

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017
Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní zaměření: Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studie Jakobsova podvozku pro železniční kolejové vozidlo
s vnitřním rámem

Autor: **Bc. Tomáš Pangerl**
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Konzultant: **Ing. Jiří Říha**

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš PANGERL**
Osobní číslo: **S19N0126P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Studijní obor: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**
Téma práce: **Studie Jakobsova podvozku pro železniční kolejové vozidlo s vnitřním rámem**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Návrh rámu podvozku pro podvozek s vnitřním rámem typu Jakobs (specifikace rozměrů, materiálů, svařování a obrábění). Pevnostní výpočet rámu podvozku dle EN 13 749, se zohledněním EN 12663-1, EN 15 085-3, DVS 1612.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše stávajících řešení Jakobsových podvozků a podvozků s vnitřním rámem
2. Návrh vlastního řešení Jakobsova podvozku s vnitřním rámem (sestavný výkres v 3 pohledech)
3. Porovnání navrženého řešení se stávajícími podvozky (hmotnost, rozměry)
4. Výrobní výkres vybrané části
5. Pevnostní analýza vybrané části

Rozsah diplomové práce: **40 – 60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HELLER, P. *Kolejová vozidla I.* Plzeň: Západočeská univerzita, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7
[2] HELLER, P. *Kolejová vozidla II.* Plzeň: Západočeská univerzita, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6

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 2020**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě 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:

.....

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a informace, ochotu a trpělivost. Chtěl bych také poděkovat Ing. Jiřímu Říhovi ze společnosti Škoda Transportation za odborné konzultace a užitečné rady.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Stanislavu Vrbovi za rady při tvorbě pevnostní analýzy. Také bych rád poděkoval Ing. Františku Sedláčkovi, Ph.D., že mi umožnil provést výpočetně náročný výpočet napěťové analýzy.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině, která mi umožnila studovat na vysoké škole a byla mi po celou dobu studia oporou.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Pangerl	Jméno Tomáš	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller, CSc.	Jméno Petr	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Studie Jacobsova podvozku pro železniční kolejové vozidlo s vnitřním rámem		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	73	TEXTOVÁ ČÁST	49	GRAFICKÁ ČÁST	24
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce se zabývá studií Jacobsova podvozku pro železniční kolejové vozidlo s vnitřním rámem. Nejprve je v práci provedena rešerše v oblasti Jacobsových podvozků a podvozků s vnitřním rámem. Následně je vytvořen koncepční návrh podvozku, ze kterého vychází samotný návrh podvozku. Pevnost a tuhost je ověřena numerickou simulací na principu modelu konečných prvků. Navržený podvozek je srovnáván se stávajícím podvozkem.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Jacobsov podvozek, podvozek s vnitřním rámem, primární vypružení, rám, hmotnost, pevnostní analýza</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Pangerl	Name Tomáš	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
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	Study of Jakobs chassis for railway rolling stock with inner frame		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	73	TEXT PART	49	GRAPHICAL PART	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis deals with a study of Jakobs chassis for railway rolling stock with inner frame. First of all, a search is performed in the field of Jakobs chassis and chassis with an inner frame. Then, a conceptual design of the chassis is created, from which the design of the chassis itself is based. The strength and stiffness are verified by numerical simulation on a principle of finite element model. The designed chassis is compared to the existing chassis.
KEY WORDS	Jakobs chassis, chassis with inner frame, primary suspension, frame, weight, strength analysis

Obsah

Seznam použitých veličin	8
1 Úvod	10
1.1 Cíl práce	11
2 Rešerše současných řešení Jacobsových podvozků a podvozků s vnitřním rámem	12
2.1 Jacobsovy podvozky	12
2.1.1 Podvozek Siemens SF 4000	12
2.1.2 Podvozek Bombardier FlexCompact	13
2.1.3 Podvozek regionálního vozidla RegioShark	14
2.2 Podvozky s vnitřním rámem	15
2.2.1 Podvozek Siemens SF 7000	16
2.2.2 Podvozek Bombardier FLEXX Eco	17
2.3 Jacobsův podvozek s vnitřním rámem	17
2.3.1 Podvozek Siemens SF 7500	17
2.4 Shrnutí poznatků	18
3 Návrh řešení	19
3.1 Specifikace požadavků	19
3.1.1 Jmenovitá hmotnost vozu a maximální užité zatížení	19
3.2 Koncepce podvozku	20
3.2.1 Dvojkolí	21
3.2.2 Vedení dvojkolí a primární vypružení	21
3.2.3 Rám podvozku	22
3.2.4 Sekundární vypružení	23
3.2.5 Brzdy	24
3.3 Stavební struktury podvozku	25
3.3.1 Ložisková jednotka	25
3.3.2 Primární vypružení	26
3.3.3 Sekundární vypružení	35
3.3.4 Brzdová jednotka	36
3.4 Návrh podvozku	37
3.5 Součásti podvozku	39
3.5.1 Rám podvozku	39
3.5.2 Traverza	40
3.5.3 Torzní stabilizátor	41
3.5.4 Tlumiče	42
4 Porovnání navrženého řešení podvozku se stávajícími podvozky	44
4.1 Srovnání navrženého podvozku s podvozkem Siemens SF 4000	45
5 Pevnostní kontrola rámu podvozku	46
5.1 Zatěžovací stavy	46
5.1.1 Výjimečné zatížení	46
5.1.2 Běžné provozní zatížení	46

5.2	Napětová analýza MKP	49
5.2.1	Tvorba výpočtového modelu	49
5.2.2	Vyhodnocení výsledků napětové analýzy	52
5.2.3	Zhodnocení výsledků	56
6	Závěr	58
	Literatura	59

Seznam použitých veličin

Veličina	Jednotka	Název
m_v	[kg]	Hmotnost vozu
m_{j4}	[kg]	Hmotnost čtyřčlankové jednotky Stadler
m_{j3}	[kg]	Hmotnost tříčlankové jednotky Stadler
m_u	[kg]	Maximální užitná hmotnost
o_{sez4}	[-]	Počet sedících v čtyřčlankové jednotce Stadler
o_{st4}	[-]	Počet stojících v čtyřčlankové jednotce Stadler
o_{sez3}	[-]	Počet sedících v tříčlankové jednotce Stadler
o_{st3}	[-]	Počet stojících v tříčlankové jednotce Stadler
m_o	[kg]	Hmotnost jedné osoby (80 kg)
m_{dv}	[kg]	Hmotnost dvojkolí
m_{pod}	[kg]	Hmotnost podvozku (uvažovaná)
m_{ld}	[kg]	Hmotnost ložiskového domku (uvažovaná)
z_u	[mm]	Užitečný průhyb svislého vypružení
τ_d	[MPa]	Maximální dovolené napětí v pružině
G	[GPa]	Modul pružnosti ve smyku
z_d	[mm]	Dynamická stlačení pružiny
m_p	[kg]	Hmotnost vozu bez dvojkolí a ložiskových domků
m_s	[kg]	Hmotnost skříně
m_{p0}	[kg]	Hmotnost podvozku bez traverzy (skutečná)
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení (9,81 m · s ⁻²)
k_c	[N · m ⁻¹]	Celková tuhost vypružení
k_{c1}	[N · m ⁻¹]	Celková tuhost primárního vypružení
k_{c2}	[N · m ⁻¹]	Celková tuhost sekundárního vypružení
k_p	[N · m ⁻¹]	Tuhost jedné pružiny primárního vypružení
Y	[-]	Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení
Y_1	[-]	Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení pod prázdným vozem
Y_2	[-]	Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení pod loženým vozem
f_p	[Hz]	Vlastní frekvence pro prázdný vůz
f_l	[Hz]	Vlastní frekvence pro ložený vůz
π	[-]	Ludolfovo číslo
P_p	[N]	Síla působící na jednu pružinu pod prázdným vozem
P_l	[N]	Síla působící na jednu pružinu pod loženým vozem
z_p	[mm]	Stlačení pružiny pod prázdným vozem
z_l	[mm]	Stlačení pružiny pod loženým vozem
τ_{dl}	[MPa]	Dovolené napětí při dynamickém namáhání

τ	[MPa]	Skutečné napětí v pružině
R	[mm]	Poloměr pružiny
D	[mm]	Průměr pružiny
d	[mm]	Průměr drátu pružiny
k_W	[-]	Korekční součinitel dle Wahla
i	[-]	Poměr průměru pružiny k průměru drátu
n'	[-]	Počet koncových závitů pružiny
n	[-]	Počet činných závitů pružiny
H_0	[mm]	Výška volné pružiny
P_1	[N]	Síla ve vnější pružině
P_2	[N]	Síla ve vnitřní pružině
d_1	[mm]	Průměr drátu vnější pružiny
d_2	[mm]	Průměr drátu vnitřní pružiny
D_1	[mm]	Průměr vnější pružiny
D_2	[mm]	Průměr vnitřní pružiny
n_1	[-]	Počet činných závitů vnější pružiny
n_2	[-]	Počet činných závitů vnitřní pružiny
H_{0_1}	[mm]	Výška volné vnější pružiny
H_{0_2}	[mm]	Výška volné vnitřní pružiny
F_p	[N]	Síla působící na jednu sekundární pružinu
F_{z1max}	[N]	Síla působící při výjimečném zatížení na první podélník
F_{z2max}	[N]	Síla působící při výjimečném zatížení na druhý podélník
F_{zmax}	[N]	Síla působící při výjimečném zatížení na jeden podélník
α	[-]	Koeficient houpání skříně
β	[-]	Koeficient svislého kmitání skříně
F_{z1}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na první podélník
F_{z2}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na druhý podélník
F_z	[N]	Síla působící při běžném zatížení na jeden podélník
F_{z1A}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na první podélník - zatěžovací stav A
F_{z2A}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na druhý podélník - zatěžovací stav A
F_{z1B}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na první podélník - zatěžovací stav B
F_{z2B}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na druhý podélník - zatěžovací stav B
F_{z1C}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na první podélník - zatěžovací stav C
F_{z2C}	[N]	Síla působící při běžném zatížení na druhý podélník - zatěžovací stav C
R_e	[MPa]	Mez kluzu oceli S355LN
S	[-]	Součinitel bezpečnosti
U	[MPa]	Dovolené napětí v rámu podvozku

1 Úvod

Podvozek je jedna z nejdůležitějších součástí kolejového vozidla. Je to zařízení, které je vloženo mezi spodek vozu, případně lokomotivy, a kolej. Hlavní funkcí podvozku je nést skříň vozu vést vozidlo v koleji.

V dnešní době jsou na podvozky kolejových vozidel kladeny stále větší požadavky. Jak se stále zrychluje doba, dochází i na železnici k postupnému zrychlování kolejových vozidel. Aby železnice mohla konkurovat jiným druhům osobní dopravy, musí se neustále vyvíjet a zdokonalovat. Hlavní důraz je kladen na rychlost přepravy a především na jízdní komfort. Zvýšení jízdního komfortu znamená pro konstrukci kolejových vozidel přibývání různých systémů do vozidel. Každý takovýto systém potřebuje pro svoji funkci určitý prostor a má určitou hmotnost. Zvyšování hmotnosti je však nežádoucí, ať už z hlediska konstrukčního, tak z hlediska ekonomického. Je tedy potřeba hledat nové možnosti řešení jednotlivých součástí kolejových vozidel tak, aby se snížily nároky na hmotnost i prostor.

Jednou z možností jak docílit snížení hmotnosti kolejového vozidla je použití Jacobsových podvozků. Hlavním přínosem Jacobsova podvozku je, že je použit jeden podvozek mezi dvěma skříněmi, čímž dojde k ušetření jednoho podvozku. Jedná-li se o několika článkovou jednotku, použije se tak u ní o několik podvozků méně. Další možností, jak docílit úspory hmotnosti, je použít u podvozku vnitřní rám. Ten je oproti vnějšímu rámu menší, je tedy menší i jeho celková hmotnost. Kombinací Jacobsova podvozku a podvozku s vnitřním rámem tak dochází k výrazné hmotnostní úspoře i k úspoře výrobních nákladů.

Jacobsových podvozků s vnitřním rámem je zatím malý počet, ale s rozvojem regionální dopravy bude jistě postupně docházet k jejich stále širšímu uplatnění.

1.1 Cíl práce

Cílem diplomové práce je provést rešerši v oblasti Jacobsových podvozků a podvozků s vnitřním rámem. Získané poznatky využít jako podklady pro návrh řešení Jacobsova podvozku s vnitřním rámem.

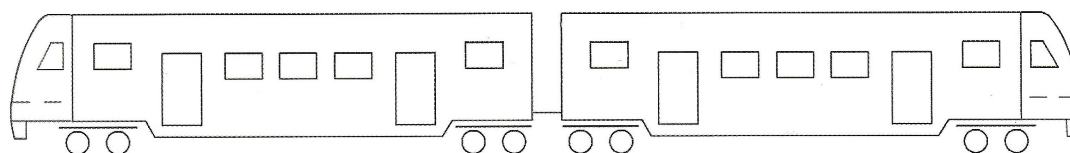
Cíle práce:

- získat poznatky z Jacobsových podvozků a z podvozků s vnitřním rámem
- navrhnout řešení Jacobsova podvozku s vnitřním rámem
- vytvořit konstrukční návrh
- porovnat navržené řešení se současnými podvozky

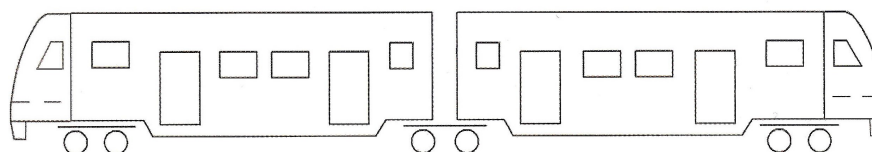
2 Rešerše současných řešení Jacobsových podvozků a podvozků s vnitřním rámem

2.1 Jacobsovy podvozky

Jacobsovy podvozky nacházejí v dnešní době čím dál tím větší uplatnění u článkových regionálních vozidel. Pro tento typ vozidel je požadována nízká hmotnost, nízká výška podlahy od temene kolejnice i v místě podvozku. Na jeden Jacobsův podvozek se ukládají konce dvou skříní vozů, čímž se sníží počet podvozků na jednotku. Odpadá spřahování vozidel, ale přibude nad podvozkem kloub mezi skříněmi, který je náročnější na konstrukci, než spřáhlo a nárazníky. Usnadní se však průchod cestujících mezi jednotlivými články. Nevýhodou tohoto řešení je, že není možné měnit počet vozů jednotky podle potřeby na jednotlivých tratích. V případě poruchy podvozku je nutné vyvázat dvě sousední skříně a použít náhradní montážní podvozek. Aplikace těchto podvozků však i přes tyto nevýhody roste. [2]



Dvouvozová jednotka s obvyklými dvounápravovými podvozky



Dvouvozová jednotka s podvozkem typu Jacobs

Obrázek 1: Jednotka s Jacobsovým podvozkem a s obvyklými podvozky [2]

Při použití Jacobsova podvozku je nutné použít kratší skříně jednotlivých článků, aby se jednotka vešla do průjezdního průřezu při průjezdu obloukem. Při použití klasických podvozků mohou být skříně delší, což je vidět na obrázku 1. [2]

2.1.1 Podvozek Siemens SF 4000

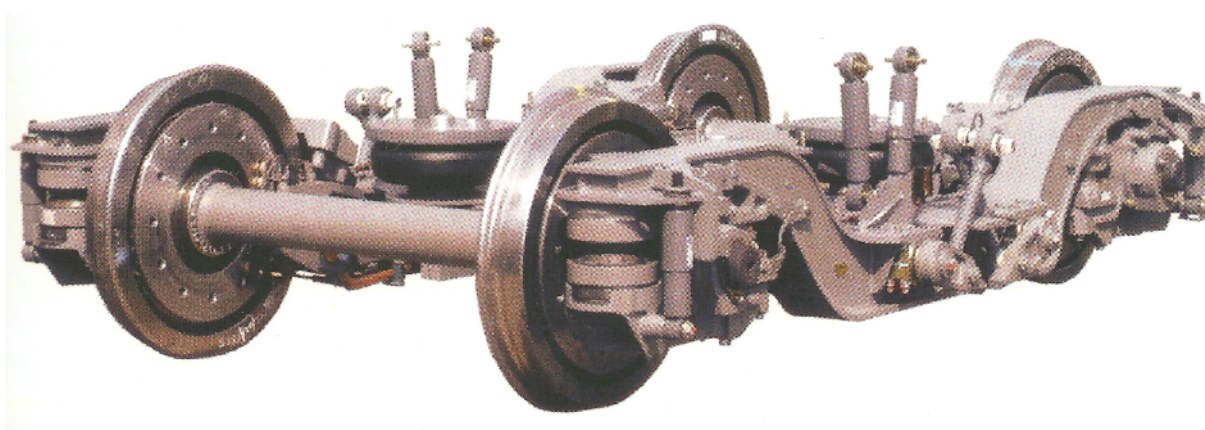
Podvozek Siemens SF 4000 je podvozek typu Jacobs s rozvorem 2650 mm. Hmotnost tohoto podvozku je 6,2 t a maximální hmotnost na nápravu je 16 t. Kola podvozku mají průměr 770 mm. Rám podvozku je svařovaný, otevřený a je tvořen dvěma podélníky a dvěma příčnicí. Primární vypružení a vedení dvojkolí je řešeno pomocí dvou kuželových pryžokovových silentbloků. Pryžokovové silentbloky zajišťují i tlumení. Sekundární vypružení zajišťují čtyři pneumatické pružiny. Nad každou pružinou se nachází pomocná traverza, která slouží k nesení skříně a jako vzduchojem pro pneumatické pružiny. Brzdy podvozku jsou kotoučové s brzdovými kotouči umístěnými v kole. Podélné síly mezi podvozkem a skříní přenáší tažně-tlačná tyč. [2]



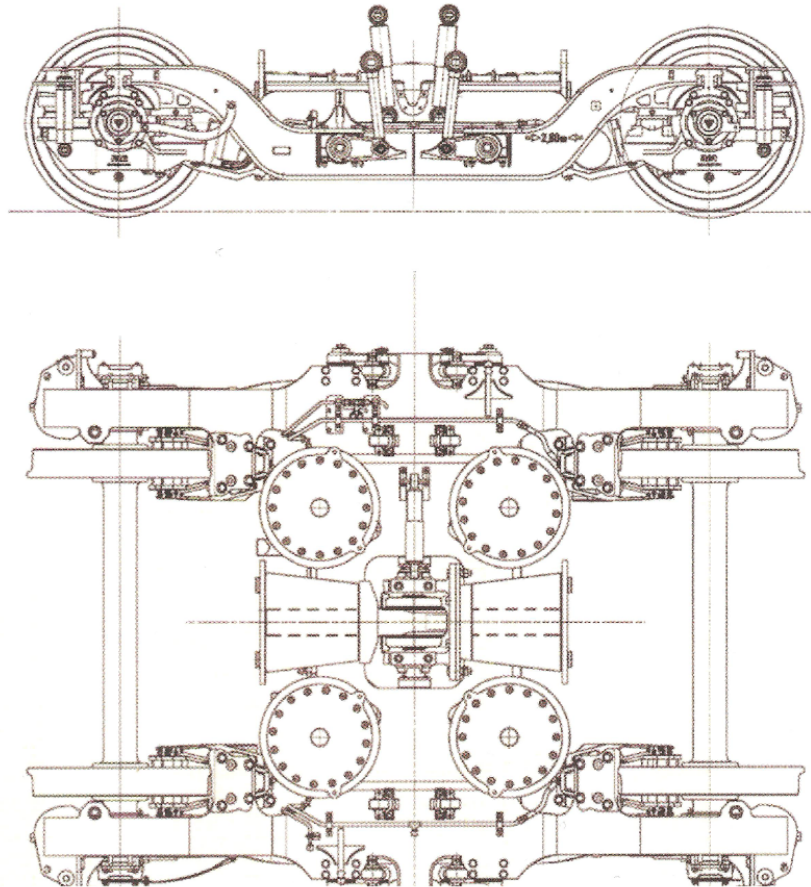
Obrázek 2: Jacobsův podvozek Siemens SF 4000 [2]

2.1.2 Podvozek Bombardier FlexCompact

Jacobsův podvozek Bombardier FlexCompact je podvozek s rozvorem 2800 mm. Hmotnost podvozku je 5,3 t a maximální hmotnost na nápravu je 19,1 t. Monobloková kola podvozku mají průměr 840 mm. Rám podvozku je svařovaný ve tvaru H. Příčnický rámu je položen velmi nízko. Jedná se o torzně pružný rám, který zajišťuje vysokou bezpečnost proti vykolejení. Primární vypružení a vedení dvojkolí je řešeno pomocí elastomerových prvků, ke kterým jsou paralelně přiřazeny hydraulické tlumiče. Sekundární vypružení tvoří čtyři pneumatické pružiny. Paralelně s pružinami jsou hydraulické tlumiče sekundárního vypružení a táhla torzních stabilizátorů. Každá ze skříní má vlastní torzní stabilizátor a ke každé je připojena konzole. Konzole jsou navzájem propojeny a spojeny s podvozkiem, čímž je zajištěn přenos podélných sil. Kotoučové brzdy mají kotouče uloženy v kolech. Velkou výhodou tohoto podvozku je, že je velmi nízký. [2]



Obrázek 3: Jacobsův podvozek Bombardier FlexCompact [2]

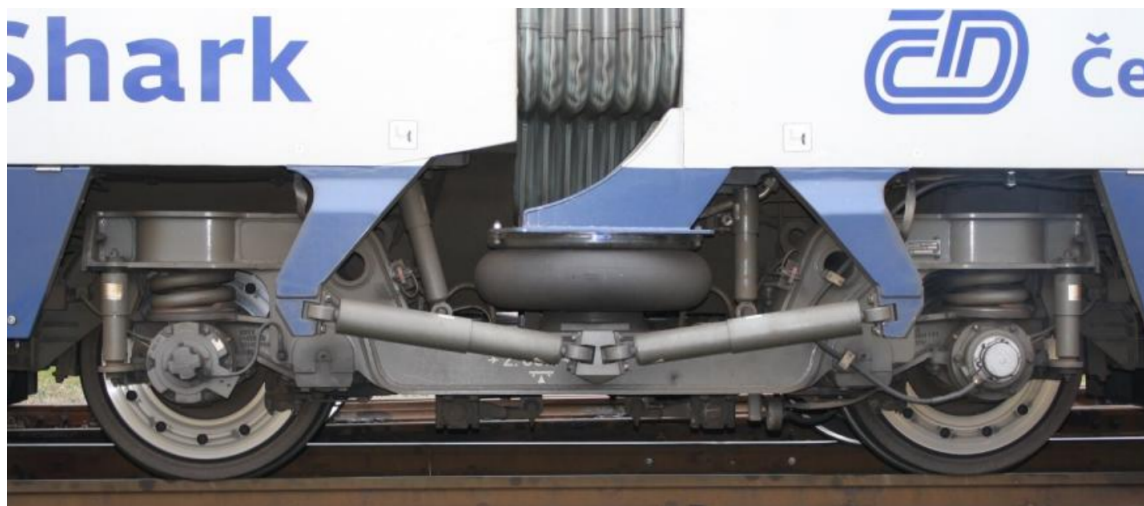


Obrázek 4: Náčrt Jacobsova podvozku Bombardier FlexCompact [2]

2.1.3 Podvozek regionálního vozidla RegioShark

Podvozek používaný u regionálního vozidla RegioShark představuje jiné řešení Jacobsova podvozku. Tento typ má pouze jedno sekundární vypružení řešené dvěma pneumatickými pružinami. Na těchto pružinách leží jen jedna ze skříní, protože obě skříně jsou navzájem propojeny. Primární vypružení a vedení dvojkolí zajišťují vinuté pružiny s kyvným ramenem. Rám podvozku je svařovaný, otevřený, se dvěma příčnicí. V ose rámu je umístěn lemniskátový přímovod (antiparalelogram), v jehož vahadle je zasunut otočný čep. Otočný čep přenáší podélné síly mezi skříní a podvozkem.

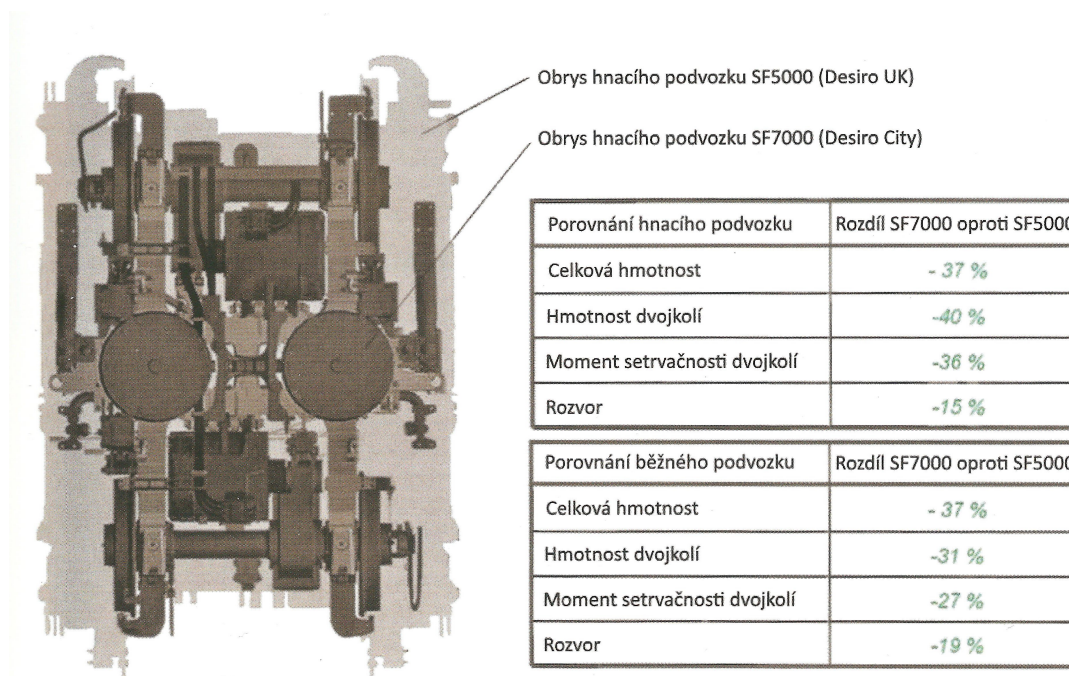
Toto řešení Jacobsova podvozku podvozek velmi zjednodušuje, ale komplikuje uložení skříní, protože skříně musí být navzájem propojeny. Při vyvázání vozidla tak musí být zvednuty vždy obě skříně. [2]



Obrázek 5: Jacobsův podvozek regionálního vozidla RegioShark [4]

2.2 Podvozky s vnitřním rámem

Hlavním požadavkem na konstrukci podvozku je nízká hmotnost podvozku. Cesty ke splnění tohoto požadavku jsou různé. Jednou z možností je podvozek s vnitřním rámem, který má nápravová ložiska uvnitř dvojkolí. U parních lokomotiv byla dvojkolí s vnitřními ložisky běžně používána. V posledních letech se toto konstrukční řešení u podvozků železničních vozidel vrací. V některých případech se používá i špalíková brzda, která má nižší hmotnost než brzda kotoučová. [2]



Obrázek 6: Jacobsův podvozek Siemens SF 4000 [2]

Na obrázku 6 je vidět rozdíl mezi podvozkem s vnějším rámem a podvozkem s vnitřním rámem. Jsou zde srovnány podvozky Siemens SF 7000 s vnitřním rámem s podvozky Siemens SF 5000 s vnějším rámem. Srovnání je provedeno pro podvozek běžný i trakční. V obou případech je zřejmé, že užitím vnitřního rámu dojde k úspoře hmotnosti o více než třetinu. Prostor, který podvozek zabírá, se také výrazně zmenší.

Podvozky s vnitřním rámem nemají jen výhody. Nápravová ložiska jsou u těchto podvozků uložena v místech, kde je na nápravě velký ohybový moment a velký průhyb. To má za následek fretting na nápravě, což je koroze pod zatížením. Ten je možné vyřešit zvětšením vnějšího průměru nápravy a současně zvětšením vývrtu v nápravě. [2]

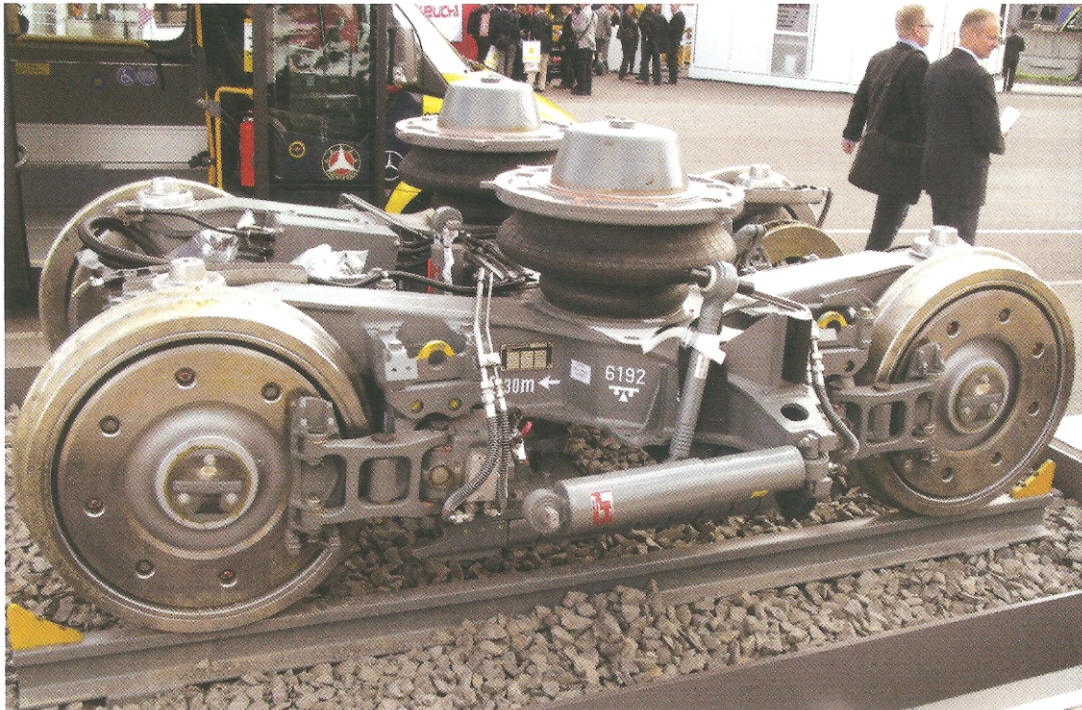
2.2.1 Podvozek Siemens SF 7000

Podvozek Siemens SF 7000 je podvozek s vnitřním rámem. Hmotnost podvozku je 4,1 t a maximální nápravové zatížení je 14,5 t. Primární vypružení podvozku je řešeno pomocí pryžových silentbloků. Sekundární vypružení zajišťují dvě pneumatické pružiny. Tlumení primárního i sekundárního vypružení obstarávají hydraulické tlumiče. Podvozek má kotoučové brzdy se dvěma kotouči na každé nápravě. Podélné síly přenáší otočný čep [2].



Obrázek 7: Podvozek s vnitřním rámem Siemens SF 7000 [5]

2.2.2 Podvozek Bombardier FLEXX Eco



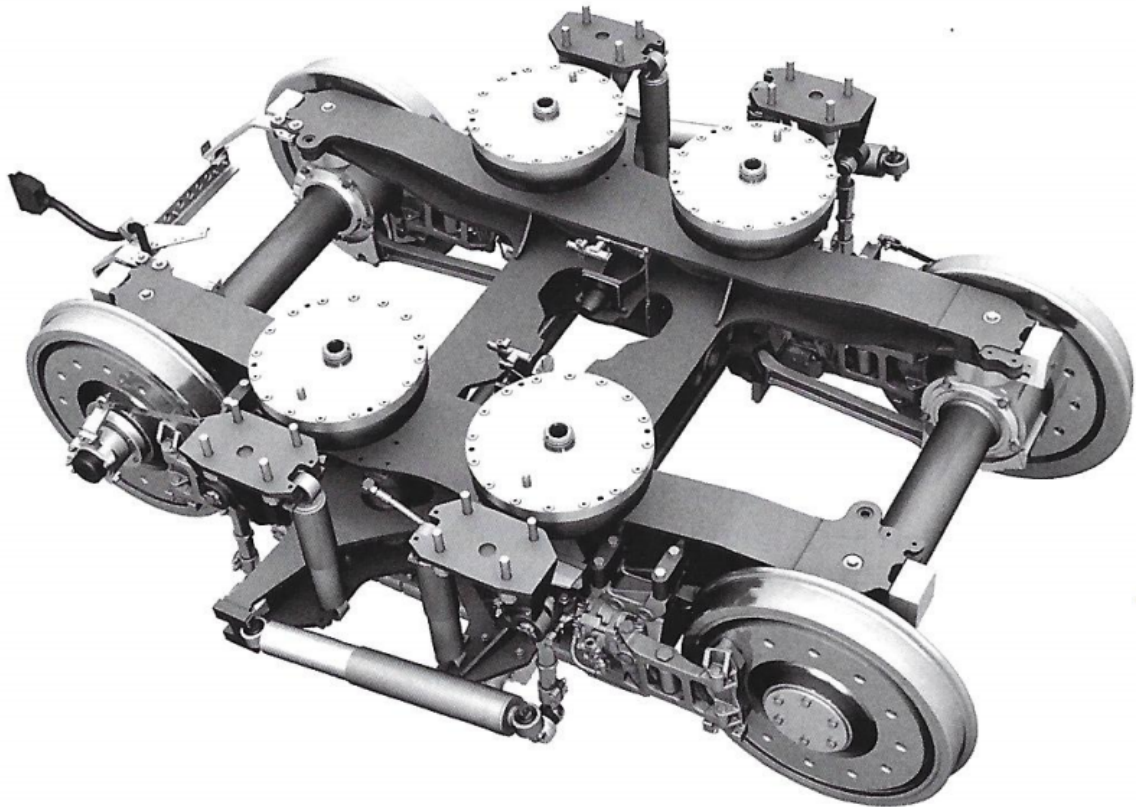
Obrázek 8: Podvozek s vnitřním rámem Bombardier FLEXX Eco [2]

Společnost Bombardier vytvořila podvozek FLEXX Eco jako stavebnicový typ podvozku. Jedná se o trakční podvozek. Díky stavebnicovému systému je možné vytvářet podvozky o různém rozvoru. Průměr kol podvozku je 780 mm. Rozvor podvozku může být mezi 2200 mm a 2500 mm. S tím souvisí i hmotnost podvozku pohybující se mezi 4 t a 4,6 t, maximální nápravové zatížení je v rozmezí 13,6 t až 15,5 t. Podvozek má kotoučové brzdy s kotouči umístěnými v kolech. [2]

2.3 Jacobsův podvozek s vnitřním rámem

2.3.1 Podvozek Siemens SF 7500

Podvozek Siemens SF 7500 představuje Jacobsův podvozek s vnitřním rámem. Kola podvozku mají průměr 780 mm. Rám podvozku je svařovaný, otevřený, se dvěma příčnicími a dvěma podélníky. Příčnice podvozku mají otevřený profil, což vede ke snížení hmotnosti podvozku. Primární vypružení je řešeno vinutými pružinami a je doplněno čtyřmi tlumiči. Vedení dvojkoví zajišťují dlouhá táhla. Sekundární vypružení obstarávají čtyři pneumatické pružiny. Paralelně s těmito pružinami jsou umístěny tlumiče pro tlumení sekundárního vypružení. Brzdy podvozku jsou kotoučové s kotouči umístěnými v kolech podvozku. [6]



Obrázek 9: Podvozek s vnitřním rámem Siemens SF 7500 [6]

2.4 Shrnutí poznatků

U většiny podvozků se při konstrukci využívá svařovaný rám otevřený s jedním nebo dvěma příčnicí. Na koncích podélníků je uloženo primární vypružení, které se řeší vnutými pružinami nebo pryžokovovými či elastomerovými silentbloky. Bývá tlumeno hydraulickými tlumiči. V případě použití pryžokovových silentbloků se tlumiče nepoužívají, tyto silentbloky slouží i jako tlumiče. Vedení dvojkolí často zajišťuje kyvné rameno. Sekundární vypružení obstarávají pneumatické pružiny, ke kterým jsou paralelně připojeny hydraulické tlumiče. Přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní bývá realizován tažně-tlačnou tyčí nebo přes otočný čep. Ve většině případů se používají kotoučové brzdy. U Jacobsových podvozků a podvozků s vnitřním rámem mívají kotoučové brzdy kotouče vložené do kol podvozku.

3 Návrh řešení

Pro správné vytvoření konstrukčního návrhu je potřeba nejprve specifikovat požadované parametry na podvozek. Některé požadavky jsou uvedeny v zadání, ale některé je potřeba doplnit.

Dalším důležitým krokem před vytvořením konstrukčního návrhu je volba řešení jednotlivých součástí podvozku. Jedná se především o realizaci primárního a sekundárního vypružení, vedení dvojkolí, přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní a o řešení brzd.

3.1 Specifikace požadavků

Navrhovaný Jacobsův podvozek s vnitřním rámem má být podvozek běžný, provozovaný na tratích s rozchodem 1435 mm. Podvozek musí být schopen provozu při maximální rychlosti 160 km/h.

Pro konstrukční návrh je ještě potřeba doplnit jmenovitou hmotnost vozu a maximální užité zatížení.

3.1.1 Jmenovitá hmotnost vozu a maximální užité zatížení

Jmenovitá hmotnost vozu a maximální užité zatížení byly určeny podle regionálních vozidel švýcarského výrobce železničních vozidel společnosti Stadler Rail AG. Protože se jedná o Jacobsův podvozek, který se využívá u vícečlánekových regionálních jednotek, hmotnost jednoho článku byla stanovena z hmotností tříčlánekové a čtyřčlánekové jednotky. Stanovená hmotnost jednoho článku odpovídá jmenovité hmotnosti vozu, pro který je podvozek navrhován. Hodnoty potřebné pro stanovení hmotnosti jednoho článku jsou uvedeny v tabulce 1.

Parametr	Tříčláneková jednotka	Čtyřčláneková jednotka
Jmenovitá hmotnost [t]	101,6	127
Místa k sezení (4 osoby/m ²)	178	235
Místa k stání (4 osoby/m ²)	160	230

Tabulka 1: Hodnoty potřebné pro stanovení jmenovité hmotnosti [7]

$$m_v = m_{j4} - m_{j3} \tag{1}$$

$$m_v = 127 - 101,6 = \mathbf{25,4} \text{ [t]} \tag{2}$$

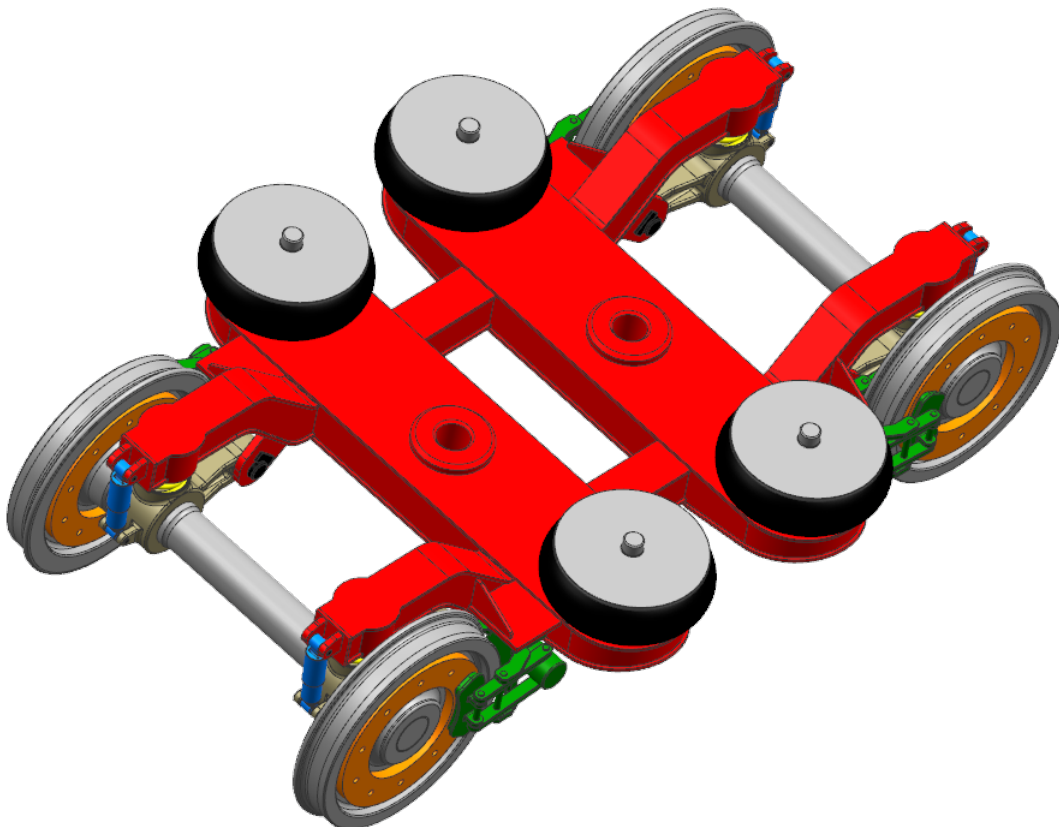
Maximální užité zatížení bylo stanoveno podle kapacity těchto jednotek. Z kapacity jednotek byla určena maximální kapacita jedné jednotky. Pro výpočet užité hmotnosti se uvažuje hmotnost 80 kg na jednu osobu. [2]

$$m_u = (o_{sez4} + o_{st4} - o_{sez3} - o_{st3}) \cdot m_o \quad (3)$$

$$m_u = (235 + 230 - 178 - 160) \cdot 80 = \mathbf{10,16} \text{ [t]} \quad (4)$$

3.2 Koncepce podvozku

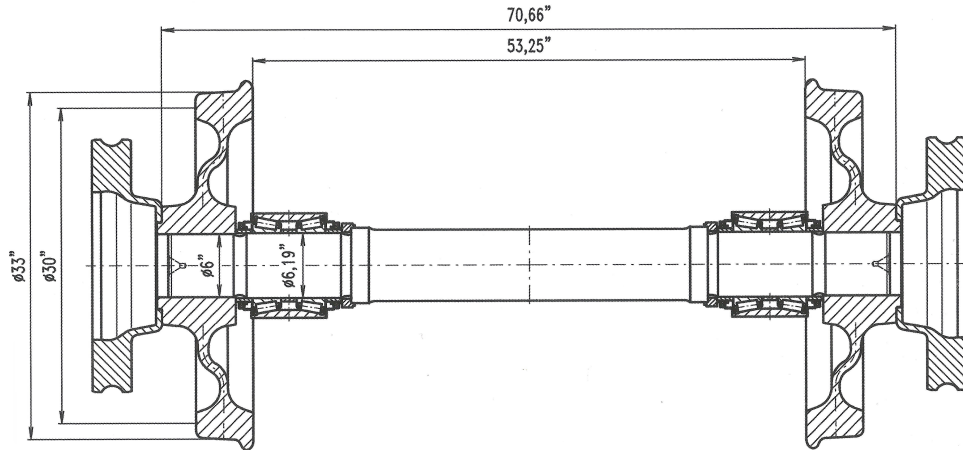
Před samotným návrhem řešení Jacobsova podvozku s vnitřním rámem byl nejprve vytvořen koncepční návrh tohoto podvozku. Koncepční návrh obsahuje všechny hlavní součásti podvozku, kterými jsou dvojkolí, primární vypružení a vedení dvojkolí, rám, sekundární vypružení, řešení přenosu podélných sil mezi podvozkem a skříní a brzdy podvozku. Hlavním přínosem koncepčního návrhu je návrh řešení hlavních součástí podvozku a jejich zapracování do tohoto návrhu. Tím se ukáže, zda je možné jednotlivé součásti podvozku řešit navrženými způsoby. Rozvor podvozku je zvolen 2700 mm.



Obrázek 10: Koncepční návrh podvozku

3.2.1 Dvojkolí

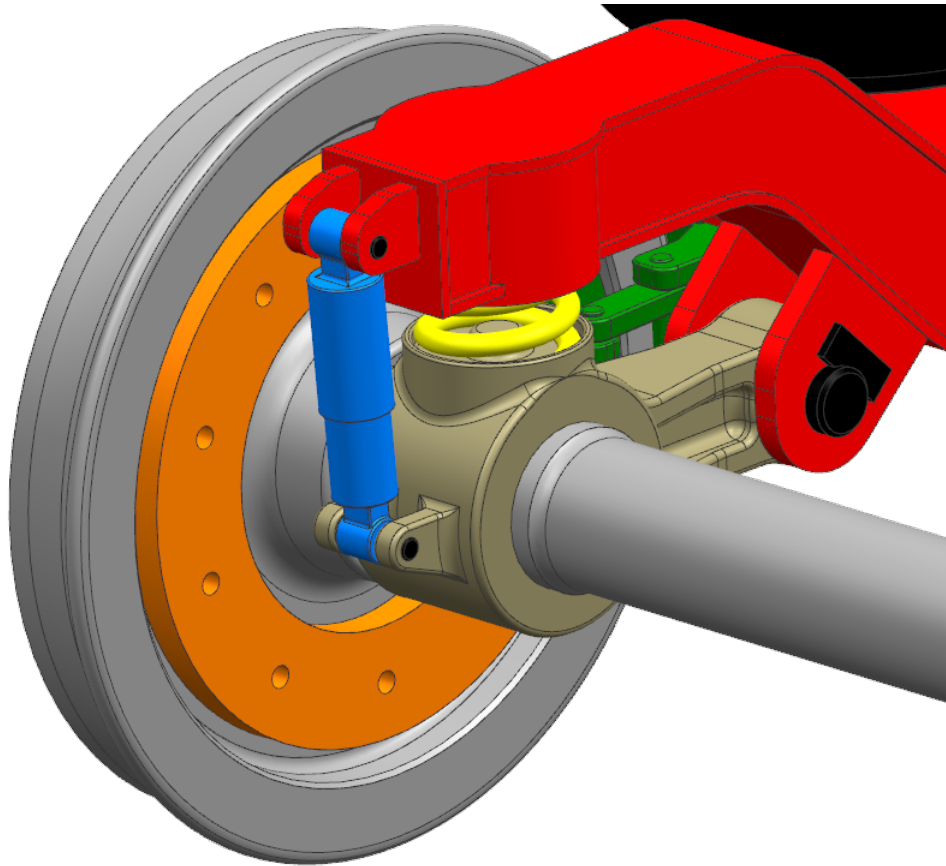
Pro Jacobsův podvozek s vnitřním rámem je nutné použít dvojkolí s vnitřním uložením ložisek. Při řešení bylo vycházeno z dvojkolí s vnitřními ložisky od firmy Bonatrans. Rozchod kol je 1 435 mm. Průměr kol byl zvolen 860 mm.



Obrázek 11: Dvojkolí s vnitřními ložisky Bonatrans [8]

3.2.2 Vedení dvojkolí a primární vypružení

Vedení dvojkolí podvozku bylo řešeno kyvným ramenem. To je na jedné straně pomocí čepu a silentbloku připojeno k rámu podvozku. Na druhé straně ramena je ložiskový domek. V ložiskovém domku je uložena ložisková jednotka a nad ním šroubovitá pružina, pomocí které je řešeno primární vypružení. Součástí primárního vypružení řešeného šroubovitou pružinou musí být tlumič, protože šroubovitá pružina nemá dostatečné tlumení.

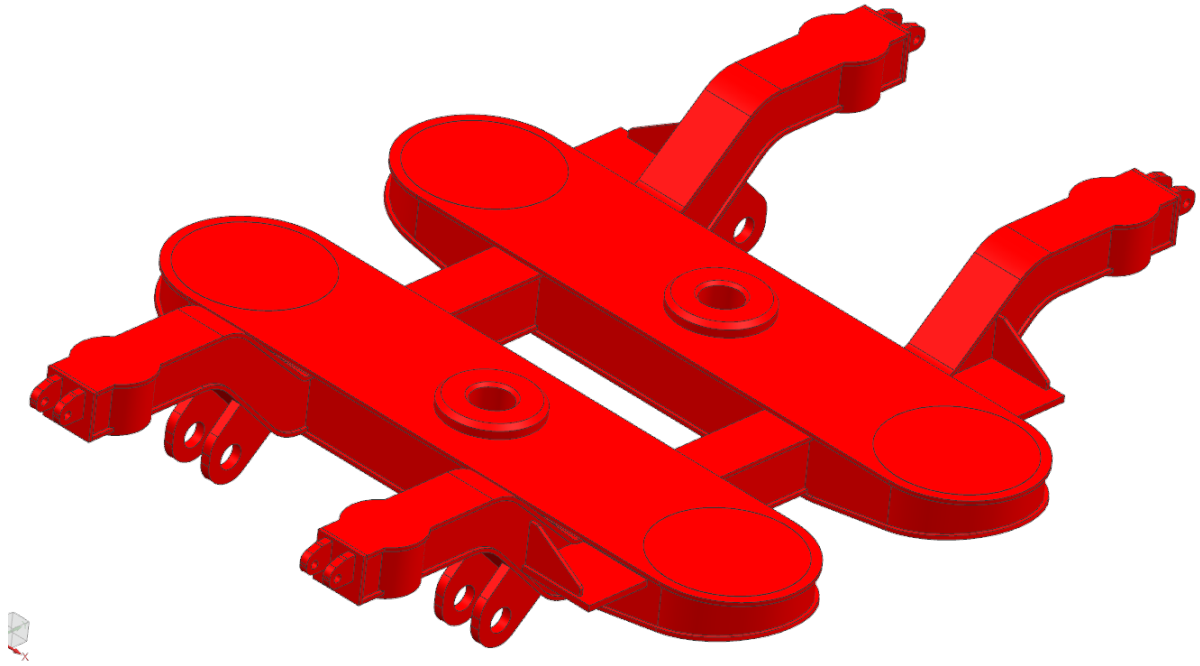


Obrázek 12: Vedení dvojkolí kyvným ramenem s primárním vypružením

3.2.3 Rám podvozku

Rám podvozku byl řešen jako svařenec. Jedná se o otevřený rám se dvěma příčnický a dvěma podélníky. Protože se jedná o podvozek typu Jacobs, je potřeba, aby k podvozku bylo možné připojit dvě skříně. Na každém z příčnicků bude tedy uložena jedna skříně. Ve středu každého příčnicku je umístěn otočný čep, který slouží pro přenos podélných a příčných sil mezi podvozkem a skříní. Mezi příčnickem a skříní nesmí chybět sekundární vypružení.

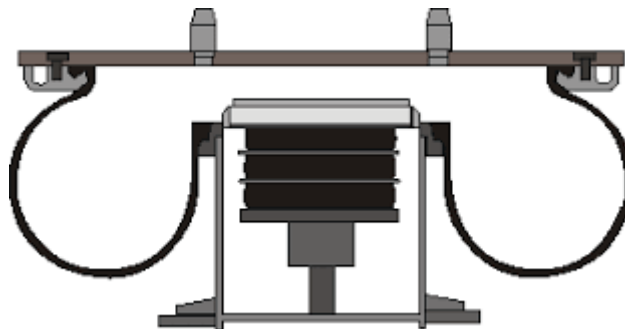
Aby byla výška mezi temenem kolejnice a sekundárním vypružením co nejnižší, podélníky podvozku jsou prohnuty směrem dolů. Na jejich koncích jsou pružiny primárního vypružení zapuštěny do podélníků. Díky tomu nemusí být podélníky tak vysoko nad ložiskovými domky. Za pružinami jsou uchyceny tlumiče primárního vypružení.



Obrázek 13: Rám podvozku - koncepční návrh

3.2.4 Sekundární vypružení

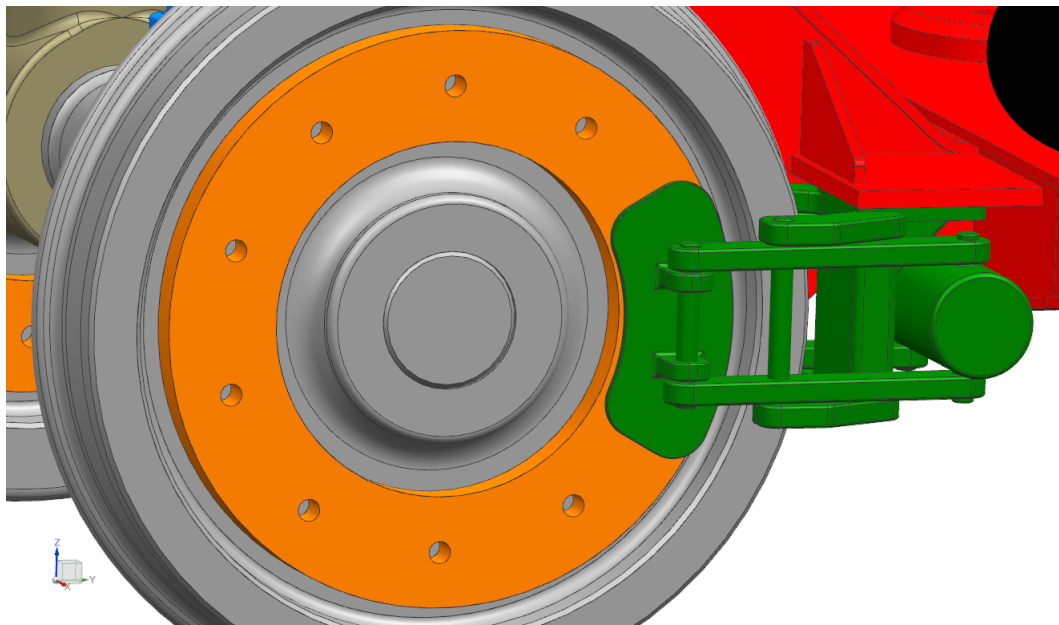
Sekundární vypružení podvozku bylo řešeno pomocí pneumatických pružin. Výhodou tohoto typu vypružení je, že je možné udržet konstantní výšku podlahy nad temenem kolejnice při změně počtu cestujících, čímž dojde ke změně ztížení pružin. Mění se množství vzduchu v měchu a tím se mění tuhost vzduchové pružiny.



Obrázek 14: Řez pneumatickou pružinou [9]

3.2.5 Brzdy

Pro tento podvozek byly zvoleny kotoučové brzdy. Kotouče brzd jsou umístěny v kolech. Součástí brzd je brzdová jednotka, která je zavěšena na rámu podvozku.



Obrázek 15: Kotoučové brzdy s kotouči uloženými v kolech

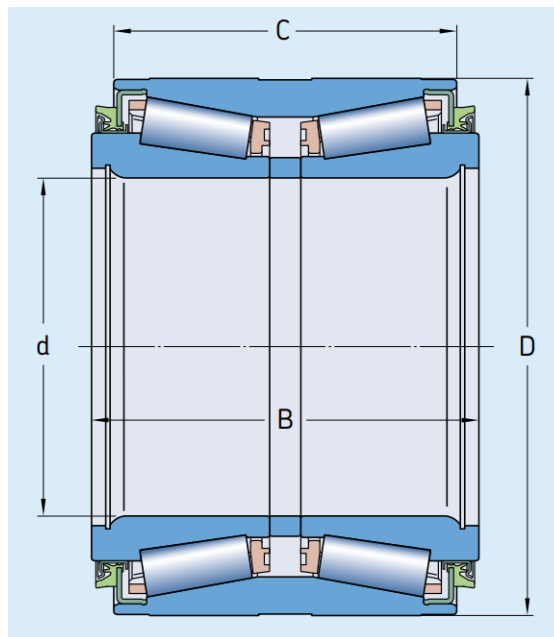
3.3 Stavební struktury podvozku

U koncepčního návrhu bylo charakterizováno řešení jednotlivých stavebních struktur podvozku. Tyto struktury je potřeba podrobněji specifikovat.

3.3.1 Ložisková jednotka

V dnešní době se používají při konstrukci podvozků ložiskové jednotky. Ložisková jednotka je sestava ložisek, která jsou namazána a utěsněna přímo od výrobce jednotky. Její velkou výhodou je bezúdržbovost po celou dobu její životnosti. Volba ložiskové jednotky se odvíjí od průměru nápravy a ta má v místech pro uložení ložiskového domku průměr 160 mm.

Ložisková jednotka byla vybrána z katalogu společnosti SKF, která se výrobou těchto jednotek zabývá. Nejvhodnější byla ložisková jednotka s kuželíkovými ložisky CTBU 160 x 280. Tato jednotka je na obou stranách utěsněna labyrintovými těsněními. Její parametry jsou uvedeny v tabulce 2.



Obrázek 16: Ložisková jednotka SKF CTBU [3]

Parametr	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [mm]
Hodnota	160	280	195	180

Tabulka 2: Parametry ložiskové jednotky SKF CTBU 160 x 280 [3]

3.3.2 Primární vypružení

Primární vypružení podvozku bylo řešeno šroubovitými pružinami. Návrh těchto prужin je potřeba ověřit výpočtem a stanovit tak jejich zástavbové rozměry.

Hodnoty potřebné pro výpočet primárního vypružení

Jmenovitá hmotnost vozu	$m_v = 25,4 \text{ t}$
Maximální užitná hmotnost	$m_u = 10,16 \text{ t}$
Hmotnost dvojkolí	$m_{dv} = 1\,220 \text{ kg}$
Hmotnost podvozku	$m_{pod} = 4\,500 \text{ kg}$
Hmotnost ložiskového domku	$m_{ld} = 105 \text{ kg}$
Užitečný průhyb svislého vypružení	$z_u = 35 \text{ mm}$
Maximální dovolené napětí	$\tau_d = 830 \text{ MPa}$
Modul pružnosti ve smyku	$G = 78,5 \text{ GPa}$
Dynamická stlačení pružiny	$z_d = 30 \text{ mm}$

Pozn.: Hmotnost podvozku a hmotnost ložiskového domku pro výpočet se liší od jejich skutečných hmotností, protože primární vypružení bylo potřeba spočítat před návrhem podvozku, kvůli velikosti pružiny primárního vypružení. Rozdíly hmotností nejsou nijak velké a výpočet téměř neovlivní.

Návrh tuhosti vypružení

Pro výpočet primárního vypružení je potřeba nejprve určit hmotnost vozu a hmotnost skříně. Celková tuhost primárního vypružení se určí z maximální užitné hmotnosti vozu.

Hmotnost vozu bez hmotnosti dvojkolí a ložiskových domků:

$$m_p = m_v - (2 \cdot m_{dv} + 4 \cdot m_{ld}) \quad (5)$$

$$m_p = 25\,400 - (2 \cdot 1\,220 + 4 \cdot 105) = \mathbf{22\,540 \text{ kg}} \quad (6)$$

Hmotnost skříně:

$$m_s = m_v - m_{pod} \quad (7)$$

$$m_s = 25\,400 - 4\,500 = \mathbf{20\,900\,kg} \quad (8)$$

Celková tuhost vypružení:

$$k_c = \frac{m_u \cdot g}{z_u} \quad (9)$$

$$k_c = \frac{10\,160 \cdot 9,81}{0,035} = \mathbf{2\,847\,703\, [N \cdot m^{-1}]} \quad (10)$$

Celková tuhost vypružení se dělí na tuhost primárního vypružení a na tuhost sekundárního vypružení. Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení je určen pomocí vztahu, který odvodila společnost VÚKV a. s.. Pružiny primárního a sekundárního vypružení jsou řazeny sériově.

Tuhost primárního a sekundárního vypružení:

$$Y = \frac{Y_1 + Y_2}{2} = \frac{k_{1c}}{k_{2c}} \quad (11)$$

$$Y_1 = 2 + \frac{2 \cdot m_{pod}}{m_s} \quad (12)$$

$$Y_2 = 2 + \frac{2 \cdot m_{pod}}{m_s + m_u} \quad (13)$$

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_{1c}} + \frac{1}{k_{2c}} \quad \Rightarrow \quad k_c = \frac{k_{1c} \cdot k_{2c}}{k_{1c} + k_{2c}} \quad (14)$$

$$Y_1 = 2 + \frac{2 \cdot m_{pod}}{m_s} \quad (15)$$

$$Y_1 = 2 + \frac{2 \cdot 4\,500}{20\,900} = \mathbf{2,43} \quad (16)$$

$$Y_2 = 2 + \frac{2 \cdot m_{pod}}{m_s + m_u} \quad (17)$$

$$Y_2 = 2 + \frac{2 \cdot 4\,500}{20\,900 + 10\,160} = \mathbf{2,29} \quad (18)$$

$$Y_2 = 2 + \frac{2 \cdot m_{pod}}{m_s + m_u} \quad (19)$$

$$Y_2 = 2 + \frac{2 \cdot 4\,500}{20\,900 + 10\,160} = \mathbf{2,29} \quad (20)$$

$$Y = \frac{Y_1 + Y_2}{2} \quad (21)$$

$$Y = \frac{2,43 + 2,29}{2} = \mathbf{2,36} \quad (22)$$

$$k_c = \frac{k_{1c} \cdot k_{2c}}{k_{1c} + k_{2c}} = \frac{Y \cdot k_{2c} \cdot k_{2c}}{Y \cdot k_{2c} + k_{2c}} = \frac{Y \cdot k_{2c}}{Y + 1} \quad (23)$$

$$k_{2c} = \frac{k_c \cdot (Y + 1)}{Y} \quad (24)$$

$$k_{2c} = \frac{2\,847\,703 \cdot (2,36 + 1)}{2,36} = \mathbf{4\,054\,357} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (25)$$

$$k_{1c} = Y \cdot k_{2c} \quad (26)$$

$$k_{1c} = Y \cdot k_{2c} = 2,36 \cdot 4\,054\,357 = \mathbf{9\,568\,283} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (27)$$

Protože se jedná o vůz s Jacobsovým podvozkem, pro výpočet je uvažován jeden podvozek k jednomu vozu. Vůz má na jednom podvozku celkem 4 pružiny.

Tuhost jedné pružiny:

$$k_p = \frac{k_{c1}}{4} \quad (28)$$

$$k_p = \frac{9\,568\,283}{4} = \mathbf{2\,392\,071} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (29)$$

Odhad vlastních frekvencí pro prázdný a naložený vůz:

$$f_p = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_c}{m_p}} \quad (30)$$

$$f_p = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2\,847\,703}{22\,540}} = \mathbf{1,79\text{Hz}} \quad (31)$$

$$f_l = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_c}{m_p + m_u}} \quad (32)$$

$$f_l = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2\,847\,703}{22\,540 + 10\,160}} = \mathbf{1,49\text{Hz}} \quad (33)$$

Návrh šroubovité pružiny

Při návrhu šroubových pružin je potřeba určit síly působící na jednu pružinu pod prázdným a pod loženým vozem. Pro prázdný a ložený vůz se také určuje stlačení těchto pružin. Pomocí těchto hodnot se následně určí napětí v pružinách, počet činných závitů a volná délka pružiny.

Navrhne se průměr drátu pružiny d , podle kterého se určí průměr pružiny D a skutečné napětí. To bude vznikat v navržené pružině při jejím zatěžování.

Šroubovité pružiny se vyrábí z oceli třídy 14 260 (54SiCr6 - DIN) v zušlechtěném stavu. Konkrétně se jedná o ocel 14 260.8. Maximální mezní napětí v pružině z této oceli je 830 MPa. Statické napětí v krutu se u šroubových pružin v praxi připouští do hodnoty 500 MPa. [1]

Síla působící na jednu pružinu pod prázdným vozem:

$$P_p = \frac{m_p}{4} \cdot g \quad (34)$$

$$P_p = \frac{22\,540}{4} \cdot 9,81 = \mathbf{55\,279\,N} \quad (35)$$

Síla působící na jednu pružinu pod loženým vozem:

$$P_l = \frac{m_p + m_u}{4} \cdot g \quad (36)$$

$$P_l = \frac{22\,540 + 10\,160}{4} \cdot 9,81 = \mathbf{80\,197\,N} \quad (37)$$

Stlačení pružiny pod prázdným vozem:

$$z_p = \frac{P_p}{k_p} \quad (38)$$

$$z_p = \frac{55\,279}{2\,392\,071} = \mathbf{0,0231\,m} \quad (39)$$

Stlačení pružiny pod loženým vozem:

$$z_l = \frac{P_l}{k_p} \quad (40)$$

$$z_l = \frac{80\,197}{2\,392\,071} = \mathbf{0,0335\,m} \quad (41)$$

Dovolené napětí při dynamickém namáhání:

$$\tau_{d_l} = \tau_d \cdot \frac{z_l}{z_l + z_d} \quad (42)$$

$$\tau_{d_l} = 830 \cdot \frac{0,0335}{0,0335 + 0,030} = \mathbf{438\,MPa} \quad (43)$$

Skutečné napětí v pružině:

$$\tau = \frac{16 \cdot P_l \cdot R \cdot k_W}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot P_l \cdot D \cdot k_W}{\pi \cdot d^3} \quad (44)$$

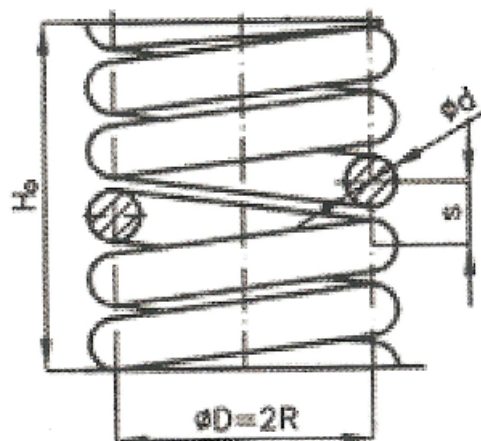
Korekční součinitel k_W dle Wahla:

$$k_W = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i} \quad (45)$$

$$i = \frac{D}{d} \quad (46)$$

Jedna šroubovitá pružina

Pro primární vypružení podvozku jsou navrženy čtyři velikosti pružin. U každé z těchto pružin je určeno skutečné napětí v pružině. Na základě tohoto napětí je vybrána nejvhodnější pružina. Navržené pružiny a skutečné napětí v nich je uvedeno v tabulce 3.



Obrázek 17: Šroubovitá pružina [1]

Návrh pružiny	1	2	3	4
Průměr drátu d [mm]	44	48	52	56
Průměr pružiny D [mm]	220	240	260	280
i [-]	5	5	5	5
Korekční součinitel k_W	1,3	1,3	1,3	1,3
Skutečné napětí τ [MPa]	691	581	495	427

Tabulka 3: Tabulka navržených pružin

Z navržených pružin byla na základě skutečného napětí vybrána pružina o průměru 260 mm s průměrem drátu 52 mm. Skutečné napětí ve vybrané pružině je 495 MPa. U vybrané pružiny je potřeba ještě stanovit výšku volné pružiny a počet jejích činných závitů. Počet koncových závitů je zvolen $n' = 1,5$.

Počet činných závitů:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot k_p \cdot D^3} \quad (47)$$

$$n = \frac{78,5 \cdot 10^9 \cdot 0,052^4}{8 \cdot 2 \cdot 392 \, 071 \cdot 0,260^3} \doteq \mathbf{1,7} \quad (48)$$

Výška volné pružiny:

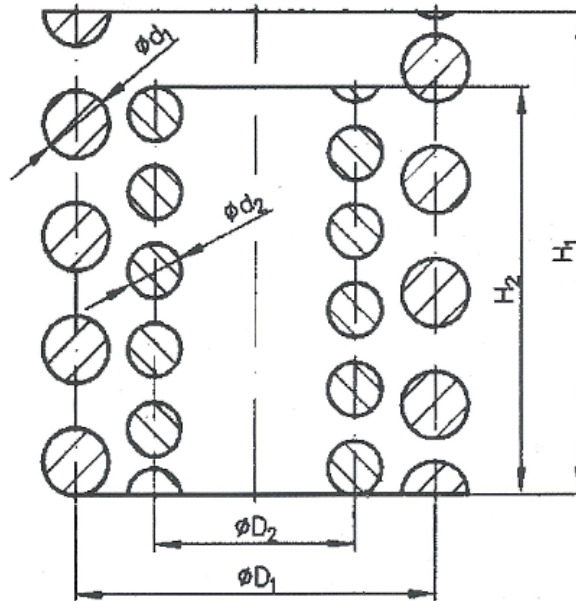
$$H_0 = (n + n') \cdot d + 0,1 \cdot n \cdot d + z_d \quad (49)$$

$$H_0 = (1,7 + 1,5) \cdot 0,052 + 0,1 \cdot 1,7 \cdot 0,052 + 0,030 = \mathbf{0,206} \text{ [m]} \quad (50)$$

Seskupení dvou šroubovitých pružin

Pro úsporu prostoru, který zabírá šroubovitá pružina, je možné použít seskupení dvou pružin. V každé z nich je stejné napětí a poměr průměrů pružin a průměrů drátů se musí rovnat.

Stejně jako při použití jedné pružiny jsou navrženy čtyři velikosti dvojic pružin. U každé z těchto dvojic je určeno skutečné napětí v pružinách. Na základě tohoto napětí je vybrána nejvhodnější dvojice. Navržené dvojice pružin a skutečné napětí v nich je uvedeno v tabulce 4.



Obrázek 18: Seskupení dvou šroubových pružin [1]

Vztahy pro výpočet sil a průměrů šroubových pružin při jejich seskupení:

$$P_1 : P_2 = d_1^3 : d_2^3 \quad (51)$$

$$P = \sum_{i=1}^n P_i \quad (52)$$

Z navržených dvojic pružin byla na základě skutečného napětí vybrána dvojice s vnější pružinou o průměru 225 mm s průměrem drátu 45 mm a s vnitřní pružinou o průměru 130 mm s průměrem drátu 26 mm. Skutečné napětí ve vybrané pružině je 495 MPa. U vybrané dvojice pružin je potřeba ještě stanovit výšku volných pružin a počet činných závitů pro vnější i vnitřní pružinu. Počet koncových závitů je pro obě pružiny zvolen $n' = 1,5$.

Počet činných závitů vnější pružiny:

$$n_1 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot k \cdot D^3} \quad (53)$$

$$n_1 = \frac{78,5 \cdot 10^9 \cdot 0,045^4}{8 \cdot 1\,793\,389 \cdot 0,225^3} \doteq 2,0 [-] \quad (54)$$

Návrh pružiny	1	2	3	4
Průměr drátu vnější pružiny d_1 [mm]	40	45	47	49
Průměr vnější pružiny D_1 [mm]	200	225	235	245
Průměr drátu vnitřní pružiny d_2 [mm]	23	26	27	28
Průměr vnější pružiny D_2 [mm]	115	130	135	140
i [-]	5	5	5	5
Korekční součinitel k_W	1,3	1,3	1,3	1,3
Skutečné napětí τ [MPa]	629	495	455	420

Tabulka 4: Tabulka navržených pružin při použití dvou seskupených pružin

Výška volné vnější pružiny:

$$H_{0_1} = (n + n') \cdot d + 0,1 \cdot n \cdot d + z_d \quad (55)$$

$$H_{0_1} = (2,0 + 1,5) \cdot 0,045 + 0,1 \cdot 6 \cdot 0,045 + 0,030 = \mathbf{0,195} \text{ [m]} \quad (56)$$

Počet činných závitů vnitřní pružiny:

$$n_2 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot k \cdot D^3} \quad (57)$$

$$n_2 = \frac{78,5 \cdot 10^9 \cdot 0,026^4}{8 \cdot 598\,682 \cdot 0,130^3} \doteq \mathbf{3,4} \text{ [-]} \quad (58)$$

Výška volné vnitřní pružiny:

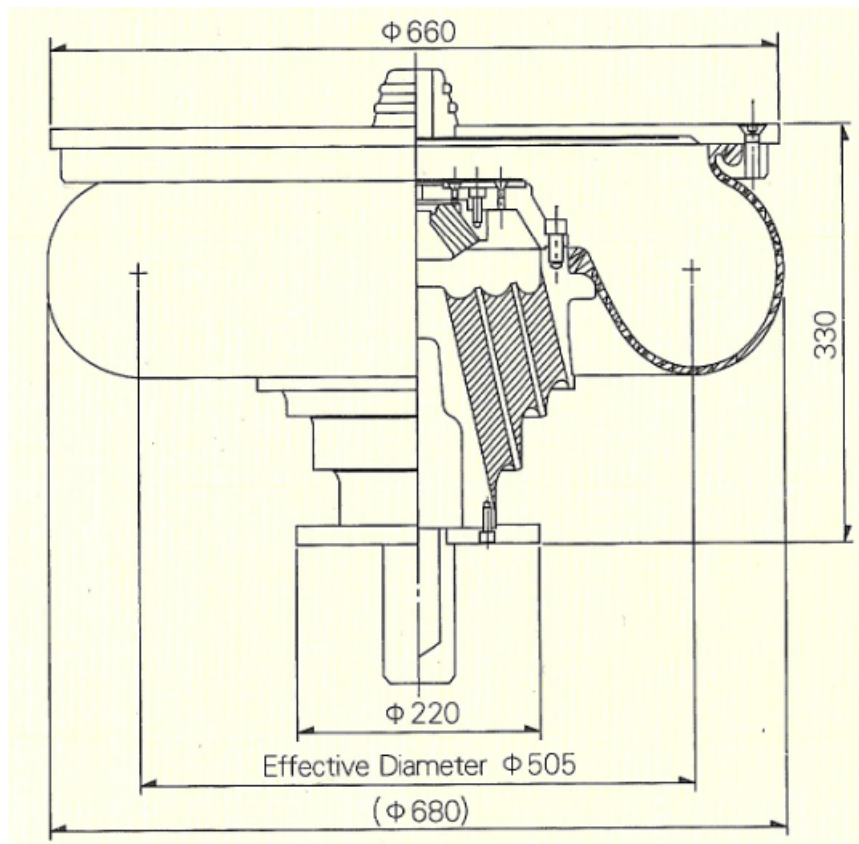
$$H_{0_2} = (n + n') \cdot d + 0,1 \cdot n \cdot d + z_d = \quad (59)$$

$$H_{0_2} = (3,4 + 1,5) \cdot 0,026 + 0,1 \cdot 6 \cdot 0,026 + 0,030 = \mathbf{0,167} \text{ [m]} \quad (60)$$

Vybraná pružina pro primární vypružení

Primární vypružení podvozku bylo řešeno pomocí šroubových pružin. Byly navrženy a spočítány dvě možnosti řešení. Bylo by možné použít jednu šroubovitou pružinu o průměru 260 mm s průměrem drátu 52 mm, nebo seskupení dvou šroubových pružin s vnější pružinou o průměru 225 mm s průměrem drátu 45 mm a s vnitřní pružinou o průměru 130 mm s průměrem drátu 26 mm. Z těchto možností řešení bylo zvoleno použití jedné šroubovité pružiny, protože úspora prostoru při použití seskupení pružin není nijak výrazná. Použitím jedné pružiny dojde k úspoře hmotnosti a konstrukce řešení bude jednodušší.

3.3.3 Sekundární vypružení



Obrázek 19: Pneumatická pružina TOYO D-300-500MSC [10]

Sekundární vypružení podvozku je řešeno pneumatickými pružinami. Pneumatickou pružinu je potřeba vybírat podle síly, kterou bude pružina zatěžována. Tato síla se určí pomocí hmotnosti skříňe a maximálního užitečného zatížení. Každá skříň bude uložena na čtyřech pneumatických pružinách.

Síla působící na pneumatickou pružinu:

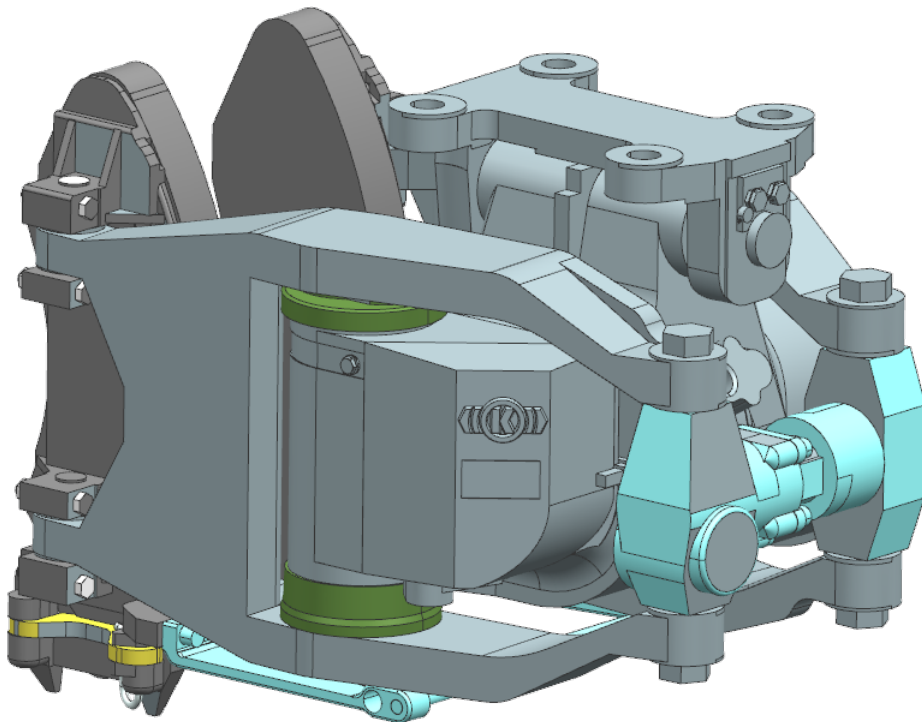
$$F_p = \frac{(m_v + m_u) \cdot g}{4} \quad (61)$$

$$F_p = \frac{(24\,500 + 10\,160) \cdot 9,81}{4} = 85\,004 \text{ [N]} \quad (62)$$

Pneumatická pružina byla vybrána z prospektu společnosti TOYO, která tyto pneumatické pružiny vyrábí. Byla vybrána pneumatická pružina TOYO D-300-500MSC. Ta má maximální zatížení 86 500 N, což odpovídá potřebnému zatížení. Její hmotnost je 100 kg a rozměry jsou uvedeny na obrázku 19. [10]

3.3.4 Brzdová jednotka

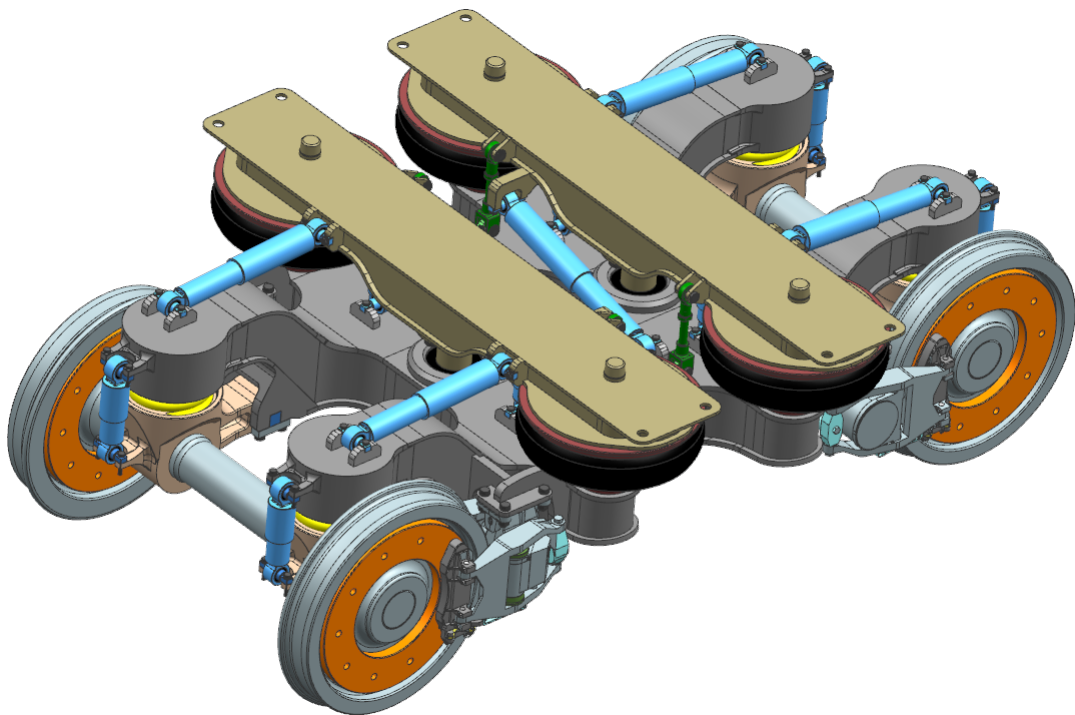
Brzdění podvozku zajišťují kotoučové brzdy, jejichž kotouče jsou integrované v kolech. Byla vybrána brzdová jednotka od firmy Knorr-Bremse s označením RZSS50K27X135. Jedná se o kompaktní brzdovou jednotku, která se k rámu podvozku uchycuje pomocí příruby se čtyřmi šrouby. V rámu je uložena vně podélníků za příčnicků. Její hmotnost je 89 kg. Informace o brzdové jednotce a její 3D model poskytla Škoda Transportation.



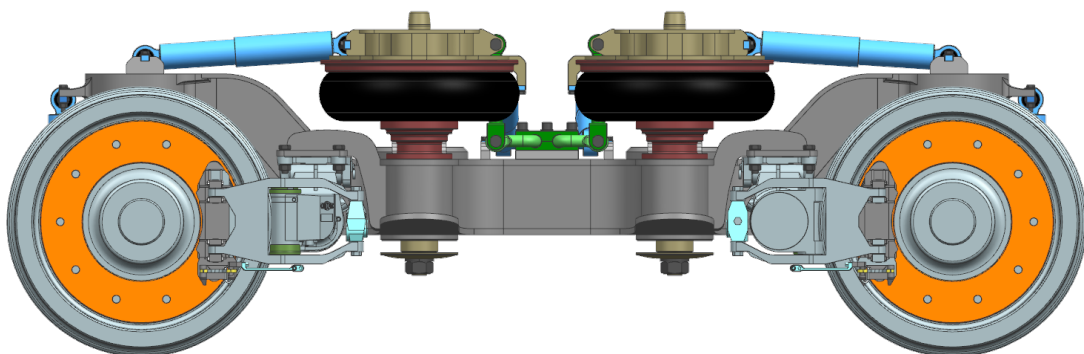
Obrázek 20: Brzdová jednotka Knorr-Bremse RZSS50K27X135

3.4 Návrh podvozku

Do koncepčního návrhu podvozku byly aplikovány jednotlivé specifikované struktury. Konstrukce podvozku byla upravena podle těchto struktur. Hlavní změnou oproti koncepčnímu návrhu je doplnění podvozku o nosnou traverzu, která je uložena na pneumatických pružinách. Součástí podvozku musí být i tlumiče primárního a sekundárního vypružení a tlumiče podélných a příčných sil mezi podvozkem a skříní. Důležitý je také torzní stabilizátor. Rozvor podvozku byl zachován 2700 mm.

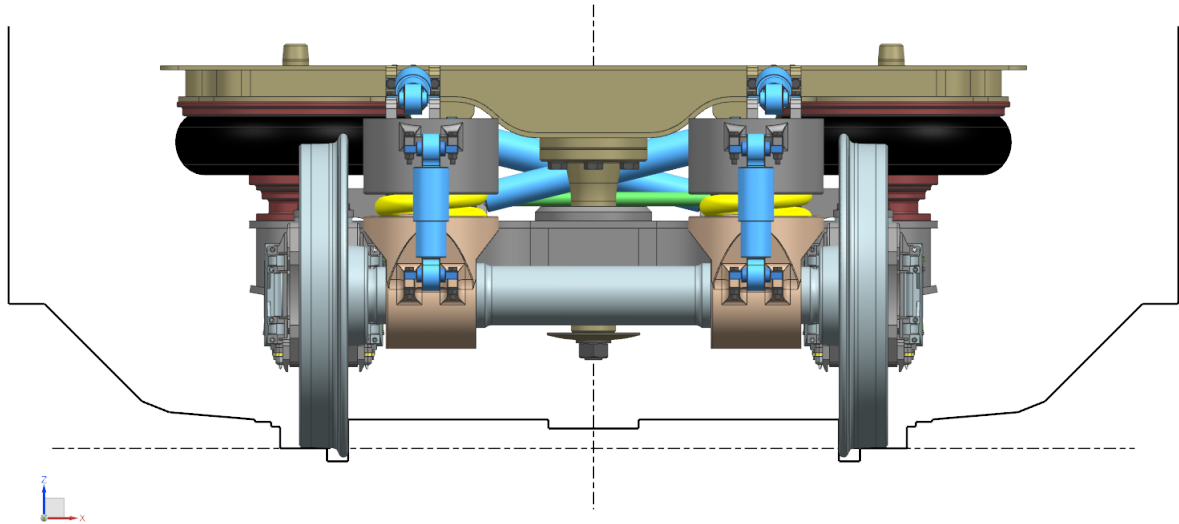


Obrázek 21: Podvozek

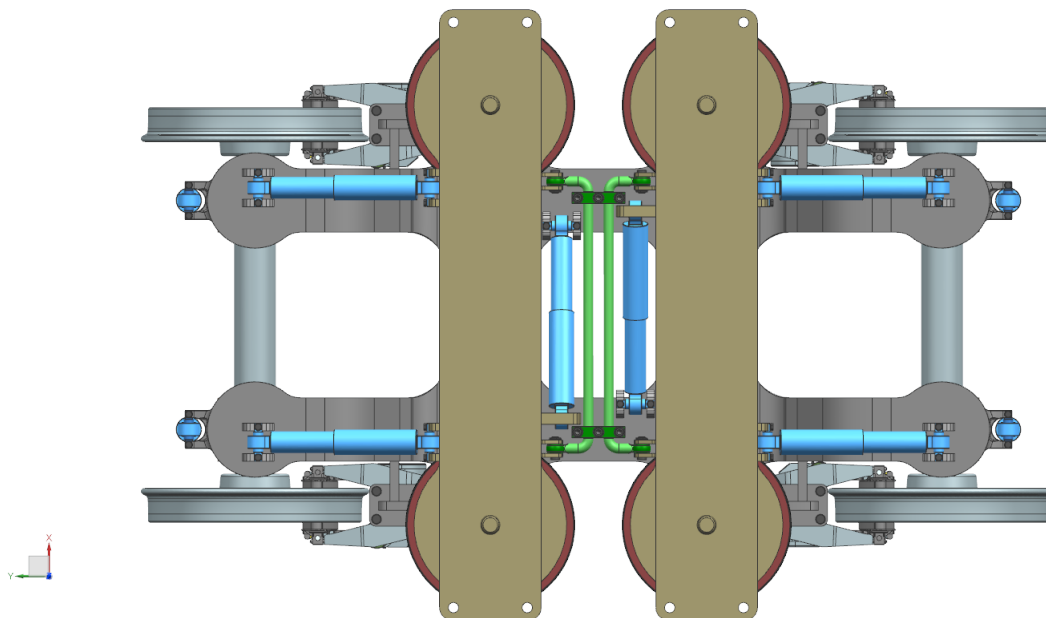


Obrázek 22: Podvozek - boční pohled

Podvozek nesmí žádnou jeho částí přesahovat vztažnou linii kinematického obrysu. Kinematický obrys je stanoven mezinárodní vyhláškou UIC 505-1. Vztažná linie je vyznačena na obrázku 23. [1]



Obrázek 23: Podvozek se vztažnou linií kinematického obrysu



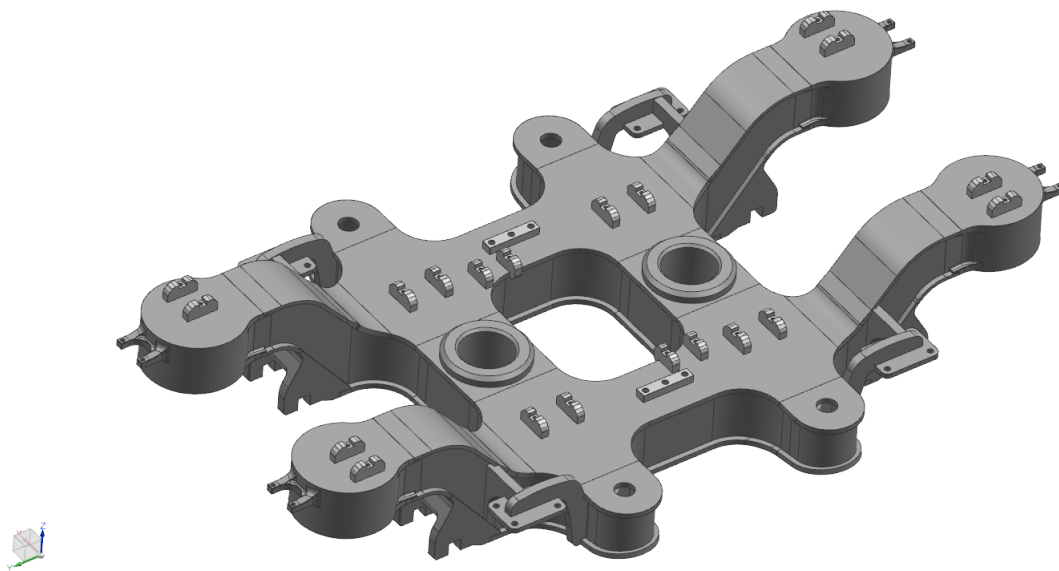
Obrázek 24: Podvozek - horní pohled

3.5 Součásti podvozku

3.5.1 Rám podvozku

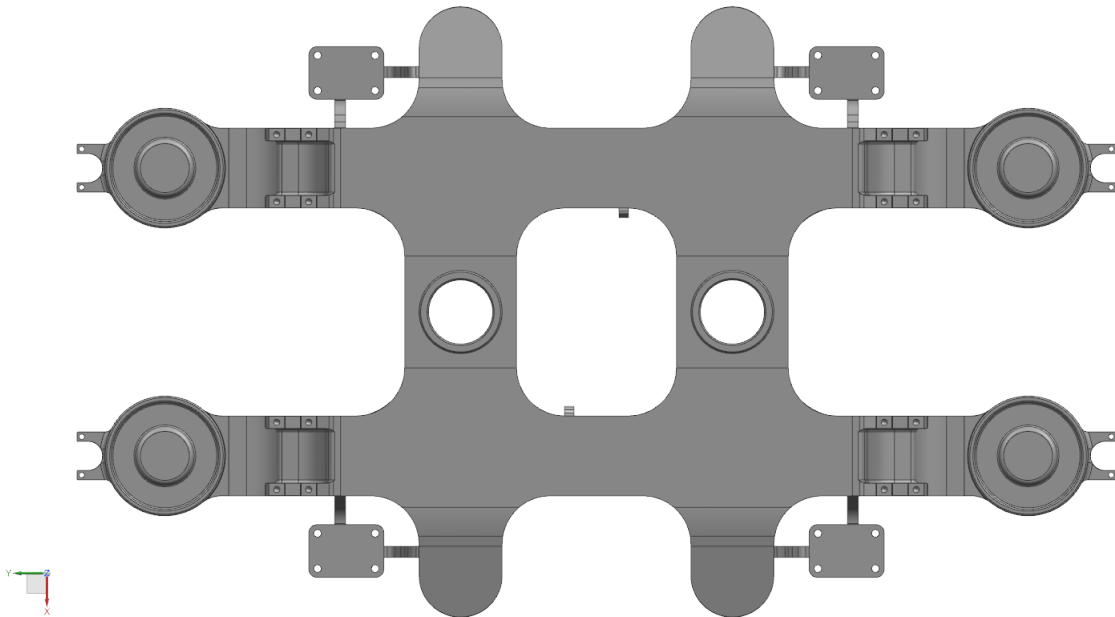
Koncepční návrh rámu podvozku má konstrukční a technologické nedostatky. Proto byla konstrukce rámu průběžně konzultována s vedoucím práce doc. Ing. Petrem Hellerem, CSc., aby tyto nedostatky mohly být postupně odstraněny.

Hlavním problémem u navrženého rámu byly ostré přechody mezi příčnicí a podélníky. Tyto přechody by měli být tvořeny rádiusy o co možná největším poloměru. Pásnice příčnicí byly na pásnicích podélníků. Tento typ spojení plechů je nevhodný pro konstrukci. Podélníky rámu byly příliš úzké. Takto navržené podélníky by nesplnily pevnostní a tuhostní požadavky na podvozek. Byly tedy rozšířeny. Pružiny primárního vypružení byly zvětšeny a musely být upraveny i konzole pro jejich uložení. Ty byly původně navrženy jako svařované, ale jejich konstrukce by byla komplikovaná, proto byly přepracovány na odlitky. Odlitky bylo řešeno také uchycení kyvných ramen k rámu.



Obrázek 25: Rám podvozku

Rám podvozku je otevřený, kombinovaný, svařovaný. Je tvořen dvěma podélníky a dvěma příčnicí. Konzole pro uložení šroubovitých pružin primárního vypružení a konzole pro uchycení kyvného ramene jsou odlévané. Zbylá část rámu podvozku je tvořena plechovými díly. Pro pásnice příčnicí a střední části pásnic podélníků byla zvolena tloušťka plechu 20 mm. Na koncích podélníků přechází tloušťka pásnic z 20 mm na 14 mm. Stojny v celém rámu mají tloušťku 12 mm. Ve středech příčnicí jsou pouzdra pro uložení otočných čepů. Součástí rámu podvozku jsou také konzole pro uchycení brzdových jednotek, tlumičů a torzních stabilizátorů. Rám podvozku je navržen z konstrukční oceli S355NL.

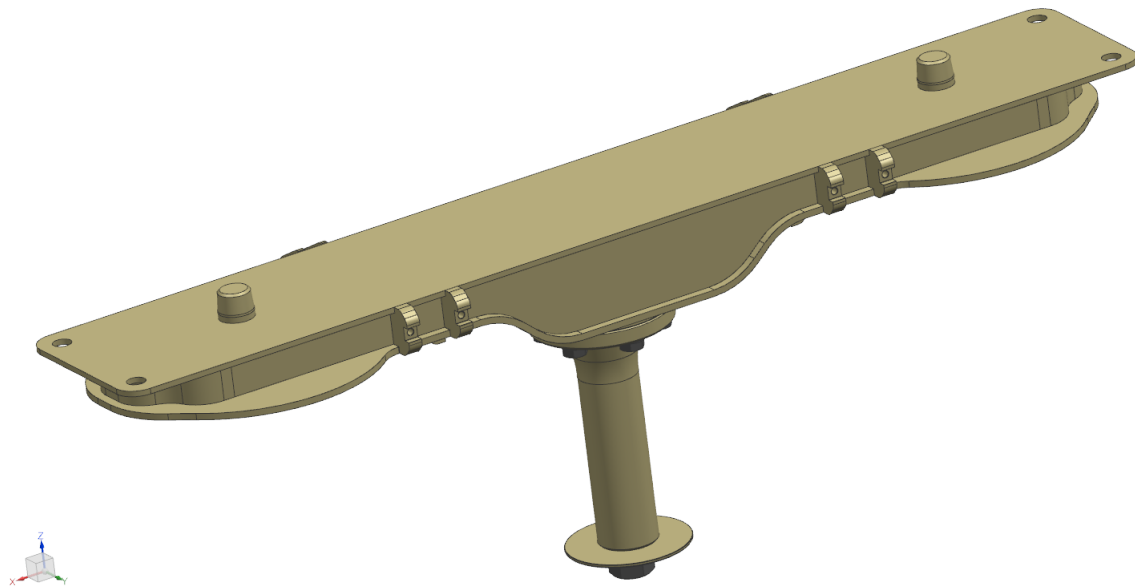


Obrázek 26: Rám podvozku - spodní pohled

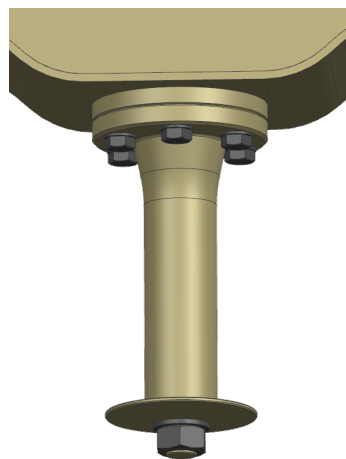
3.5.2 Traverza

Konstrukční návrh je oproti koncepčnímu návrhu doplněn o traverzu. Traverza je uložena na pneumatických pružinách sekundárního vypružení. Pneumatické pružiny potřebují ke své funkci zásobu vzduchu. Jako jejich vzduchojem funguje dutina traverzy. Traverza slouží k uložení skříně na podvozek a lze ji tak považovat za součást skříně. Součástí traverzy je otočný čep, který zajišťuje přenos podélných a příčných sil mezi podvozkem a skříní. Průměr otočného čepu je 125 mm a v rámu podvozku je uložen v silentbloku. Každá traverza se ke skříní připojí pomocí středícího trnu a čtyř šroubů, pro které jsou na koncích traverzy otvory.

Traverza je navržena jako svařenec. Pásnice traverzy mají tloušťku 14 mm a její stojny mají tloušťku 10 mm. Na traverze jsou také konzole pro připojení tlumičů sekundárního vypružení a podélných a příčných tlumičů.



Obrázek 27: Traverza

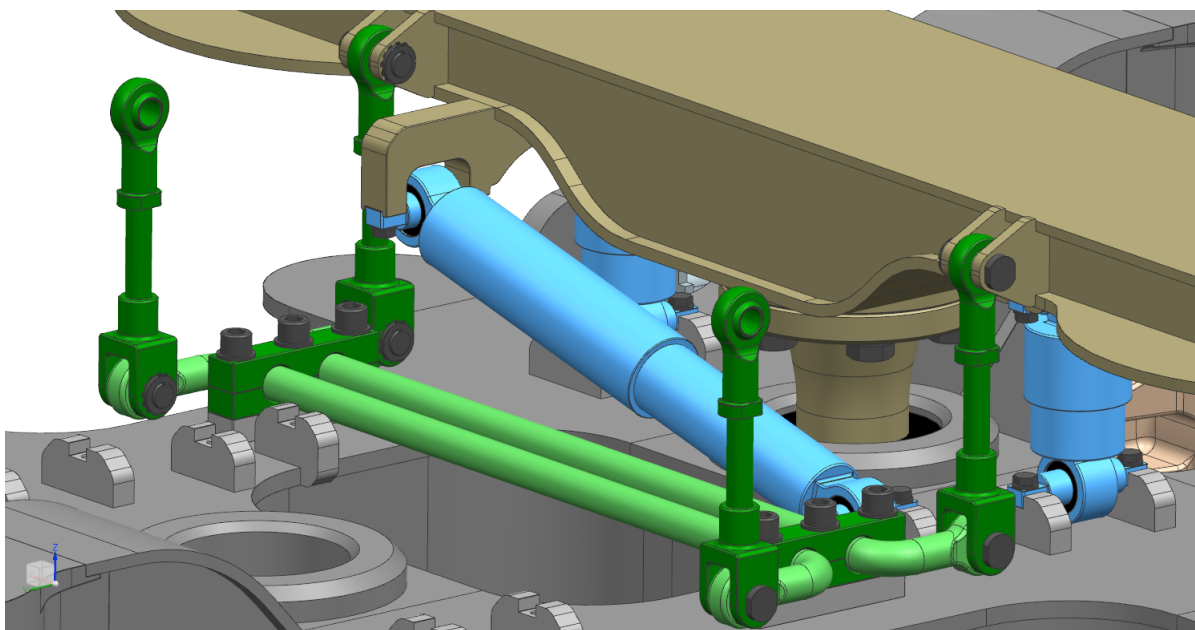


Obrázek 28: Otočný čep

3.5.3 Torzní stabilizátor

Při jízdě vozidla především při vyšších rychlostech dochází ke kolébání skříňe na podvozku. Z tohoto důvodu musí být mezi podvozkem a skříňí torzní stabilizátor. U Jacobsova podvozku musí být pro každou skříň jeden torzní stabilizátor.

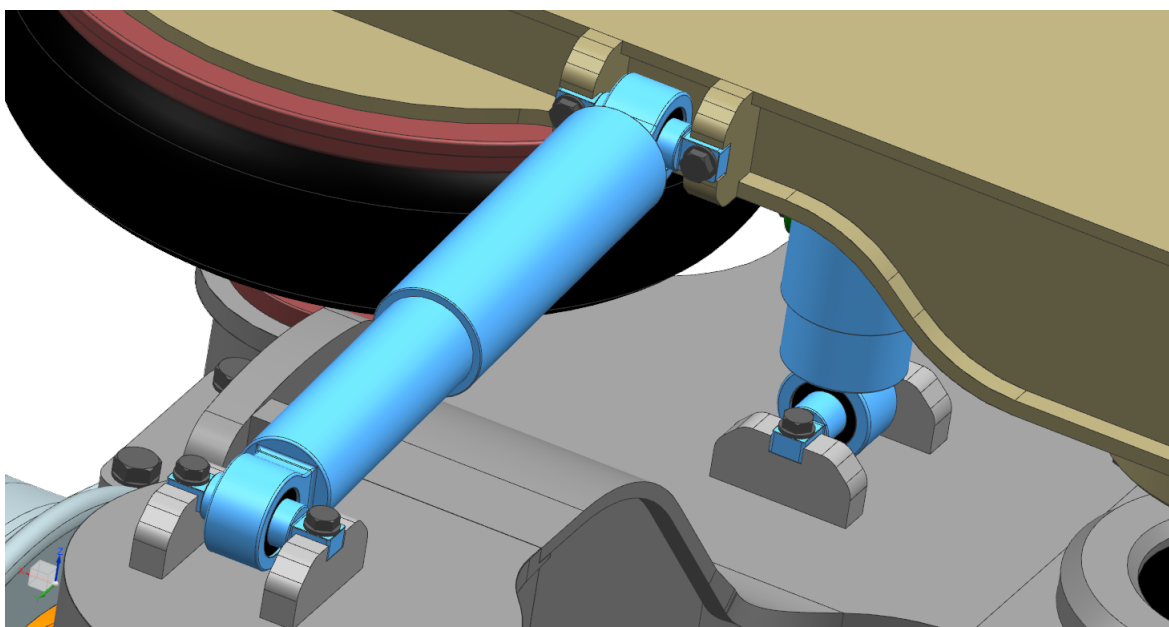
Torzní stabilizátor tvoří zkrutná tyč, dvě páky a dvě táhla. Zkrutná tyč má průměr 40 mm a je na koncích uložena v kluzných pouzdrech, která jsou přišroubovaná k rámu podvozku. U tohoto podvozku jsou konce zkrutné tyče ohnuty o 90°. Tyto ohnuté konce tak tvoří páky. Táhla spojují konce pák se skříňí.



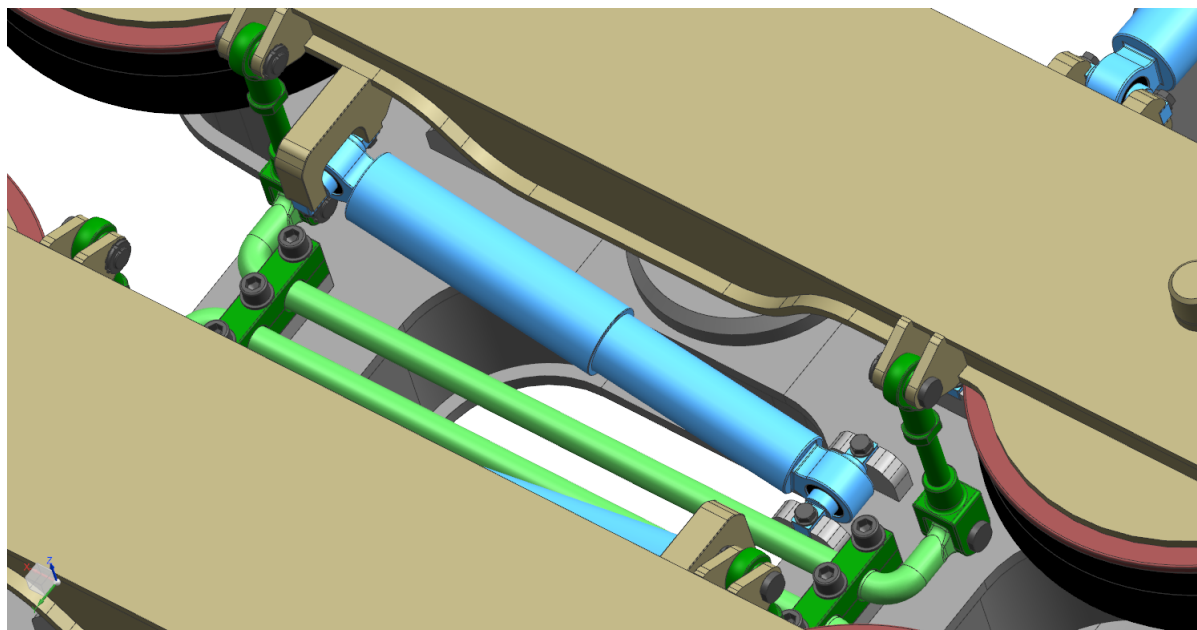
Obrázek 29: Torzní stabilizátory

3.5.4 Tlumiče

Jak již bylo zmíněno, součástí primárního vypružení řešeného šroubovitou pružinou a sekundárního vypružení řešeného pneumatickou pružinou musí být tlumiče. K tlumení musí docházet i mezi podvozkem a skříní v podélném a příčném směru. Toto tlumení zajišťují podélné a příčné tlumiče.



Obrázek 30: Podélný tlumič a tlumič sekundárního vypružení



Obrázek 31: Příčný tlumič

4 Porovnání navrženého řešení podvozku se stávajícími podvozky

Podvozek je navržený tak, aby obsahoval všechny stavební struktury potřebné pro jeho správnou funkci a aby byl zajištěn jeho bezpečný a komfortní provoz. Hlavním parametrem podvozku je jeho hmotnost. Celková hmotnost podvozku je 6 101 kg včetně traverzy. Hmotnost podvozku se může uvádět i bez traverzy, protože tu lze uvažovat za součást skříně. Hmotnost podvozku bez traverzy je 5 499 kg. Hmotnosti jednotlivých stavebních struktur podvozku jsou uvedeny v tabulce 5.

Komponenta	Počet komponent	Hmotnost součásti [kg]
Rám	1	1 559
Dvojkolí	2	1 220
Kyvné rameno	4	112
Šroubovitá pružina	4	38
Pneumatická pružina	4	100
Brzdová jednotka	4	89
Tlumič primárního vypružení	4	7
Tlumič sekundárního vypružení	4	8
Tlumič podélný	4	12
Tlumič příčný	2	14
Traverza	2	301
Hmotnost podvozku (bez traverzy)	—	5 499
Hmotnost podvozku	—	6 101

Tabulka 5: Hmotnosti jednotlivých stavebních struktur

4.1 Srovnání navrženého podvozku s podvozkem Siemens SF 4000

Pro srovnání podvozku se stávajícími podvozky je potřeba zvolit Jacobsovy podvozky podobné konstrukce. Pokud by byl podvozek srovnáván s podvozkem bez traverz nebo s podvozkem pouze s jednou dvojicí sekundárních pružin, srovnání by nebylo objektivní. Pro srovnání podvozků je potřeba znát základní parametry stávajících podvozků. Konstrukci podobnou navrženému podvozků, u kterého jsou známy základní parametry, má pouze podvozek Siemens SF 4000. Součástí toho podvozku jsou také traverzy nad sekundárním vypružením a dvě dvojice sekundárního vypružení. Parametry srovnávaných podvozků jsou uvedeny v tabulce 6.

Srovnávaný parametr	Navržený podvozek	Podvozek Siemens SF 4000
Rozvor [mm]	2 700	2 650
Průměr kol	860	770
Zatížení podvozku [t]	17,8	16
Hmotnost podvozku [t]	6,1	6,2

Tabulka 6: Srovnání navrženého podvozku s podvozkem Siemens SF 4000

V tabulce 6 je navržený podvozek srovnán s podvozkem Siemens SF 4000. Rozvor navrženého podvozku je 2700 mm, což je o 50 mm více než u podvozku SF 4000. Kola navrženého podvozku jsou také větší. Možné zatížení podvozku SF 4000 je o 1,8 t nižší, než je tomu u navrženého podvozku. Hmotnost navrženého podvozku je menší o 100 kg. Vzhledem k tomu, že navržený podvozek má vnitřní rám, měla by být úspora hmotnosti větší. Hlavní příčinou malého rozdílu v hmotnosti je větší rozvor a také větší kola podvozku. U podvozku SF 4000 je na každé pneumatice jedna traverza a přenos podélných sil je řešen tažně-tlačnou tyčí. U navrženého podvozku je pod každou skříň pouze jedna traverza, jejíž součástí je otočný čep pro přenos podélných sil. Toto řešení má vyšší hmotnost, než řešení u podvozku SF 4000. Výhodou tohoto řešení je, že při konstrukci skříně nemusí být řešeno uchycení tažně-tlačné tyče. Tlumiče podélného a příčného vypružení jsou také uchyceny k této traverze.

5 Pevnostní kontrola rámu podvozku

Konstrukce rámu podvozku musí být navržena tak, aby byla schopna odolávat zatížením, která na rám působí. Pro pevnostní kontrolu rámu se stanovují zatížení, kterým musí rám odolávat. Stanovují se výjimečná zatížení i běžná provozní zatížení.

U rámu podvozku je provedena kontrola pro statické výjimečné zatížení a statické běžné provozní zatížení. Aby bylo možné tuto kontrolu provést, je potřeba určit síly, kterými je rám podvozku zatížen. Stanovení těchto sil udává norma ČSN EN 15827. [2]

5.1 Zatěžovací stavy

5.1.1 Výjimečné zatížení

Pevnostní kontrola výjimečného zatížení rámu podvozku je provedena pro svislé síly. Tyto síly působí na každý podélník. Dynamické účinky jsou zahrnuty dynamickou přírážkou, kterou je násobeno svislé statické zatížení. Velikost přírážky je daná normou a činí 1,4. [2]

Svislá síla výjimečného zatížení:

$$F_{z1max} = F_{z2max} = \frac{F_{zmax}}{2} = \frac{1,4 \cdot g \cdot (m_v + m_u - m_{p0})}{4} \quad (63)$$

$$F_{z1max} = F_{z2max} = \frac{1,4 \cdot 9,81 \cdot (25\,400 + 10\,160 - 5\,499)}{4} = \mathbf{103\,214\ [N]} \quad (64)$$

5.1.2 Běžné provozní zatížení

Pevnostní kontrola běžného provozního zatížení rámu podvozku je provedena pro svislé síly, které působí na každý podélník. Pro běžná provozní zatížení jsou stanoveny zatěžovací stavy pro statické zkoušky s vertikálními a příčnými silami. Tyto stavy jsou uvedeny v tabulce na obrázku 37. [2]

Load case	F_{z1}	F_{z2}	F_y
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0
2	$(1 + \alpha - \beta) F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta) F_z/2$	0
3	$(1 + \alpha - \beta) F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta) F_z/2$	$+ F_y$
4	$(1 + \alpha + \beta) F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta) F_z/2$	0
5	$(1 + \alpha + \beta) F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta) F_z/2$	$+ F_y$
6	$(1 - \alpha - \beta) F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta) F_z/2$	0
7	$(1 - \alpha - \beta) F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta) F_z/2$	$- F_y$
8	$(1 - \alpha + \beta) F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta) F_z/2$	0
9	$(1 - \alpha + \beta) F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta) F_z/2$	$- F_y$

Obrázek 32: Tabulka zatěžovacích stavů [2]

Síly F_{z1} a F_{z2} jsou svislé síly od běžného provozního zatížení působící na každý z podélníků. Síla F_z je příčná síla působící na rám. U jednotlivých zatěžovacích stavů se tyto síly mění s koeficientem svislého kmitání skříně β ($\beta = 0, 2$) a s koeficientem houpání skříně α ($\alpha = 0, 1$). Pevnostní kontrola byla provedena pro zatěžovací stavy 1, 2 a 8, z tabulky na obrázku 37. [2]

Svislá síla běžného provozního zatížení:

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{g \cdot (m_v + 1,2 \cdot m_u - m_{p0})}{4} \quad (65)$$

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{g \cdot (25\,400 + 1,2 \cdot 10\,160 - 5\,499)}{4} = 78\,708 \text{ [N]} \quad (66)$$

Zatěžovací stav A

Zatěžovací stav A odpovídá zatěžovacímu stavu 1 z tabulky na obrázku 37.

$$F_{z1A} = F_{z2A} = \frac{F_z}{2} = 78\,708 \text{ [N]} \quad (67)$$

Zatěžovací stav B

Zatěžovací stav B odpovídá zatěžovacímu stavu 2 z tabulky na obrázku 37.

$$F_{z1B} = \frac{F_z}{2} \cdot (1 + \alpha - \beta) \quad (68)$$

$$F_{z1B} = 78\,708 \cdot (1 + 0,1 - 0,2) = \mathbf{70\,837\ [N]} \quad (69)$$

$$F_{z2B} = \frac{F_z}{2} \cdot (1 - \alpha - \beta) \quad (70)$$

$$F_{z2B} = 78\,708 \cdot (1 - 0,1 - 0,2) = \mathbf{55\,096\ [N]} \quad (71)$$

Zatěžovací stav C

Zatěžovací stav C odpovídá zatěžovacímu stavu 8 z tabulky na obrázku 37.

$$F_{z1C} = \frac{F_z}{2} \cdot (1 - \alpha + \beta) \quad (72)$$

$$F_{z1C} = 78\,708 \cdot (1 - 0,1 + 0,2) = \mathbf{86\,579\ [N]} \quad (73)$$

$$F_{z2C} = \frac{F_z}{2} \cdot (1 + \alpha + \beta) \quad (74)$$

$$F_{z2C} = 78\,708 \cdot (1 + 0,1 + 0,2) = \mathbf{102\,320\ [N]} \quad (75)$$

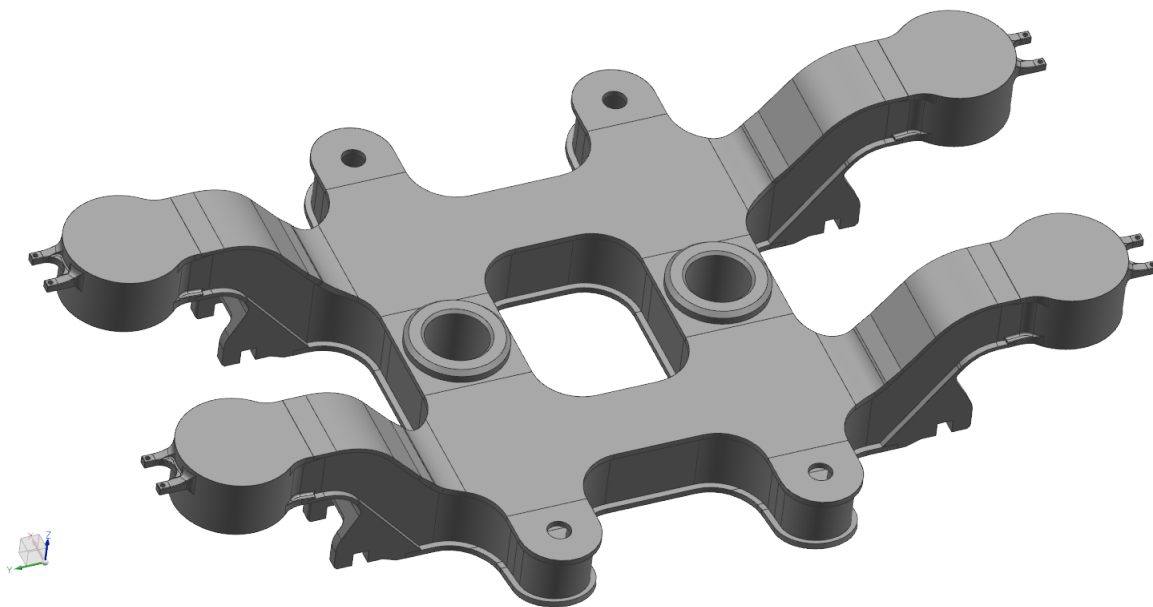
5.2 Napěťová analýza MKP

Kontrolní výpočet rámu podvozku byl proveden jako napěťová analýza, pomocí konečnoprvkového řešiče NASTRAN, který je součástí softwarového balíku NX 12. Předmětem výpočtu je svařovaný ocelový rám podvozku.

Hlavní části rámu jsou dva podélníky a dva příčníky. Na koncích podélníků jsou konzole pro uložení šroubovitých pružin primárního vypružení. Na koncích příčníků jsou uloženy pneumatické pružiny, kterými je rám zatížen.

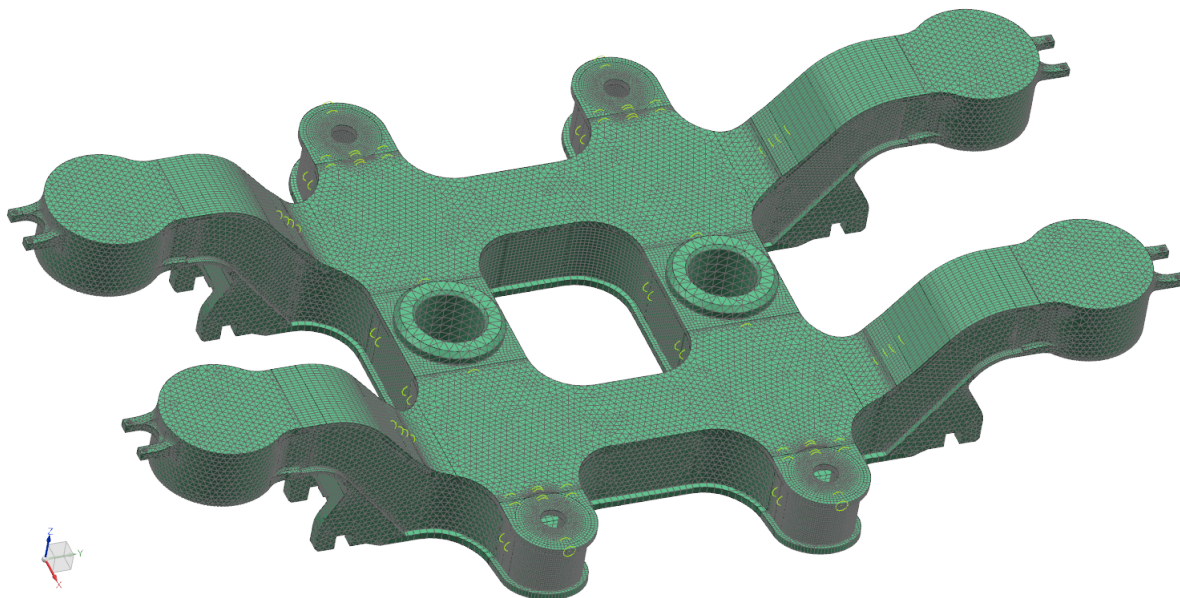
5.2.1 Tvorba výpočtového modelu

Prvním krokem výpočtu bývá zjednodušení modelu pro účely zasítování. Zjednodušený model neobsahuje tvarové prvky, které je možné vzhledem k zanedbatelné velikosti z modelu vypustit. Z modelu byly tedy odstraněny některé součásti svařence, které slouží k připojení komponent podvozku. Tyto součásti nemají vliv na pevnost a tuhost rámu. Analýza byla prováděna na 3D modelu.



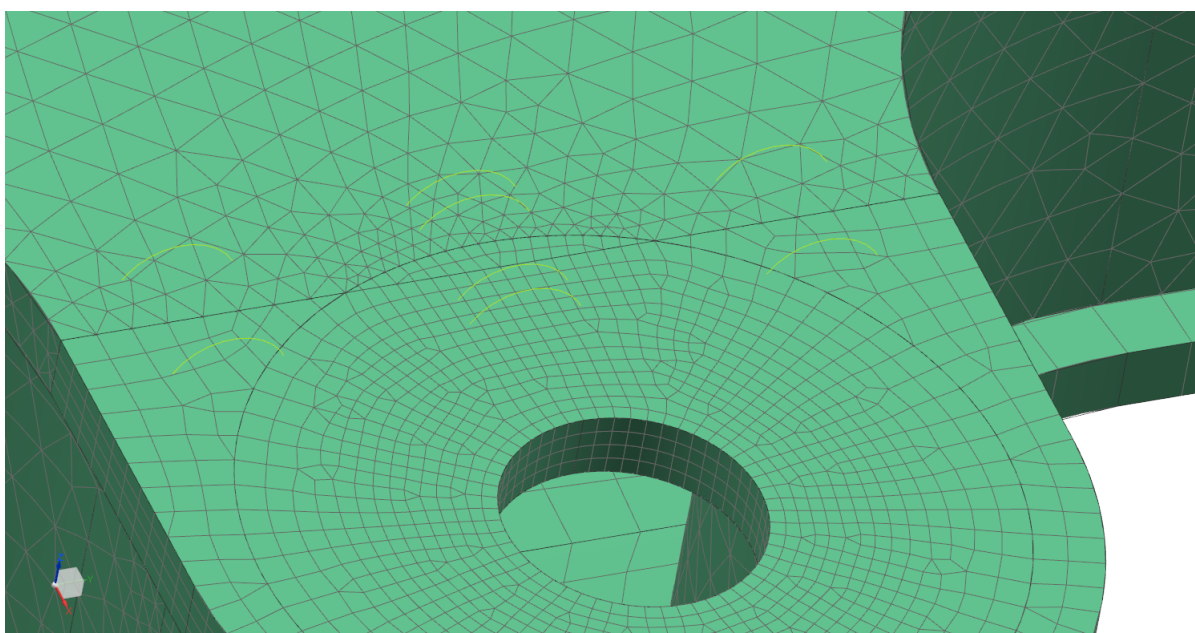
Obrázek 33: Zjednodušený model

Výchozím bodem pro výpočet metodou MKP je tvorba konečnoprvkové sítě, která diskretizuje model na konečný počet elementů. Pro tvorbu 3D sítě byla využita síť typu 3D Swept Mesh s prvky CHEXA20 a síť typu 3D Tetrahedral s prvky CTETRA8. U obou typů prvků se jedná o prvky s meziuzlem.

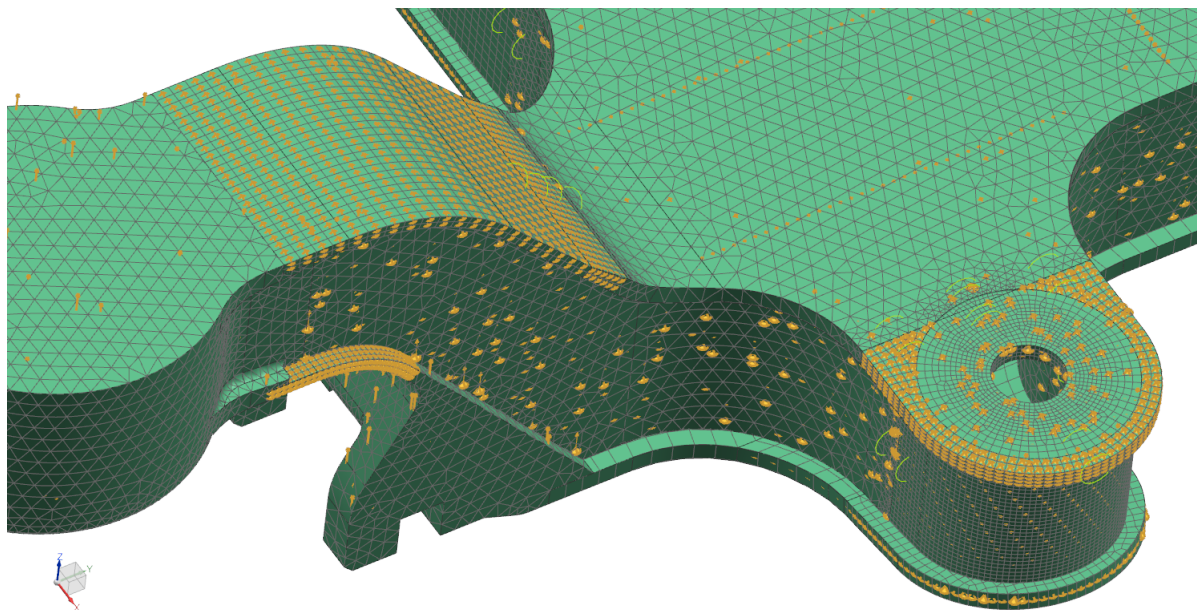


Obrázek 34: Zasítovaný model

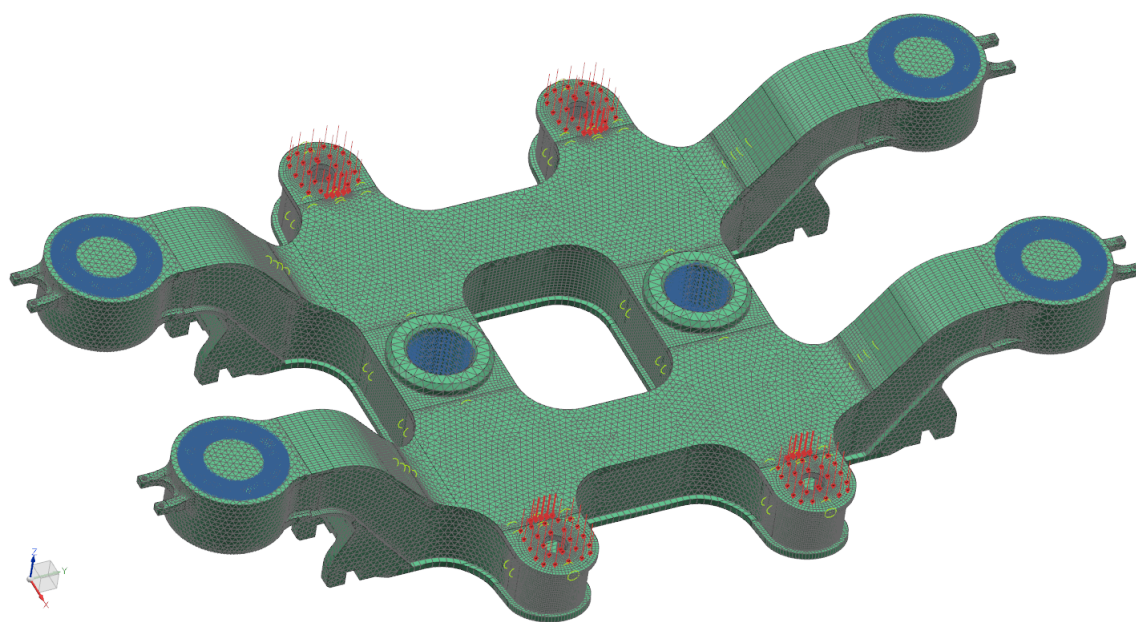
Rám podvozku je svařovaný díl. Pro napětovou analýzu je potřeba konečnoprvkové síť jednotlivých dílů svařence k sobě spojit. V místech, kde dochází ke spojení plechů na tupo, byla použita funkce Mesh Mating. Pomocí této funkce byly spojeny uzly sítě tak, že v hrubší síti dojde ke zjemnění sítě. Ostatní plochy, které jsou k sobě spojovány svařováním, byly spojeny pomocí funkce Surface-to-Surface Gluing. Dále je potřeba definovat okrajové podmínky a zatížení.



Obrázek 35: Spojení uzlů sítě pomocí funkce Mesh Mating



Obrázek 36: Spojení sítí pomocí funkce Surface-to-Surface Gluing



Obrázek 37: Okrajové podmínky (modře) a zatížení (červeně)

Rám podvozku leží na pružinách primárního vypružení, které jsou nad ložiskovými domky na nápravách. Okrajové podmínky budou tedy v místě, kde rám podvozku leží na pružině primárního vypružení. Podélné a příčné síly jsou zachyceny v místech pro uložení otočných čepů.

Podvozek je zatížen skříněmi přes sekundární vypružení. Zatížení rámu podvozku je tedy v místech, kde jsou na rámu podvozku uloženy vzduchové měchy. Zatížení podvozku odpovídá zatěžovacím stavům z předchozí kapitoly.

5.2.2 Vyhodnocení výsledků napěťové analýzy

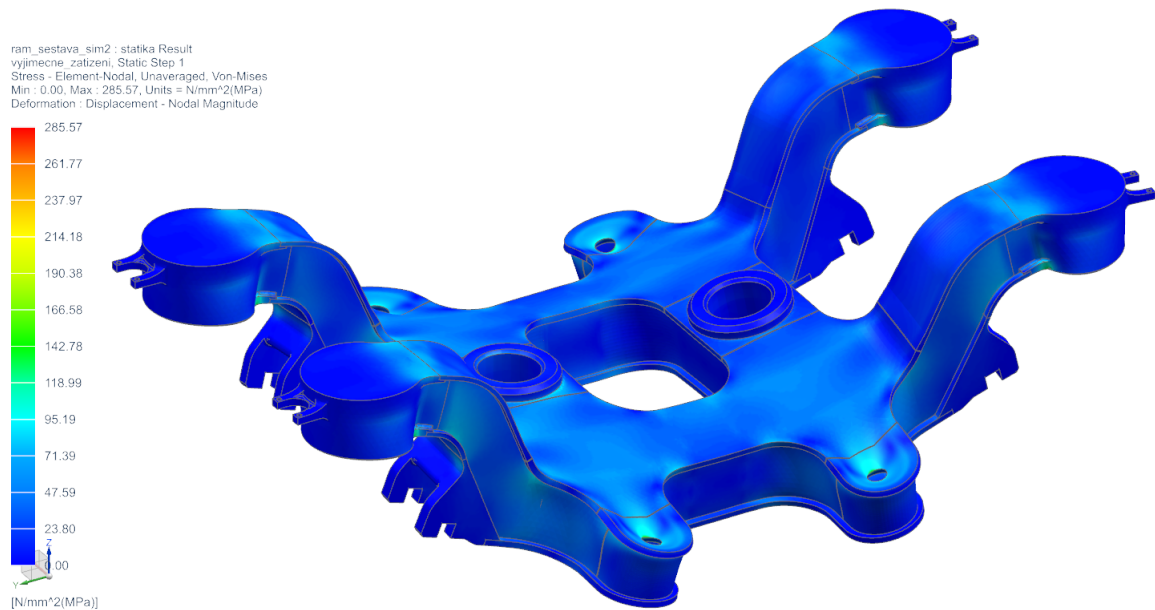
Pro rám podvozku je navržena konstrukční ocel S355LN, která se běžně používá pro konstrukci rámu. Tento materiál má mez kluzu $R_e = 345$ MPa. Aby rám podvozku vyhovoval z napěťového hlediska, zavádí se součinitel bezpečnosti o velikosti $S = 1,5$. [2]

Dovolené napětí:

$$U = \frac{R_e}{S} \quad (76)$$

$$U = \frac{345}{1,5} = 230 \text{ [MPa]} \quad (77)$$

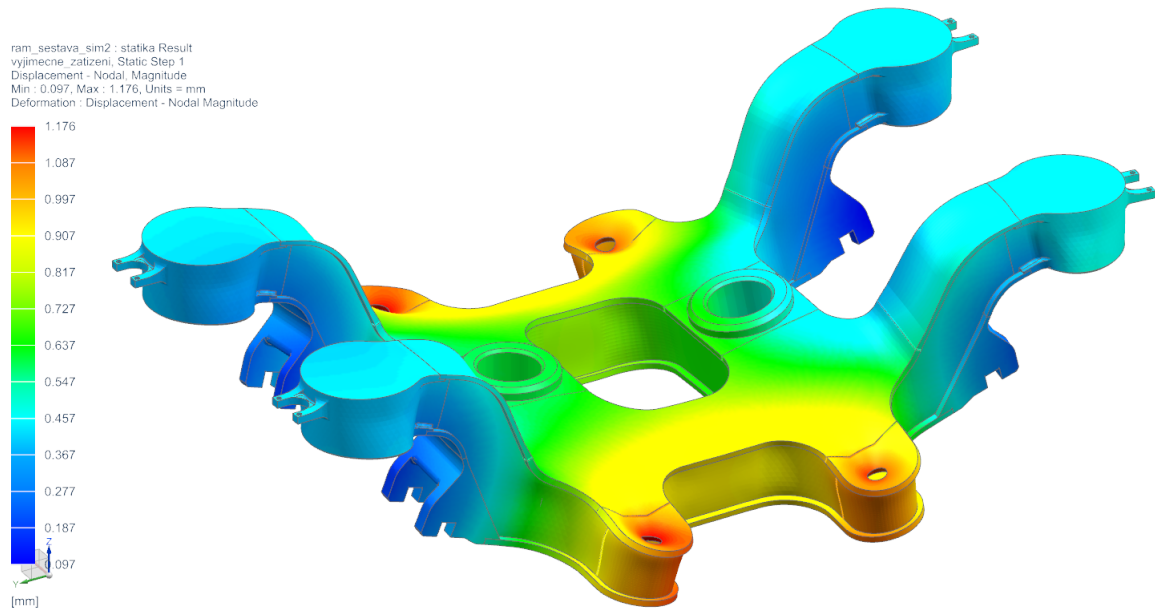
Výjimečné zatížení



Obrázek 38: Redukované napětí pro výjimečné zatížení - maximum 285,57 MPa

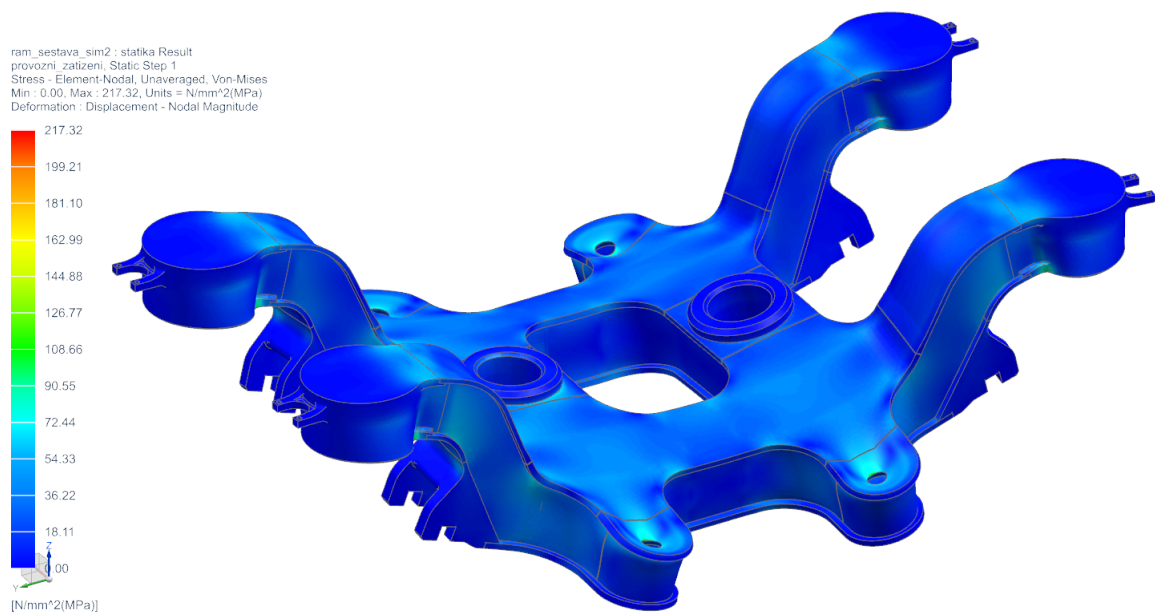
Výsledné redukované napětí podle hypotézy von Mises pro výjimečné zatížení je na obrázku 38. Maximální hodnota napětí je 285,57 MPa. Toto napětí je vyšší, než je dovolené napětí v rámu podvozku. Dovolené napětí je překročeno u 3 elementů, což je 0,0004 % ze všech elementů. Je tedy možné říci, že rám podvozku tomuto zátěžnému stavu z hlediska napětí vyhovuje.

Celkové posunutí pro výjimečné zatížení je na obrázku 39. Maximální hodnota posunutí je 1,18 mm. Vzhledem k rozměrům rámu podvozku se jedná o posunutí o 0,04 %. Tuhost podvozku je tedy dostatečná.



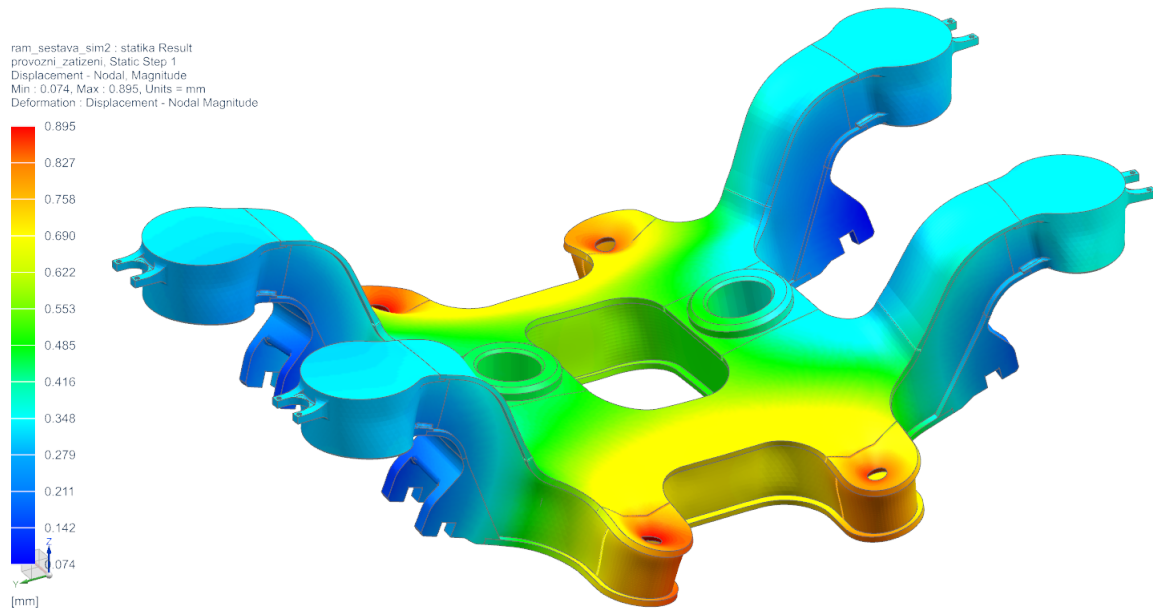
Obrázek 39: Celkové posunutí pro výjimečné zatížení - maximum 1,18 mm

Běžné provozní zatížení - zatěžovací stav 1



Obrázek 40: Redukované napětí pro zatěžovací stav 1 - maximum 217,32 MPa

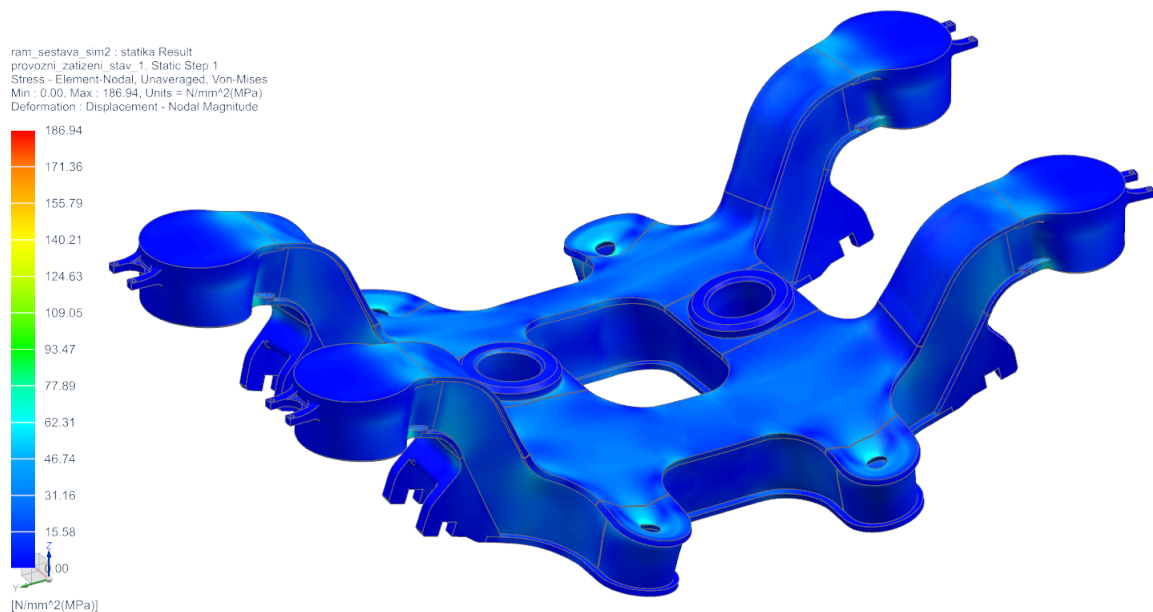
Výsledné redukované napětí podle hypotézy von Mises pro zátěžný stav 1 běžného provozního zatížení je na obrázku 40. Maximální hodnota napětí je 217,32 MPa. Toto napětí odpovídá dovolenému napětí v rámu podvozku.



Obrázek 41: Celkové posunutí pro zatěžovací stav 1 - maximum 0,90 mm

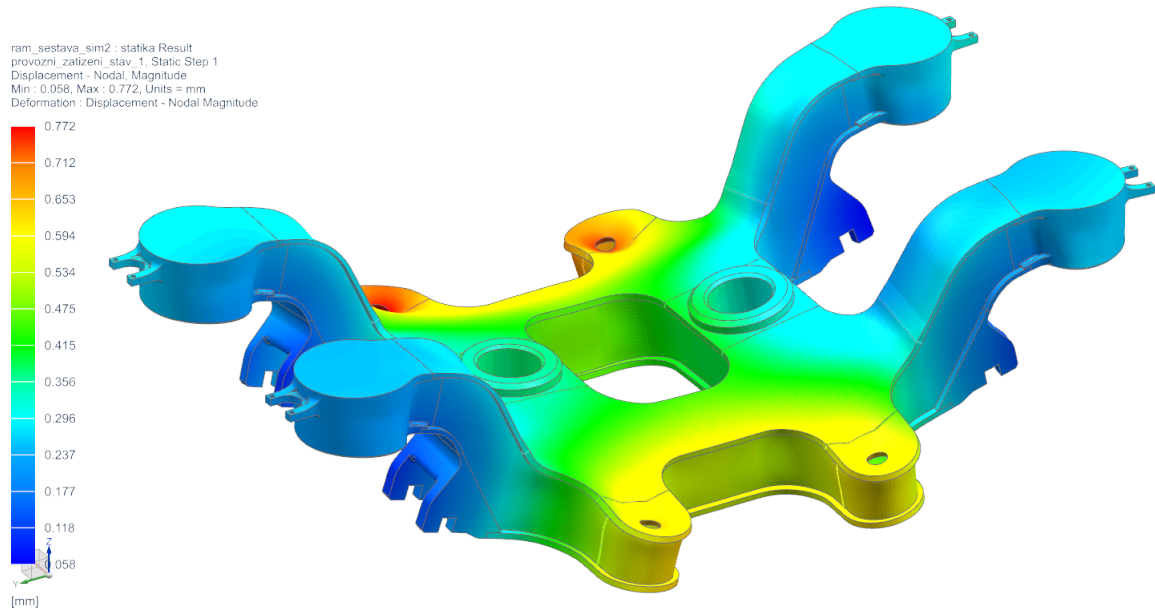
Celkové posunutí pro výjimečné zatížení je na obrázku 41. Maximální hodnota posunutí je 0,90 mm. Vzhledem k rozměrům rámu podvozku se jedná o posunutí o 0,03 %. Tuhost podvozku je tedy dostatečná.

Běžné provozní zatížení - zatěžovací stav 2



Obrázek 42: Redukované napětí pro zatěžovací stav 2 - maximum 166,94 MPa

Výsledné redukované napětí podle hypotézy von Mises pro zátěžný stav 2 běžného provozního zatížení je na obrázku 42. Maximální hodnota napětí je 166,94 MPa. Toto napětí odpovídá dovolenému napětí v rámu podvozku.



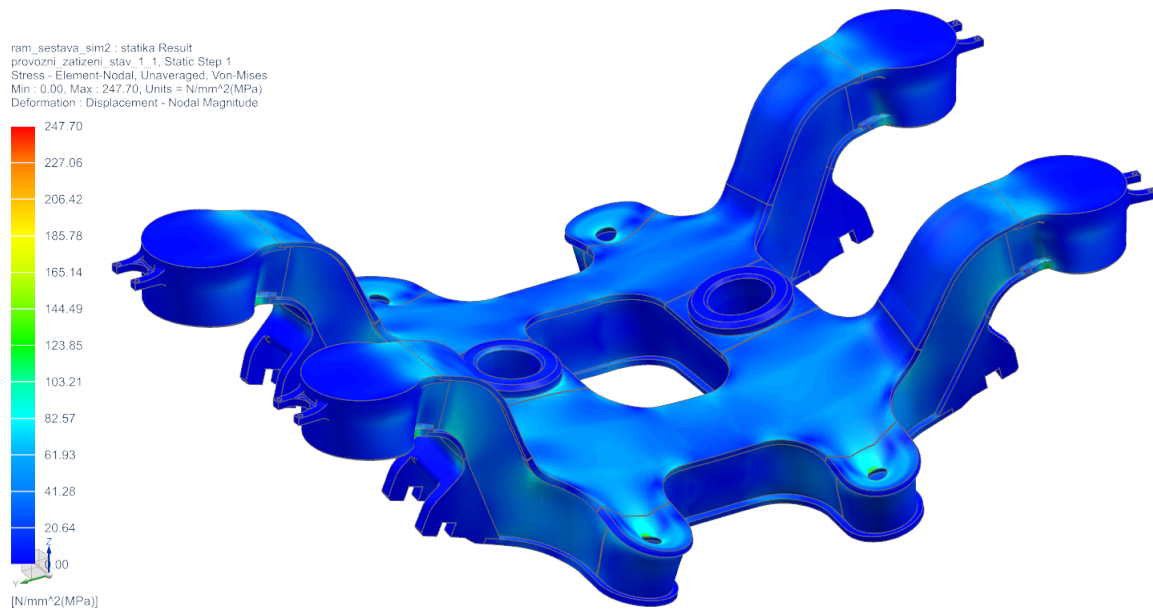
Obrázek 43: Celkové posunutí pro zatěžovací stav 2 - maximum 0,77 mm

Celkové posunutí pro výjimečné zatížení je na obrázku 43. Maximální hodnota posunutí je 0,77 mm. Vzhledem k rozměrům rámu podvozku se jedná o posunutí o 0,03 %. Tuhost podvozku je tedy dostatečná.

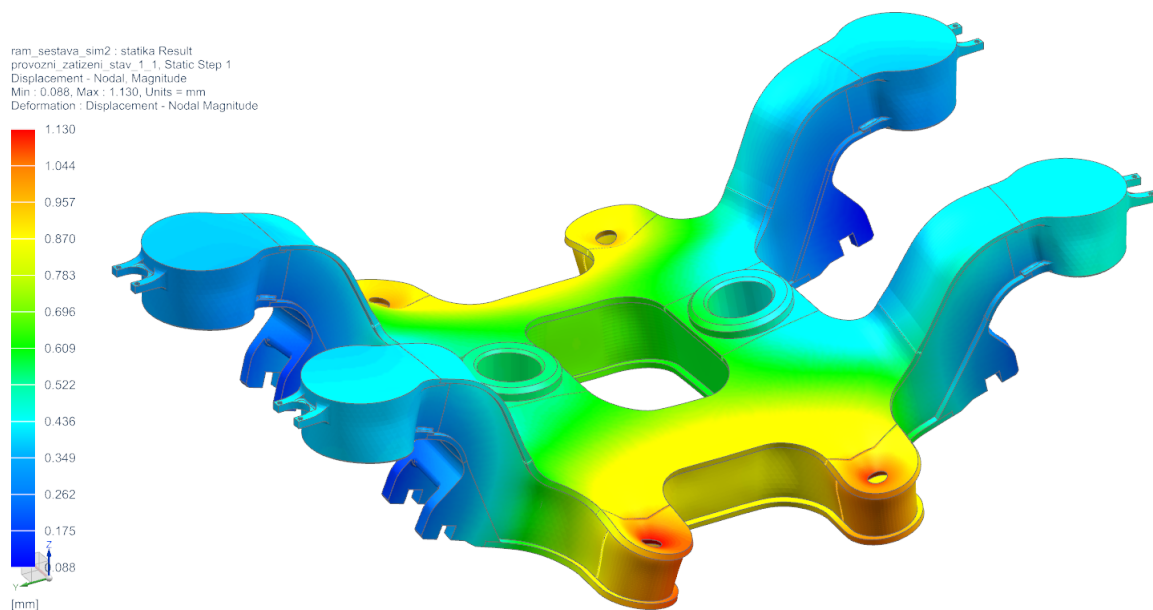
Běžné provozní zatížení - zatěžovací stav 3

Výsledné redukované napětí podle hypotézy von Mises pro zátěžný stav 3 běžného provozního zatížení je na obrázku 44. Maximální hodnota napětí je 247,70 MPa. Toto napětí je vyšší, než je dovolené napětí v rámu podvozku. Dovolené napětí je překročeno u 0,0004 % elementů. Je tedy možné říci, že rám podvozku tomuto zátěžnému stavu vyhovuje.

Celkové posunutí pro výjimečné zatížení je na obrázku 45. Maximální hodnota posunutí je 1,13 mm. Vzhledem k rozměrům rámu podvozku se jedná o posunutí o 0,04 %. Tuhost podvozku je tedy dostatečná.



Obrázek 44: Redukované napětí pro zátěžný stav 3 - maximum 247,70 MPa



Obrázek 45: Celkové posunutí pro zatěžovací stav 3 - maximum 1,13 mm

5.2.3 Zhodnocení výsledků

Rám musí mít určitou tuhost, aby byla zajištěna správná funkce podvozku. Z hlediska napětí rám vyhovuje zvolenému materiálu. Největší napětí je v místech, kde příčník přechází na konzoli pro šroubovitou pružinu a v místě uložení pneumatické pružiny, tedy v místě zatížení rámu.

U výjimečného zatížení a u zátěžného stavu 3 pro běžné zatížení vždy tři elementy překračují dovolené napětí. Je to způsobeno zjednodušením modelu na jednotlivé elementy. Pro odstranění těchto špiček napětí by bylo potřeba v problematických místech zjemnit síť a provést nový výpočet. Vzhledem k náročnosti výpočtu lze tento výsledek považovat za vyhovující.

K největšímu posunutí dochází v místech pod pneumatickými pružinami. Všechna posunutí v rámu jsou v jednotkách milimetrů. Vzhledem k velikosti rámu podvozku dochází k posunutím v řádu setin procent. Tuhost rámu je tak ve všech případech vyhovující.

6 Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést studii Jacobsova podvozku s vnitřním rámem pro železniční kolejové vozidlo. Nejprve bylo potřeba provést rešerši stávajících řešení Jacobsových podvozků a podvozků s vnitřním rámem. Dále byly specifikovány některé požadavky na podvozek, které nebyly uvedeny v zadání.

Na základě poznatků z rešerší a požadavků na podvozek byl vytvořen koncepční návrh podvozku. Tento návrh obsahuje všechny hlavní stavební struktury podvozku a jejich řešení. Tyto hlavní stavební struktury byly dále specifikovány. Byla použita ložisková jednotka CTBU 160 x 280 od firmy SKF. Primární vypružení zajišťují šroubovitě pružiny. U těchto pružin byl proveden jejich výpočet. Pro sekundární vypružení byla použita pneumatická pružina D-300-500MSC od společnosti TOYO. Brzdovou jednotku Knorr-Bremse RZSS50K27X135 poskytla společnost Škoda Transportation.

Podle údajů o základních stavebních strukturách byl zpracován návrh Jacobsova podvozku s vnitřním rámem. Jednotlivé stavební struktury byly do toho návrhu zapracovány. Rám navrženého podvozku je svařovaný, otevřený, se dvěma podélníky a dvěma příčnými. Hlavní části rámu jsou vytvořeny z plechů. Pouze konzole pro uložení šroubovitých pružin primárního vypružení a konzole pro uchycení kyvného ramene jsou odlitky. Na pneumatických pružinách sekundárního vypružení leží traverza, jejíž součástí je otočný čep sloužící k přenosu podélných sil mezi podvozkem a skříní. Dutiny v traverzách byly využity jako vzduchoměry pro pneumatické pružiny. Součástí podvozku jsou také samozřejmě tlumiče primárního a sekundárního vypružení a podélné a příčné tlumiče. Nechybí ani torzní stabilizátory.

Takto navržený podvozek byl srovnán s Jacobsovým podvozkem Siemens SF 4000. Navržený podvozek má větší průměr kol, větší užité zatížení a nižší hmotnost. Rozvor navrženého podvozku je 2 800 mm, jeho hmotnost je 6 101 kg včetně traverzy a průměr kol je 860 mm.

U rámu navrženého podvozku byla provedena pevnostní kontrola pomocí napěťové analýzy. Analýza byla provedena pro výjimečné zatížení a dále pro tři vybrané stavy běžného zatížení. Všechna zatížení byla statická a podléhají normě ČSN EN 15827. Během vyhodnocování napěťové analýzy bylo zjištěno, že všechny zatěžovací stavy z hlediska napětí vyhovují pro uvažovaný materiál S355LN. Tuhost podvozku také vyhovuje, neboť všechna posunutí jsou vůči podvozkem v řádu setin procent.

Byl vytvořen návrh Jacobsova podvozku s vnitřním rámem, který odpovídá zadaným požadavkům. U rámu podvozku byla provedena pevnostní kontrola, které podvozek z hlediska napětí i tuhosti vyhověl.

Literatura

- [1] HELLER, Petr. Kolejová vozidla I. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.
- [2] HELLER, Petr. Kolejová vozidla II. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [3] SKF [online]. Copyright © [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/901d1968019f56a-RTB-1-04b-Bearing-designs-TBU_tcm_12-62740.pdf
- [4] DSpace at University of West Bohemia: Studie podvozku pro regionální vozidlo. [online]. Dostupné z: <https://otik.zcu.cz/handle/11025/13574>
- [5] Siemens to open £8m UK bogie service centre | News | Railway Gazette International. Rail business, industry and technology news from Railway Gazette International [online]. Copyright © 2021 DVV Media International Ltd [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: <https://www.railwaygazette.com/business/siemens-to-open-8m-uk-bogie-service-centre/45888.article>
- [6] Siemens: Siemens Mireo. [katalog]
- [7] Stadler: Regional Trains. [katalog]
- [8] ZIMA, RADIM A JANOŠ, PETR. Bonatrans Dvojkolí. Praha : M-Press plus, s.r.o., 2012.
- [9] Vzduchové pružiny – Vagóny. [online]. Copyright © [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: https://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni/vzduchove_pruziny.htm
- [10] TOYO: Toyo air spring [katalog]

Seznam obrázků

1	Jednotka s Jacobsovým podvozkem a s obvyklými podvozky [2]	12
2	Jacobsův podvozek Siemens SF 4000 [2]	13
3	Jacobsův podvozek Bombardier FlexCompact [2]	13
4	Náčrt Jacobsova podvozku Bombardier FlexCompact [2]	14
5	Jacobsův podvozek regionálního vozidla RegioShark [4]	15
6	Jacobsův podvozek Siemens SF 4000 [2]	15
7	Podvozek s vnitřním rámem Siemens SF 7000 [5]	16
8	Podvozek s vnitřním rámem Bombardier FLEXX Eco [2]	17
9	Podvozek s vnitřním rámem Siemens SF 7500 [6]	18
10	Koncepční návrh podvozku	20
11	Dvojkolí s vnitřními ložisky Bonatrans [8]	21
12	Vedení dvojkolí kyvným ramenem s primárním vypružením	22
13	Rám podvozku - koncepční návrh	23
14	Řez pneumatickou pružinou [9]	23
15	Kotoučové brzdy s kotouči uloženými v kolech	24
16	Ložisková jednotka SKF CTBU [3]	25
17	Šroubovitá pružina [1]	31
18	Seskupení dvou šroubovitých pružin [1]	33
19	Pneumatická pružina TOYO D-300-500MSC [10]	35
20	Brzdová jednotka Knorr-Bremse RZSS50K27X135	36
21	Podvozek	37
22	Podvozek - boční pohled	37
23	Podvozek se vztažnou linií kinematického obrysu	38
24	Podvozek - horní pohled	38
25	Rám podvozku	39
26	Rám podvozku - spodní pohled	40
27	Traverza	41
28	Otočný čep	41
29	Torzní stabilizátory	42
30	Podélný tlumič a tlumič sekundárního vypružení	42
31	Příčný tlumič	43
32	Tabulka zatěžovacích stavů [2]	47
33	Zjednodušený model	49
34	Zasítovaný model	50
35	Spojení uzlů sítí pomocí funkce Mesh Mating	50
36	Spojení sítí pomocí funkce Surface-to-Surface Gluing	51
37	Okrajové podmínky (modře) a zatížení (červeně)	51
38	Redukované napětí pro výjimečné zatížení - maximum 285,57 MPa	52
39	Celkové posunutí pro výjimečné zatížení - maximum 1,18 mm	53
40	Redukované napětí pro zatěžovací stav 1 - maximum 217,32 MPa	53
41	Celkové posunutí pro zatěžovací stav 1 - maximum 0,90 mm	54
42	Redukované napětí pro zatěžovací stav 2 - maximum 166,94 MPa	54
43	Celkové posunutí pro zatěžovací stav 2 - maximum 0,77 mm	55
44	Redukované napětí pro zatěžovací stav 3 - maximum 247,70 MPa	56
45	Celkové posunutí pro zatěžovací stav 3 - maximum 1,13 mm	56

Seznam tabulek

1	Hodnoty potřebné pro stanovení jmenovité hmotnosti [7]	19
2	Parametry ložiskové jednotky SKF CTBU 160 x 280 [3]	25
3	Tabulka navržených pružin	32
4	Tabulka navržených pružin při použití dvou seskupených pružin	34
5	Hmotnosti jednotlivých stavebních struktur	44
6	Srovnání navrženého podvozku s podvozkem Siemens SF 4000	45

