramvaj, podvozek, nápravnice, kolébka, Jacobsův, rám, vypružení, nízkopodlažní, koncepční, brzdy, trakce, návrh

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Lácha	Name Vlastimil	
FIELD OF STUDY	“Transport Vehicles and Handling Machinery “		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Heller, CSc.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of Jakobs bogie with an axle for low-floor tram		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	87	TEXT PART	75	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis deals with complex design of the bogie for low-floor tram. The work includes design of the basic components such as frame, axle, springs, tractive system and brakes. The result is the 3D model of the concept bogie created with the software Autodesk Inventor 2019.
KEY WORDS	tram, bogie, axle, Jacobs, frame, springs, low-floor, concept, brakes, traction, design

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu této diplomové práce panu Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za odborné vedení práce a za ochotu, vstřícnost a cenné rady při konzultacích.

Obsah

Seznam příloh.....	2
Přehled použitých zkratk a symbolů.....	2
1. Úvod.....	4
2. Tramvajové podvozky	5
2.1 Podvozek Jakobsova typu.....	5
2.2 Podvozky otočné pro standartní vysokopodlažní vozidla	6
2.2.1 ČKD Tatra	6
2.2.2 Siemens SF 90.....	7
2.3 Podvozky částečně nízkopodlažních vozidel	8
2.3.1 Siemens SF 70.....	8
2.3.2 Podvozek Škoda tramvaje Astra	9
2.4 Podvozky neotočné 100 % nízkopodlažních tramvajů	10
2.4.1 Siemens SF 30 C	10
2.4.2 Podvozek Bombardier S 1000	12
2.5 Otočné podvozky 100% nízkopodlažních tramvajových vozidel.....	14
2.5.1 Otočný podvozek tramvaje ŠKODA For City.....	14
3. Specifikace požadavků.....	16
4. Návrh koncepčních variant.....	20
4.1 Návrh orgánové struktury.....	20
4.1.1 Varianta A.....	21
4.1.2 Varianta B	23
4.2 Výběr varianty	25
5. Koncepční návrh podvozku.....	27
5.1 Návrh vypružení.....	27
5.1.1 Sekundární vypružení.....	29
5.1.2 Primární vypružení.....	34
5.2 Uložení kola.....	37
5.3 Ložisková jednotka	41

5.4 Kola.....	44
5.5 Přenos sil	45
5.5.1 Přenos tažných tlačných sil.....	45
5.5.2 Přenos příčných sil	47
5.6 Pohon.....	47
5.6.1 Trakční motor.....	48
5.6.2 Převodovka	49
5.7 Kolébka	50
5.8 Rám	52
5.9 Nápravnice.....	53
5.10 Brzdová výzbroj.....	55
5.11 Ochranné součásti podvozku	56
6. Pevnostní analýza rámu podvozku a kolébky	56
6.1 Síťování tělesa	58
6.2 První zatěžovací stav.....	59
6.2.1 Výsledky simulace	60
6.3 Druhý zatěžovací stav	62
6.3.1 Výsledky simulace	62
6.4 Pevnostní analýza kolébky	63
6.4.1 Síťování a okrajové podmínky.....	64
6.4.2 Výsledky simulace	64
7. Koncepční podvozek.....	66
7.1 Průchod mezi články.....	66
7.2 Obrys vozidla.....	66
7.3 Výsledný návrh.....	67
8. Závěr	70
Seznam použité literatury	71
Seznam obrázků	72
Seznam tabulek	73
Seznam příložených výkresů	74

Přehled použitých zkratk a symbolů

Atd.	A tak dále
Tzn.	To znamená
Obr.	Obrázek
Tab.	Tabulka
MHD	Městská hromadná doprava
T.K.	Temeno kolejnice

Zbylé zkratky a symboly potřebné při výpočtech jsou uvedeny v jednotlivých kapitolách.

1. Úvod

Tramvaje jsou v městské hromadné dopravě velmi důležitým dopravním prostředkem. Jsou časově přesné a jejich linky mají krátké časové intervaly, proto jsou v hustém provazu velkých měst na krátkou a střední vzdálenost nejrychlejším dopravním spojením. Díky jejich velikosti dokáží efektivně dopravovat velké množství lidí. Historicky prvními tramvajemi byly vozy tažené koňmi. Před rozvojem městské autobusové dopravy, který nastal po druhé světové válce, byly elektricky poháněné tramvaje neodmyslitelným dopravním nástrojem každého velkého města.

Hlavními požadavky pro současná tramvajová vozidla jsou především komfort a pohodlí cestujících, přepravní kapacita a také bezpečnost. Nejmodernějším konceptem jsou tramvaje nízkopodlažní, které nabízí cestujícím rychlé a pohodlné nastupování do vozidla a průchod mezi jednotlivými články. Tyto tramvaje jsou ale konstrukčně komplikovanější a tato koncepce ukrývá řadu problémů. Základním konstrukčním celkem je podvozek vozidla. Jeho umístění přímo omezuje rozložení interiéru a výšku podlahy ve vozidle.

Tato práce se zabývá především tramvajovými podvozky a jejich komponenty. Jejím cílem je vytvoření koncepčního návrhu nízkopodlažního podvozku pro tramvajové vozidlo.

2. Tramvajové podvozky

Pojezd kolejového vozidla je skupina součástí, které slouží k vedení a nesení skříně kolejového vozidla po koleji. Podvozek vozidla může být pojezd anebo pouze jeho část. Podvozek se vyznačuje samostatným rámem, který má vůči skříně vozidla určitou pohyblivost. Pokud mezi podvozkem a skříní není použit rám, hovoříme o jednotlivém pojezdu.[2]

Podvozky lze jednoduše rozdělit na běžné a trakční. Běžný podvozek slouží pouze pro nesení a vedení skříně, a podvozek trakční slouží zároveň k pohonu celého vozidla. Základními částmi podvozku jsou rám, dvojkolí, systém vypružení, obvykle primární a sekundární, dále brzdová výzbroj, a pokud se jedná o trakční podvozek, tak pohonný systém. Dále je potřeba zajistit přenos tažných a tlačných sil mezi jednotlivými stupni odpružení. [3]

Vlastnosti a funkce tramvajových podvozků jsou stejné jako u podvozků železničních vozidel, jsou na ně však kladeny další požadavky. Například musí zvládnout projet oblouky o poloměru 20 m, většinou bez přechodnice. Traťové sklony zde bývají až 80 ‰. Výkony trakčních motorů u tramvajových podvozků bývají maximálně 100-120 kW na nápravu. Podvozky jsou také rozměrově omezeny z hlediska vztažné linie obrysu vozidla. Důležitým požadavkem na podvozky dnešních tramvajových vozidel je nízkopodlažnost. Cílem je navrhnout koncepci tramvaje tak, aby byla 100% nízkopodlažní, tedy i v místech, kde se nacházejí podvozky. Tento konstrukční prvek zvyšuje využitelnost prostoru tramvaje a komfort při procházení mezi jednotlivými články. Podle tohoto kritéria lze podvozky rozdělit do 4 skupin. [3]

- Podvozky otočné pro standardní vysokopodlažní vozidla
- Podvozky částečně nízkopodlažních vozidel
- Podvozky neotočné pro 100% nízkopodlažní vozidla
- Podvozky otočné pro 100% nízkopodlažní vozidla

2.1 Podvozek Jakobsova typu

Dalším typem podvozku je podvozek typu Jakobs. Oproti klasické koncepci umožňuje tento podvozek otočnou vazbu dvou skříní nebo článků na jednom podvozkem. Tím se sníží celkový počet podvozků, tudíž i celková vlastní hmotnost vozidla. Odpadá tím spřahovací ústrojí. Tímto řešením je zjednodušena vazba mezi články a zároveň je zlepšena průchodnost celým vozidlem. Naopak nevýhodou je nutnost vyvázání obou článků, například při poruše a opravě podvozku. Tento typ podvozku je hojně používán spíše u jednotek, ale i u tramvají. [3]

2.2 Podvozky otočné pro standartní vysokopodlažní vozidla

2.2.1 ČKD Tatra

Tento podvozek byl po druhé světové válce použit z tramvaje typu PCC Car, která byla vyvinuta v USA. V Československu byl vyráběn v závodě ČKD Tatra. Jeho použití bylo na všech vozidlech typu T (*T1, T2, T3, KT*). Jeho hlavní výhodou je jednoduchá konstrukce s kloubovým rámem s vnitřním uložením. Rám je tvořen dvěma podélníky a dvěma motorovými příčníky, které jsou spojeny pomocí pryžových silentbloků. Trakční motory jsou stejnosměrné a jsou umístěny uvnitř rámu podélně. Přenos krouťacího momentu od motoru k nápravové převodovce je vytvořen pomocí kloubové hřídele. Trakční motor je plně vypružený. Nevýhodou tohoto podvozku jsou větší celkové neodpružené hmoty, jelikož primární vypružení bylo tvořeno pouze pryží. Sekundární vypružení je tvořeno pomocí soustavy pryžových a ocelových šroubovitých pružin. Brzda podvozku je kolejnicová, umístěná na podélníku, a třecí kotoučová brzda umístěná u trakčního motoru. Například u tramvaje Tatra KT8D5 byl tento podvozek použit také jako Jakobsův. [3]

Parametr	Hodnota
Hmotnost [t]	3,7
Rozvor [mm]	1900
Rozchod [mm]	1435
Průměr kol [mm]	700
Trakční podvozek	Ano
Výška podlahy [mm]	900
Výkon trakčního motoru [kW]	45

Tab. 1 Parametry podvozku ČKD



Obr. 1 Podvozek ČKD Tatra [8]

2.2.2 Siemens SF 90

Další podvozek patřící do skupiny otočných, standartních vysokopodlažních podvozků, je podvozek SIEMENS SF 90. Podvozek byl vyráběn jako trakční pod označením SF 90 TDG a i jako běžný pod označením SF 90 LDG. Konstrukce rámu je otevřená ve tvaru písmene H. Rám je svařený z ocelových plechů v kombinaci s odlitky. Primární vypružení a tlumení je realizováno pomocí pryžo-kovových pružin typu Meggi. Sekundární vypružení mezi rámem a kolébkou je vytvořeno pomocí šroubových pružin a paralelního tlumiče. Podvozek má dva trakční třífázové asynchronní motory, které pohání dvojkolí dutou kloubovou hřídelí kolem nápravy. Motory a převodovka jsou jednostranně připevněny k rámu. Kotoučová brzda je u trakčního podvozku umístěna na druhé straně převodové skříně a brzdová jednotka je připevněna k převodové skříně. U podvozku běžného je kotoučová brzda přímo na nápravě a brzdová jednotka je nesena pomocí speciálního příčnicku. Oba typy podvozku obsahují také kolejnicovou brzdu. Trakční podvozek je ještě doplněn pískováním. Podvozky byly zkonstruovány na normální rozchod a byly určeny pro Americká tramvajová vozidla do měst Calgary, Denver, Edmonton, atd.. [3] [6]

Parametr	Hodnota
Hmotnost (trakční/běžný) [t]	5,5/3,3
Rozvor [mm]	1800
Rozchod [mm]	1435
Průměr kol [mm]	720/660
Trakční podvozek	Ano/Ne
Výška podlahy [mm]	900
Výkon trakčního motoru [kW]	140

Tab. 2 Parametry podvozku SF 90



Obr. 2 Podvozek Siemens SF 90 [6]

2.3 Podvozky částečně nízkopodlažních vozidel

Vozidla částečně nízkopodlažní koncepce jsou navržena s nízkou podlahou jen v místech mimo podvozky. Jejich celková nízkopodlažnost se uvádí v procentech.

2.3.1 Siemens SF 70

Tento podvozek je zkonstruován pro tramvaj SIEMENS S 70 Avanto a nese označení SF 70. Tato tramvaj, jak už název napovídá, je ze 70% nízkopodlažní.

Jedná se o trakční otočný podvozek pro částečně nízkopodlažní vozidla. Podvozek je schopný natáčení oproti skříni vozidla maximálně o úhel 12°. Rám podvozku je svařen z ocelových plechů a odlítků do tvaru písmene H s vnějším uložením náprav. Čelníky podvozku jsou k rámu přišroubovány a slouží pouze pro nesení části trakčního ústrojí. O primární vypružení a zároveň vedení nápravy se starají pružiny Meggi. Sekundární vypružení mezi kolébkou a rámem je zde tvořeno buď pomocí čtyř šroubových pružin, nebo pro zvýšení jízdního komfortu pomocí dvou hydropneumatických pružných podpěr. Uprostřed kolébkou je otvor pro otočný čep. Přenos sil mezi kolébkou a rámem je zajištěn podélnými táhly. Pro zvýšení stability ve vyšších rychlostech je kolébkou vybavena kluznicemi. O trakci podvozku se stará třífázový asynchronní motor, který je díky pohonu pomocí duté kloubové hřídele kolem nápravy a klínové pryžové spojky plně odpružen. Brzdová výzbroj podvozku je tvořena kotoučovými brzdami. Podvozek může být vybaven až dvěma kotouči na nápravu v závislosti na potřebném brzděném výkonu. Kotouče jsou umístěny na kloubové hřídeli a brzdové jednotky jsou nesené převodovkou. Podvozek je konstruován na maximální rychlost 106 km/h. [3] [6]

Parametr	Hodnota
Hmotnost [t]	5,7
Rozvor [mm]	1900
Rozchod [mm]	1435
Průměr kol [mm]	660
Trakční podvozek	Ano
Výška podlahy [mm]	750/350
Výkon trakčního motoru	140

Tab. 3 Parametry podvozku SF 70



Obr. 3 Podvozek Siemens [6]

2.3.2 Podvozek Škoda tramvaje Astra

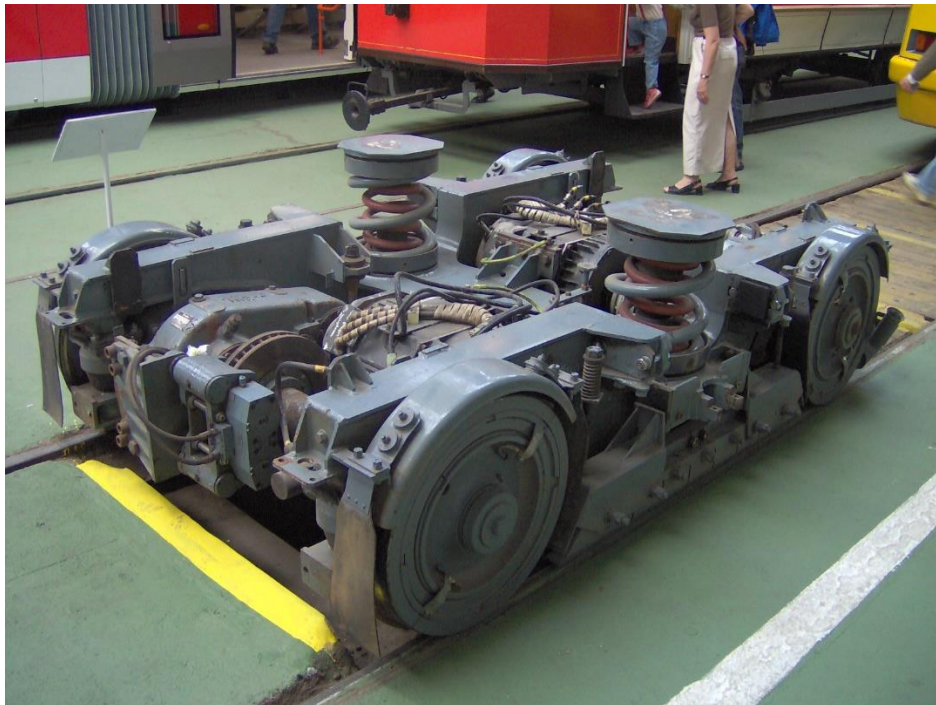
Tento podvozek byl navržen pro tříčlankovou tramvaj Škoda 03T, nazývanou též jako Astra, která byla vyráběna v letech 1998-2005. Tramvaj je částečně nízkopodlažní, má pouze 2 neotočné podvozky a je spojena dvěma klouby.[6]

Rám je svařovaný, otevřený ve tvaru písmena H. Ložiskové skříně jsou umístěny uvnitř rámu. Ložiska jsou soudečková. Podélník je mezi dvojkolými snížen tak, aby vznikl prostor pro sekundární vypružení. Rám umožňuje natáčení vůči skříně o úhel $+2^\circ$, tento pohyb je blokován příčnými nárazkami na podélníku. Kola jsou složená s pryžovými bloky. Primární vypružení je tvořeno pryžovými silentbloky. Vypružení sekundární mezi rámem a skříní vozidla je realizováno pomocí šroubových pružin duplex a sadou paralelních hydraulických tlumičů. Trakční jednotka je umístěna rovnoběžně s osou dvojkolí. Motor je asynchronní, třífázový, s vlastním ventilátorem, a je umístěn na příčnící. O pohon dvojkolí se stará spojka a dvoustupňová převodovka. Spojka je pryžová, u mladší verze zubová, a umožňuje pohyb motoru vůči převodovce. Reakce převodovky je zajištěna svislou závěskou. O brzdou sílu se stará kotoučová brzda umístěná na každé nápravě. Brzdový třmen je připevněn k převodovce. Další nutné součásti podvozku jsou blatníky, zástěrky, mazání okolků a také pískování pro zvýšení adheze při rozjezdu. [3] [6]

Parametr	Hodnota
Hmotnost [t]	-
Rozvor [mm]	1880
Rozchod [mm]	1435
Průměr kol [mm]	610
Trakční podvozek	Ano
Výška podlahy [mm]	780/350
Výkon trakčního motoru [kW]	85

Tab. 4 Parametry podvozku tramvaje Astra

Tab. 5 Parametry podvozku Astra



Obr. 4 Podvozek Škoda 03T [9]

2.4 Podvozky neotočné 100 % nízkopodlažních tramvají

2.4.1 Siemens SF 30 C

Tento podvozek od společnosti Siemens byl navržen v roce 1996 pro 100% nízkopodlažní tramvaj Combino. Jedná se o neotočný podvozek, který byl zkonstruován tak, aby byla zajištěna výška podlahy 350 mm po celé délce vozidla. Podvozky byly vyrobeny jako trakční, s označením TFW, ale i jako běžné, s označením LFW.

Aby byla zajištěna 100% nízkopodlažnost, nejsou zde klasické nápravy. Ty jsou nahrazeny nápravnicemi a kola jsou na nich nezávisle volně uložena. Nápravnice je vyrobena jako odlitek a je vypružena a vedena pomocí pryžových bloků. Rám podvozku je tvaru H a je vyroben jako kombinace plechů, odlitků a kovaných dílů. Sekundární vypružení mezi rámem podvozku a skříní vozidla je zajištěno pomocí šroubovitých pružin v kombinaci s pryžovými bloky, které vytvářejí progresivní charakteristiku vypružení. O tlumení se stará dvojice hydraulických tlumičů. [3]

Trakční jednotka je z hlediska prostoru přesunuta na bok podvozku. Díky této poloze je snadno přístupná při nutné demontáži nebo opravě. Motor je asynchronní, třífázový, kapalinou chlazený, a je uložen na rámu podvozku. Je plně odpružený. O přenos kroutícího momentu se stará kuželová převodovka a dvojice zubových spojek. Brzdou sílu obstarává kotoučová brzda umístěná u trakčního podvozku těsně vedle trakčního motoru a u běžné verze se nachází vedle kola vně podvozku. Dalším vývojovým stupněm je podvozek pro tramvaj Combino plus SF 30. Tyto podvozky jsou montovány do osy skříně a dovolují vertikální pohyb o cca 4,5° vůči ní. Sekundární vypružení je zde také odlišné a je tvořeno čtyřmi pryžokovovými bloky a čtyřmi hydraulickými tlumiči. Podélné síly z rámu vozidla na skříně jsou zde přenášeny pomocí krátké tažné tlačné tyče uložené v pryžových silentblokách. Výhoda této konstrukce spočívá ve velmi nízké poloze těžiště. [3]

Parametr	Hodnota
Hmotnost (trakční/běžný) [t]	4,3/3,5
Rozvor [mm]	1800
Rozchod [mm]	1435 (1000)
Průměr kol [mm]	600 (520)
Trakční podvozek	Ano
Výška podlahy [mm]	350
Výkon trakčního motoru [kW]	100

Tab. 6 Parametry podvozky Combino SF 30 TFW



Obr. 5 Combino - SF 30 C TFW [6]



Obr. 6 Combino – SF 30 TFW [6]

2.4.2 Podvozek Bombardier S 1000

Neotočný podvozek Bombardier S 1000 patří také do skupiny 100% nízkopodlažních neotočných podvozků. Podvozek má klasické nápravy se závisle uloženými koly o průměru 560 mm. Kola jsou vybavena tlumiči hluku. Rám se dvěma podélníky a dvěma příčnícíky je navržen jako kombinace odlévaných a svařovaných dílů. Výška podlahy nad podvozkem je 350 mm a výška u dveří vozidla je 320 mm.

Primární vypružení a zároveň vedení dvojkolí je tvořeno čtyřmi pryžokovovými bloky na nápravu. Sekundární vypružení je navrženo dvěma páry flexi-coilových pružin v kombinaci s dvěma paralelními tlumiči. Uvnitř pružin jsou pryžové dorazy. Pro tlumení vrtivých pohybů je podvozek opatřen hydraulickými tlumiči, které jsou jedním koncem uchyceny k rámu a druhým koncem k Z mechanismu pro přenos tažných a tlačných sil. Dále je podvozek vybavený podélními narážkami, které omezují vrtivé pohyby a pootáčení skříně vůči podvozku. O pohon podvozku se stará třífázový asynchronní elektromotor uchycený k podélníku podvozku kolmo

na osu dvojkolí. Každý motor pohání jednu nápravu. Hlavní brzdovou jednotkou podvozku je kotoučová brzda a je umístěna vedle kola vně nápravy, vždy na opačné straně od pohonu. [3]

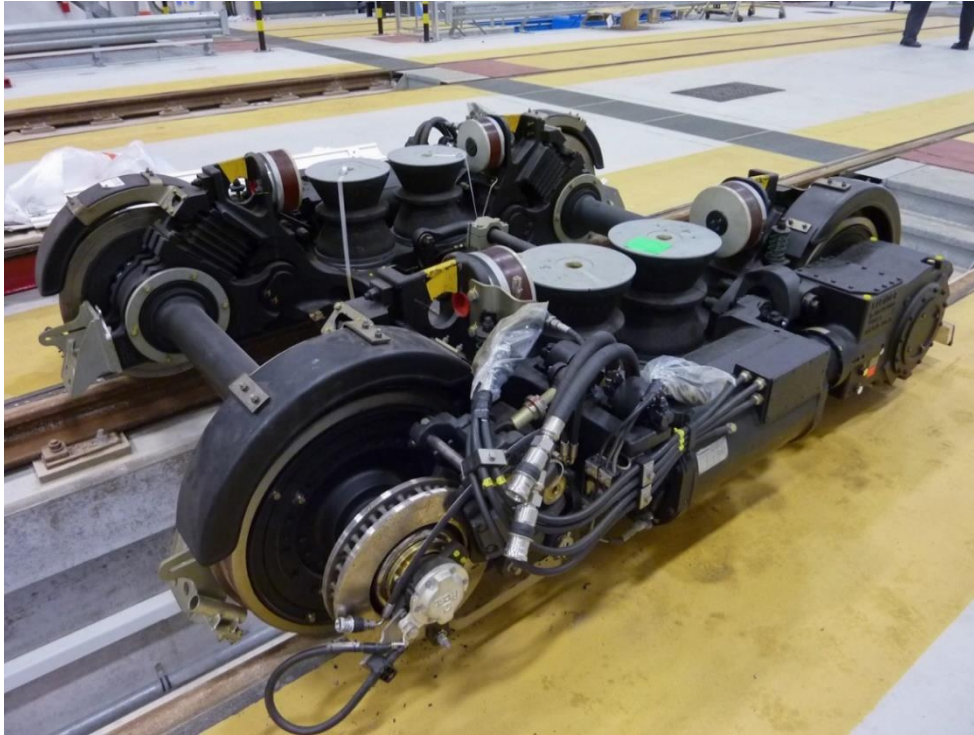


Obr. 7 Podvozek Bombardier S 1000 [3]

Parametr	Hodnota
Hmotnost (trakční/běžný) [t]	4,7/3,3
Rozvor [mm]	1850
Rozchod [mm]	900/1 000/1 435
Průměr kol [mm]	570
Trakční podvozek	ano
Výška podlahy [mm]	350/310
Výkon trakčního motoru [kW]	100

Tab. 7 Parametry podvozku Bombardier S 1000

Dalším vývojovým stádiem je podvozek FLEXX Urban 3000. Podvozek je podobné koncepce se standartními nápravami. Rám je odlévaný. Vedení dvojkolí je zde tvořeno pomocí kývačky, a primární odpružení je tvořeno pryžovými bloky. Sekundární vypružení je také tvořeno pomocí pryžových bloků. Podvozek je celkově konstrukčně jednodušší.



Obr. 8 Podvozek Bombardier Flexx URBAN 3000 [10]

2.5 Otočné podvozky 100% nízkopodlažních tramvajových vozidel

Jedná se o konstrukčně nejsložitější skupinu podvozků, především z hlediska zachování nízké podlahy v kombinaci s otočnou vazbou skříně.

2.5.1 Otočný podvozek tramvaje ŠKODA For City

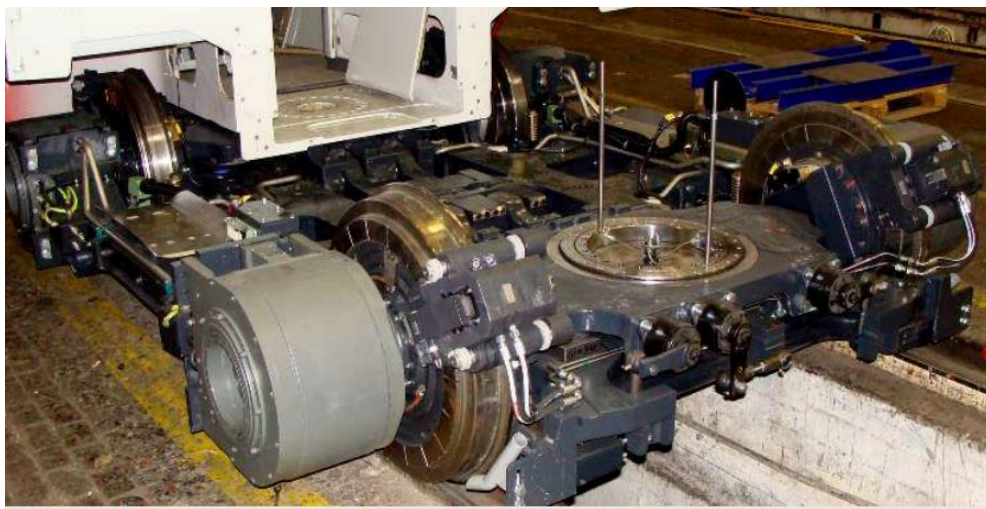
Jedná se o podvozek vyvinutý společností ŠKODA Transportation pro rodinu tramvajů ForCity. Vozidla byla zkonstruována v tří a čtyř článkové verzi pro město Praha a lotyšské město Riga. Verze pro Rigu nemá hnané všechny podvozky, jelikož se pohybuje po více rovinném terénu.

Tramvaj obsahuje dva typy konstrukčně unikátních podvozků. Krajní podvozek má jednu otočnou vazbu skříně a jeho osa otočného bodu je posunuta směrem dovnitř tramvaje. Střední podvozky jsou Jacobsova typu. Každý z nich má dvě otočné vazby se skříní. Podvozky nemají klasické nápravy, nýbrž nápravnice s volně uloženými koly. Ložiska jsou umístěna přímo v kolech. Kola jsou odpružená, dělená, a jsou opatřena tlumiči hluku. Rám je vnitřní konstrukce. Primární vypružení a vedení dvojkolí je tvořeno svislými pryžokovovými bloky. Sekundární vypružení mezi kolébkou a rámem podvozků zajišťují šroubovitě pružiny. Podvozek má dvě kolébky, pro každou vazbu skříně jednu. Kolébky jsou umístěny v ose dvojkolí. Skříň je uložena na kolébce pomocí otočového ložiska. O přenos podélných sil mezi kolébkou a rámem se starají páry ojnic. Ty také zároveň slouží k torzní stabilizaci. O pohon podvozků se starají čtyři synchronní motory s permanentními magnety. Motory jsou chlazené

kapalinou, díky tomu jsou jejich rozměry menší. Motory jsou připevněny k rámu podvozku, a proto jsou plně odpruženy. Přenos momentu mezi motorem a kolem je zajištěn pomocí hřídele uvnitř dutiny motoru a dvojice zubových spojek, které umožňují svislý pohyb motoru. O brzdění vozidla se stará kolová kotoučová brzda s brzdovou jednotkou umístěnou na nápravnici. [3] [8]

Parametr	Hodnota
Hmotnost [t]	5,5
Rozvor [mm]	1900
Rozchod [mm]	1 435
Průměr kol [mm]	660
Trakční podvozek	ano
Výška podlahy nad T.K. [mm]	450/350
Výkon trakčního motoru [kW]	4x50

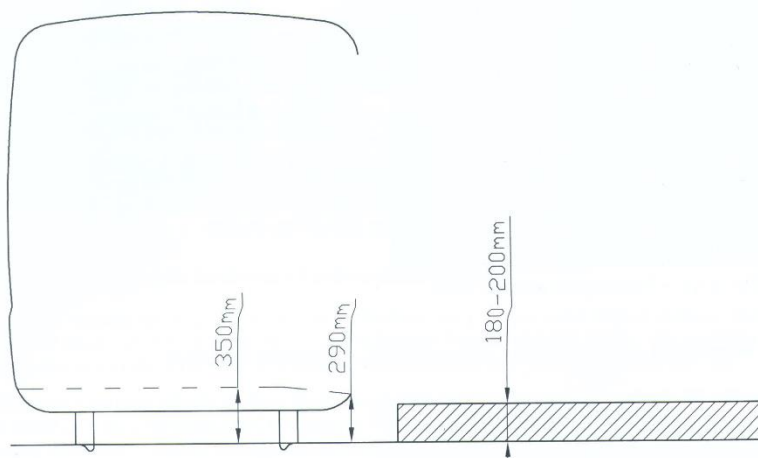
Tab. 8 Parametr podvozku ŠKODA 15T



Obr. 9 Střední podvozek tramvaje ŠKODA 15T [8]

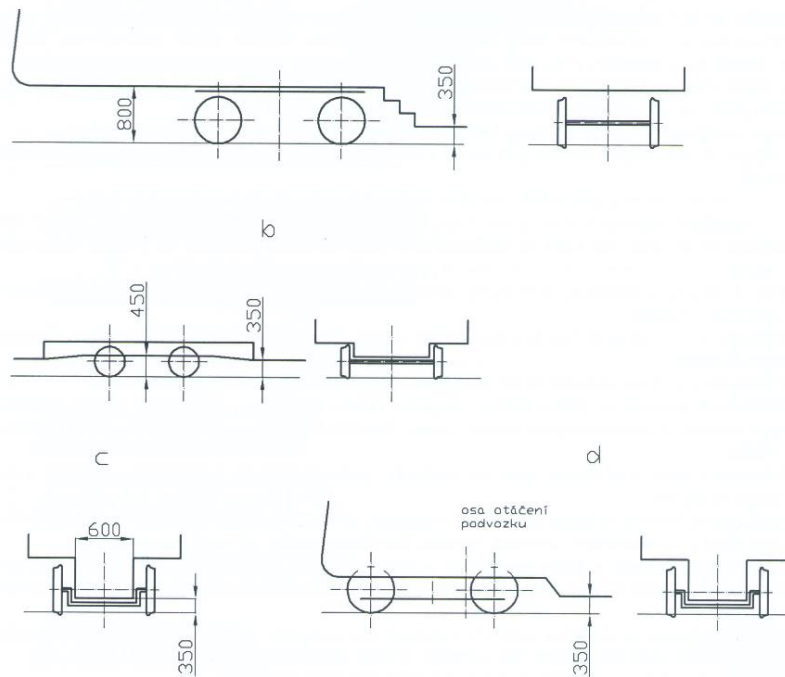
3. Specifikace požadavků

Cílem práce je navrhnout tramvajový podvozek pro klasický rozchod koleje 1435 mm . Podvozek musí být otočný, hnací, a dále jeho koncepce musí být Jakobsova typu. Důležitým a prakticky hlavním parametrem pro návrh dnešních tramvajových vozidel je nízkopodlažnost. Nízkopodlažnost tramvajového vozidla se definuje procentuálně podle části tramvaje, která je navržena s nízkou podlahou. Ideálně lze navrhnout 100% nízkopodlažní vozidlo. Jako nízkopodlažnost se definuje výška podlahy vozidla $350\text{--}450\text{ mm}$ od temene kolejnice. Tato hodnota vychází z výšky nástupního ostrůvku, která se pohybuje mezi $180\text{--}200\text{ mm}$ od T.K.. Nízká podlaha vozidla zajišťuje rychlejší a jednodušší vystupování a nastupování lidí do vozidla. Především pro lidi s horší pohybovou schopností. [3]



Obr. 10 Nízká podlaha u tramvajového vozidla [3]

Hlavní problém nastává při navrhování nízké podlahy v oblasti podvozků vozidla. Jelikož je v tomto místě velmi málo prostoru, je potřeba všechny komponenty navrhnout tak, aby je bylo možné na podvozek pro nízkou podlahu umístit s ohledem na jejich funkčnost, hmotnost a také cenu. Zároveň je nutné zachovat uličku alespoň 600 mm pro průchod mezi články vozidla. Kompromisem může být navržení nízké podlahy pouze mezi podvozky vozidla, a nad podvozky vytvořit šikmou rampu nebo popřípadě schody. Existují čtyři možnosti, jak tento problém v praxi vyřešit.



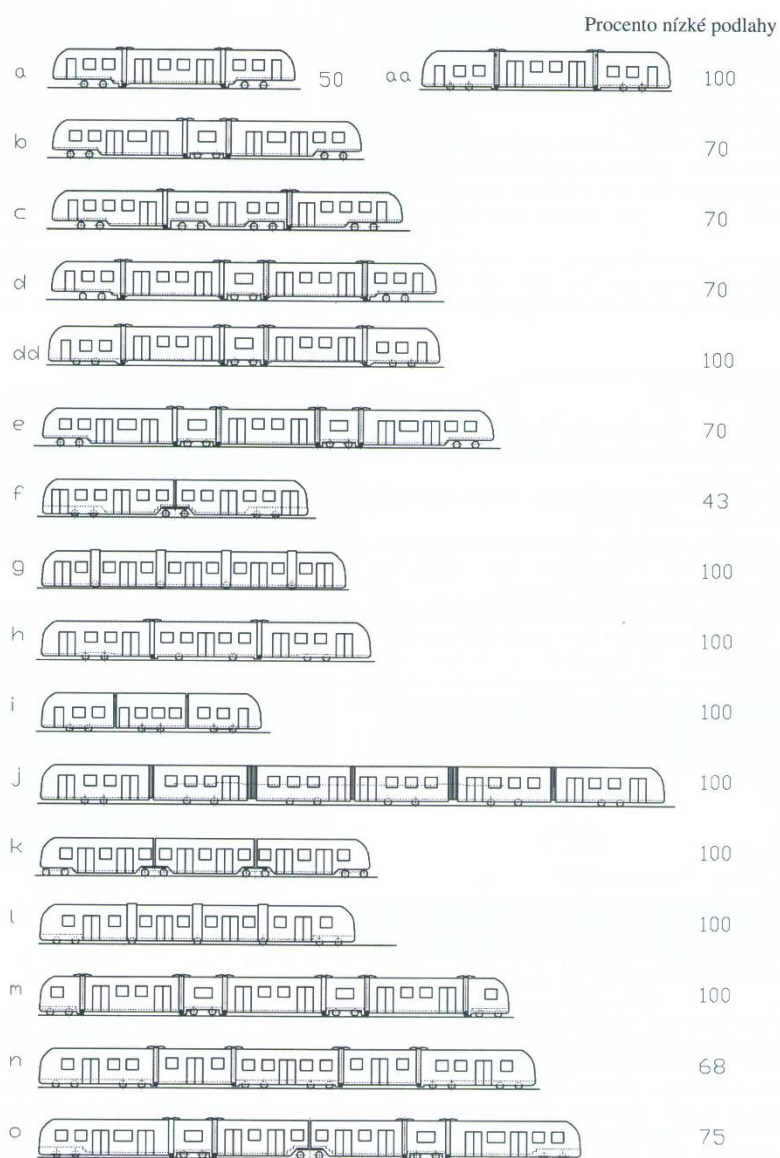
Obr. 11 Možnosti koncepce nízké podlahy v oblasti podvozku [3]

První možnost, *Obr. 9a*, je vytvořit nízkou podlahu pouze mezi klasickými otočnými podvozky vozidla s použitím schodů do prostoru podlahy vysoké. V místě nízké podlahy je dostatek místa pro matky s kočárkem nebo pro lidi s horší pohybovou schopností.

Druhá varianta, *Obr. 9b*, ukazuje použití dvojkolí s menším průměrem kol v kombinaci se šikmou rampou vytvořenou nad podvozkiem. Díky tomu je možné přecházet mezi články pouze s překonáním malého stoupání.

Další možností, *Obr. 9c*, je použití speciální konstrukce s využitím nápravnice s volně otočnými koly. Podvozek bývá většinou neotočný a kola jsou schována v prostoru uvnitř skříně pod sedadly cestujících. Důležité je zachování průchozí uličky minimálně 600 mm. Tento typ je konstrukčně nejnáročnější, ale co se týče nízké podlahy tak nejefektivnější.

Různé koncepce nízké podlahy lze taky vztahovat na celé vozidlo. Dle počtu článků, jejich spojení a typů použitých podvozků. Tramvaj může mít například pouze neotočné podvozky a její články jsou spojeny kloubem. Nebo v případě pěti článkového vozidla může mít krajní podvozky otočné, prostřední neotočný, a mezi články spojené kloubem. [3]



Obr. 2.14 – Koncepte vícečlánkových tramvají

Obr. 12 Typy koncepte vícečlánkových tramvají [3]



Obr. 13 Pohled na 100% nízkopodlažní tramvaj Škoda T15 [11]

Výstupem práce bude model koncepčního podvozku s ohledem na navržení jednotlivých komponent jako jsou: brzdová výzbroj, pohonné ústrojí, náprava, vypružení primární a sekundární, vedení dvojkolí, systém přenosu tažných a tlačných sil a příslušenství podvozku, jako například blatníky, popřípadě protihlukový kryt podvozku. Podvozek bude navrhovaný na maximální rychlost 70 km/h . Hmotnost podvozku by bylo vhodné redukovat na hodnotu okolo 5 t , ale vzhledem k funkční a pevnostní složitosti podvozku Jacobsova typu se jeho hmotnost bude pohybovat spíše okolo $5,5 \text{ t}$. Proto v této práci není kladen hlavní důraz na redukci celkové hmotnosti podvozku, ale na 100% nízkopodlažnost a celkovou funkčnost.

Parametr	Hodnota
Typ podvozku	Hnací, Jakobsův, otočný
Maximální rychlost [km/h]	70
Nápravové zatížení [t]	Max. 11,2
Rozchod [mm]	1435
Výška podlahy od T.K. [mm]	Max. 450
Hmotnost podvozku [t]	5-5,5

Tab. 9 Parametry pro návrh podvozku

4. Návrh koncepčních variant

4.1 Návrh orgánové struktury

V této kapitole bude navržena orgánová struktura jednotlivých částí podvozku, z níž budou vybrány dvě varianty, které budou dále rozpracovány. Návrh tramvajového podvozku je velmi komplexní záležitost. Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, základní funkcí podvozku je vedení a nesení skříně vozidla. Další funkční skupinou je vypružení, tato skupina zahrnuje primární vypružení, sekundární vypružení a tlumení obou soustav: svislé, příčné a také tlumení podélné. Dalšími konstrukčními skupinami jsou pohonná soustava a brzdová výzbroj. Tyto celky se starají o trakci vozidla a její brzděné vlastnosti. Dále je nutné navrhnout systém pro přenos sil mezi jednotlivými vypruženými částmi.

FUNKCE		1	2	3	4	5
Umožnit Vedení a nesení skříně vozidla	Rám	Otevřený	Uzavřený	Polouzavřený		
	Uložení kol	Závislé- náprava	Nezávislé- nápravnice			
	Vedení dvojkolí	Svislým čepem	Kyvným ramenem	Svislými trny	Ocelovými pásky	Ojničkové vedení
Zajistit Vypružení a tlumení	Primární vypružení	Šroubovitá pružina	Listová pružnice	Vzduchové měchy	Pryžkovové bloky	
	Sekundární vypružení	Šroubovitá pružina	Listová pružnice	Vzduchové mechy	Pryžkovové bloky	
	Tlumení - primární	Paralelní tlumiče klasické	Paralelní tlumiče rotační	Bez potřeby tlumení		
	Tlumení - sekundární	Paralelní tlumiče klasické	Paralelní tlumiče rotační	Bez potřeby tlumení		
Umožnit Akceleraci vozidla	Pohon podvozku	Elektromotor synchronní	Elektromotor asynchronní	Nezávislá trakce		
Umožnit Zastavení vozidla	Brzdová výzbroj	Špalíková brzda	Kotoučová brzda - kolová	Kotoučová brzda - nápravová	Kotoučová brzda - na hnací soustavě	
Umožnit Přenos sil mezi vypruženými částmi	Přenos tažných a tlačných sil	Ojničky	Lemniskátový mechanismus	Z mechanismus		
	Přenos příčných sil	Narážky	Flexi coil pružiny			
	Vazba mezi skříní a podvozkem	Otočové ložisko	Čep	Torna		

Tab. 10 Orgánová struktura

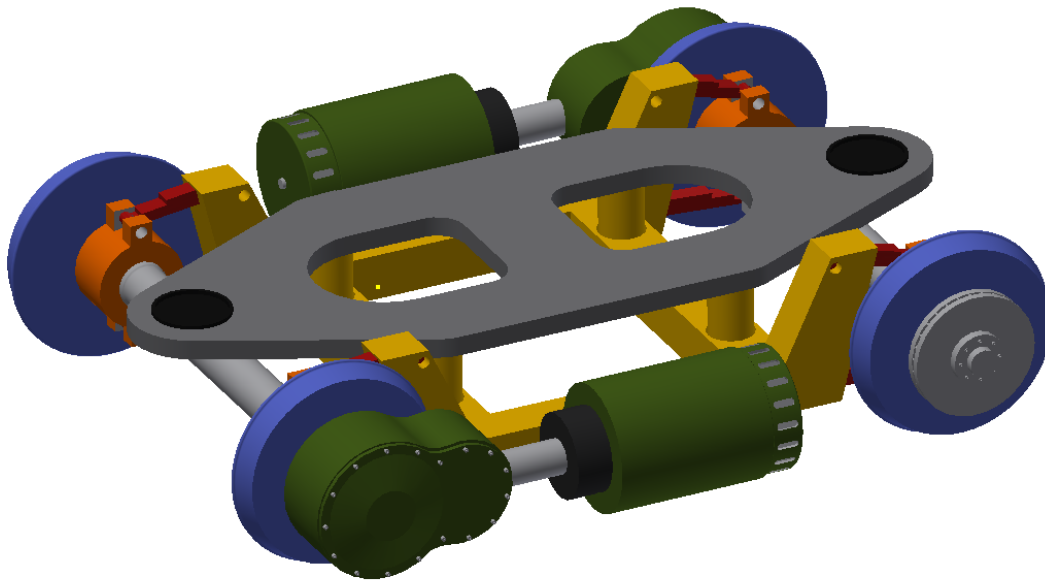
FUNKCE		1	2	3	4	5
Umožnit vedení a nesení skříňě vozidla	Rám	Otevřený	Uzavřený	Polouzavřený		
	Uložení kol	Závislé – náprava	Nezávislé – nápravnice			
	Vedení dvojkolí	Svislým čepem	Kyvným raménem	Svislými trny	Ocelovými pásy	Ojničkové vedení
Zajistit vypružení a tlumení	Primární vypružení	Šroubovitá pružina	Listová pružnice	Vzduchové měchy	Pryžkovové bloky	
	Sekundární vypružení	Šroubovitá pružina	Listová pružnice	Vzduchové mechy	Pryžkovové bloky	
	Tlumení – primární	Paralelní tlumiče klasické	Paralelní tlumiče rotační	Bez potřeby tlumení		
	Tlumení – sekundární	Paralelní tlumiče klasické	Paralelní tlumiče rotační	Bez potřeby tlumení		
Umožnit Akceleraci vozidla	Pohon podvozku	Elektromotor synchronní	Elektromotor asynchronní	Nezávislá trakce		
Umožnit Zastavení vozidla	Brzdová výzbroj	Špalíková brzda	Kotoučová brzda – kolová	Kotoučová brzda – nápravová	Kotoučová brzda – na hnací soustavě	
Umožnit přenos sil mezi vypruženými částmi	Přenos tažných a tlačných sil	Ojničky	Lemniskátový mechanismus	Z mechanismus		
	Přenos příčných sil	Narážky	Flexi-coil pružiny			
	Vazba mezi skříňí a podvozkem	Otočové ložisko	Čep	Torna		

Tab. 11 Výběr jednotlivých orgánů daných soustav

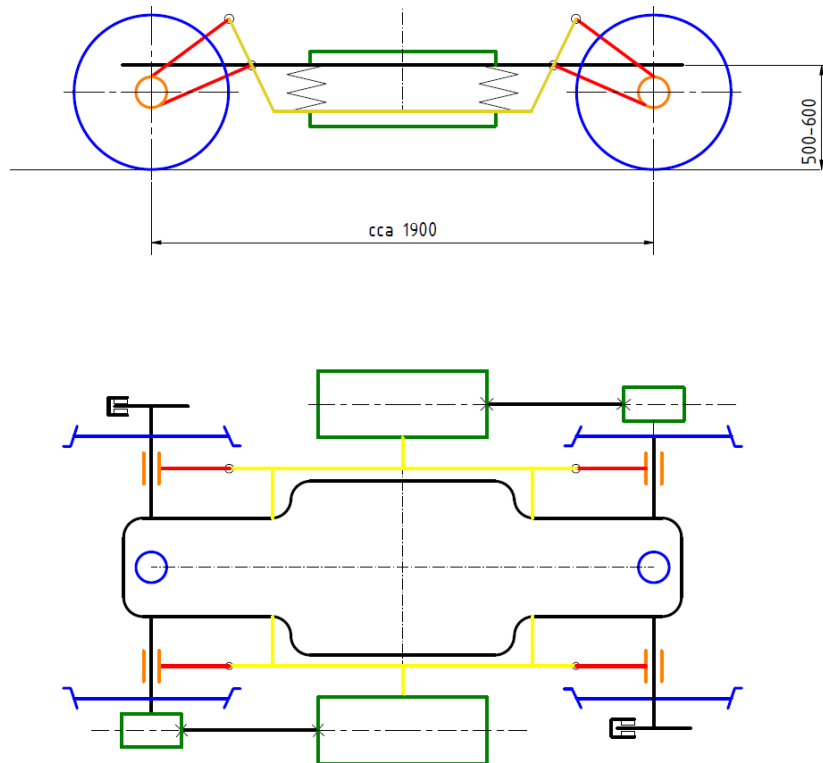
4.1.1 Varianta A

Základem podvozku je primární vypružení a vedení dvojkolí vytvořené dvojicí listových pružnic. Pružnice musí být uloženy ve třech bodech, z jedné strany jsou rotačně přichyceny k rámu podvozku, ze strany druhé rotačně k ložiskové jednotce, a zároveň jsou opřeny horní částí pružnice o rám podvozku. U primárního vypružení není potřeba použít tlumiče, díky tření jednotlivých listů pružnic po sobě. Jelikož se jedná o podvozek pro rozchod 1435 mm, jsou

ložiskové jednotky umístěny uvnitř. Podvozek je navržen s klasickým dvojkolím a nápravami. Rám podvozku je navržen ve tvaru písmene H ze svařovaných plechů o různých tloušťkách. Pro přichycení skříní je navržena jedna společná kolébka, která má za úkol rotačně přichytit dvě skříně zároveň, a také slouží k přenosu sil a nesení skříně. Sekundární vypružení je tvořeno dvěma páry šroubových pružin a doplněno sadou hydraulických tlumičů. O trakci podvozku se stará dvojice podélných asynchronních motorů. Přenos kroutícího momentu mezi motorem a kuželočelní převodovkou je zajištěn pomocí hřídele s dvojicí pryžových spojek. Naopak brždění podvozku je tvořeno dvojicí kotoučových brzd s kotoučem umístěným vně kola a také dvojice kolejnicových brzd.



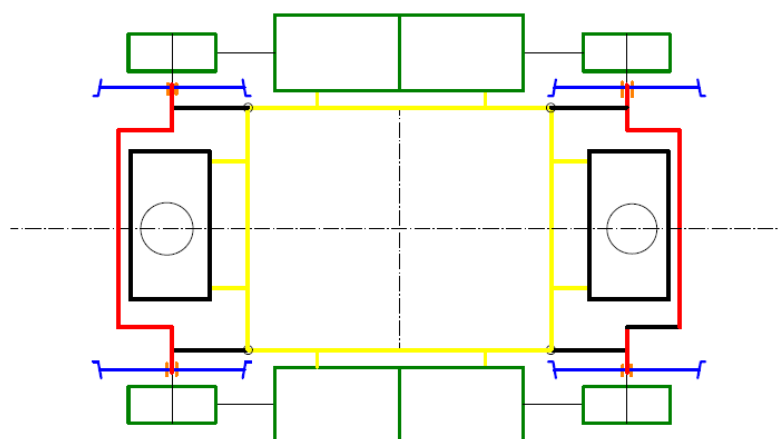
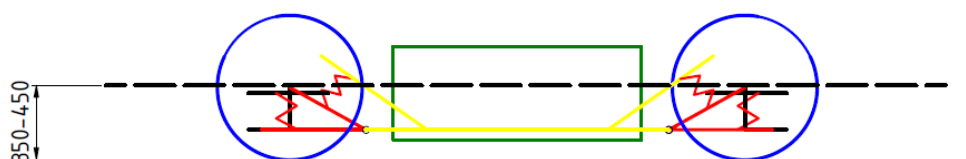
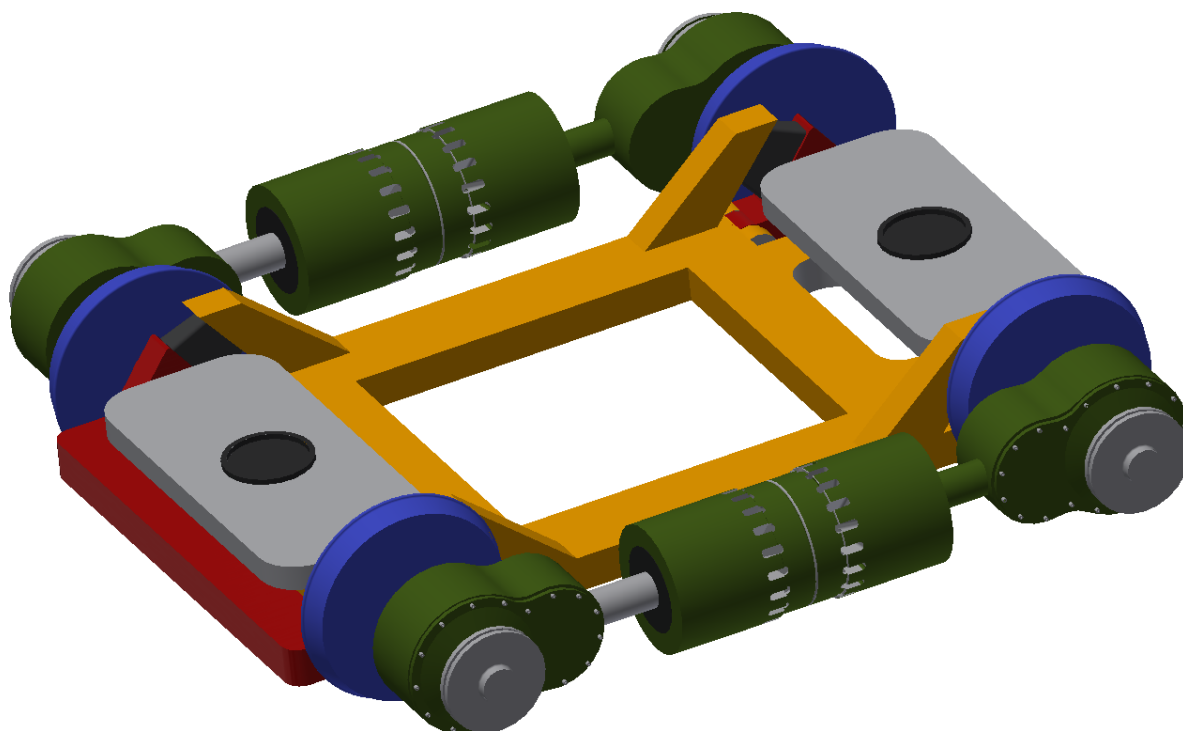
Obr. 14 Koncepční návrh varianty A



Obr. 15 Orgánová struktura varianty A

4.1.2 Varianta B

U návrhu hrubé stavební struktury druhé varianty byl brán důraz na 100 % nízkopodlažnost vozidla. Nutné je proto použití nápravnic s nezávisle uloženými koly. Nápravnice jsou ve tvaru C, aby vytvořily prostor pro rám podvozku. Na nápravnici jsou umístěny čepy, na kterých jsou uložena volně otočná kola. Rám má speciální tvar. Musí umožnit vazbu obou kolébek skrze sekundární vypružení, dále vazbu mezi nápravnicí a rámem skrze primární vypružení, a také je na něm uložena nápravnice pomocí čepů. Vedení dvojkolí je vytvořeno pomocí kyvného ramene, tzv. kývačka. Kyvné rameno je umístěno v čepu rámu, kde je otočný bod a kolem toho při propružení rotuje. Primární vypružení zajišťují šroubovité pružiny a o tlumení se starají paralelní hydraulické tlumiče. O sekundární vypružení mezi kolébkou a rámem se starají šroubovité pružiny. Tlumení zajišťují hydraulické tlumiče, pravděpodobně rotační, jelikož na klasické lineární nebude v podvozku dostatek prostoru. Přenos tažných a tlačných sil mezi kolébkou a rámem podvozku je uvažován pomocí ojnic, přenos tažných a tlačných sil mezi nápravnicí a rámem zajišťuje kývačka. Vazbu mezi skříní a kolébkou tvoří otočové ložisko. Jelikož má podvozek volně otočná kola, bylo nutné vytvořit zde individuální kolový pohon. O pohon kol se tak stará čtveřice asynchronních podélných motorů s převodovkou. Přenos kroučícího momentu mezi převodovkou a kolem je zajištěn pomocí hřídele a dvojice spojek. Brzdová výzbroj podvozku je tvořena kotoučovou brzdou a brzdou kolejnicovou. Kotoučová brzda je umístěna na boku převodovky.



Obr. 16 Orgánová struktura varianty B

4.2 Výběr varianty

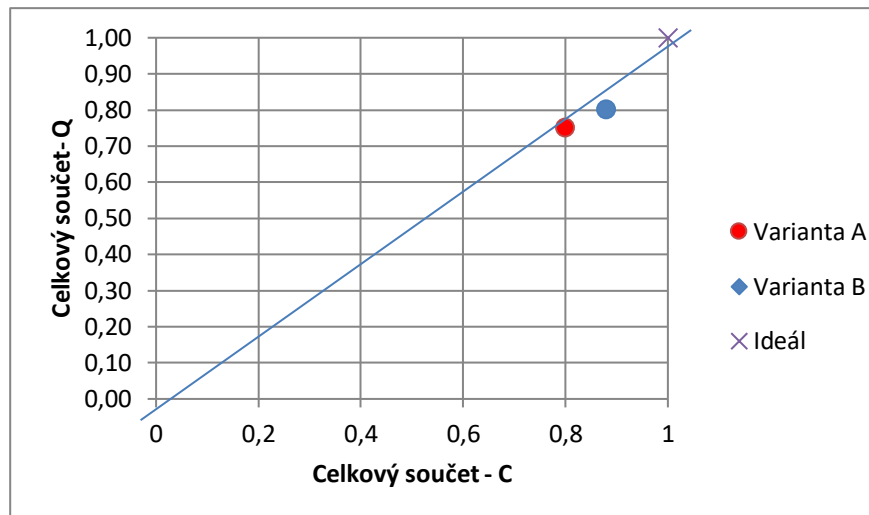
Pro výběr varianty je provedena porovnávací analýza, ze které je vyhodnocena jedna vítězná varianta, která bude dále detailněji rozpracována.

V analýze jsou porovnávány jednotlivé komponenty podvozku dle *Tab.10*. Celkové orgánové skupiny jsou komplexně hodnoceny 0-5 z hlediska funkčnosti, výrobní náročnosti a ceny komponent. Toto hodnocení je nakonec porováno s výslednými vlastnostmi podvozků, jako jsou: nízkopodlažnost, technologická náročnost, celková hmotnost podvozku a celková cena, která se odvíjí od výrobní náročnosti, typu materiálu atd. Hodnocení 5 je nejlepší, hodnocení 0 je nejhorší. Skupiny orgánové struktury, které jsou dle *Tab.10* porovnávány, jsou: Vedení a nesení skříně vozidla, Vypružení a tlumení, Akcelerace vozidla, Zastavení vozidla, Přenos sil mezi vypruženými částmi.

	Vlastnosti	Varianta		
		A	B	IDEÁL
Jednotlivé skupiny orgánové struktury Q	Vedení a nesení skříně vozidla	3	4	5
	Vypružení a tlumení	3	4	5
	Akcelerace vozidla	4	4	5
	Zastavení vozidla	5	5	5
	Přenos sil mezi vypruženými částmi	5	5	5
	Celkový součet	20	22	25
	Normované hodnocení	0,8	0,88	1
Celkové vlastnosti C	Nízkopodlažnost	2	5	5
	Technologická náročnost	4	4	5
	Celková cena	5	4	5
	Celková hmotnost	4	3	5
	Celkový součet	15	16	20
	Normované hodnocení	0,75	0,80	1

Tab. 12 Porovnávací analýza

Obě představené varianty dopadly v hodnocení téměř shodně. Hodnocení varianty B je o něco lepší, jelikož hlavním kritériem této práce je nízkopodlažní podvozek. Tato varianta kritérium na 100 % splňuje. Varianta A je konstrukčně jednodušší. Její výhodou je jednoduché primární vypružení bez další potřeby tlumení. Z toho vychází i jednodušší koncepce rámu podvozku, a tedy i nižší hmotnost. Na následujícím obrázku je vidět porovnání variant v grafu.



Pro detailní rozpracování je vybrána jako vítězná varianta B, která svou koncepcí vyniká 100% nízkopodlažností.

5. Koncepční návrh podvozku

V této kapitole bude vytvořen 3D návrh koncepčního podvozku. Návrh bude tvořen v prostředí softwaru Autodesk Inventor Professional 2019. Jednotlivé komponenty budou doplněny vhodnými výpočty.

5.1 Návrh vypružení

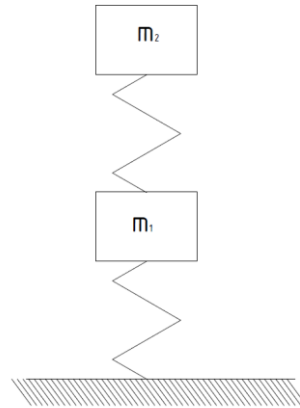
Drtivá většina dnešních podvozků má dva stupně vypružení, primární a sekundární. Primární vypružení je mezi dvojkolím a rámem podvozku, a sekundární vypružení tvoří vazbu mezi rámem podvozku a skříní vozidla, popřípadě kolébkou. Základními prvky vypružení jsou pružina a tlumič. Pružina je charakterizována svojí tuhostí a tlumič je charakterizovaný jeho tlumící silou.

Parametry pro výpočet, jako jsou hmotnost skříně a počet osob, jsou použity z parametrů tramvaje ŠKODA 15T pro město Praha.

Parametr	Hodnota	Značení
Hmotnost skříně [kg]	14 700	m_s
Počet cestujících	95	i_{os}
Hmotnost podvozku (uvažovaná) [kg]	5 500	m_p
Hmotnost neodpr. hmot (kola+nápravnice) [kg]	550	m_{dv}
Počet podvozků nesoucích skříní	1	i_p
Zdvih primárního vypružení [mm]	30	z_p
Zdvih sekundárního vypružení [mm]	10	z_{sek}
Počet pružin – primární	4	i_p
Počet pružin – sekundární	4	i_{sek}
Poloměr kola [mm]	325	R
Poloměr brzdového kotouče [mm]	190	R_b

Tab. 13 Parametry pro návrh vypružení

Uvažujeme dvoumotovou soustavu, kdy hmotnost m_{pr} charakterizuje odpružené hmoty podvozku, a m_{sek} je hmotnost skříně včetně nákladu. Dále je potřeba určit hmotnost M_l a M_p , čehož jsou hmotnosti prázdného a plně loženého vozidla. Pro výpočet je uvažován prostřední článek vozidla.



Obr. 17 Dvuhmotová sestava

Nejprve je nutné určit jednotlivé hmotnosti. Při určování užitečné hmotnosti je dle normy ČSN EN 13749 kategorie B-III uvažována průměrná hmotnost cestujícího 70 kg.

$$m_{pr} = m_p - 2 \cdot m_{dv} = 5500 - 1100 = 4\,400 \text{ kg}$$

$$M_p = m_s = 14\,700 \text{ kg}$$

$$M_l = m_s + m_{už} = 14\,700 + 70 \cdot 95 = 21\,350 \text{ kg}$$

Dále je třeba rozdělit tuhosti mezi primární a sekundární vypružení, to se určí z empirického vzorce. Celkový poměr tuhostí se potom určí aritmetickým průměrem.

$$Y_p = 2 + \frac{i_p \cdot m_{pr}}{m_s} = 2 + \frac{1 \cdot 4\,400}{14\,700} = 2,230$$

$$Y_l = 2 + \frac{i_p \cdot m_{pr}}{m_s + m_{už}} = 2 + \frac{1 \cdot 4\,400}{14\,700 + 6\,650} = 2,206$$

$$Y = \frac{Y_l + Y_p}{2} = 2,253$$

$$k_c = \frac{m_{už} \cdot g}{z_p + z_{sek}} = \frac{6\,650 \cdot 9,81}{0,030 + 0,010} = 1\,630\,913 \text{ N/m}$$

Pro sériové řazení pružin primárního a sekundárního vypružení platí.

$$k_c = \frac{k_{1c} \cdot k_{2c}}{k_{1c} + k_{2c}}$$

$$k_{1c} = Y \cdot k_{2c}$$

Po vyjádření.

$$k_{2c} = \frac{(1 + Y) \cdot k_c}{Y} = k_{2c} = \frac{(1 + 2,253) \cdot 1\,630\,913}{2,253} = 2\,354\,892 \text{ N/m}$$

$$k_{1c} = y \cdot k_{2c} = 2,253 \cdot 1\,630\,913 = 5\,304\,876 \text{ N/m}$$

Nakonec je vyjádřena tuhost pro jednotlivé pružící prvky primárního a sekundárního vypružení.

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{i_p} = \frac{5\,304\,876}{4} = 1\,326\,219 \text{ N/m}$$

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{i_{sek}} = \frac{2\,354\,892}{4} = 588\,723 \text{ N/m}$$

Při návrhu vypružení je nutné, aby první vlastní frekvence soustavy byla v případě loženého a prázdného vozidla kolem hodnoty 1,5 Hz, z důvodu zachování pohodlné jízdy pro cestující.

$$f_{2P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1\,630\,913}{14\,700}} = 1,68 \text{ Hz}$$

$$f_{2l} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_s + m_{už}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1\,630\,913}{14\,700 + 6\,650}} = 1,39 \text{ Hz}$$

5.1.1 Sekundární vypružení

Sekundární vypružení je tvořeno čtyřmi šroubovitými pružinami. Jejich návrh byl vytvořen dle normy ČSN EN 13 906-1. Materiál pružin byl zvolen 54SiCr6, dle ČSN 14 260. Je nutné, aby pro zachování nízké podlahy byla délka pružiny maximálně **250 mm** při zatížení prázdným vozidlem.

Parametr	Hodnota	Označení
Dovolené napětí ve smyku [MPa]	785	τ_{dov}
Modul pružnosti ve smyku [MPa]	$7,85 \times 10^4$	G
Dynamické stlačení [mm]	10 mm	z_{dyn}
Maximální volná délka pružiny [mm]	250	
Počet pružin sek. vypružení	4	i_{sek}
Počet závěrných závitů	1,5	n'

Tab. 14 Parametry pro výpočet pružiny sekundárního vypružení

Zatížení jedné pružiny na prázdném vozidle.

$$P_{2p} = \frac{m_s \cdot g}{i_{sek}} = \frac{14\,700 \cdot g}{4} = 36\,052\,N$$

$$P_{2l} = \frac{(m_s + m_{už}) \cdot g}{i_{sek}} = \frac{(14\,700 + 6\,650) \cdot g}{4} = 52\,361\,N$$

Při rozměrovém návrhu pružiny určíme nejdříve stlačení pružiny prázdného a plně loženého vozidla.

$$z_{2p} = \frac{P_{2p}}{k_2} = \frac{36\,052}{588\,723} = 0,061\,m$$

$$z_{2l} = \frac{P_{2l}}{k_2} = \frac{52\,361}{588\,723} = 0,089\,m$$

$$\tau_{2dov} = \tau_{dov} \cdot \frac{z_{2l}}{z_{2l} + z_{dyn}} = 785 \cdot \frac{0,089}{0,089 + 0,01} = 705\,MPa$$

Dále zvolíme předběžně průměr drátu d a spočítáme součinitel dle Wahla K . Volím průměr drátu $38\,mm$ a střední průměr pružiny $190\,mm$.

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1}, \text{ kde } i = \frac{D}{d}$$

Výpočet napětí v pružině pro daný průměr drátu.

$$R = \frac{D}{2}$$

$$\tau_2 = \frac{16 \cdot P_{2l} \cdot R \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 52\,361 \cdot 95 \cdot 1,3}{\pi \cdot 38^3} = 601\,MPa$$

Musí platit podmínka:

$$\tau_2 < \tau_{2dov}$$

$$601 < 706$$

Nyní je třeba nalézt nejvhodnější rozměry pružiny.

D [mm]	38	36	34
D [mm]	190	180	170
i [-]	5	5	5
K [-]	1,30	1,3	1,30
τ_2 [MPa]	601	669	750
	Předimenzováno	Vyhovuje	Nevyhovuje

Tab. 15 Tabulka pro výpočet pružiny sekundárního vypružení

Po výpočtu průměru drátu a středního průměru pružiny zjistíme počet činných závitů a pro určení celkového počtu závitů připočteme 1,5 závěrných závitů.

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_2} = 4,78 \Rightarrow 5$$

$$n_c = n + n' = 5 + 1,5 = 6,5$$

Nakonec je určena délka pružiny při dosednutí závitů u prázdného vozidla, plně loženého vozidla a volná délka pružiny.

$$h_{2dosedlá} = d \cdot n_c = 234,0 \text{ mm}$$

$$h_{2l} = h_{2dosedlá} + (0,1 \cdot n \cdot d) + z_{2dyn} = 247 + (0,1 \cdot 38 \cdot 6) + 10 = 262,0 \text{ mm}$$

$$h_{2p} = h_{2l} + (z_{2l} - z_{2p}) = 301,6 + (87,9 - 60,5) = \mathbf{289,7 \text{ mm}}$$

$$h_{volna} = h_{2p} + z_{2p} = 329 + 60,5 = 350,9 \text{ mm}$$

Podmínka maximální délky šroubovitě pružiny nebyla splněna, proto pro její splnění bude nutné navrhnout sekundární vypružení se dvěma páry paralelních pružin – pružiny typu duplex.

Tuhosti pružin jsou rozděleny v poměru 4:3

$$k_{2 \text{ vnější}} = 337\,749 \text{ N/m}$$

$$k_{2 \text{ vnitřní}} = 253\,311 \text{ N/m}$$

$$P_{2p \text{ vnejsi}} = k_{2 \text{ vnější}} \cdot z_{2p} = 20\,601 \text{ N}$$

$$P_{2l \text{ vnejsi}} = k_{2 \text{ vnější}} \cdot z_{2l} = 29\,921 \text{ N}$$

$$P_{2p \text{ vnitřní}} = k_{2 \text{ vnitřní}} \cdot z_{2p} = 15\,451 \text{ N}$$

$$P_{2l \text{ vnitřní}} = k_{2 \text{ vnitřní}} \cdot z_{2l} = 22\,440 \text{ N}$$

Po výpočtu jednotlivých tuhostí a sil se postupuje obdobným způsobem jako pro samostatnou pružinu.

$$\tau_{2dov} = \tau_{dov} \cdot \frac{z_{2l}}{z_{2l} + z_{2dyn}} = 785 \cdot \frac{0,089}{0,089 + 0,01} = 706 \text{ MPa}$$

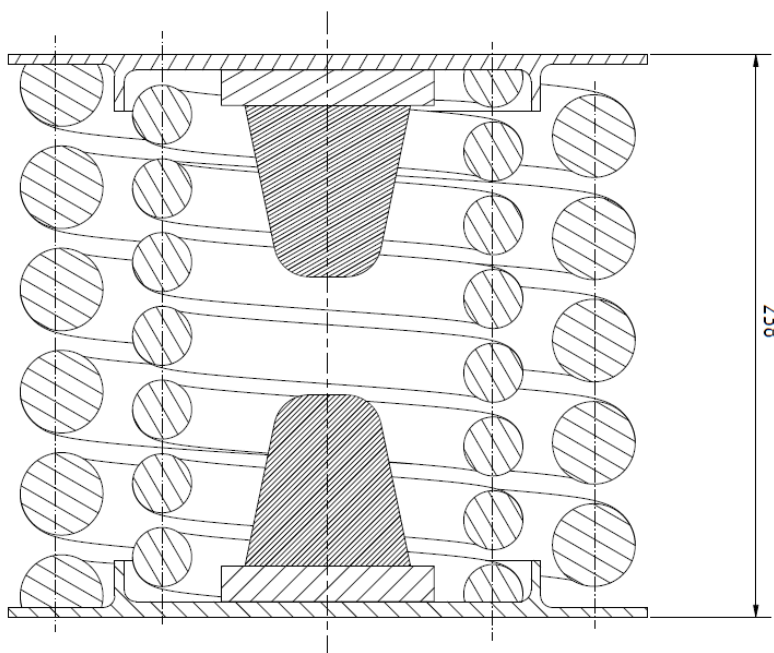
Parametr	Pružina vnější	Pružina vnitřní
d [mm]	35	25
D [mm]	225	140
i [-]	6,4	5,6
K [-]	1,22	1,26
τ_2 [MPa]	489	646

Tab. 16 Tabulka pro pevnostní výpočet

Parametr	Vnější pružina	Vnitřní pružina
Materiál pružiny	14 260	14 260
Střední průměr pružiny [mm]	225	140
Průměr drátu pružiny [mm]	35	25
Volná délka pružiny [mm]	305,4	301,4
Délka pružiny prázdného vozidla [mm]	244,2	240,2
Délka pružiny plně loženého vozidla [mm]	216,5	212,5
Délka pružiny po dosednutí závitů [mm]	192,5	187,5
Počet činných závitů [-]	4	6

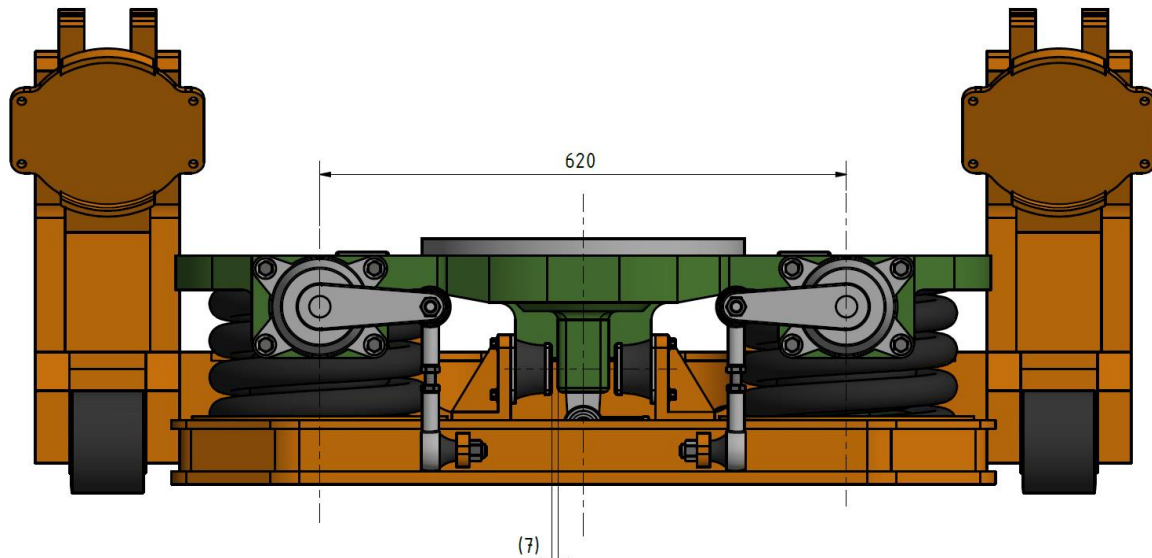
Tab. 17 Tabulka zvolených pružin – sekundární vypružení

Po zabroušení závitů vnější pružiny je její délka na prázdném vozidle 230 mm. Pružina vnitřní po zabroušení závěrných závitů má délku 225 mm. Podmínka zástavbového prostoru je splněna.



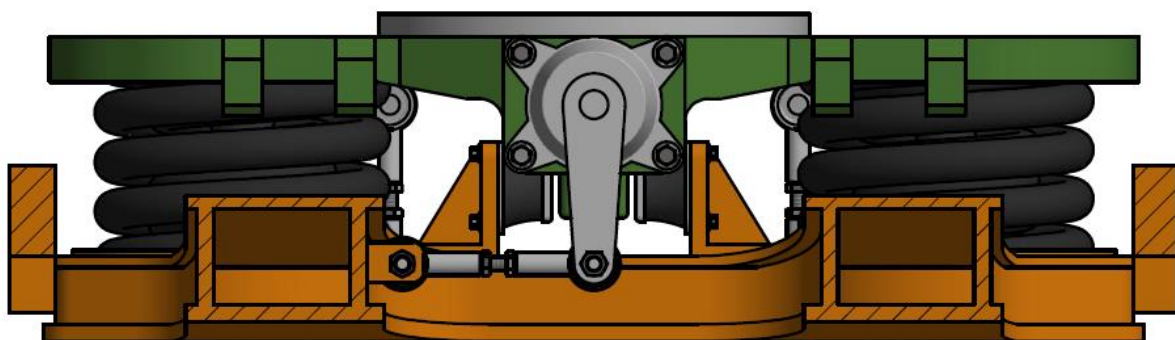
Obr. 18 Sestava pružící jednotky zatížené prázdným vozidlem

Sestavu sekundárního vypružení tvoří duplexní šroubovitě pružiny, dvojice misek a gumové dorazy, které zabraňují dosednutí závitů při maximálním stlačení šroubovitých pružin, nebo slouží jako nouzové vypružení při prasknutí jedné z pružin.



Obr. 19 Vnější pohled na sekundární vypružení

Sekundární vypružení tvoří vazbu mezi rámem podvozku a kolébkou. Kolébka je pomocí otočového ložiska pevně spojena se skříní vozidla. Součástí celku je dvojice sestav duplexních pružin, dále pak dvojice rotačních hydraulických tlumičů a jeden podélný rotační tlumič.



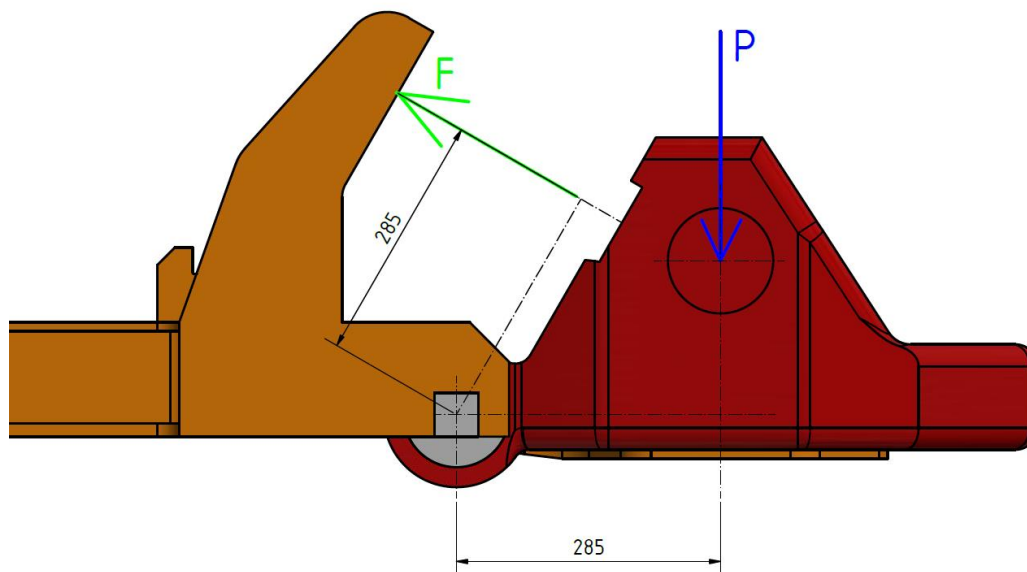
Obr. 20 Vnitřní pohled na sekundární vypružení

Rotační tlumiče jsou speciální tlumiče určené pro vozidla, u kterých není dostatek zástavbového prostoru pro umístění teleskopického tlumiče klasické koncepce. Rotační tlumič má dvě oddělené komory spojené ventilem. Pomocí pákového mechanismu a tyčky s kulovými klouby

převádí přímočarý pohyb na rotační a přepouštěním hydraulické kapaliny vytváří odpor, kterým tlumí rázy. Výchozí parametry tlumiče jsou tlumící moment a úhlová rychlost.

5.1.2 Primární vypružení

Při navrhování vypružení u vedení kyvným ramenem je potřeba si uvědomit, že nápravnice vůči rámu nekoná svislý, nýbrž kyvný pohyb. Výsledné hodnoty vypružení je proto potřeba přepočítat na svislé, popřípadě úhlové souřadnice. Primární vypružení je tvořeno šroubovitými pružinami, dvěma na každé nápravnici.



Obr. 21 Skica působení sil

Jelikož reakční síla F i svislá síla P jsou na rameni o stejné délce, není nutné přepočítávat sílu z momentové podmínky. Postup při návrhu a dimenzování šroubovitě pružiny primárního vypružení je proto obdobný jako u sekundárního vypružení. Jelikož je pružina umístěna šikmo pod úhlem 30° a nápravnice je uložena rotačně. Je nutné, aby statické sednutí pružiny včetně dynamické přirážky ve směru propružení bylo maximálně 15 mm mezi prázdným a plně loženým vozidlem.

Parametr	Hodnota	Označení
Dovolené napětí ve smyku [MPa]	785	τ_{dov}
Modul pružnosti ve smyku [MPa]	$7,85 \times 10^4$	G
Dynamické stlačení [mm]	5	z_{dyn}
Počet pružin sek. vypružení	4	i_{prim}
Počet závěrných závitů	1,5	n'

Tab. 18 Parametry pro výpočet pružiny primárního vypružení

$$P_{1p} = \frac{m_s \cdot g}{i_{prim}} = \frac{14\,700 \cdot g}{4} = 36\,052\,N$$

$$P_{1l} = \frac{(m_s + m_{už}) \cdot g}{i_{prim}} = \frac{(14\,700 + 6\,650) \cdot g}{4} = 52\,361\,N$$

$$z_{1p} = \frac{P_{1p}}{k_1} = \frac{36\,052}{1\,326\,219} = 0,027\,m$$

$$z_{1l} = \frac{P_{1l}}{k_1} = \frac{52\,361}{1\,326\,219} = 0,040\,m$$

$$\tau_{1dov} = \tau_{dov} \cdot \frac{z_{1l}}{z_{1l} + z_{dyn}} = 785 \cdot \frac{0,040}{0,040 + 0,005} = 697\,MPa$$

Zvolen průměr drátu 38 mm a střední průměr pružiny 190 mm. Koeficient K je 1,3. Poměr i je 5.

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1}, \text{ kde } i = \frac{D}{d}$$

$$R = \frac{D}{2}$$

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot P_{1l} \cdot R \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 52\,361 \cdot 95 \cdot 1,3}{\pi \cdot 38^3} = 601\,MPa$$

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_2} = 2,3 \Rightarrow 3$$

$$n_c = n + n' = 3 + 1,5 = 4,5$$

$$h_{1dosedlá} = d \cdot n_c = 38 \cdot 4,5 = 171\,mm$$

$$h_{1l} = h_{1dosedlá} + (0,1 \cdot n \cdot d) + z_{1dyn} = 171 + (0,1 \cdot 38 \cdot 3) + 5 = 187,4\,mm$$

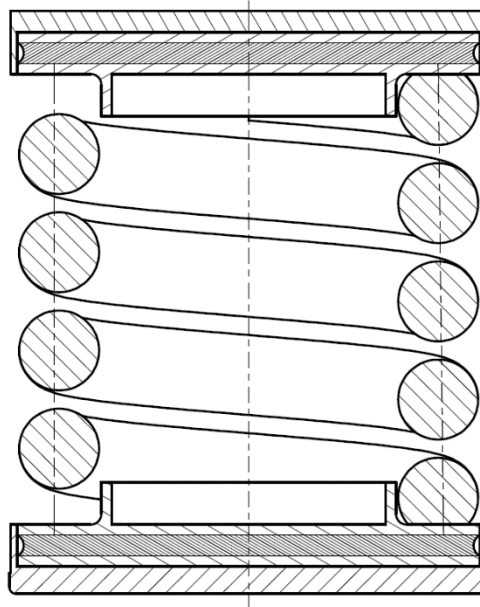
$$h_{1p} = h_{1l} + (z_{1l} - z_{1p}) = 187,4 + (40 - 27) = 200,4\,mm$$

$$h_{1volna} = h_{1p} + z_{1p} = 200,4 + 27 = 227,4\,mm$$

Parametr	Hodnota
Materiál pružiny	14 260
Úhel umístění pružiny	30°
Střední průměr pružiny [mm]	190
Průměr drátu pružiny [mm]	38
Volná délka pružiny [mm]	227,4
Délka pružiny prázdného vozidla [mm]	200,4
Délka pružiny plně loženého vozidla [mm]	187,4
Délka pružiny po dosednutí závitů [mm]	171
Počet činných závitů [-]	3

Tab. 19 Tabulka zvolené pružiny – primární vypružení

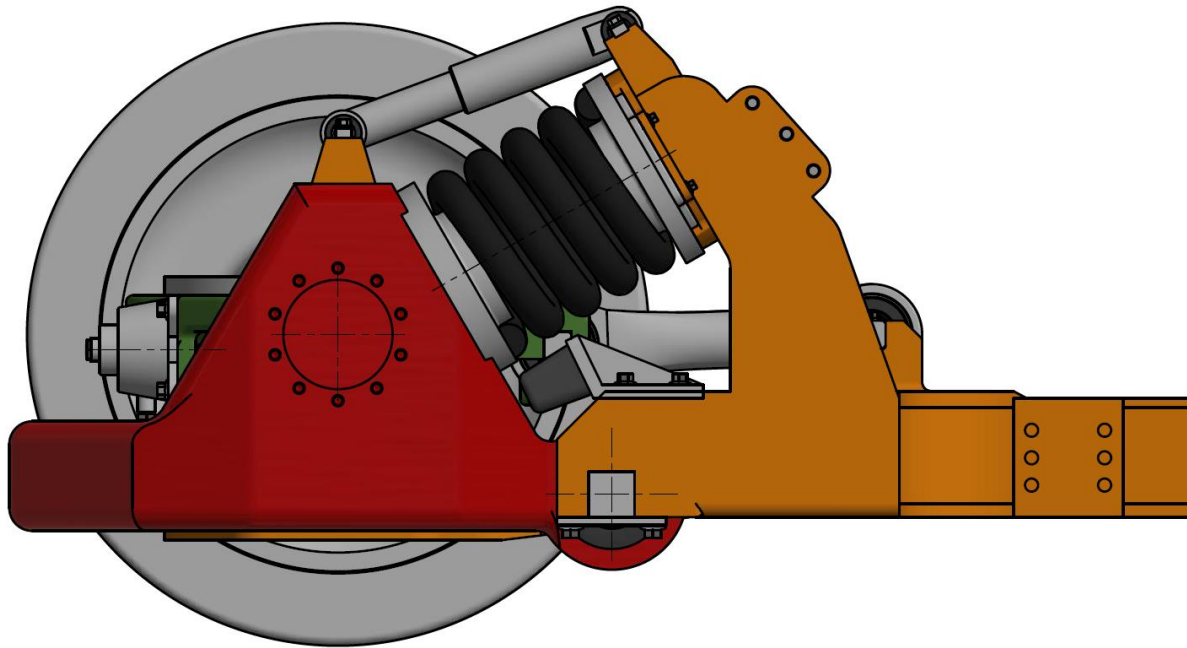
Pružina je umístěna na podvozku šikmo, pod úhlem 30°. Podvozek je navržen tak, že u prázdného vozidla je úhel mezi nápravnicí a rámem podvozku -1° . Rozdíl mezi prázdným vozidlem a plně obsazeným vozidlem včetně dynamické přírážky je $3,5^\circ$. Poloha nápravnice vůči rámu podvozku je u maximálně zatíženého vozidla $+1,5^\circ$. Statické sednutí mezi prázdným a plně loženým vozidlem je $2,5^\circ$. Pohyb hřídele uvnitř dutiny převodovky je potom 15 mm ve směru propružení od rovnoběžné polohy. Z hlediska pohonu, který je tvořen hřídelí procházející dutinou převodovky, je tato hodnota v pořádku. Tyto hodnoty byly zjištěny simulačně z 3D modelu podvozku.



Obr. 22 Pružící jednotka primárního vypružení

Sestavu primárního vypružení tvoří šroubovitá pružina, horní a spodní miska a pryžové podložky. Celá soustava je uchycena za spodní misku k nápravnici, kde je pro ni předfrézována

díra, a je pojištěna zápustnými šrouby uvnitř misky. Horní miska je uchycena k rameni rámu podvozku. Na rámu podvozku je pro misku navařená konzola, která zabraňuje pohybu misky v příčném i podélném směru. Pojištěna je taktéž šroubovým spojem. Mezi miskou a pružinou na horní i spodní straně se nachází pryžo-kovová podložka, která tlumí rázy, a zároveň drží pružinu ve své pozici.



Obr. 23 Primární vypružení

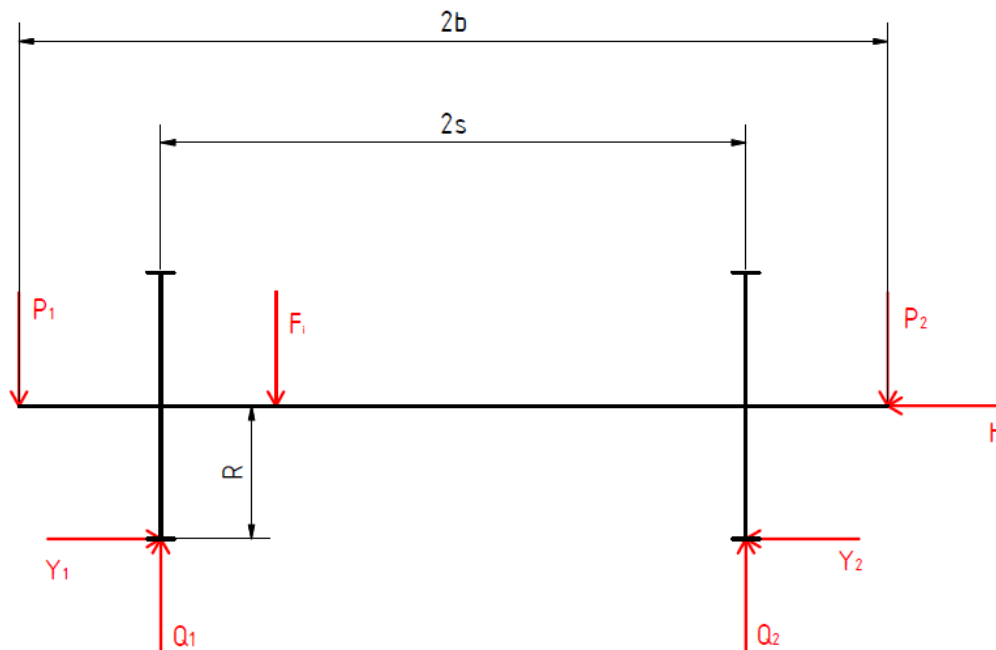
Aby bylo primární vypružení kompletní a bylo jej možné implementovat na podvozek, je nutné navrhnout tlumiče a dorazy. Navrhnuté tlumiče jsou teleskopické, hydraulické, lineární, a jsou přichyceny pomocí šroubového spoje. Jedním koncem ke kyvnému rameni, a druhým koncem ke konzoli rámu podvozku. Dorazy primárního vypružení slouží k zabránění sednutí závitů primárního vypružení, jsou umístěny na rámu podvozku pomocí šroubového spoje. Z hlediska silového působení vycházejícího z momentové podmínky k otočnému čepu se jedná o nevýhodné místo, ale s přihlédnutím na fakt, že k dosednutí závitů pružiny dochází jen velmi zřídka, je dané řešení v pořádku.

5.2 Uložení kola

Kola podvozku jsou volně uložena na čepch. Čepy kol jsou vyrobeny jako obrobky a jsou zalisovány do nápravnice a pojištěny šrouby. Jejich pevnostní kontrolu lze provést stejným způsobem jako u náprav klasické koncepce dle normy ČSN EN 13 104. Čepy jsou navrženy z materiálu A1N dle UIC.

Hodnoty pro výpočet viz *Tab. 13 Parametry pro návrh vypružení*.

Nejprve jsou vypočteny odpružené hmotnosti, které působí na nápravnici. Je uvažován prostřední článek vozidla, jehož nápravnice jsou nejvíce zatěžovány.



Obr. 24 Síly působící na nápravnici

$P_{1,2}$ = radiální síla v místě ložiska

H = axiální síla na nápravu

$Q_{1,2}$ = radiální kolová síla

$Y_{1,2}$ = axiální kolová síla

h_1 = výška težiště

$2b$ = rozteč ložiskových jednotek

m_1 = hmotnost na nápravu

$2s$ = vzdálenost styčných kružnic

Stanovení hmotností a jednotlivých působících sil.

$$m_{už} = i_{os} \cdot 70 = 95 \cdot 70 = 6\,650 \text{ kg}$$

$$m_1 = \frac{m_s}{2} + 1,2 \cdot m_{už} - m_{dv} = \frac{14\,700}{2} + \frac{1,2 \cdot 6\,650}{2} - 1100 = 10\,240 \text{ kg}$$

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \frac{h_1}{b}\right) m_1 g = \left(0,625 + 0,0875 \frac{0,6}{0,75}\right) 10\,240 \cdot 9,81 = 69\,816\,N$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \frac{h_1}{b}\right) m_1 g = \left(0,625 - 0,0875 \frac{0,6}{0,75}\right) 10\,240 \cdot 9,81 = 55\,752\,N$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,3 \cdot 10\,240 \cdot 9,81 = 35\,159\,N$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,15 \cdot 10\,240 \cdot 9,81 = 17\,579,5\,N$$

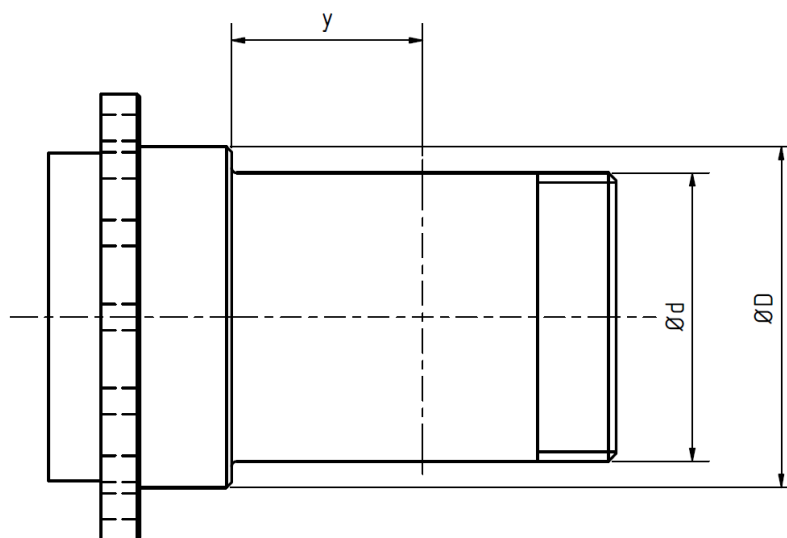
$$H = Y_1 - Y_2 = 17\,579,5\,N$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{1}{2s} [P_1 \cdot (b + s) + P_2 \cdot (s - b) + (Y_1 - Y_2) \cdot R] = \\ &= \frac{1}{1,5} [71\,861 \cdot (0,75 + 0,75) + 57\,386 \cdot (0,75 - 0,75) + (18\,095) \cdot 0,325] \\ &= \mathbf{73\,625\,N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{1}{2s} [P_2 \cdot (b + s) + P_1 \cdot (s - b) + (Y_1 - Y_2) \cdot R] = \\ &= \frac{1}{1,5} [57\,386 \cdot (0,75 + 0,75) + 71\,861 \cdot (0,75 - 0,75) + (18\,095) \cdot 0,325] \\ &= \mathbf{59\,561\,N} \end{aligned}$$

Dále je nutné určit brzdnu sílu. Ta lze určit z meze adheze pro kotoučovou brzdu. Koefficient valivého tření má hodnotu $\mu = 0,3$ a koeficient tření brzdových destiček $\Gamma = 0,35$. Výpočet vychází z průměru kola a průměru brzdového kotouče.

$$F_t = \frac{\bar{P} \cdot \mu \cdot R}{\Gamma \cdot R_b} = \frac{\frac{m_v \cdot g}{i_k} \cdot \mu \cdot R}{\Gamma \cdot R} = \frac{14700 \cdot 9,81}{4} \cdot \frac{0,3 \cdot 0,35}{0,35 \cdot 0,15} = 72\,104\,N$$



Obr. 25 Nápravnicový čep

Je uvažován řez v místě y , viz. *Obr. 15*.

Φd [mm]	120
ΦD [mm]	140
y [mm]	55
Y [-]	1,25
X [-]	0,083
K [-]	0,175

Tab. 20 Hodnoty navrhovaného čepu

Výpočet momentů v daném řezu.

$$M_x = P_1 \cdot y = 71\,861 \cdot 0,055 = 3\,840 \text{ Nm}$$

$$M'_x = F_t \cdot \Gamma \cdot y = 72\,104 \cdot 0,35 \cdot 0,055 = 1\,388 \text{ Nm}$$

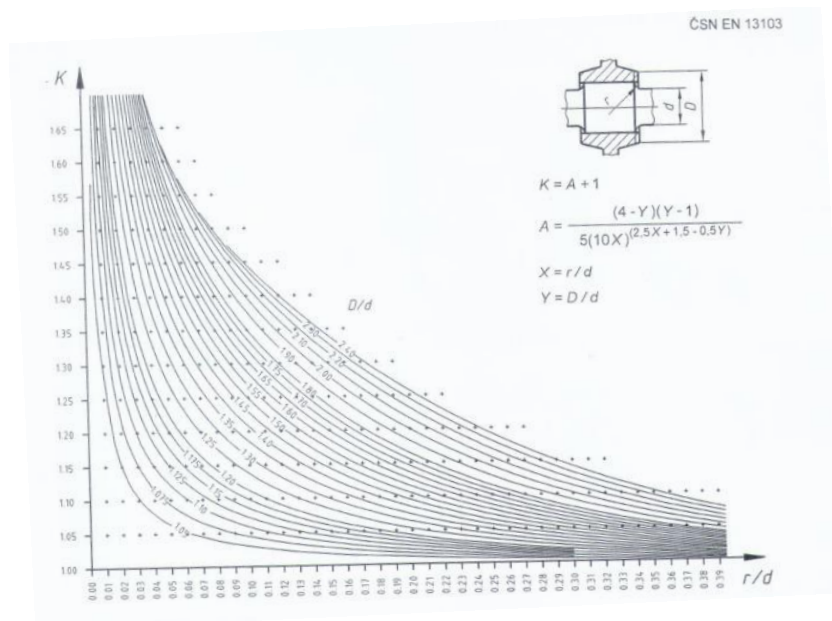
$$M'_y = 0$$

$$M'_z = F_t \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \cdot y = 72\,104 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,190}{0,325} \cdot 0,055 = 811 \text{ Nm}$$

$$Y = \frac{D}{d} = \frac{0,14}{0,12} = 1,25$$

$$X = \frac{r}{d} = \frac{0,01}{0,12} = 0,086$$

Koeficient K zvolen dle následujícího grafu.



Obr. 26 Graf pro určení koeficientu K

Nakonec je proveden výpočet redukovaného momentu a redukovaného napětí, které je porovnáno s napětím dovoleným.

$$MX = M_x + \sum M'_x = 3\,840 + 1\,388 = 5\,227 \text{ Nm}$$

$$MY = \sum M'_y = 0$$

$$MZ = \sum M'_z = 811 \text{ Nm}$$

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} = 5\,402 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{red} = \frac{K \cdot 32 \cdot MR \cdot d}{\pi \cdot (d^4 - d'^4)} = \frac{1,3 \cdot 32 \cdot 5\,402\,000 \cdot 120}{\pi \cdot 120^4} = \mathbf{5,6 \text{ MPa}}$$

Dovolené napětí v tomto pásmu je 92 MPa. Pevnostně tedy čep vyhovuje.

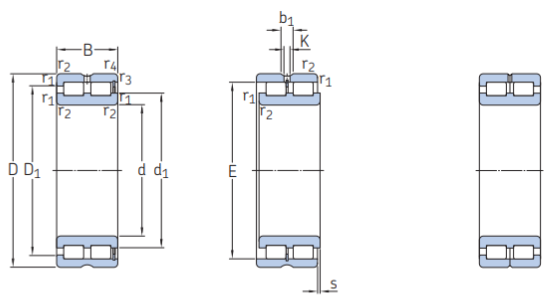
5.3 Ložisková jednotka

V této kapitole je popsán výpočet a návrh ložiskové jednotky nápravnice. Vzhledem k tomu, že vozidlo má nápravnice, je umístěna ložisková jednotka přímo v kole. Výpočet vychází z výpočtů radiálních a axiálních sil v předchozí kapitole.

Radiální a axiální síla působící na ložisko:

- $F_r = P_1$
- $F_a = H$

Bylo zvoleno dvouřadé válečkové ložisko SKF NNCF 5024 CV viz. *Obr. 14*.



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min	kg	-	
120	165	45	242	480	53	1 700	2 200	2,9	NNCF 4924 CV
	165	45	242	480	53	1 700	2 200	2,85	NNCL 4924 CV
	165	45	242	480	53	1 700	2 200	2,95	NNC 4924 CV
	180	80	539	880	104	1 700	2 000	6,75	NNCF 5024 CV

Obr. 27 Zvolené ložisko

Ložisko je potřeba zkontrolovat na trvanlivost. Tramvajová ložiska se většinou dimenzují na životnost 1,5 mil. km.

Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení pro dvouřadá válečková ložiska. Dle katalogu SKF platí:

$$P = F_r \dots \text{pro } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,15$$

$$\text{pokud } \frac{F_a}{F_r} > 0,15 ; \text{ potom platí } P = 0,92 \cdot F_r + 0,4 \cdot F_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{18094}{71861} = 0,25$$

$$\Rightarrow P = 0,92 \cdot F_r + 0,4 \cdot F_a = 71\,861 \cdot 0,92 + 0,4 \cdot 18\,094 = 73\,350 \text{ N}$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska v otáčkách.

$$L_n = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{539\,000}{73\,350}\right)^{\frac{10}{3}} = 771,4 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

Kontrola trvanlivosti v ujetých kilometrech:

$$L_{km\ po\z} = 1,5\ mil.\ km$$

Přepočet minimálních požadovaných otáček na kilometry:

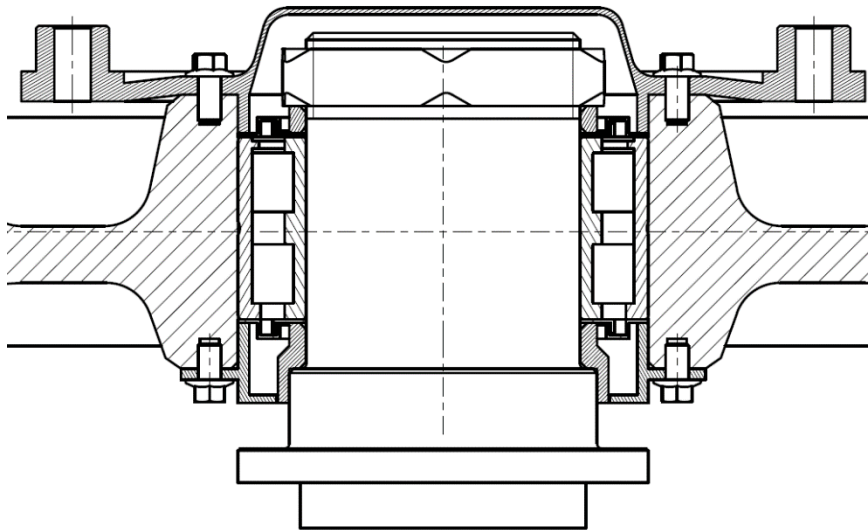
$$l_k = \text{délka kružnice kola}$$

$$D = \text{průměr kola}$$

$$l_k = \pi \cdot D = \pi \cdot 0,65 = 2,042\ m$$

$$L_{n\ po\z} = \frac{L_{km\ po\z} \cdot 1000}{l_k} = \frac{1\ 500\ 000\ 000}{2,042} = 734,6 \cdot 10^6\ ot.$$

$$L_n > L_{n\ po\z}$$



Obr. 28 Řez uložením kola

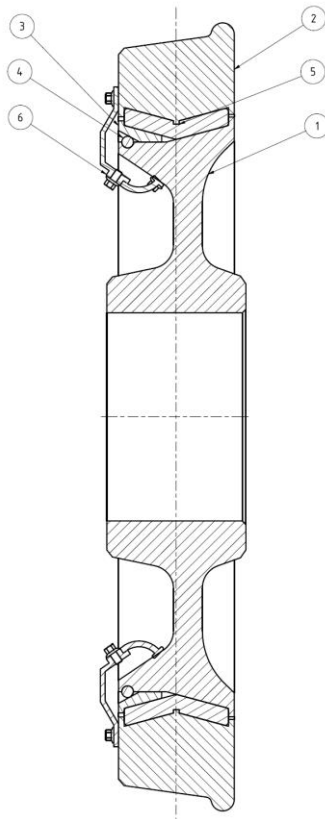
Na Obr. 28 je vidět řez uložením kola. Dvouřadé kuličkové ložisko s plným počtem valivých tělísek je mazáno vlastním tukem po celou dobu jeho životnosti. Je plně uzavřeno a chráněno proti vniku nečistot. Poloha ložiska je vymezena pomocí kroužků. Vnitřní kroužek je upevněný pomocí centrální matice na náboji. Na vnější straně kroužku je zároveň přišroubován kryt ložiskové jednotky a unašeč pro přenos momentu od hřídele převodovky.

5.4 Kola

Jelikož je konstrukce tramvaje nízkopodlažní, a její kola jsou uložena na nápravnici, potom jsou nejlepším řešením volně otočná kola s ložiskovými jednotkami uvnitř. Standardem moderních tramvají jsou kola odpružená, tím se rozumí kola, u kterých se mezi obručí a kotoučem kola nachází pryžová vložka. Hlavní výhodou je tišší chod v porovnání s vozidly, která mají kola celistvá. Výrazně se snižuje také opotřebení jízdního profilu obruče kola a také hlavy kolejnice. Zároveň jsou sníženy neodpružené hmoty a zvýší se jízdní komfort cestujících díky lepšímu tlumení rázů.[5]

Nevýhodou kol této konstrukce je vyšší pořizovací cena, dále také zvýšení jízdního odporu kol – kvůli vnitřnímu tření při deformaci pryže. Další nevýhodou je nemožnost použití špalíkové a kotoučové kolové brzdy při klasické konstrukci kola, jelikož při brždění dochází k zahřívání kola a tím pryžová vložka degraduje. Při větším zahřátí by mohlo dojít i k jejímu zničení. Kolo obsahuje zemnicí můstek, jelikož jsou části kola vůči sobě odpruženy a pryž je nevodivá. [5]

Návrh kola byl inspirován konstrukcí kola firmy BONATRANS, sídlící v Bohumíně. Základními komponenty jsou náboj s kotoučem (1), obruč kola (2), přítlačný kroužek (3), pojistný kroužek (4), pryžová vložka (5) a zemnicí můstek (6).



Obr. 29 Volně otočné odpružené kolo

Parametr	Hodnota
Typ kola	Odpružené, volně otočné
Průměr kola [mm]	650
Průměr náboje [mm]	180
Šířka věnce [mm]	100

Tab. 21 Parametry kola

5.5 Přenos sil

Jelikož jsou jednotlivé části podvozku vůči sobě vypruženy, je nutné zajistit mezi těmito částmi přenos dynamických sil. Jedná se o síly podélné, kam patří hlavně síly hnací, brzděné a o síly příčné, které vznikají například při průjezdu obloukem. Tyto síly nelze přenášet přes samotné vypružení (v tomto případě přes šroubovité pružiny), ale je nutné na podvozku navrhnout systém, který tyto síly bude přenášet.

5.5.1 Přenos tažných tlačných sil

Jedná se o dynamické účinky sil, které vznikají při brždění a rozjíždění vozidla. V případě tohoto podvozku je nutné podélné síly přenášet mezi rámem podvozku a kolébkou, kde je otočně uchycena skříň vozidla. Mezi nápravnicí a rámem jsou síly přenášeny pomocí nápravnicových čepů.

Přenos tažných a tlačných sil je tvořen pomocí ojnicek, pro každou kolébkou jsou navrženy dvě ojničky. Pro jejich návrh je nutné vypočítat maximální podélnou sílu. Ta se určí dle normy ČSN 13 749 jako mimořádné zatížení, které vznikne při kolizi nebo při nárazu vozidla o velikosti, která odpovídá dynamické síle 3 g hmotnosti podvozku. Hmotnost podvozku je odhadnuta na 5,5 t. Ojnička spolu se silentbloky také nahrazuje svojí konstrukcí torzní stabilizátor, její tvar je proto navržen s ohledem na zatížení krutem.

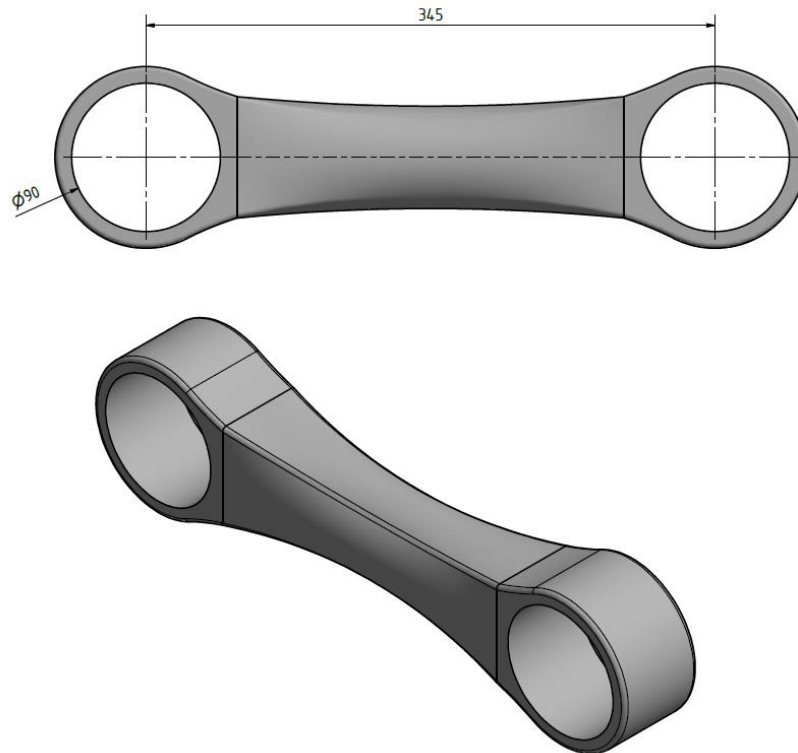
Parametr	Hodnota	Označení
Hmotnost podvozku [kg]	5 500	m_p
Počet ojnicek [-]	4	i_o

$$F_x = m_p \cdot 3g = 5\,500 \cdot 3g = 161\,865\,N$$

$$F_{xi} = \frac{F_x}{i_o} = \frac{161\,865}{4} = 40\,466\,N$$

Ojnička je navržena jako zápusťkový výkovek z materiálu 42CrNo4+QT. Ojnička je uložena na silentbloku z důvodu tlumení rázů a ke konzoli rámu a kolébky je uchycena pomocí tvarového styku přes čep a pojištěna šroubovým spojem.

Zvolený silentblok je vyráběn firmou GMT, Gummi-Metall-Technik GmbH, pod číslem 410129. Jeho maximální radiální (tahové) zatížení je 45kN. Podrobné informace viz *Příloha č. 1 – Silentblok ojničky GMT 410129*.



Obr. 30 Navržená ojnička



Obr. 31 Model sestavy ojničky včetně silentbloku a čepu

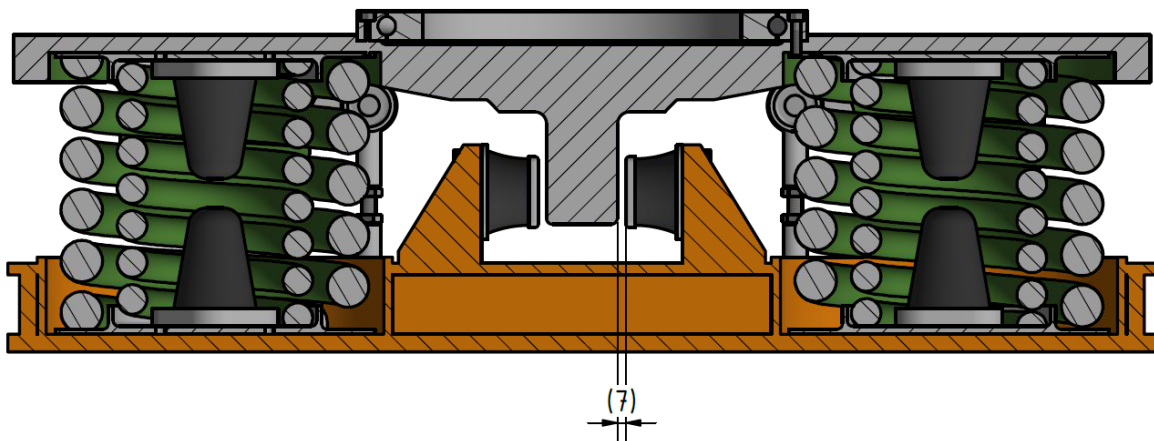
5.5.2 Přenos příčných sil

Jedná se o síly, které vznikají například při průjezdu obloukem jako účinky setrvačných sil. Tyto síly je nutné zachytit, jelikož je nelze přenášet přes vypružení, výjimkou jsou šroubovitě pružiny typu Flexi-coil, ty ale v tomto případě nejsou použity.

Při návrhu je nutné určit maximální příčnou sílu, která lze určit z Prud'homovy mezní hodnoty.

$$F_{y_{max}} = 10^4 + \frac{(m_s + m_p + m_{už}) \cdot g}{12} = 10^4 + \frac{(14\,700 + 5\,500 + 6\,650) \cdot g}{12} = 31\,950\,N$$

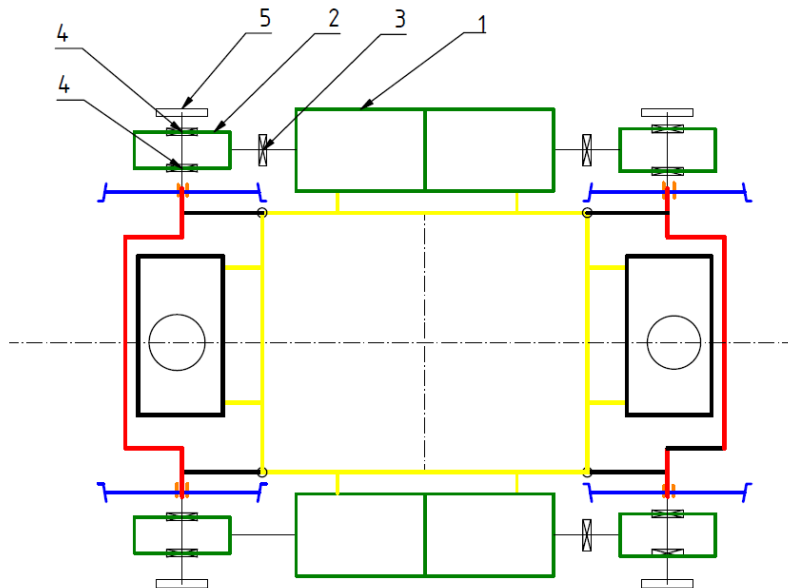
Pro přenos příčných sil mezi kolébkou a rámem podvozku jsou použity příčné narážky. Jedná se o pryžový doraz přišroubovaný ke konzoly rámu podvozku, který při průjezdu obloukem omezuje pohyb skříně a zároveň tlumí rázy.



Obr. 32 Narážky pro přenos příčných sil

5.6 Pohon

Vzhledem k nízkopodlažné konstrukci podvozku je možné pohon umístit pouze vně podvozku. Pohon je umístěn podélně. Pohon je potřeba navrhnout na maximální rychlost tramvaje, která je definovaná na 70 km/h. Pohonné ústrojí se skládá ze čtveřice trakčních motorů, z nichž každý disponuje vlastní převodovkou.



Obr. 33 Schéma pohonné soustavy

(1) – trakční motor, (2) – převodovka, (3) – zubová spojka, (4) – pružné spojky, (5) – brzdový kotouč

5.6.1 Trakční motor

Pro každé kolo je navržen jeden trakční motor. Vždy dva z nich jsou přišroubovány k sobě. Trakční motor je navržen dle katalogu ŠKODA ELECTRIC. Pro pohon je vybrán trakční motor typ MLU 3426 K/6.

Parametr	Hodnota
Výkon [<i>kW</i>]	50
Nom. Napětí [<i>V</i>]	420
Nom. Proud [<i>A</i>]	85
Nominální otáčky [<i>ot./min</i>]	1769
Maximální otáčky [<i>ot./min</i>]	4500
Hmotnost [<i>kg</i>]	289
Chlazení	Vlastní

Obr. 34 Parametry motoru MLU 3426 K/6

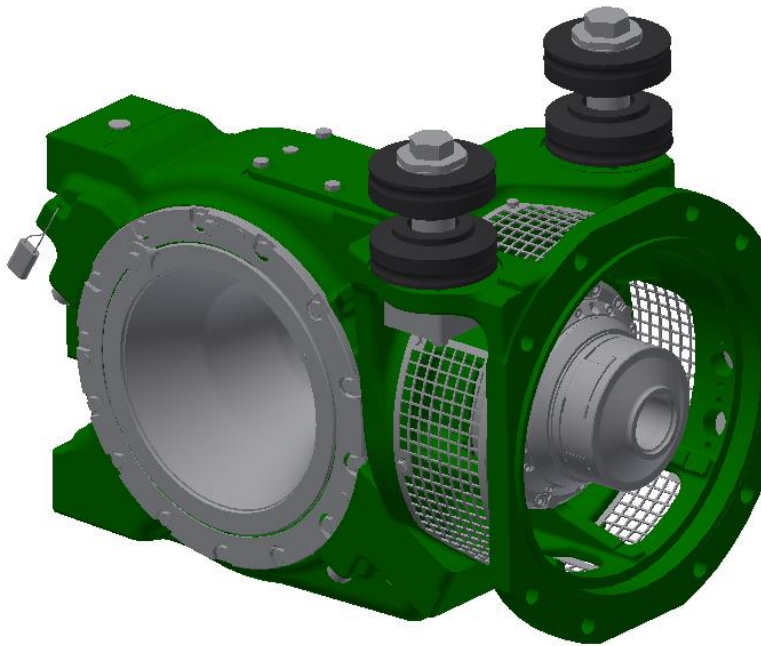
Jedná se o střídavý třífázový asynchronní trakční motor. Jeho konstrukce je čtyřpólová, s vlastní ventilací. Dosahuje výkonu 50 *kW*. Celkový hnací výkon trakčních motorů je 200 *kW* na podvozek, 100 *kW* na nápravu. Mezi spojené motory je umístěna mezipříruba, která vymezuje volný prostor a zajišťuje jejich spojení. Důvodem použití dvou trakčních motorů oproti jednomu motoru s dvěma výstupy je především patentová čistota a dostupnost trakčního motoru

v katalogu. Dále má tento typ pohonu výhodu v individuálním řízení každého motoru, které je u volně otočného uložení kol velmi důležité.

Motor je přišroubován ke konzoli, která nese celou hnací soustavu. Konzola je přišroubována k rámu podvozku.

5.6.2 Převodovka

Použitá převodovka je od firmy IG Wateeuw, sídlící v Brně. Jedná se o hypoidní převodovku typ FBD1-365-5,875-V01. Její převodový poměr je 5,875. Účinnost hypoidního ozubení je 0,97. Model převodovky byl získán od firmy IG Wateeuw jako zkušební model.



Obr. 35 Model převodovky

Maximální kroutící moment motoru.

$$M_{k\ mot} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_{nom}} = \frac{60 \cdot 50\ 000}{2 \cdot \pi \cdot 1769} = 270\ Nm$$

Maximální kroutící moment na výstupu z převodovky.

$$M_{k\ přev} = M_{k\ přev} \cdot i_p \cdot \eta_p = 270 \cdot 5,875 \cdot 0,97 = 1539\ Nm$$

Maximální otáčky převodovky.

$$n_{přev} = i_p \cdot n_{max} = 5,875 \cdot 4500 = 766\ ot./min$$

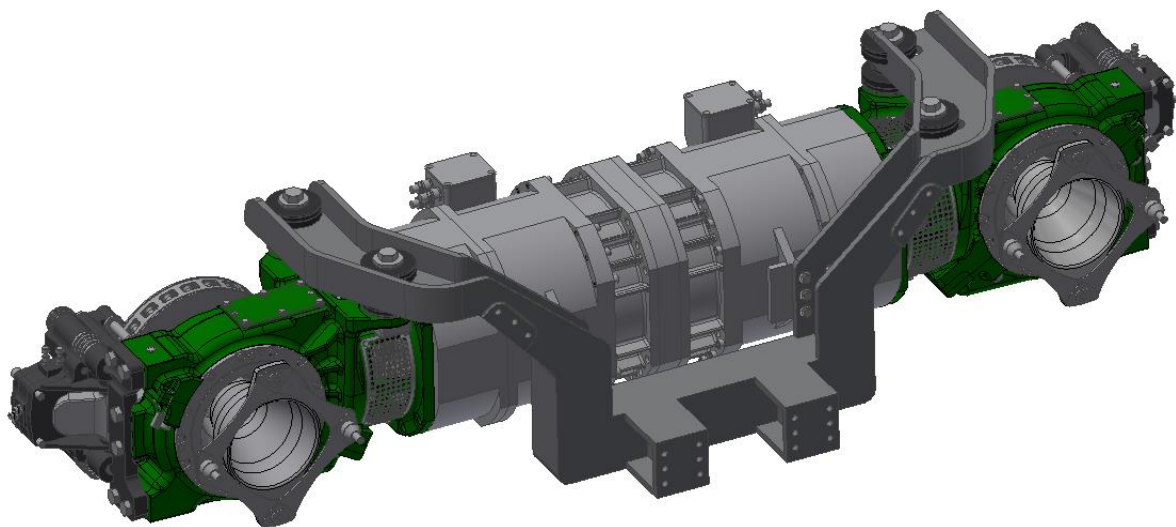
Maximální konstrukční rychlost vozidla při maximálních otáčkách motorů a hraničně opotřeбенými koly. Průměr opotřeбенých kol je 600 mm.

$$v_{max} = \omega \cdot R = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{přev}}{60} \cdot R = \frac{2 \cdot \pi \cdot 766}{60} \cdot 0,300 = 24,05 \text{ m/s} = \mathbf{86,6 \text{ km/h}}$$

Vozidlo je navrhováno na nejvyšší rychlost 70 km/h, pohonná soustava tuto podmínku splňuje.

Pro minimalizování neodpružených hmot je důležité hnací soustavu upevnit pevně k rámu podvozku a navrhnout součásti hnací soustavy tak, aby byl zajištěn přenos krouticího momentu i v případě pohybu součástí vůči sobě při propružení.

Převodovka je pomocí pružných pouzder zavěšena na konzolu. Trakční motor je na konzolu přišroubován z boku. Mezi motorem a převodovkou je umístěna pružná zubová spojka, která vymezuje výrobní nesouososti, a zároveň tlumí torzní kmity. Přenos momentu mezi převodovkou a kolem je vytvořen pomocí hřídele s dvojicí pružných spojek, která prochází skrze dutinu v převodovce, nachází se zde úzké místo, které dovoluje pohyb maximálně 15 mm ve směru propružení od sousosé polohy. Tato podmínka je splněna v návrhu vypružení.



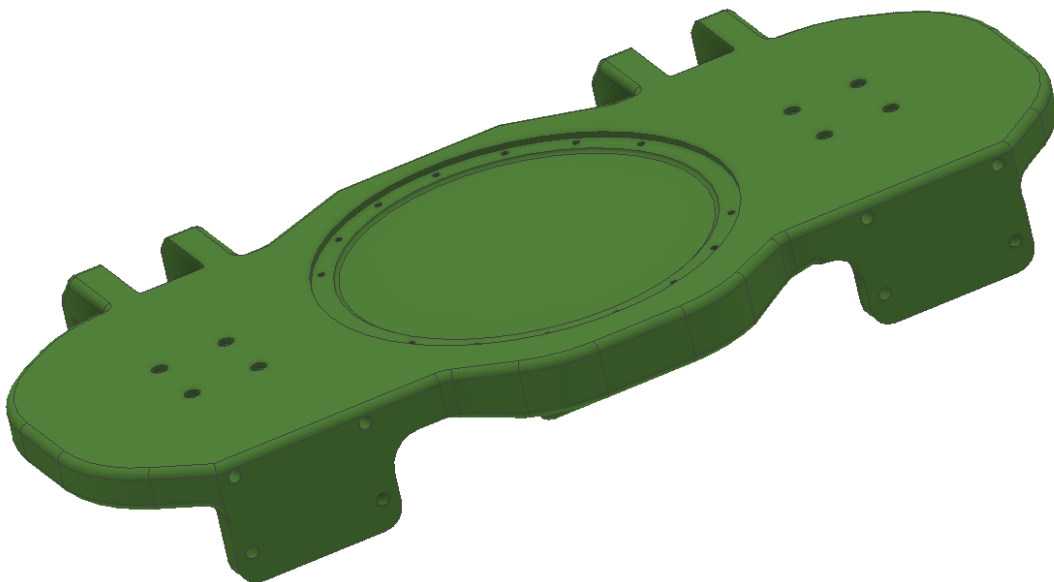
Obr. 36 Model pohonné soustavy

5.7 Kolébka

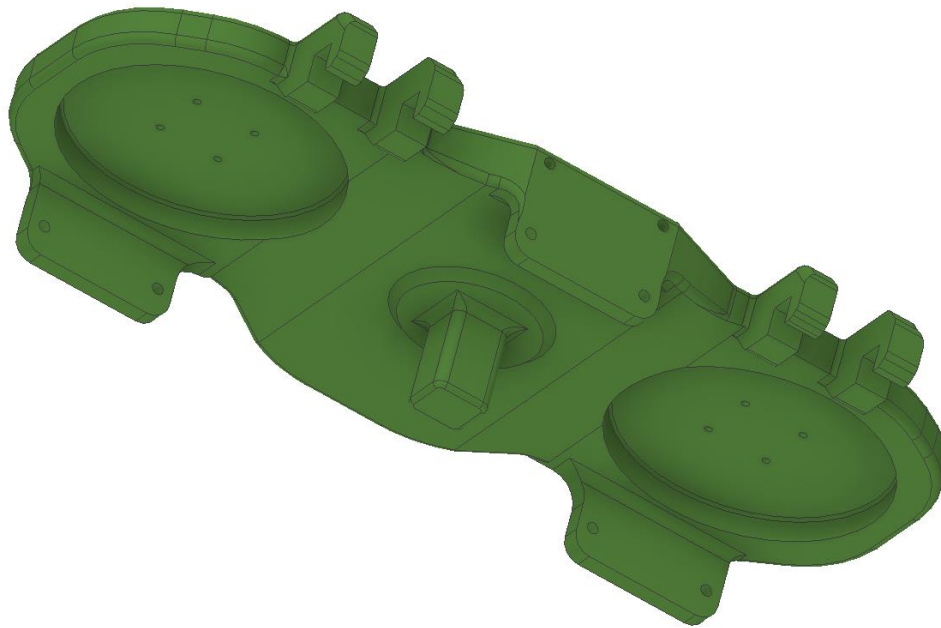
Dalším navrhovaným prvkem je kolébka. Kolébka tvoří odpruženou vazbu mezi rámem podvozku a skříní vozidla. Jelikož podvozek Jakobsova typu má dvě vazby podvozku se skříní, má kolébky dvě. Kolébka je navržena tak, aby dovozovala otočné připojení skříně vozidla. To umožňuje otočové ložisko. Otočové ložisko je speciální typ valivého ložiska, které zajišťuje rotační vazbu a zároveň přenáší síly mezi kolébkou a skříní. Dále kolébka musí přenášet podélné a příčné síly mezi rámem podvozku a kolébkou. Zároveň je nutné kolébku navrhnout

s nejmenší hmotností. Kolébka je navržena jako odlitek z materiálu G20Mn5+N podle ČSN EN 10293. Funkční plochy a díry včetně závitů jsou následně obrobena.

Kolébka je vůči rámu podvozku odpružena sekundárním vypružením, které se skládá z dvojice duplexních šroubovitých pružin, dvojice svislých rotačních tlumičů a jedním příčným tlumičem kývavých pohybů. Proto musí být navržena tak, aby bylo možné všechny tyto komponenty připojit. Sekundární vypružení je umístěno v ose uložení kol, stejně jako otočové ložisko. V kolébce jsou obrobena ze spodní strany díry, kde dosedají misky primárního vypružení. Každá miska je pojištěna čtveřicí šroubů se zápusťnou hlavou. Z vnější strany kolébky jsou umístěny svislé tlumiče. Ze strany vnitřní je umístěn tlumič příčný. Pro připojení ojnic, které slouží k přenosu tažných a tlačných sil, jsou na vnitřní straně kolébky vytvořeny konzole, kde je čep ojničky pojištěný šroubem. Pro přenos příčných sil je vytvořen ve spodní části kolébky trn, který přenáší příčné síly přes narážky umístěné na rámu podvozku.



Obr. 37 Pohled na kolébku z horní, vnější strany



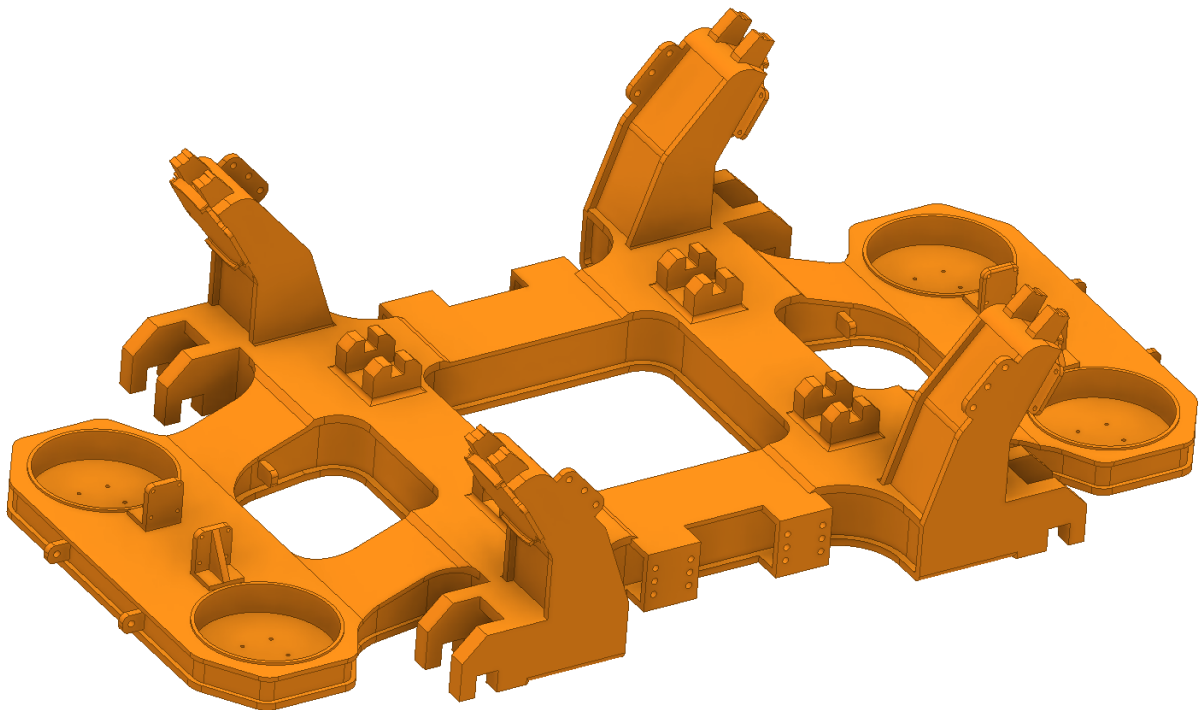
Obr. 38 Pohled na kolébku ze spodní, vnitřní strany

5.8 Rám

Rám je nejdůležitější část podvozku kolejového vozidla. Jeho úkolem je nesení a vedení skříně. Musí přenášet síly ve všech směrech. Síly svislé vznikají od hmotností skříně a nákladu, síly příčné, které vznikají například při průjezdu obloukem, a podélné, které vznikají při brždění nebo akceleraci. Konstrukce rámu je velmi komplexní záležitost. Rám musí umožnit přichycení a nesení všech komponent podvozku, zároveň musí být navržen tak, aby jeho hmotnost byla co nejnižší, a zároveň pevnostně vyhovoval. Nevýhodou podvozku Jacobsova typu je, že jeden podvozek nese hmotnost celé skříně. Proto i dimenzování rámu je náročnější, a i hmotnost rámu je vyšší.

Rám je navržený jako svařenec z plechů různé tloušťky. Jedná se o rám otevřený. Základními částmi jsou dva podélníky, dva příčníky, čtyři opěrné konzole primárního vypružení a dosedací plochy pro umístění kolébky z vnější strany rámu. Z hlediska výrobní jednoduchosti a snahy o minimalizaci svarových spojů je spodní vodorovný díl rámu navržen tak, aby je bylo možné vypálit a naohýbat jako celý díl. Spodní vodorovný díl je vyrobený z plechu o tloušťce 15 mm. Horní vodorovný plech bylo nutné vytvořit z plechů různé tloušťky, aby došlo k minimalizaci hmotnosti a zároveň zachování pevnosti. Proto je horní díl vyroben svařením z plechů o tloušťce 10 a 15 mm. Plechy svislé, které spojují horní a spodní díl, mají tloušťku 10 nebo 15 mm. Mezi svislými a vodorovnými plechy je vytvořeno technologické odsazení 15 mm pro svarový spoj. Dosedací plocha sekundárního vypružení je oproti podélníkům položena níže, z důvodu vytvoření dostatku místa pro sekundární vypružení a zároveň zachování nízké podlahy. Z obou boků rámu podvozku je k podélníku přivařena traverza ve tvaru písmene I a je

ukončena pásem plechu z předvrtanými dírami pro připojení držáků pohonné soustavy. Další konzola pro přišroubování držáků pohonné soustavy se nachází na opěrné konzoli primárního vypružení. Opěrná konzole slouží k přenosu reakcí od primárního vypružení. K této konzoli je přivařena podložka, která slouží k uchycení misky primárního vypružení. Miska v podložce drží díky tvarovému styku a je pojištěna šrouby. Připojení nápravnice je navrženo pomocí plechů o tloušťce 35 mm s vytvořenou čtvercovou dírou pro připojení čepu. Nápravnice je uložena na silentblokách a k rámu je připojena pomocí čepu. Čep má na krajích čtvercový tvar, který drží v úchytech na rámu podvozku, a ze spodní strany je pojištěn šroubovým spojem. Pro přenos tažných a tlačných sil je na horní straně rámu přivařený držák, ve kterém je umístěný čep ojničky obdobným způsobem jako čep nápravnice. Pro přenos příčných sil slouží konzole umístěné mezi dosedacími plochami sekundárního vypružení. Konzola má tvar písmene L a je vyztužená žebrem. K těmto konzolám jsou přišroubovány pryžové narážky, které tyto síly přenáší. Pro uchycení tlumičů jsou k rámu přivařeny ocelové pásky s kuželovou dírou, do které je umístěn kulový čep rotačního tlumiče. Soustava primárního vypružení obsahuje celkem tři rotační tlumiče pro každou kolébku. Dva jsou umístěny z vnější strany dosedací plochy sekundárního vypružení a jedná se o tlumiče svislé. A jeden podélný tlumič je umístěný v prostoru mezi příčnickem a dosedací plochou sekundárního vypružení.

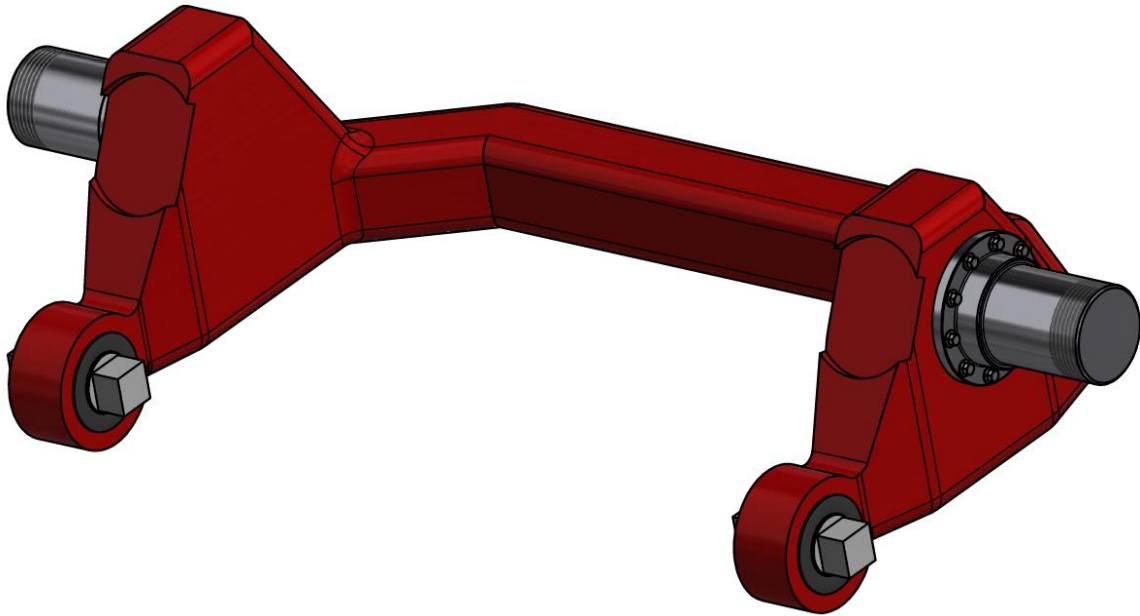


Obr. 39 Rám

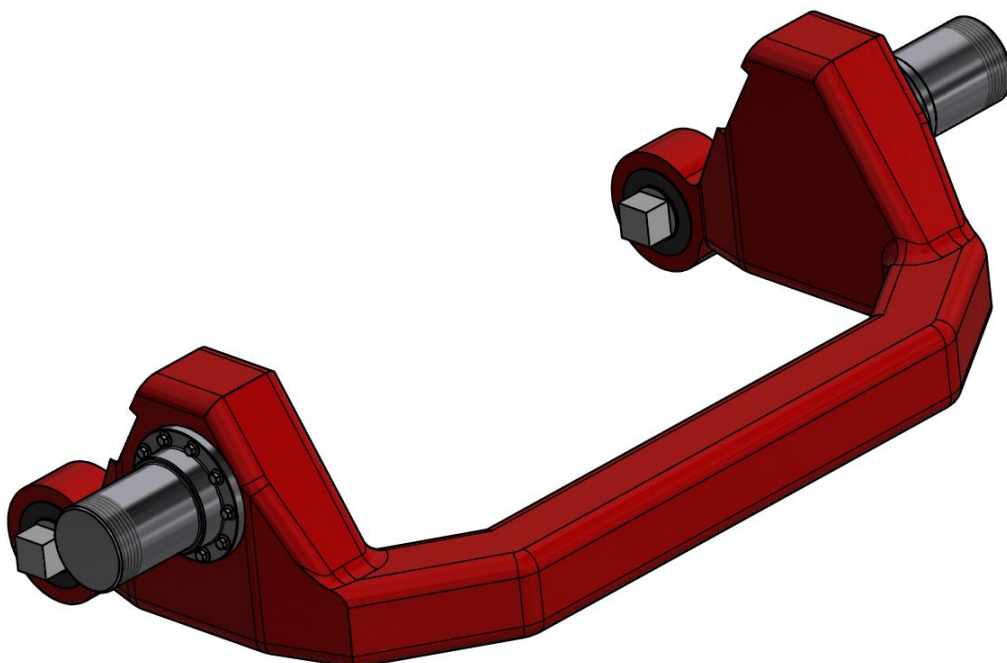
5.9 Nápravnice

Nápravnice je jedna z nejvíce zatěžovaných komponent podvozku. Jelikož je přímo spojena s koly, působí na ní převážně dynamické účinky setrvačných sil a její namáhání je převážně únavové. Vzhledem ke spojení nízkopodlažní konstrukce a Jacobsova podvozku se dvěma

otočnými body skříně, je nutné navrhnout nápravnici s volně otočnými koly. Pro klasické dvojkolí není dostatek místa. Dalším faktorem, který ovlivňuje tvar nápravnice, je typ primárního vypružení a vedení dvojkolí. Vedení dvojkolí je tvořeno pomocí kyvného ramena. Nápravnice je proto připojena pomocí rotační vazby k rámu podvozku.



Obr. 40 Model nápravnice – zadní pohled



Obr. 41 Model nápravnice – pohled přední

Nápravnice je z hlediska tvarové složitosti vyrobena odléváním a následným doobrobením funkčních ploch. Jedná se o nápravnici s vnějším uložením kol. Nápravnice má tvar písmene C a v místech primárního vypružení a uložení kol je vytvořený trojúhelníkový nálietek. Díky tomu je vytvořen prostor pro rám podvozku a kolébku. Nápravové čepy pro uložení kol jsou vlisované do nápravnice a pojištěny šroubovým spojem. Z vnitřní strany trojúhelníkového nálietku je vytvořeno osazení pro spodní miskou primárního vypružení. Nápravnice je k rámu připevněna rotačně pomocí čepu se silentblokem.

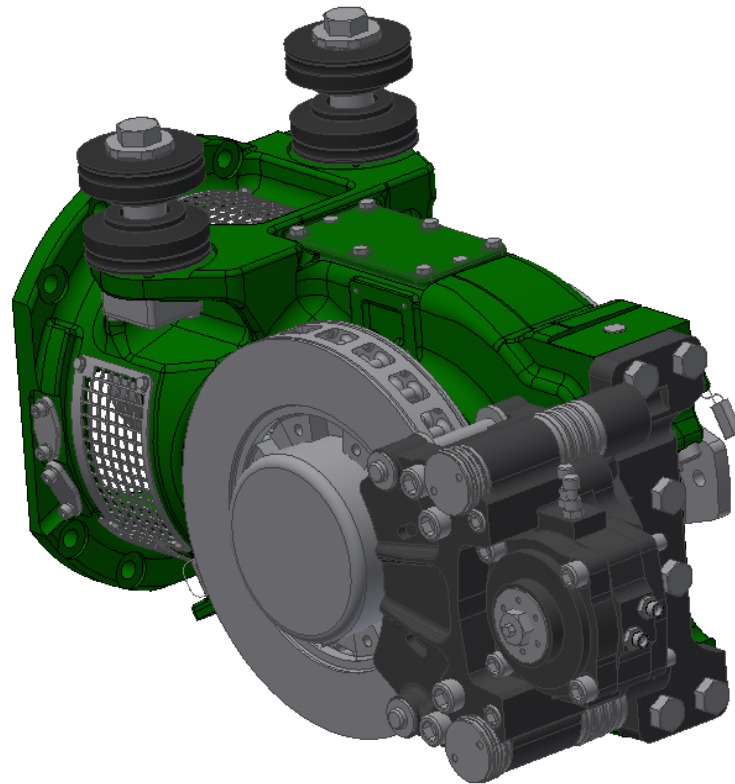
5.10 Brzdová výzbroj

Brzda vozidla je z hlediska bezpečnosti velmi důležitý systém. Brzdová výzbroj má za úkol vždy a za jakýchkoli podmínek bezpečně zastavit vozidlo. Brzdový systém je proto vždy pojištěný více okruhy, které mají určitou součinnost. Brzdy v systému lze dělit na provozní a nouzové. U tramvajových vozidel se z pravidla používá brzda adhezní, např. kotoučová, brzda elektrodynamická a brzda kolejnicová jako brzda nouzová. Elektrodynamická brzda se uplatňuje spíše ve větších rychlostech, kdy po změně zapojení pracují trakční motory v generátorickém režimu a vytvořenou energii dodávají zpět do sítě.

V případě navrhovaného podvozku je v daném brzdovém systému uvažována brzda elektrodynamická a brzda kotoučová. Brzda elektrodynamická je dána vlastnostmi trakčních motorů.

Kotoučová brzda patří do skupiny adhezních brzd, jelikož její účinek působí skrze styk kolejnice a kola. Jelikož má navrhovaný podvozek volně otočná kola, je nutné, aby všechna jeho kola byla bržděná. Nejjednodušší řešení se v tomto případě jeví uložením brzdové jednotky kotoučové brzdy přímo na kolo podvozku. Tato možnost je bohužel nevýhodná z důvodu zvolených odpružených kol, které jsou dnes u tramvajových vozidel standardem. Teplo, které vzniká při brždění, by mohlo poškodit pryžové vložky uvnitř kola.

Jednotka kotoučové brzdy je proto umístěna na vnější straně převodovky a brzdný účinek je přenášen pomocí hřídele s pružnými spojkami na kolo. Velikou výhodou tohoto systému je ponížení neodpružených hmot, poněvadž brzdová jednotka je spolu s převodovkou plně odpružena. Nevýhodou je složitější konstrukce skříně převodovky. Brzdová jednotka je ovládána elektromechanicky.



Obr. 42 Kotoučová brzda

Brzdová jednotka je od firmy Knorr-bremse.

5.11 Ochranné součásti podvozku

Při navrhování podvozku je nutné myslet i na bezpečnost provozu a hlukové normy, které je nutné při užívání vozidla ve městech dodržet. Proto je podvozek vybaven blatníky a ochranným protihlukovým krytem. Kryt zajišťuje protihlukovou ochranu a zároveň zabraňuje vniknutí cizích předmětů, osob nebo zvířat pod kola tramvaje. Kryt je uchycen na držáku hnací soustavy a na mezipřírubě spojující trakční motory. Blatníky jsou pomocí šroubového spoje umístěny k držákům pohonné soustavy.

6. Pevnostní analýza rámu podvozku a kolébky

Z hlediska pevnosti je rám velmi kontrolovanou součástí vozidla. Jeho vazba prakticky se všemi komponenty podvozku způsobuje jeho nadměrné zatěžování. Podvozek lze posuzovat z hlediska provozních anebo mimořádných zatížení. Provozní jsou klasifikovány jako únavová zatížení. Ty vychází z podmínek, kterým je vozidlo vystavováno dlouhodobě během celé své životnosti. Únavová konstrukční zatížení je nutno definovat jako více druhů zatížení, které tvoří zatěžovací cykly určené velikostí a počtem.

Dle normy ČSN EN 13749 mimořádná nebo výjimečná zatížení vychází z mezních podmínek, při kterých musí zůstat vozidlo plně provozuschopné. Druhy výjimečných zatížení jsou následující: výjimečné svislé zatížení, které vychází z hmotnosti vozidla a jeho zatížení zahrnuje také dynamické odezvy na vstup z koleje. Dalším zatížením je příčné zatížení. Je možné uvažovat různé mezní stavy mimořádného příčného zatížení. Buď je uvažováno vozidlo v bodě překlopení, nebo maximální příčnou sílu z Prud'homovy mezní hodnoty, nebo síly vyvolané podvozkem při převrácení vozidla jeho vrácení zpět na kolej. Dalším silovým účinkem je podélná síla, která vzniká při posuvu. Jako maximální podélnou sílu uvažujeme sílu, která odpovídá setrvačné síly o velikosti 5 g u běžných podvozků a 3 g u hnacích podvozků. Další důležitým silovým účinkem je torzní zatížení podvozku. Lze zde uvažovat dva druhy mimořádného torzního zatížení. První druh je popisován tak, že při působení příčné a podélné síly musí rám vydržet torzní zatížení vyvolané zborcením koleje o 1 %. U druhého druhu uvažujeme zatížení, které je vyvoláno úplným odlehčením jednoho z kol za působení pouze svislých sil. Tento druh vystihuje vykolejení v nízké rychlosti, např. v kolejišti depa. Dalšími účinky jsou výjimečné síly vyvolané řídicími silami, ty jsou dány smykovými silami řízením dvojkolí, dále zatížení, které vzniká při zvedání zdvihání podvozku. V případě této práce je podvozek dimenzován pouze na mimořádné účinky sil. [2]

Pro provedení pevnostní analýzy je nutné vytvořit a nasimulovat podmínky tak, aby se zatěžování rámu co nejvíce podobalo reálné mimořádné situaci. Jelikož je vedení tvořeno kyvným ramenem, bude potřeba ve výpočtu uvažovat také nápravnice.

Nejprve jsou z rámu odstraněny všechny konzole a díry, které by zbytečně zesložitovaly výpočet. Silentblok a čep kyvného ramene je odstraněn, jelikož jeho dimenzování není potřeba provádět. Jeho maximální zatížitelnost je dána jeho výrobcem.

Vzhledem k normě jsou při dimenzování tohoto rámu nasimulovány dva zatěžovací stavy. U prvního je uvažována mimořádná síla svislá s přírážkou sil dynamických, dále mimořádná síla příčná, která je hodnocena podle Prud'homovy mezní hodnoty, a síla podélná, kterou způsobí setrvačná síla 3 g hmotnosti podvozku. Síly příčná a podélná byly již určeny v předchozích kapitolách. Síla svislá se určí s přírážkou 40 % na dynamické účinky.

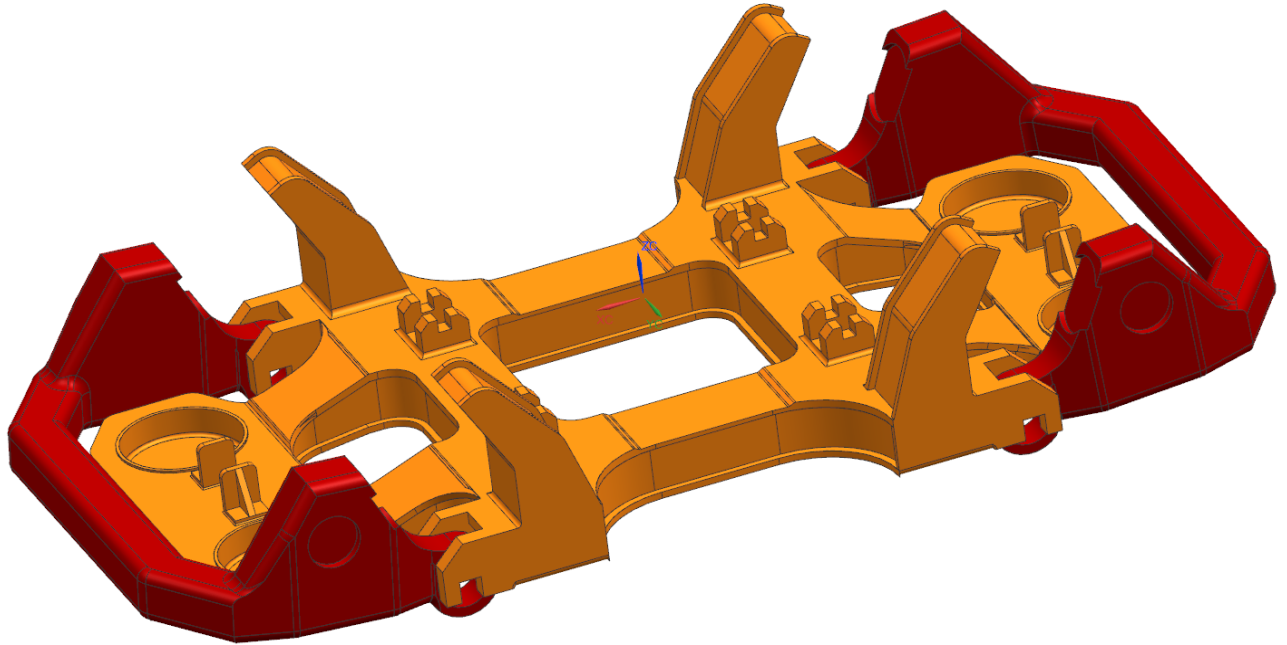
$$F_z = (m_s + m_{už}) \cdot g \cdot 1,4 = (14700 + 6650) \cdot 9,81 \cdot 1,4 = \mathbf{293\ 221\ N}$$

Druhý zatěžovací stav zahrnuje torzní zatížení rámu, které vznikne propadem kola na zborcené koleji o 1 % při působení mimořádné síly příčné a svislé. U tohoto módu je nutné uvažovat pružiny primárního vypružení. Velikost propadu kola vychází z rozvoru podvozku a daného stoupaní. Rozvor podvozku je 1900 mm a propad 1 %.

$$\frac{x}{1} = \frac{1900}{100}$$

$$x = \mathbf{19\ mm}$$

Rám je navržen z materiálu S355JG1W dle EN 10 025. O mezi kluzu 355 MPa pro tloušťky plechů 3-16 mm a 345 MPa pro tloušťky 28-40 mm.



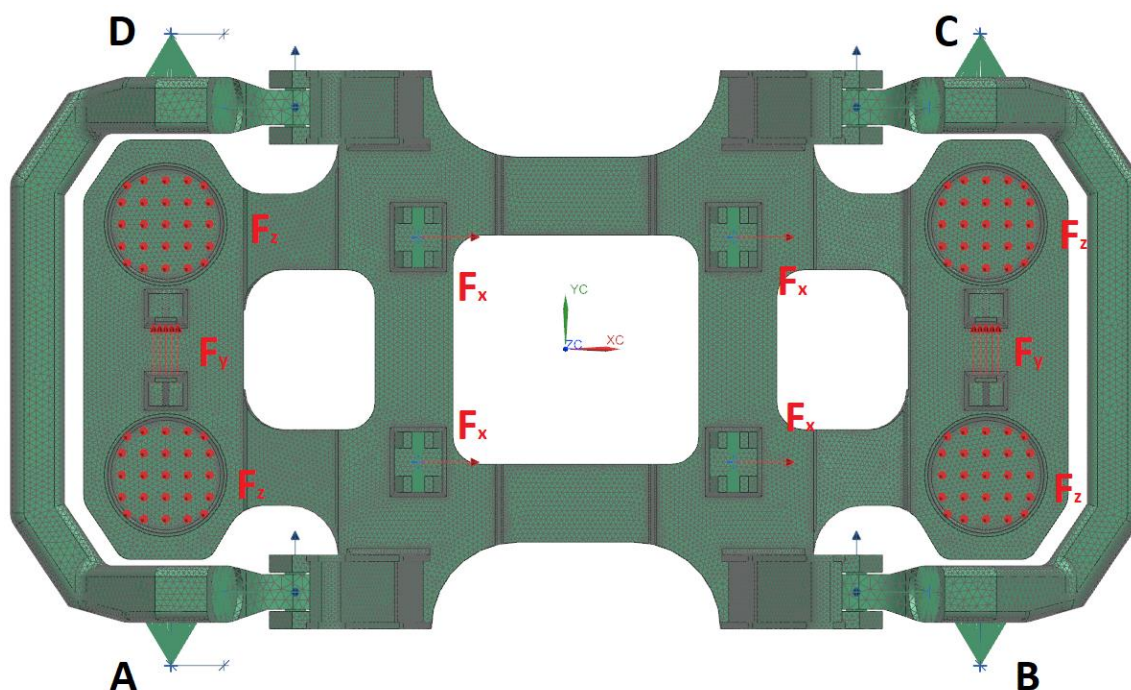
Obr. 43 Sestava upravená pro pevnostní analýzu

6.1 Síťování tělesa

Rám a obě nápravnice jsou zasíťovány pomocí sítě *3D tetrahedral mesh* o velikosti prvku 12 mm rám a 25 mm nápravnice. Je nutné, aby zasíťovaný rám obsahoval minimálně 2 prvky na tloušťku jednotlivých plechů. Aby byla zajištěna otočná vazba čepu, je čep nahrazen pomocí rigidových 1D prvků RBE3 vytvořených mezi plochami pro uložení čepu a vytvořeným bodem v ose otáčení nápravnice. Pomocí funkce *Manual coupling* jsou tyto body upevněny vůči sobě a je jim dovolena pouze rotace kolem osy Y. V místech, kde dosedají misky primárního vypružení, jsou vytvořeny body, které jsou spojené s dosedacími plochami pomocí rigidových 1D prvků typu RBE3, tím jsou tyto dosedací misky nahrazeny. Při nahrazování pružin primárního vypružení je potřeba uvažovat dva různé zatěžovací stavy. U prvního stavu, ve kterém není obsažený krut, je nápravnice vůči rámu natočena do polohy maximálního stlačení pružin. A pružiny jsou nahrazeny 1D prvkem CBEAM. U druhého stavu, kdy je nutné uvažovat pružiny, je nápravnice natočena do polohy volné, nezatížené délky pružin, které jsou nahrazeny 1D prvkem typu CELAS2 s definovatelnou tuhostí. Čep ojnice pro přenos tažných a tlačných sil je také nahrazen bodem a rigidovým 1D prvkem typu RBE3. Pro ukotvení celého modelu je vytvořen bod v rovině styku kola s kolejnicí a tento bod je spojen pomocí 1D RBE3 prvků.

6.2 První zatěžovací stav

U prvního módu je uvažována síla svislá, ta má působiště v místě dosednutí misek sekundárního vypružení. Dále síla podélná, ta je definovaná jako tahová, k bodu v ose ojnice pro přenos tažných a tlačných sil. Síla příčná má působiště v místě dosednutí nárazek kolébky.



Obr. 44 Působiště sil a vazby rámu

Na Obr. 44 jsou zobrazeny jednotlivá působiště sil a zároveň vazby součásti. Odebrané stupně volnosti a velikosti zatěžujících sil jsou shrnuty v následujících tabulkách.

Místo	Posuv X	Posuv Y	Posuv Z	Rotace X	Rotace Y	Rotace Z
A	X	X	X	-	-	-
B	-	X	X	-	-	-
C	-	-	X	-	-	-
D	X	-	X	-	-	-

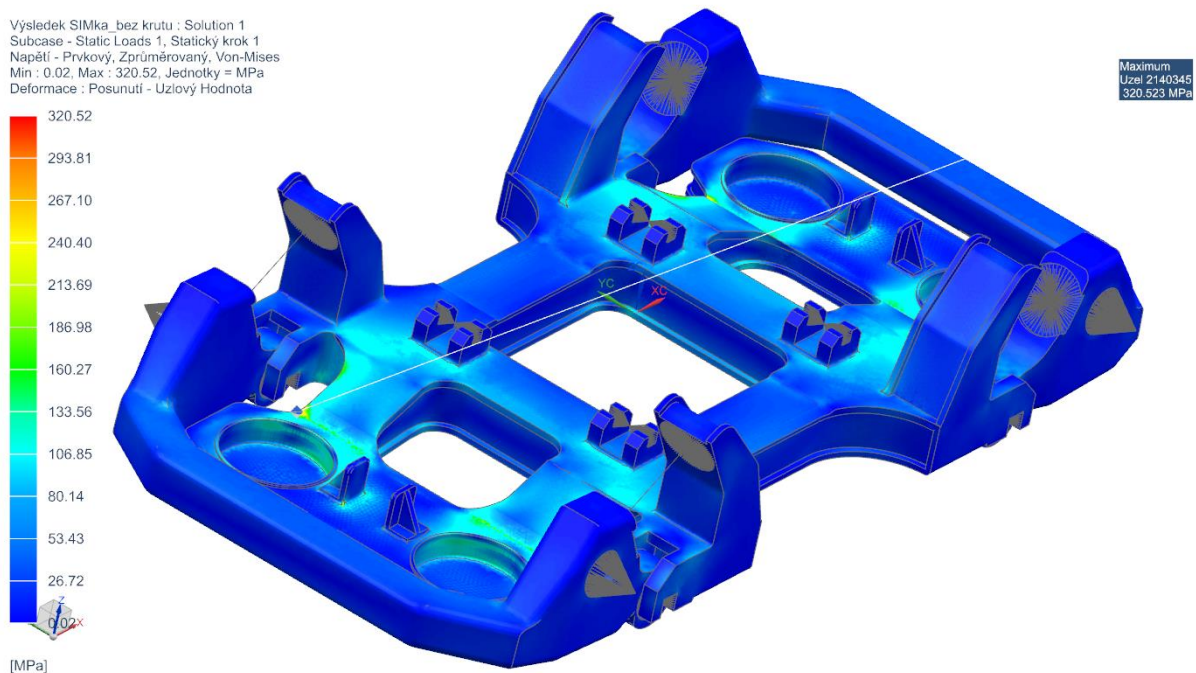
Tab. 22 V Stav 1. – vazby tělesa

Parametr		Hodnota
Svislá síla [N]	F_z	293 221
Podélná síla [N]	F_x	161 865
Příčná síla [N]	F_y	31 950

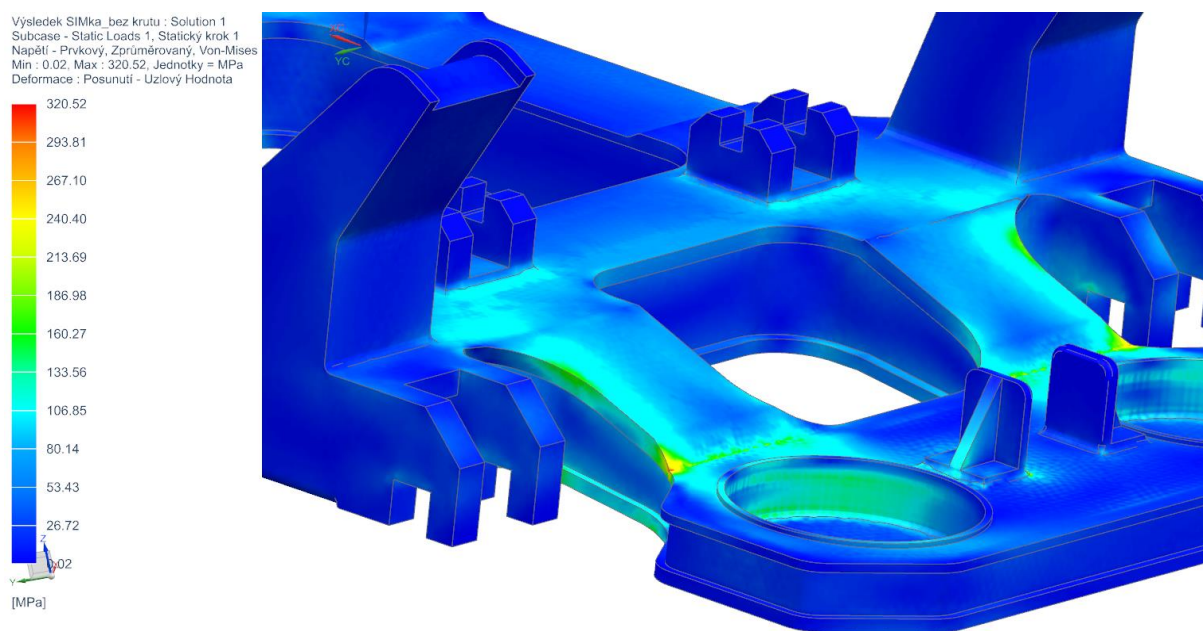
Tab. 23 Stav 1. – zatěžovací síly

6.2.1 Výsledky simulace

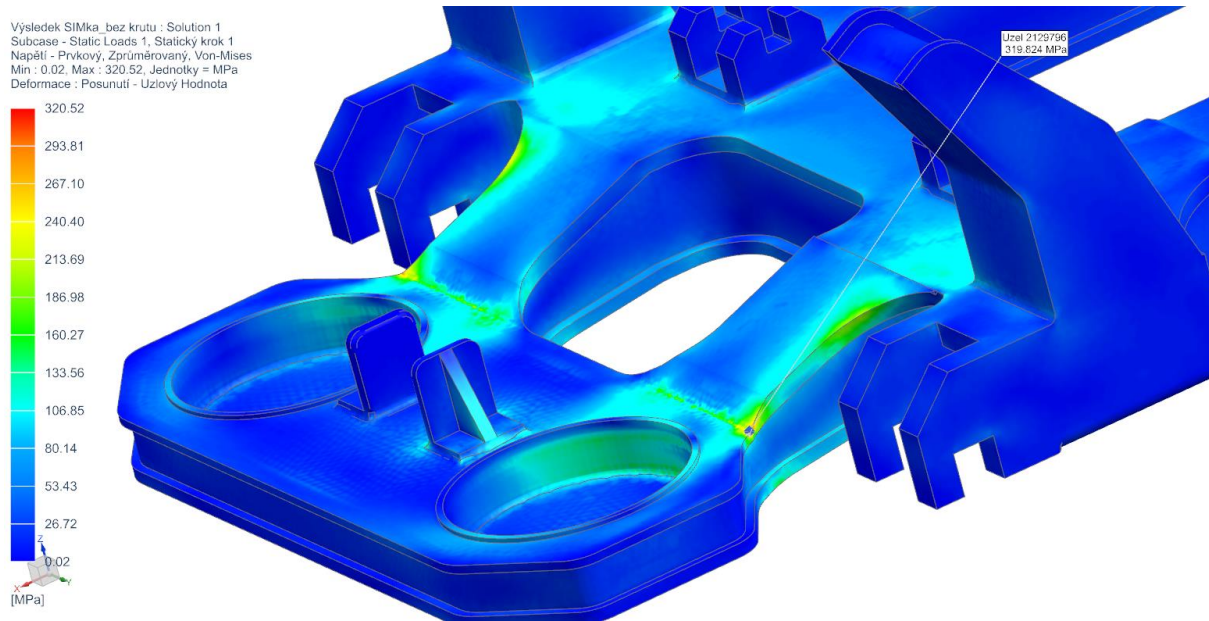
Na následujících obrázcích je zobrazen průběh redukovaného napětí dle hypotézy Von-Mises. Toto napětí je v případě mimořádných zatížení porovnáváno s mezí kluzu, která je pro daný materiál 355 MPa . Tato hodnota není v žádném místě modelu překročena.



Obr. 45 Stav 1. - Výsledný průběh redukovaného napětí



Obr. 46 Stav 1 – Maximální redukované napětí



Obr. 47 Stav 1. – Detail průběhu redukovaného napětí

6.3 Druhý zatěžovací stav

U druhého módu zatěžování je uvažováno torzní namáhání rámu za působení mimořádných sil svislé a příčné. Krut je vyvozen propadem kola na zborcené koleji o hodnotu 19 mm . Vazbení tělesa je obdobné, krom přídavného posuvu vazby C o -19 mm ve směru osy Z.

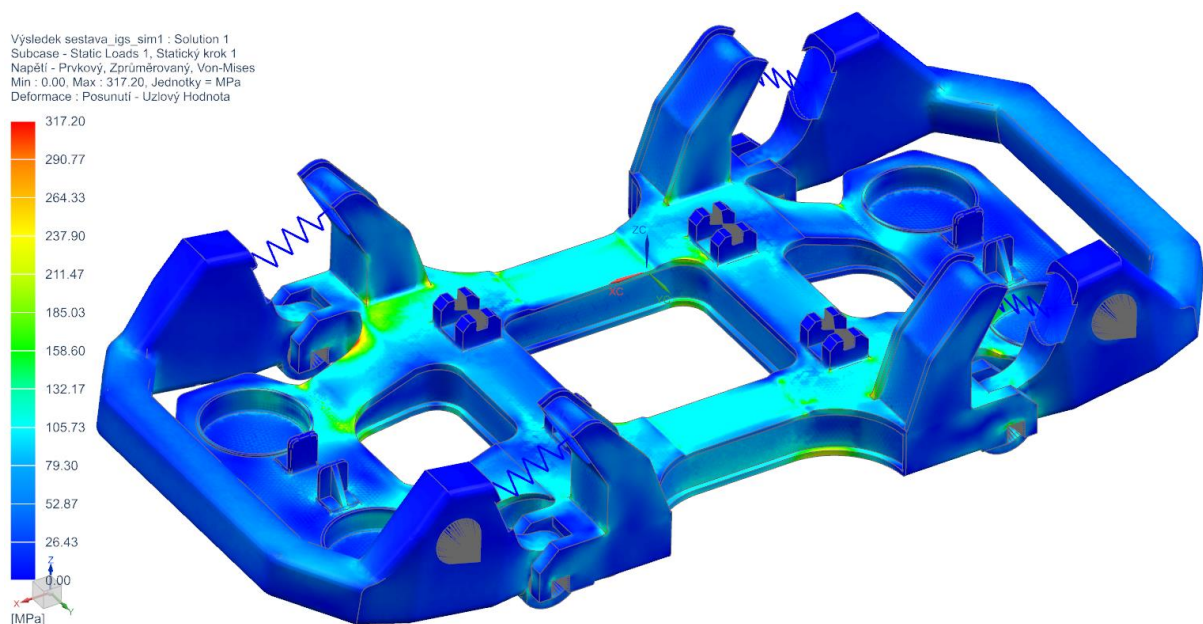
Místo	Posuv X	Posuv Y	Posuv Z	Rotace X	Rotace Y	Rotace Z
A	X	X	X	-	-	-
B	-	X	X	-	-	-
C	-	-	-19 mm	-	-	-
D	X	-	X	-	-	-

Tab. 24 Stav 2. vazby tělesa

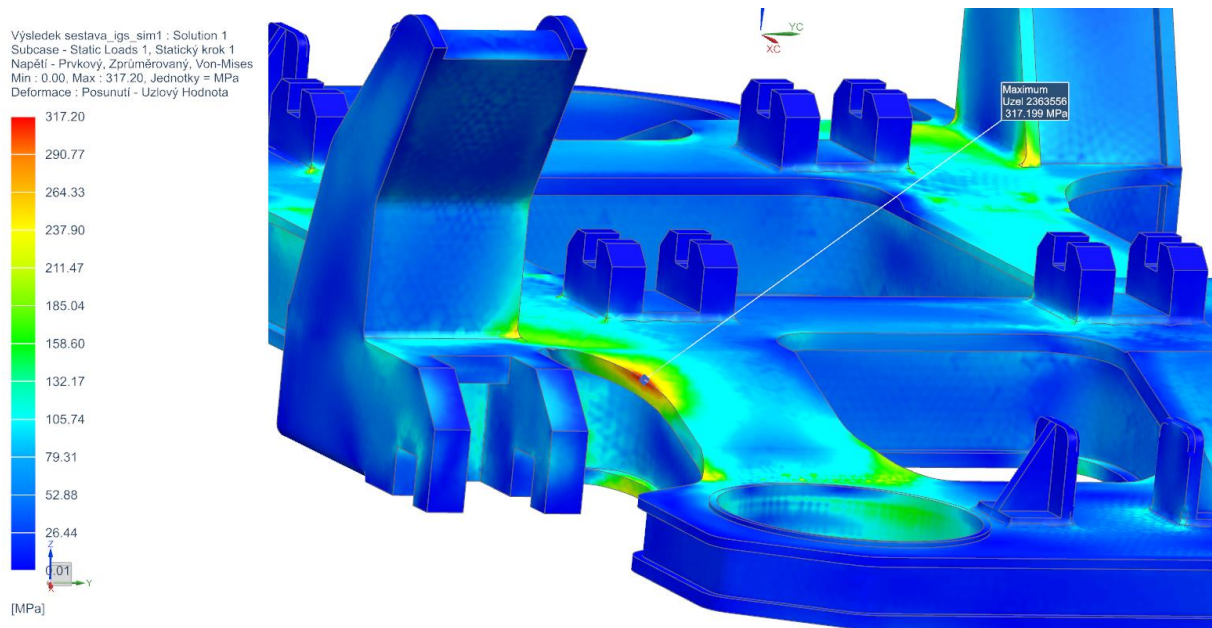
Parametr		Hodnota
Svislá síla [N]	F_z	293 221
Příčná síla [N]	F_y	31 950

Tab. 25 Stav 2. – zatěžovací síly

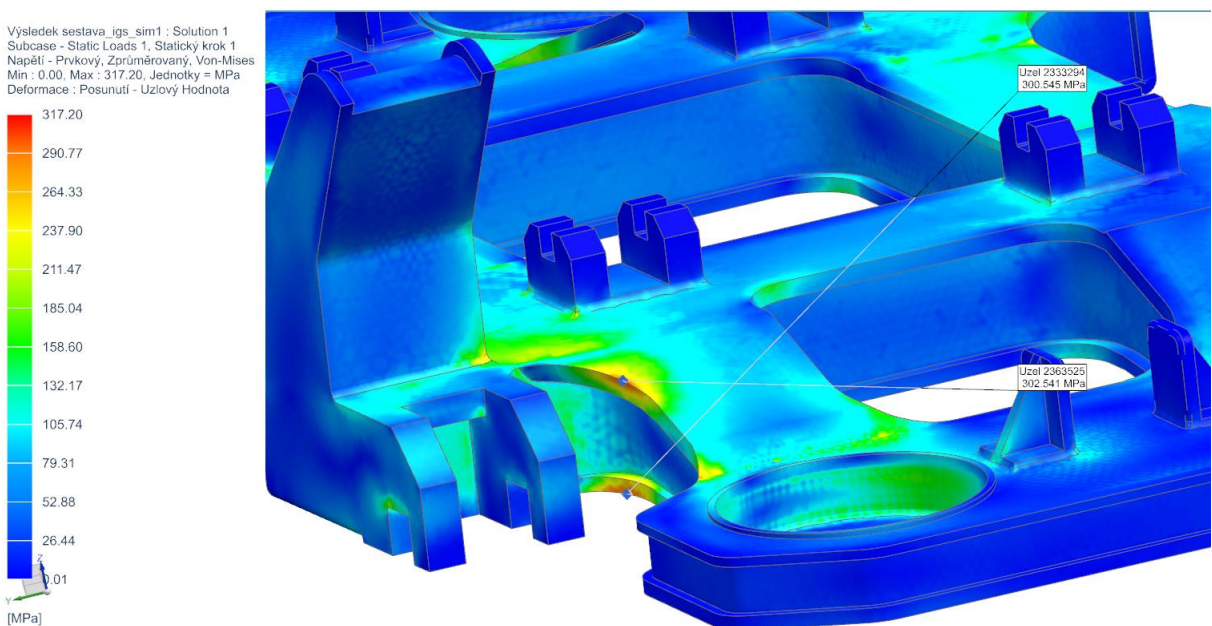
6.3.1 Výsledky simulace



Obr. 48 Stav 2. - Výsledný průběh redukované napětí



Obr. 49 Stav 2. – Detail maximálního redukovaného napětí



Obr. 50 Stav 2. – Detail průběhu redukovaného napětí

6.4 Pevnostní analýza kolébky

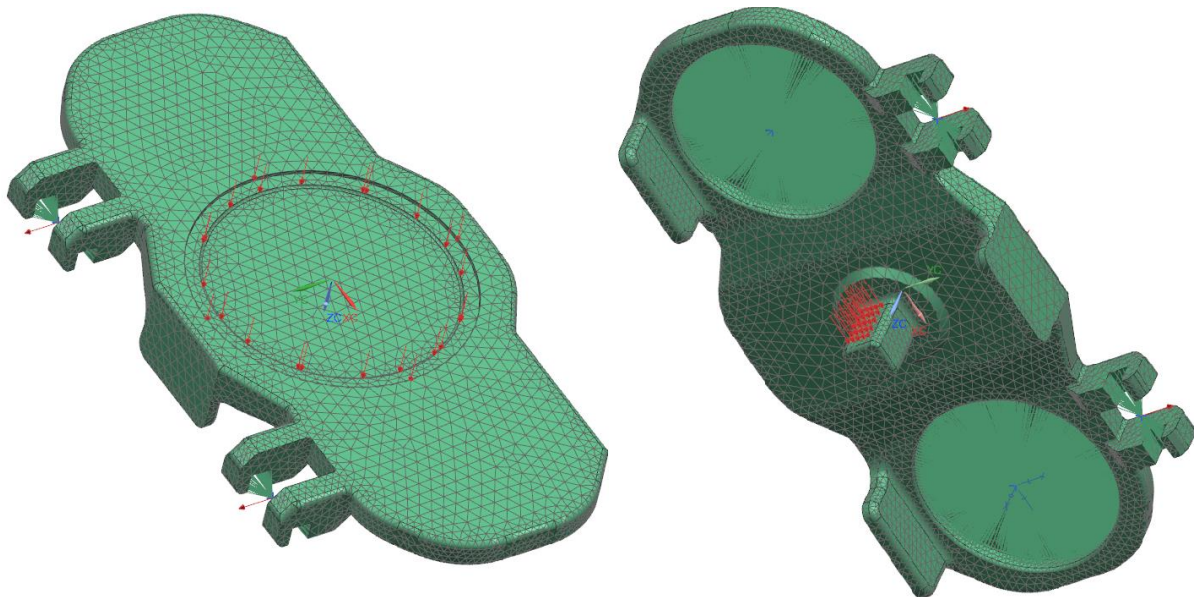
Okrajové podmínky vychází ze silových účinků, které na kolébku působí. Jedná se o svislou sílu, podélnou sílu a příčnou sílu, viz. předchozí kapitoly. Jsou uvažovány mimořádné účinky sil. Kolébka je vyrobena z materiálu G20Mn5+N, který má mez kluzu 340 MPa.

Parametr	Hodnota
Svislá síla [N]	146 611
Podélná síla [N]	80 933
Příčná síla [N]	15 975

Tab. 26 Síly působící na kolébku

6.4.1 Síťování a okrajové podmínky

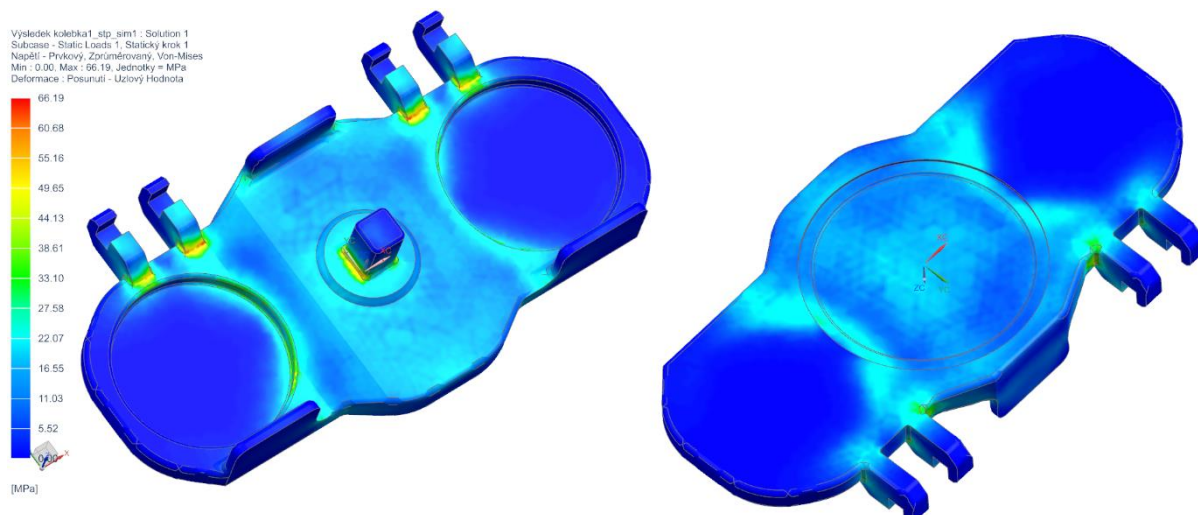
Kolébka je zasíťována pomocí *3D tetrahedral mesh* o velikosti prvku 25. Pro nahrazení dosedacích misek pružin a také čepů ojnicek jsou použity rigidové 1D prvky typu RBE2. Síly jsou definovány silami v místech: svislá síla v místě uložení vnějšího kroužku otočového ložiska, příčná síla v místě příčné narážky, podélná síla v místě uložení čepu ojnicek. Jejich velikosti jsou uvedeny v Tab.26. V místech dosednutí misky sekundárního vypružení jsou kolébce odebrány stupně volnosti, na jedné straně jsou odebrány 3 posuvné ve směrech x,y,z, a na straně druhé jsou odebrány ve směrech y,z.



Obr. 51 Okrajové podmínky – kolébka

6.4.2 Výsledky simulace

Největší koncentrace napětí vzniká na konzolkách pro přenos podélných sil a potom na trnu pro přenos sil příčných. Z hlediska statické pevnosti je napětí vzhledem k mezi kluzu v pořádku.



Obr. 52 Průběh napětí – kolébka

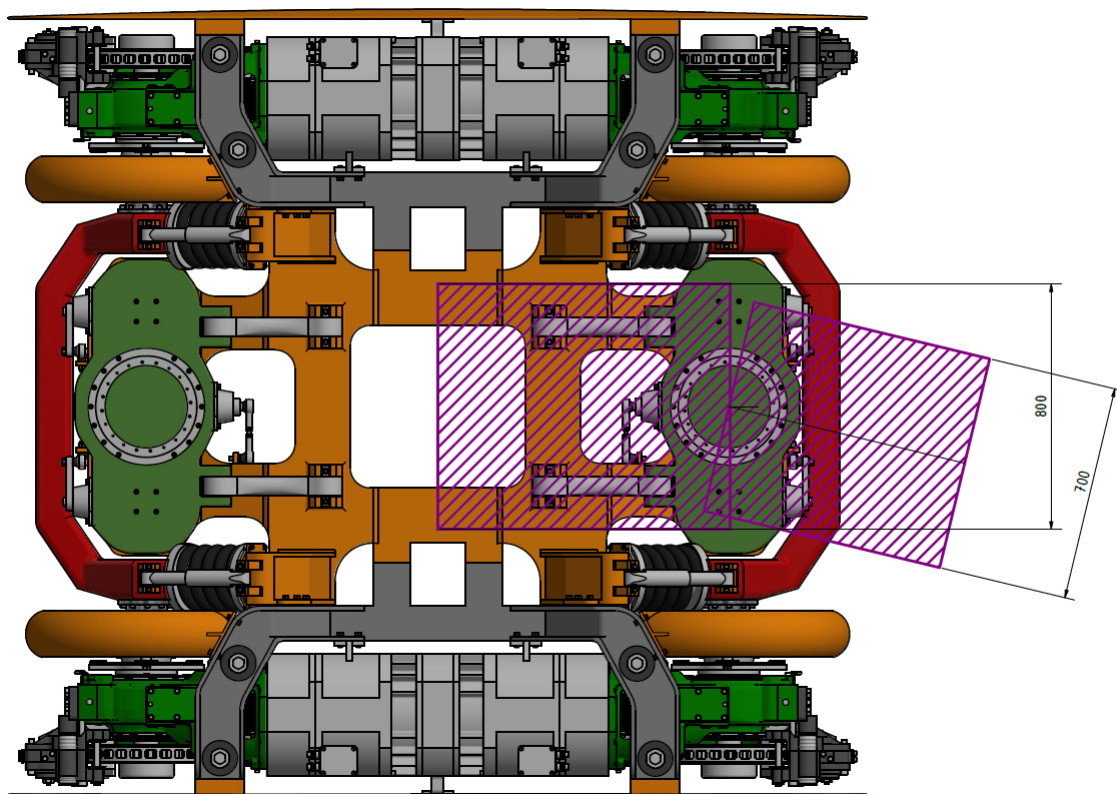
Maximální hodnota redukovaného napětí je 66,2 MPa. Mez kluzu není překročena.

7. Koncepční podvozek

7.1 Průchod mezi články

Při návrhu je podvozek potřeba uvažovat také ve vztahu ke skříni vozidla. Jedná se o podvozek otočný, proto je-li vozidlo v oblouku, dochází k natažení skříně vůči podvozku, a tím je prostor průchodu mezi články omezen. Je nutné dle normy zachovat uličku i v nejnevhodnější pozici skříně vůči podvozku, alespoň 600 mm , aby bylo možné komfortně procházet mezi články vozidla. Vzdálenost otočných čepů na jednom článku mezi podvozky je 9000 mm a nejmenší poloměr oblouku projížděný tramvajemi je 20 m .

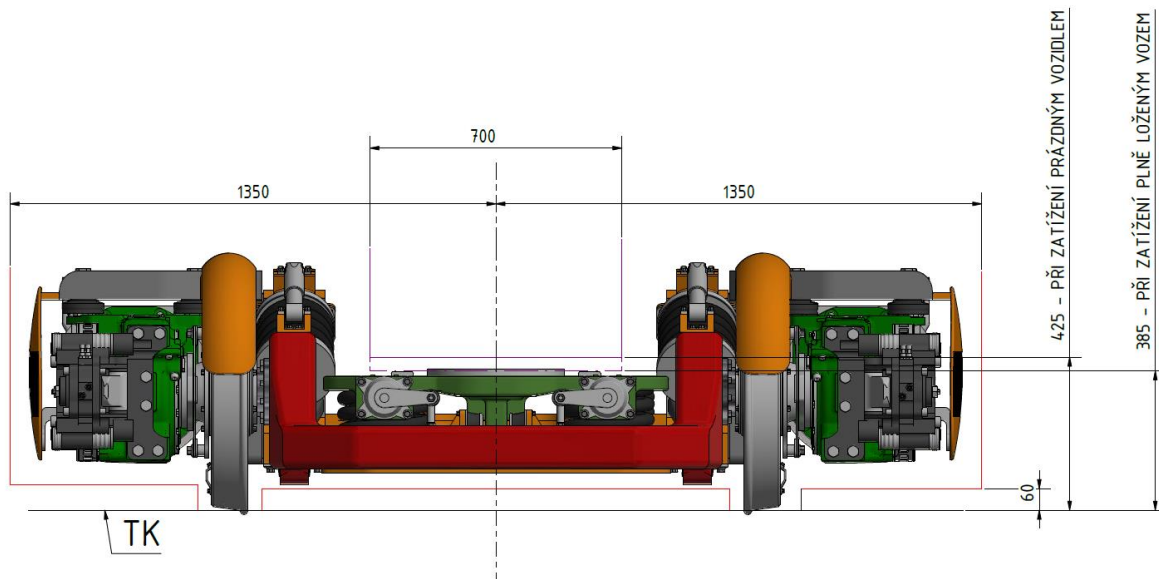
Šířka uličky je znázorněna graficky fialovou barvou na následujícím obrázku. I při nejméně vhodné poloze skříně vůči podvozku je zachována ulička minimálně 700 mm v místě otočného bodu podvozku. Hodnoty byly zjištěny graficky. Při modelování bylo bráno v potaz poloha jednotlivých podvozků v oblouku, šířka stěny skříně vozidla a příčný pohyb skříně vůči podvozku.



Obr. 53 Šířka uličky

7.2 Obrys vozidla

Rozměry vozidla jsou šířkově a výškově omezeny tak, aby nedocházelo ke kolizi např. vozidel jedoucích vedle sebe, nebo vozidel s předměty a stavbami v blízkosti koleje. Norma, která se zabývá průřezným průřezem, je ČSN 28 0318. Ta popisuje především stavby a předměty v blízkosti koleje. Další norma, ČSN 28 0337, popisuje vztažnou linii obrysu vozidla. Práce se zabývá návrhem podvozku, který se při průjezdu obloukem vychyluje jen minimálně, proto je porovnávám pouze statický obrys. Pokud by byla navrhována skříň vozidla, je nutné uvažovat vybočení vozidla při průjezdu obloukem.



Obr. 54 Obrys vozidla vzhledem k vztažné linii

Dle *obr. 45* statický obrys vozidla vyhovuje. Červená barva charakterizuje vztažnou linii statického obrysu dle ČSN 28 0337 pro rozchod 1435 mm. Všechny odpružené i neodpružené části podvozku jsou ve vzdálenosti větší než 60 mm od temene kolejnice. Fialovou barvou je zobrazena ulička pro průchod mezi články.

7.3 Výsledný návrh

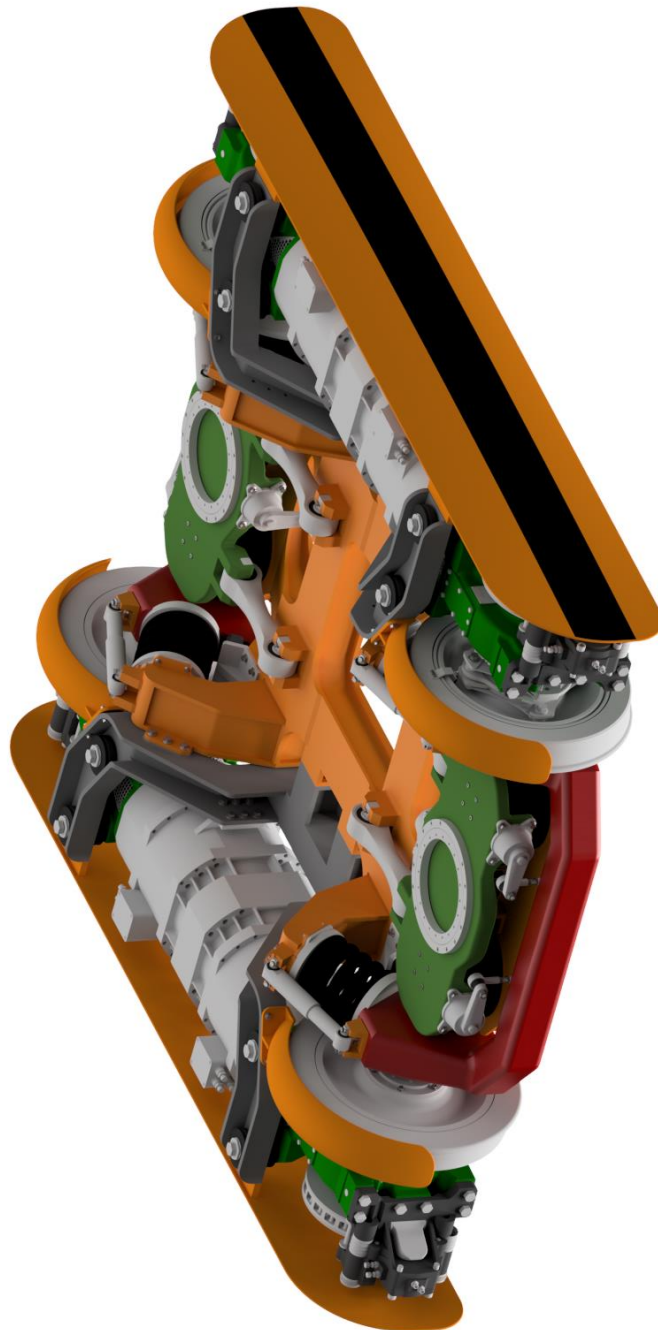
Výsledný návrh splňuje všechny kladené požadavky. Jedná se o trakční Jacobsův podvozek pro 100% nízkopodlažní tramvaj. Podvozek je veden pomocí kyvného ramene a vypružení je tvořeno šroubovité pružinami. O pohon se starají třífázové asynchronní trakční motory.

Nejdůležitějším parametrem podvozku, na který byl od začátku kladen největší důraz, je nízkopodlažnost. Pro moderní vozidla MHD je nízká podlaha standardem. Navržený podvozek má výšku podlahy přibližně 425 mm od temene kolejnice při prázdném zatížení a 385 mm u plně loženého vozidla, viz *Obr. 54*. Tyto hodnoty jsou typické pro nové vozidlo, nová kola, vypružení atd. Pro dosažení nižší podlahy je možné podlahu vozidla ještě snížit, a to v oblasti mezi podvozky, např. na hodnotu 300-350 mm a nad podvozky vytvořit šikmou rampu, kterou

není obtížné překonat ani osobami s horší pohybovou schopností. Při návrhu byl také kladen důraz na jednoduchost, proto bylo zvoleno vedení pomocí kyvného ramene s nápravnicí ve tvaru písmene C, která vytvořila prostor pro rám.

Parametr	Hodnota
Hmotnost [t]	5,45
Rozvor [mm]	1900
Rozchod [mm]	1 435
Průměr kol [mm]	650
Trakční podvozek	ano
Výška podvozku pod podlahou [mm]	385-425
Výkon trakčního motoru [kW]	4x50

Tab. 27 Parametry koncepčního podvozku



Obr. 55 Výsledný návrh koncepčního podvozku

8. Závěr

Práce se zabývala komplexním návrhem tramvajového nízkopodlažního podvozku Jacobsova typu. Na základě informací zjištěných z rešeršní části práce, která shrnovala základní typy tramvajových podvozků, byl vytvořen koncepční návrh.

Podvozek je otočný s dvěma vazbami skříně. Rozvor kol je 1900 mm a je navržen pro klasický kolejový rozchod 1435 mm . Z hlediska nízkopodlažnosti se jedná o podvozek pro 100% nízkopodlažní tramvaj s výškou podlahy v místě podvozku $385\text{--}425\text{ mm}$ od temene kolejnice. Hlavním prvkem je neobvyklá konstrukce rámu podvozku s nápravnicemi ve tvaru písmene C a s vedením kol pomocí kyvného ramene. Díky tomuto řešení vznikl prostor pro umístění kolébek podvozku, které byly umístěny co nejnižší. I přesto podvozek splňuje podmínku vztažné linie statického obrysu vozidla dle normy ČSN 28 0337.

Dále byla provedena pevnostní analýza rámu pomocí řešiče NASTRAN v softwaru NX 12. Rám byl navržen jako svařenec z plechů o různé tloušťce z materiálu S355JG1W o mezi kluzu 355 MPa . Rám byl zatěžován ve dvou módech. Maximální redukované napětí dosáhlo hodnoty 321 MPa .

Výsledná hmotnost celého podvozku činí přibližně $5\,450\text{ kg}$. Tato hodnota se může zdát pro tramvajový podvozek jako velká, ovšem je potřeba si uvědomit, že podvozek Jacobsova typu má na jednom podvozku dvě otočné vazby se dvěma sousedními články vozidla, tím je celkový počet podvozků vždy menší. A proto je výsledná celková hmotnost vozidla nižší. Celková údržba je také jednodušší a levnější, jelikož celkový počet podvozků je nižší. Podvozek může sloužit jako modulární jednotka pro tramvajová vozidla s různým počtem článků, ovšem jeho vývoj by byl nákladný, vzhledem k unikátnosti některých komponent.

Seznam použité literatury

Knižní publikace

- [1] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007
- [2] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009
- [3] HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011
- [4] HELLER, P. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019
- [5] ZIMA, R., JANOŠ, P. *Dvojkolí*. Praha: M-Press plus, s.r.o., 2012

Webové publikace

- [6] [online]. [cit. 2020-01-15]. Dostupné z:
<https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/rail-solutions/components-and-systems/bogies-catalog-en.pdf>
- [7] [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_03T
- [8] [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z:
https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=53222
- [9] [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z:
https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/c/cd/Brno%2C_140_let_MHD_%2885%29%2C_vozovna_Pis%C3%A1rky%2C_%C5%A0koda_03T-podvozek.jpg
- [10] [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z:
https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/36/Flexx_Urban_3000_bogie.jpg
- [11] [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:%C5%A0koda_15T_interi%C3%A9r.jpg

Seznam obrázků

Obr. 1 Podvozek ČKD Tatra [8]	6
Obr. 2 Podvozek Siemens SF 90 [6]	7
Obr. 3 Podvozek Siemens [6]	9
Obr. 4 Podvozek Škoda 03T [9].....	10
Obr. 5 Combino - SF 30 C TFW [6]	12
Obr. 6 Combino – SF 30 TFW [6]	12
Obr. 7 Podvozek Bombardier S 1000 []	13
Obr. 8 Podvozek Bombardier Flexx URBAN 3000 [10]	14
Obr. 9 Střední podvozek tramvaje ŠKODA 15T [8].....	15
Obr. 10 Nízká podlaha u tramvajového vozidla [3]	16
Obr. 11 Možnosti koncepce nízké podlahy v oblasti podvozku [3].....	17
Obr. 12 Typy koncepce vícečlánkových tramvají [3]	18
Obr. 13 Pohled na 100% nízkopodlažní tramvaj Škoda T15 [11]	19
Obr. 14 Koncepční návrh varianty A	22
Obr. 15 Orgánová struktura varianty A	23
Obr. 16 Orgánová struktura varianty B	24
Obr. 17 Dvouhmotová sestava	28
Obr. 18 Sestava pružící jednotky zatížené prázdným vozidlem	32
Obr. 19 Vnější pohled na sekundární vypružení	33
Obr. 20 Vnitřní pohled na sekundární vypružení	33
Obr. 21 Skica působení sil	34
Obr. 22 Pružící jednotka primárního vypružení.....	36
Obr. 23 Primární vypružení	37
Obr. 24 Síly působící na nápravnici	38
Obr. 25 Nápravnicový čep	39
Obr. 26 Graf pro určení koeficientu K	40
Obr. 27 Zvolené ložisko	42
Obr. 28 Řez uložením kola	43
Obr. 29 Volně otočné odpružené kolo.....	44
Obr. 30 Navržená ojníčka	46
Obr. 31 Model sestavy ojníčky včetně silentbloku a čepu	46
Obr. 32 Narážky pro přenos příčných sil.....	47
Obr. 33 Schéma pohonné soustavy	48
Obr. 34 Parametry motoru MLU 3426 K/6	48
Obr. 35 Model převodovky.....	49
Obr. 36 Model pohonné soustavy	50
Obr. 37 Pohled na kolébku z horní, vnější strany	51
Obr. 38 Pohled na kolébku ze spodní, vnitřní strany	52
Obr. 39 Rám.....	53

Obr. 40 Model nápravnice – zadní pohled.....	54
Obr. 41 Model nápravnice – pohled přední	54
Obr. 42 Kotoučová brzda.....	56
Obr. 43 Sestava upravená pro pevnostní analýzu	58
Obr. 44 Působíště sil a vazby rámu	59
Obr. 45 Stav 1. - Výsledný průběh redukováného napětí.....	60
Obr. 46 Stav 1 – Maximální redukováné napětí	60
Obr. 47 Stav 1. – Detail průběhu redukováného napětí.....	61
Obr. 48 Stav 2. - Výsledný průběh redukováné napětí.....	62
Obr. 49 Stav 2. – Detail maximálního redukováného napětí.....	63
Obr. 50 Stav 2. – Detail průběhu redukováného napětí.....	63
Obr. 51 Okrajové podmínky – kolébka	64
Obr. 52 Průběh napětí – kolébka.....	65
Obr. 53 Šířka uličky	66
Obr. 54 Obrys vozidla vzhledem k vztažné linii.....	67
Obr. 55 Výsledný návrh koncepčního podvozku.....	69

Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry podvozku ČKD	6
Tab. 2 Parametry podvozku SF 90	7
Tab. 3 Parametry podvozku SF 70	8
Tab. 4 Parametry podvozku tramvaje Astra	10
Tab. 5 Parametry podvozku Astra.....	10
Tab. 6 Parametry podvozky Combino SF 30 TFW	11
Tab. 7 Parametry podvozku Bombardier S 1000	13
Tab. 8 Parametr podvozku ŠKODA 15T.....	15
Tab. 9 Parametry pro návrh podvozku	19
Tab. 10 Orgánová struktura	20
Tab. 11 Výběr jednotlivých orgánů daných soustav	21
Tab. 12 Porovnávací analýza	25
Tab. 13 Parametry pro návrh vypružení	27
Tab. 14 Parametry pro výpočet pružiny sekundárního vypružení	29
Tab. 15 Tabulka pro výpočet pružiny sekundárního vypružení.....	30
Tab. 16 Tabulka pro pevnostní výpočet	32
Tab. 17 Tabulka zvolených pružin – sekundární vypružení.....	32
Tab. 18 Parametry pro výpočet pružiny primárního vypružení	35
Tab. 19 Tabulka zvolené pružiny – primární vypružení.....	36
Tab. 20 Hodnoty navrhovaného čepu.....	40
Tab. 21 Parametry kola.....	45
Tab. 22 V Stav 1. – vazby tělesa	59

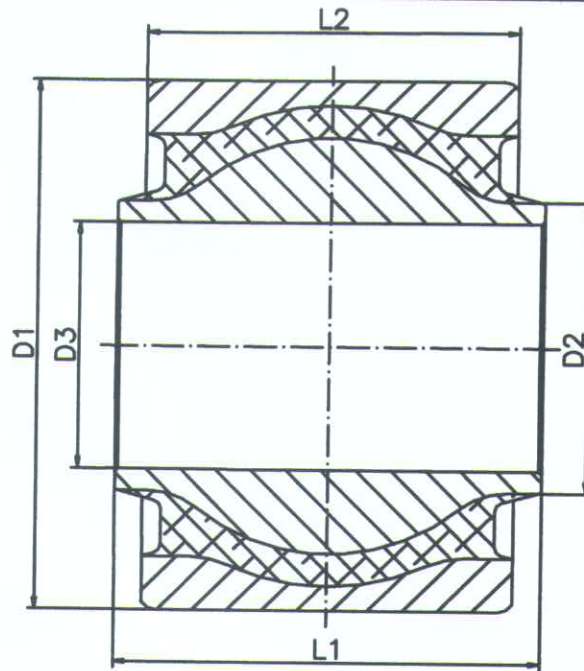
Tab. 23 Stav 1. – zatěžovací síly	59
Tab. 24 Stav 2. vazby tělesa.....	62
Tab. 25 Stav 2. – zatěžovací síly	62
Tab. 26 Síly působící na kolébku	64
Tab. 27 Parametry koncepčního podvozku.....	68

Seznam příložených výkresů

Název	Typ	Číslo výkresu	Formát
PODVOZEK	Sestava	DP-KKS-000-00	A1
KOLÉBKA	Výrobní	DP-KKS-000-02	A2

PŘÍLOHA č. 1

Silentblok ojničky GMT 410129



Abmessungen
dimensions

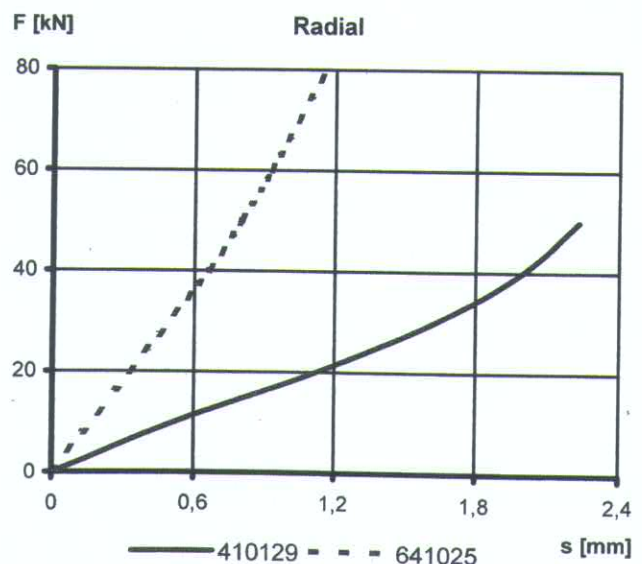
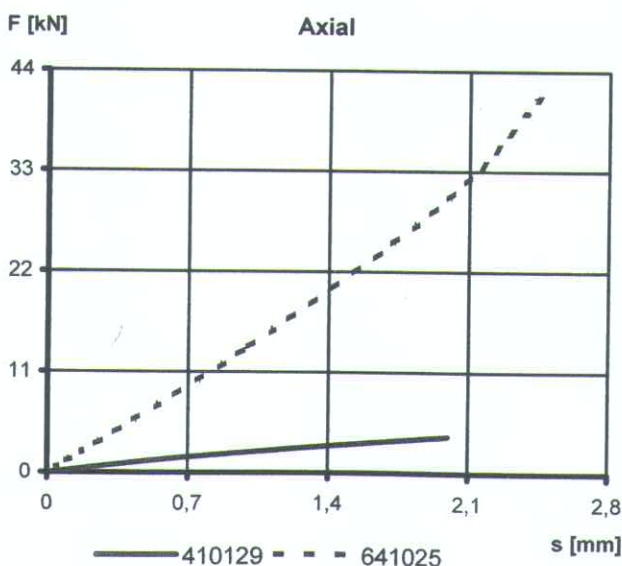
Steifigkeiten
stiffness

zulässige Belastungen
permissible load

Artikelnummer part number	Härte* hardness	L1	L2	D1	D2	D3	Steifigkeiten				zulässige Belastungen			
							Crad.	Cax.	Ctors.	Ckard.	Frad.	Fax.	↻ tors.	↻ kard.
[mm]							[kN/mm]	[Nm/°]	[Nm/°]	[kN]	[°]	[°]		
410129	75	63,56	60,2	90,513 ^{+0,08}	50	45H7	20	2,2	/	/	45	4	7,6	3,1
641025	50	76	67,7	90r8	37	30H8	77	16	/	/	67	40	/	/

* ShA

Kennlinie / characteristic curve



Die Verwendungseignung sollte vor dem Hintergrund der realen Belastungsverhältnisse mit GMT abgestimmt werden.
The application suitability must be checked against the real load conditions with the manufacturer (GMT).