

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh vnitřního rámu pro podvozek typu Jakobs

Bc. Martin Staněk

Diplomová práce

2022

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Staněk**
Osobní číslo: **D20528**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Téma práce: **Návrh vnitřního rámu pro podvozek typu Jakobs**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Proveďte konstrukční návrh rámu dvounápravového podvozku umístěného mezi vozovými skříněmi (tzv. Jakobsův podvozek). Koncepce rámu podvozku bude řešena s podélníky umístěnými na vnitřní straně kol dvojkolí, bude se tedy jednat o podvozek s vnitřním rámem. Při návrhu se řiďte omezeními, která jsou dána zadanými vnějšími rozměry skříní obou sousedních vozů a použitými komponenty (pružiny, tlumiče, brzdová výstroj, atp.) Vypracujte:

1. Přehled současného řešení podvozků umístěných mezi vozovými skříněmi.
2. Úplný model rámu podvozku jako podklad pro výkresovou dokumentaci.
3. Zjednodušený model rámu podvozku pro provedení pevnostního výpočtu.
4. Specifikaci zatěžovacích stavů a silových účinků.
5. Pevnostní výpočet rámu na statickou pevnost a jeho vyhodnocení.
6. Sestavný výkres rámu podvozku včetně potřebných detailů.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] Technická dokumentace ŠKODA TRANSPORTATION, a.s.
- [2] ČSN EN 12663-1+A1 Železniční aplikace –Pevnostní požadavky na konstrukce skříňní kolejových vozidel –Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy), Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [3] ČSN EN 13749 Železniční aplikace –Dvojkolí a podvozky –Metoda specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [4] ČSN EN 15085-3 Železniční aplikace –Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí –Část 3: Konstrukční požadavky, Český normalizační institut, 2008.
- [5] DIN DVS 1612 Design and endurance strength analysis of steel welded joints in rail-vehicle construction, Deutsches Institut für Normung E.V., 2017.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Aleš Hába, Ph.D.**
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **7. února 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **16. května 2022**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem *Návrh vnitřního rámu pro podvozek typu Jakobs* jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Olomouci dne 15. května 2022.

Martin Staněk v. r.

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Aleši Hábovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky v průběhu realizace diplomové práce. Rád bych také poděkoval Ing. Jaroslavu Brodskému a Ing. Tomáši Semíkovi ze společnosti Škoda Transportation a.s. za všechny konzultace, rady, připomínky v průběhu zpracování této práce. V neposlední řadě bych rád poděkoval celé své rodině a přítelkyni za podporu během psaní této závěrečné práce.

Anotace

Diplomová práce se zaměřuje na návrh dvounápravového podvozku umístěného mezi vozidlovými skříněmi (tzv. Jakobsův podvozek). Koncepce rámu podvozku je řešena s podélníky umístěnými na vnitřní straně kol dvojkolí. Návrh rámu podvozku je vytvořen v programu Inventor. Pevnostní kontrola rámu na statickou pevnost je provedena pomocí metody konečných prvků s využitím programu Solidworks. Závěr práce obsahuje hodnocení výsledků pevnostní analýzy a možné návrhy řešení kritických míst.

Klíčová slova

osobní podvozek, návrh konstrukce, Jakobsův podvozek, podvozek s vnitřním rámem, metoda konečných prvků, MKP, statická lineární analýza

Title

Design of Internal Frame for Jakobs Bogie

Annotation

The Diploma Thesis is focused on construction design of two-axle inside frame bogie placed between two carriages so called Jacobs bogie. Design of the bogie frame was created by using CAD software Inventor. Strength analysis was done by using finite element method. Static linear analysis was run in software Solidworks. Conclusion of the thesis contains results from the analysis and recommended adjustments.

Keywords

bogie for passenger car, construction design, Jacobs bogie, inside frame bogies, finite element method, FEM, static linear analysis

Obsah

Seznam zkratek a symbolů	9
Seznam tabulek	11
Seznam obrázků	12
Úvod	14
1 Přehled v současnosti provozovaných podvozků podobné koncepce . .	16
1.1 Podvozky s vnitřním rámem	16
1.1.1 Bombardier B5000	16
1.1.2 Bombardier FLEXX Eco 5101	17
1.1.3 Siemens SF 7000	17
1.2 Jakobsovy podvozky	18
1.2.1 Bombardier FLEXX Compact	18
1.2.2 Siemens SF 4000	18
1.3 Jakobsův podvozek s vnitřním rámem	18
1.3.1 Siemens SF 7500	18
1.4 Shrnutí	18
2 Vlastní koncepce navrhovaného rámu	20
2.1 Tvar rámu podvozku	20
2.2 Primární vypružení a vedení dvojkolí	21
2.3 Sekundární vypružení	21
2.4 Spojení rámu podvozku se skříní vozidla	22
3 Koncepce modelu	24
3.1 Odlitek	25
3.2 Svařenec	26
3.3 Obrobek	26
4 Model rámu	27
4.1 Příčnick	27
4.2 Podélník	28
4.2.1 Odlitek hrnce	28
4.2.2 Odlitek středové části	29
5 Kontrola rámu na statickou pevnost a zatížení	36
5.1 Tvorba výpočtového modelu	36
5.2 Tvorba sítě	37
5.3 Zatížení	39
5.4 Akční síly	40

5.4.1	Tíhová síla od hmoty trakčního motoru	40
5.4.2	Tíhová síla od brzdových jednotek	40
5.4.3	Tíhová síla skříně vozidla	40
5.4.4	Příčná setrvačná odstředivá síla vozidlové skříně	41
5.4.5	Podélná zatížení při posunování	41
5.4.6	Torzní zatížení	41
5.4.7	Zatížení při rozjezdu nebo brzdění motorem	42
5.4.8	Zatížení při brzdění kotoučovou brzdou	44
5.4.9	Zatížení od magnetické kolejnicové brzdy	45
5.4.10	Zatížení od torzního stabilizátoru	46
5.5	Reakční síly	48
5.5.1	Primární vypružení	48
5.5.2	Vedení dvojkolí	49
5.6	Zatěžovací stavy	50
6	Vyhodnocení výsledků analýzy	52
6.1	Výsledky statické lineární analýzy	52
6.1.1	Jízda v přímé koleji výběhem	52
6.1.2	Průjezd obloukem výběhem	53
6.1.3	Průjezd přechodnicí výběhem	53
6.1.4	Náraz vozidla v přímé koleji	54
6.1.5	Náraz vozidla v oblouku	54
6.1.6	Rozjezd nebo brzdění motorem v přímé koleji	54
6.1.7	Rozjezd nebo brzdění motorem v oblouku	54
6.1.8	Brzdění kotoučovou brzdou v přímé koleji	55
6.1.9	Brzdění kotoučovou brzdou v oblouku	55
6.1.10	Brzdění kotoučovou brzdou a motorem v přímé koleji	56
6.1.11	Brzdění kotoučovou brzdou a motorem v oblouku	56
6.1.12	Brzdění kotoučovou brzdou, motorem a MG brzdou v přímé koleji	56
6.1.13	Brzdění kotoučovou brzdou, motorem a MG brzdou v oblouku	56
6.2	Vyhodnocení výsledků	58
6.2.1	Vlastnosti použitého materiálu	58
6.2.2	Trvalá deformace	59
6.2.3	Mez pevnosti a stabilita	60
6.3	Navrhovaná řešení	61
	Závěr	63
	Literatura	64
	Seznam příloh	66

Seznam zkratk a symbolů

Seznam zkratk

EDB Elektro Dynamická Brzda

GPK Geometrické Parametry Koleje

MG Magnetická brzda

MKP Metoda Konečných Prvků

TK Temeno Koleje

Seznam symbolů

f	Hz	Vlastní frekvence
f_b	-	Součinitel tření mezi brzdovým obložím a brzdovým kotoučem
f_{MG}	-	Součinitel tření mezi trámcem MG brzdy a kolejnicí
g	ms^{-2}	Tíhové zrychlení
i	-	Převodový poměr
k	kN mm^{-1}	Tuhost pružiny
k_t	Nmrad^{-1}	Torzni tuhost tyče stabilizátoru
l_{st}	m	Délka tyče torzního stabilizátoru
l_z	mm	Vzdálenost osy závěsky nápravové převodovky od osy dvojkolí
m_{BJ}	kg	Hmotnost brzdové jednotky
m_{KB}	kg	Hmotnost kolejnicové brzdy
m_d	kg	Hmotnost dvojkolí
m^+	kg	Hmotnost podvozku
m_{TM}	kg	Hmotnost trakčního motoru
m_v	kg	Hmotnost vozidla v provozním stavu
n_a	-	Počet podvozků
n_b	-	Počet náprav v podvozku
p	mm	Rozvor podvozku
p_1	kg	Výjimečné konstrukční zatížení
r_a	mm	Podélná rozteč šroubů v uchycení brzdové jednotky
r_b	mm	Vzdálenost působení třecí síly od krajního uchycení brzdové jednotky
r_{st}	m	Poloměr tyče stabilizátoru
s_{TM}	-	Součinitel přetížení trakčního motoru

w	-	Index pružiny
$z_{T_{MAX}}$	mm	Svislý posuv vlivem torzního namáhání skříně
A	%	Tažnost
F_{b_1}	N	Reakce v uchycení brzdové jednotky
F_{b_2}	N	Reakce v uchycení brzdové jednotky
$F_{b_{max}}$	N	Maximální brzdná síla
F_{b_N}	N	Normálová síla kterou působí brzdové destičky na brzdový kotouč
F_{b_t}	N	Třecí síla kotoučové brzdy
F_{b_x}	N	Brzdná síla na obvodu kol
$F_{g_{BJ}}$	N	Tíhová síla brzdové jednotky
$F_{g_{MAX}}$	N	Tíhová síla skříně vozidla
$F_{g_{TM}}$	N	Tíhová síla trakčního motoru
$F_{n_{MG}}$	N	Přitažná síla elektromagnetické brzdy
$F_{t_{MG}}$	N	Třecí síla elektromagnetické brzdy
F_{TM_x}	N	Podélná síla na konzoly uchycení vedení dvojkolí
F_{TM_z}	N	Reakční síla v závěsce nápravové převodovky
$F_{x_{pos}}$	N	Podélné zatížení při posouvání
$F_{y_{MAX}}$	N	Příčná setrvačná odstředivá síla vozidlové skříně
$F_{z_{st}}$	N	Svislá stabilizační síla
G_{st}	MPa	Modul pružnosti ve smyku tyče stabilizátoru
I_o	mm ⁴	Kvadratický modul průřezu
Mk_{st}	N m	Kroutící moment torzního stabilizátoru
M_{TM}	N m	Moment trakčního motoru
$M_{TM_{max}}$	N m	Maximální moment trakčního motoru
R	mm	Poloměr dvojkolí
R_{eH}	MPa	Mez kluzu
R_m	MPa	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	MPa	Smluvní mez kluzu
R_t	mm	Třecí poloměr kotoučové brzdy
S	-	Bezpečnostní součinitel
U	-	Využití prvku
W_o	mm	Kvadratický modul průřezu v ohybu
γ	rad	Úhel zkrutu
μ	-	Součinitel adheze
ρ_{st}	mm	Rameno páky torzního stabilizátoru
σ	MPa	Normálové napětí
σ_c	MPa	Zjištěné napětí
τ	MPa	Smykové napětí

Seznam tabulek

Tab. 1.1	Porovnání podvozků	19
Tab. 2.1	Hmotnostní rozvaha	20
Tab. 5.1	Kombinace způsobů zatížení pro jednotlivé zatěžovací stavy	51
Tab. 6.1	Přehled naměřených hodnot napětí v oblastech A,B a C	58
Tab. 6.2	Tabulka mechanických vlastností užitých materiálů	59
Tab. 6.3	Hodnoty součinitele využití ve vybraných oblastech u jednotlivých zatěž. stavů	59
Tab. 6.4	Hodnoty součinitele využití pro mez pevnosti ve vybraných oblastech u jednotlivých zatěž. stavů	61
Tab. A.1	Hmotnostní rozvaha pro návrh vypružení	I
Tab. A.2	Materiálové vlastnosti	III
Tab. A.3	Návrhové rozměry vnějších pružin	V
Tab. A.4	Návrhové rozměry vnitřních pružin	V
Tab. B.1	Definice rozměrů nosníkuXIII

Seznam obrázků

Obr. 1.1	Podvozek Bombardier B5000 [2]	16
Obr. 1.2	Podvozek Bombardier Flexx Eco 5101 [4]	17
Obr. 1.3	Podvozek Siemens SF7000 [6]	17
Obr. 1.4	Podvozek Siemens SF4000 [9, s. 52]	18
Obr. 2.1	Tvary rámu	21
Obr. 2.2	Způsoby uložení skříňě vozidla na rámu podvozku	22
Obr. 2.3	Konstrukční uzel kloubového spojení	23
Obr. 3.1	Koncepční návrh celého Jakobsova podvozku	24
Obr. 3.2	Koncepční model samotného rámu Jakobsova podvozku	25
Obr. 4.1	Podsestava příčnicku rámu	27
Obr. 4.2	Model odlitku hrnce	29
Obr. 4.3	Model středového odlitku podélníku	30
Obr. 4.4	Model sestavy rámu podvozku Jakobs s vnitřním rámem	32
Obr. 4.5	Model navrhovaného podvozku Jakobs	33
Obr. 4.6	Detail konzoly pro uchycení kolejnicové brzdy a příčného tlumiče	34
Obr. 4.7	Detail uchycení tlumičů vrtivých pohybů a torzního stabilizátoru	34
Obr. 5.1	Obrázek výpočtového modelu	37
Obr. 5.2	Obrázek vysítovaného modelu	38
Obr. 5.3	Detail zjemnění sítě	39
Obr. 5.4	Silové působení od tíhových sil ve výpočetním modelu	41
Obr. 5.5	Silové působení při rozjezdu	42
Obr. 5.6	Silové účinky působící na výpočetní model při rozjezdu či brzdění	43
Obr. 5.7	Silové působení při brzdění kotoučovou brzdou	44
Obr. 5.8	Silové působení na výpočetní model při brzdění kotoučovou brzdou	45
Obr. 5.9	Silové účinky ve výpočetním modelu od magnetické kolejnicové brzdy	46
Obr. 5.10	Silové působení při zkrucování torzního stabilizátoru	47
Obr. 5.11	Silové působení na rám podvozku výpočetního modelu při průjezdu obloukem	48
Obr. 5.12	Uchycení výpočtového modelu pomocí spojení typu pružina se základním nehybným rámem	49
Obr. 5.13	Uchycení výpočtového modelu v podélném směru	50
Obr. 6.1	Vybrané oblasti výsledků pevnostní analýzy	53
Obr. 6.2	Detailní pohled včetně hodnot ve vyhodnocovaných oblastech pro stav č. 7	55
Obr. 6.3	Detailní pohled včetně hodnot ve vyhodnocovaných oblastech	57
Obr. A.1	Ucelená jednotka s Jakobsovými podvozky	I
Obr. A.2	Vyhodnocení stability dle [16]	VI
Obr. A.3	Zatěžovací charakteristika uvažované vzduchové pružiny	VII
Obr. B.1	Průřez skříňovým profilem	IX
Obr. B.2	Průřez skříňovým profilem	X

Obr. B.3	Řešení ohybu nosníku	XI
Obr. B.4	Rozměrové schéma podélníku rámu podvozku	XII
Obr. B.5	Modul průřezu v ohybu pro lomený podélník	XIII
Obr. B.6	Průběh ohybového napětí v podélníku a tvar profilu	XIV
Obr. B.7	Podélník jako objemové těleso	XIV
Obr. B.8	Ohybové napětí – objemové těleso	XV

Úvod

Cílem předkládané diplomové práce je provedení konstrukčního návrhu rámu dvounápravového podvozku umístěného mezi vozovými skříněmi tzv. Jakobsův podvozek. Koncepce rámu podvozku byla řešena s podélníky umístěnými na vnitřní straně kol dvojkolí, takže se jedná o podvozek s vnitřním rámem. Při návrhu bylo nezbytné se řídit omezeními, která byla dána vnějšími rozměry skříní obou sousedních vozů a použitými komponenty (pružiny, tlumiče, brzdová výstroj atp.).

Diplomová práce vznikala ve spolupráci a za odborného poradenství společnosti Škoda Transportation, která poskytla rozměrovou dokumentaci příslušných komponentů, stanovila hmotnostní a rozměrové požadavky, jež bylo třeba při konstrukčním návrhu rámu respektovat.

Vlastní diplomová práce byla rozdělena do 6 kapitol. První tři kapitoly byly věnovány teoretickým podkladům nezbytným pro vlastní konstrukční návrh rámu podvozku. První kapitola byla věnována přehledu v současnosti provozovaných podvozků podobné koncepce. Při zpracování této kapitoly se vycházelo z dostupných katalogů a informačních prospektů poskytovaných jednotlivými výrobci podvozků. Druhá kapitola se zaměřila na vlastní koncepci navrhovaného rámu. V této kapitole byly rozebrány jednotlivé možnosti konstrukcí rámu podvozků a zdůvodněna volba příslušných následně využitých variant návrhu. Na druhou kapitolu navazuje kapitola třetí, blíže rozpracovávající samotnou koncepci modelu a popisující výrobní možnosti jednotlivých částí rámu. V kapitole byly zdůvodněny volby jednotlivých výrobních postupů.

Jádro diplomové práce – její cíl – provedení konstrukčního návrhu rámu dvounápravového podvozku umístěného mezi skříněmi (tzv. Jakobsův podvozek) je obsaženo ve čtvrté kapitole. V kapitole byl pro účely výroby rám rozdělen do dvou hlavních podsestav – příčník a dva podélníky. Kapitola uvádí a zdůvodňuje způsob výroby jednotlivých podsestav a v detailu se zaměřuje na některá konstrukční řešení jednotlivých součástí těchto podsestav.

V páté kapitole, která byla věnována kontrole rámu na statickou pevnost a zatížení, byly popsány jednotlivé kroky provedení výpočtu metodou konečných prvků. Byl zde popsán zjednodušený výpočtový model rámu a také zde byly definovány jednotlivé působící síly, které by mohly zatěžovat navrhovaný rám podvozku. Kombinací těchto sil byly definovány zkoumané zatěžovací stavy. V úvodu šesté kapitoly byly popsány výsledky analýzy pro jednotlivé zatěžovací stavy a následně byly vyhodnoceny podle normy ČSN EN 13749. Do poslední části šesté kapitoly byly soustředěny návrhy na řešení kritických míst navrhovaného rámu.

Nedílnou součástí diplomové práce jsou přílohy A – D. V příloze A byl uvedený výpočet návrhu vypružení podvozku, co by vhodné doplnění konstrukčního návrhu podvozku.

V příloze B byl popsán způsob ověření správné funkčnosti výpočetního programu použitého pro výpočet MKP. V příloze C byly uvedeny grafické výsledky pevnostní analýzy. V příloze D jsou zobrazeny dva pohledy na celý dvounápravový podvozek včetně všech nezbytných komponent.

Sestavný výkres rámu podvozku včetně potřebných detailů a typový list byl zařazen k této diplomové práci jako samostatný list.

V diplomové práci bylo využito několika počítačových programů využívaných Dopravní fakultou Jana Pernera. Model rámu podvozku včetně příslušných komponent byl vytvořen v programu *Inventor*, z tohoto programu pochází také obrázky modelů a sestavný výkres rámu. Pevnostní výpočet rámu metodou konečných prvků byl zpracován pomocí programu *Solidworks*.

1 Přehled v současnosti provozovaných podvozků podobné koncepce

Navrhovaný rám podvozku se skládá ze spojení dvou samostatných koncepcí v konstrukci podvozků. První koncepcí jsou podvozky s vnitřním rámem. Druhou samostatnou skupinou jsou pak Jakobsovy podvozky. Od předpokladu dvou samostatných koncepcí se dále odvíjela struktura přehledu podvozků, přičemž snahou bylo především postihnout hlavní konstrukční prvky a uspořádání podvozků pro jednotlivé koncepce, případně najít jejich rozdíly.

Jedním z trendů, který zastupuje například firma Bombardier, jsou tzv. modulární podvozky. U tzv. modulárních podvozků je snahou využít co nejvíce shodných prvků podvozku, včetně rámu pro různé druhy podvozků. Změny se dějí na základě přidávání či odebírání různých částí - modulů nebo například změnou délky rámu, proto není nutné pro každou realizaci podvozku provádět celý návrh a konstrukční ověření každé části. Tímto způsobem vzniká rodina podvozků stejné koncepce, ať už se jedná o podvozky hnané či běžné, podvozky pro konvenční uspořádání dvou podvozků pod jednou skříní nebo podvozky Jakobsovy. Tato tzv. modularizace má také nezanedbatelný vliv na cenu takovýchto podvozků.

1.1 Podvozky s vnitřním rámem

1.1.1 Bombardier B5000

Rám podvozku Bombardier B5000 je svařenec z ocelových plechů ve tvaru písmene H. Primární vypružení je realizováno pomocí pryžové kónické pružiny a pro vedení dvojkolí a přenos podélných sil je použita ojnice. Druhotné vypružení je provedeno pomocí pneumatických pružin. Přenos sil mezi skříní vozidla a podvozkem je zajišťován pomocí středového čepu. Podvozek je vybaven diskovými brzdami [1].



Obr. 1.1 – Podvozek Bombardier B5000 [2]

1.1.2 Bombardier FLEXX Eco 5101

Rám je svařen z ocelových plechů a odlitků do tvaru písmene H. Pryžová kónická pružina je použita pro primární vypružení spolu s ojnicí, která slouží pro vedení dvojkolí a přenos podélných sil. Druhotné vypružení tvoří dvojice pneumatických pružin. Mezi pružinami je umístěn čep, který slouží pro přenos podélných a příčných sil mezi skříní vozidla a rámem podvozku. Brzdění zajišťují kotoučové brzdy s kotouči na discích kol a současně také jedna kotoučová brzda umístěná na nápravě [3].



Obr. 1.2 – Podvozek Bombardier Flexx Eco 5101 [4]

1.1.3 Siemens SF 7000

Rám je svařenec z plechů ve tvaru písmene H, který doplňují další dva příčnický určené k nesení částí brzdy. Vedení dvojkolí je provedeno pomocí kyvného ramene a primární vypružení obstarávají pryžové bloky. Sekundární vypružení je provedeno vzduchovými pružinami. Přenos podélných sil mezi skříní a podvozkem je zajištěn pomocí svislého otočného čepu. Kotoučové brzdy jsou umístěny po dvojici kotoučů na každé nápravě [5].



Obr. 1.3 – Podvozek Siemens SF7000 [6]

Dalším příkladem podvozku s vnitřním rámem může být podvozek japonské strojírenské firmy Hitachi použitý na jednotkách Class 800/801, více viz [7].

1.2 Jakobsovy podvozky

1.2.1 Bombardier FLEXX Compact

Rám podvozku je svařovaný ve tvaru H. Vedení dvojkolí je zajištěno pomocí elastomerových prvků, které slouží i jako primární vypružení. Sekundární vypružení je realizováno pomocí čtyř pneumatických pružin. Spojení podvozku se skříní je realizováno pomocí konzoly, která spočívá na sekundárním vypružení a je spojena pevně se skříní a pomocí ojnic s podvozkem. Kotoučové brzdy mají kotouče umístěné v discích kol [8].

1.2.2 Siemens SF 4000

Rám podvozku je svařovaný, otevřený, ve tvaru písmene H se dvěma příčnicí. Vedení dvojkolí a primární vypružení je zajištěno pomocí pryžokovových prvků. Sekundární vypružení je tvořeno čtyřmi pneumatickými pružinami. Nad každou dvojicí pružin se nachází konzola, která slouží ke spojení skříně a podvozku. Podélné síly mezi skříní a podvozkem přenáší tažně-tlačná tyč (ojnice). Brzda je kotoučová s kotouči umístěnými v kolech [9, s. 52].



Obr. 1.4 – Podvozek Siemens SF4000 [9, s. 52]

1.3 Jakobsův podvozek s vnitřním rámem

1.3.1 Siemens SF 7500

Rám podvozku je svařenec tvaru H se dvěma příčnicí. Vedení dvojkolí je zajištěno ojnicí a primární vypružení je provedeno pomocí kovopryžových bloků. Sekundární vypružení je zajištěno pomocí čtveřice vzduchových pružin. Kola jsou brzděna pomocí brzdových jednotek s kotouči umístěnými v discích kol [10].

1.4 Shrnutí

Na základě porovnání výše zmíněných typů podvozků bylo možné určit některé hlavní směry, kterými se výrobci podobných typů podvozků ubírají. Často používanou variantou vedení dvojkolí je společné užití jedné ojnice v kombinaci s pryžovým prvotním vypružením. Tato varianta je výhodná především z hlediska úspory hmotnosti oproti

kyvnému rameni. Užití pryžových prvků je výhodné z hlediska své větší tuhosti a také díky menším zástavbovým rozměrům. Předpokladem pro provoz takových podvozků jsou kvalitní tratě s dobrými geometrickými vlastnostmi koleje (GPK). Alternativní variantou vedení dvojkolí může být kombinace klasických šroubových válcových pružin nebo pružin Flexi-Coil a vedení pomocí kyvného ramene. Zejména pro lehké příměstské jednotky je pak možnou variantou vedení dvojkolí v pryži pomocí dvojice pružin typu Clouth. V tomto případě pryžové prvky přenášejí jak podélné síly, tak plní funkci primárního vypružení.

	Rozchod [mm]	Provozní rychlost [kmh ⁻¹]	Zatížení na nápravu [t/n]	Průměr kola [mm]	Rozvor [mm]	Výška podvozku [mm]	Hmotnost [t]
Siemens SF 7500	1435	160	20	880	2600	1050	6,3
Bombardier FLEXX Compact	1435	160	16,3	840	2800	933	5,3
Siemens SF 4000 JLDG	1435	120	16	770	2650	800	6,2
Bombardier B5000	1435	120	16	780	2250	960	4,7
Bombardier FLEXX Eco	1435	250	16,6	825	2300		5,5
Siemens SF 7000	1435	160	14,6	820	2200	880	4,1
Hitachi	1435	225		830			5,2
Zadání	1435	160	20	890	2700	1050	6,3

Tab. 1.1 – Porovnání podvozků

Tabulka 1.1 zobrazuje porovnání některých dostupných parametrů výše uvedených podvozků se zadanými hodnotami pro tuto závěrečnou práci. Podvozek, jenž se svou konstrukcí shoduje se zadáním a je tedy nejvhodnější k porovnání všech hodnot, pochází od výrobce Siemens, označení typu SF 7500. V ostatních případech je možné porovnávat pouze parametry, které se shodují s průnikem daných druhů konstrukcí.

2 Vlastní koncepce navrhovaného rámu

K úspěšnému vypracování návrhu rámu podvozku je především nutné, stanovit co nejpřesněji všechny požadavky a zavést příslušné okrajové podmínky, které musí daná konstrukce splňovat. Rám musí splňovat všechna hmotnostní a rozměrová omezení, která vyplývají ze zadání. Rám podvozku musí být použitelný pro hnací i běžný podvozek, měla by tedy být zajištěna určitá modularita navrhovaného rámu. Musí být tedy možné jak zabudování trakčního motoru a nápravové převodovky včetně řešení jejich uchycení, tak i uchycení a přenos sil magnetické kolejnicové brzdy pro nehnané podvozky.

Způsob konstrukce rámu by měl umožňovat přesnou výrobu i snadnou montáž všech komponentů příslušenství podvozku. Při tvorbě koncepce by neměla být opomenuta ani údržba. Celková konstrukce podvozku by neměla komplikovat provádění údržby. Při tvorbě koncepce navrhovaného rámu by neměla být opomenuta ani nutnost dobré přístupnosti ke všem důležitým částem podvozku a umožnění jejich pravidelné kontroly.

Tabulka 2.1 představuje předpokládanou hmotnostní rozvahu¹, se kterou bylo v průběhu návrhu rámu podvozku dále pracováno.

Název		
Hmotnost vozidla v provozním stavu	m_v	31 000 kg
Výjimečné konstrukční užitečné zatížení	p_1	9000 kg
Hmotnost dvojkolí	m_d	1890 kg
Hmotnost trakčního motoru	m_{TM}	725 kg
Hmotnost brzdové jednotky	m_{BJ}	98 kg
Hmotnost kolejnicové brzdy	m_{KB}	440 kg

Tab. 2.1 – Hmotnostní rozvaha

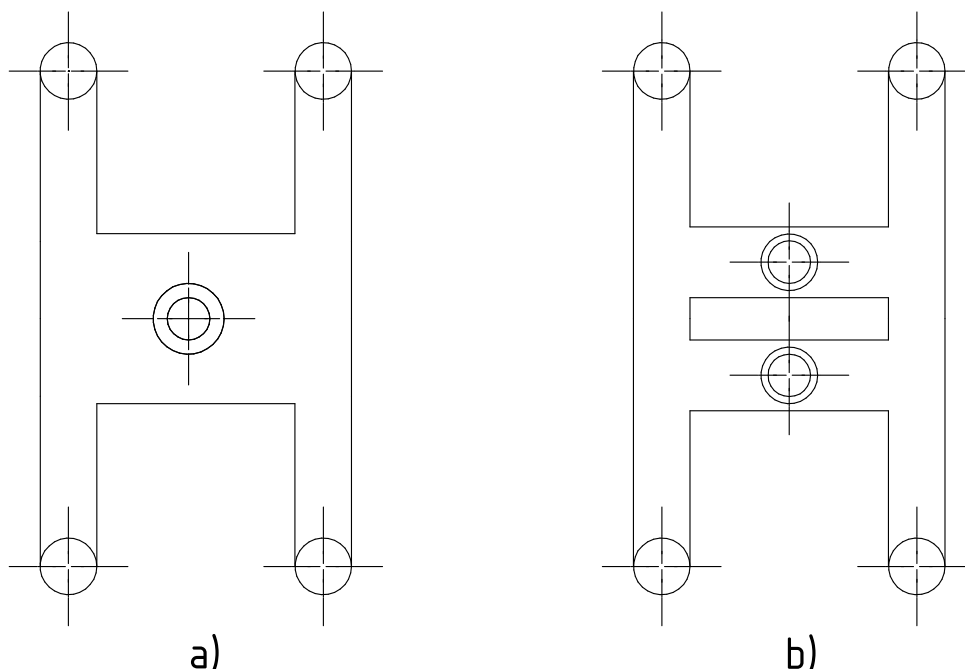
V první fázi návrhu koncepce bylo nutné uvážit některé konstrukční možnosti – základní tvar rámu, primární vypružení a způsob vedení dvojkolí, volba druhotného vypružení, způsob přenosu sil mezi rámem podvozku a skříní vozidla.

2.1 Tvar rámu podvozku

Jedním z prvních rozhodnutí při tvorbě koncepce bylo stanovení uspořádání hlavních prvků rámu podvozku. Z hlediska torzní poddajnosti se jako nejlepší variantou jevil otevřený podvozek tvaru písmene H. Jedná se tedy o variantu podvozku bez čelníků, které ztužují konstrukci rámu. Tento tvar se pak může dále ještě lišit dle provedení hlavního příčnicku. Varianta s jedním hlavním příčníkem je na obrázku 2.1 označena písmenem a).

¹Jelikož na začátku návrhu rámu podvozku nebyly některé hodnoty ještě známy, a nebyl znám ani přesný způsob použití podvozku, musely být některé hodnoty předem odhadnuty.

Varianta s dvěma oddělenými hlavními příčnicí je na obrázku 2.1 označena písmenem b). Způsob provedení hlavních příčnicí je mimo jiné odvislý také od způsobu řešení přenosu příčných a podélných sil z obou skříní na podvozek. Volba spojení skříní s podvozkem je diskutována dále. Finální tvar rámu podvozku odpovídá variantě a) s jedním hlavním příčnicí a dvěma hlavními podélníky.



Obr. 2.1 – Tvary rámu

2.2 Primární vypružení a vedení dvojkolí

Volba způsobu vedení dvojkolí a způsobu provedení primárního vypružení bylo další důležitou volbou, neboť způsob provedení těchto prvků má přímý dopad na kvalitu chodových vlastností podvozku. Hodnocením všech aspektů a volbou způsobu vedení dvojkolí Jakobsova podvozku s vnitřním rámem se například již dříve zabýval Adam Novák ve své diplomové práci [11]. V ní mimo jiné porovnává výhody a nevýhody jednotlivých druhů vedení dvojkolí. Na základě některých závěrů vycházejících z této práce a také na základě závěrů vyvozených z porovnání současně používaných podvozků byla zvolena varianta vedení dvojkolí tažně-tlačnou tyčí (ojnicí) a provedení primárního vypružení pomocí sady vinutých válcových pružin.

2.3 Sekundární vypružení

Nedílnou součástí konstrukce podvozků pro osobní dopravu jsou pružiny druhotného vypružení. V tomto případě bylo jako nejvhodnější zvoleno provedení vypružení pomocí vzduchových pružin. U těchto pružin je možné nastavit progresivní zatěžovací charakteristiku, která má pozitivní vliv především na komfort cestujících. Nespornou výhodou je také jejich možná regulace výšky na základě zatížení skříně vozidla. Možnost

regulace výšky se především hodí u nízkopodlažních jednotek příměstské dopravy, kdy je díky regulaci výšky pružiny možné dodržet výšku nástupní hrany skříně pro prázdnou i plně zatíženou skříň. Nevýhodou oproti použití například Flexi-Coil pružin mohou být zvýšené nároky na kontrolu a údržbu těchto pružin.

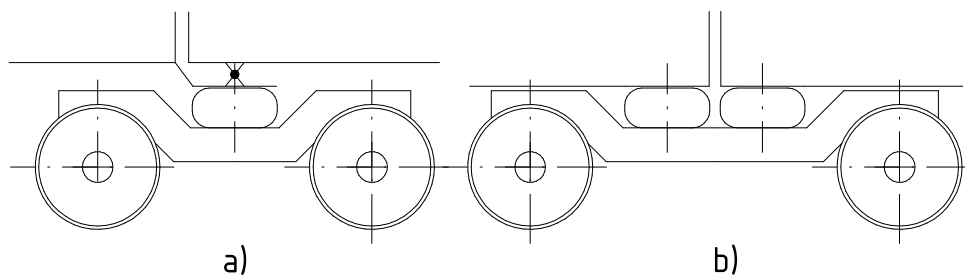
S volbou sekundárního vypružení souvisí také způsob uložení skříně na podvozku. Skříň může být položena přímo na vzduchových pružinách a nebo mohou být pružiny spojeny pomocí příčného trámce a skříň pak spočívá na tomto trámci.

Dále můžeme řešení sekundárního vypružení rozdělit podle množství použitých pružin.

První varianta umožňuje použití podvozku s pouze jedním párem vzduchových pružin. Toto řešení umožňuje mimo jiné zmenšení rozvoru podvozku a další úsporu hmotnosti. Nutností je však složitější konstrukce způsobu vzájemného zavěšení sousedních skříní. Schématicky je toto provedení zobrazeno na obrázku 2.2 pod písmenem a). Této konstrukce využívá například regionální jednotka polské firmy Pesa.

Druhou a častější variantou je užití dvou párů sekundárních pružin na jednom podvozku, a to vždy jeden pár pro každou skříň. Tato varianta má za následek prodloužení rámu a mírný nárůst hmotnosti, ale není již nutné složité řešení zavěšení sousedních skříní. Schématicky je tato varianta zobrazena na obrázku 2.2 písmeno b).

Navrhovaný rám podvozku počítá s umístěním čtyř vzduchových pružin sekundárního vypružení.



Obr. 2.2 – Způsoby uložení skříně vozidla na rámu podvozku

2.4 Spojení rámu podvozku se skříní vozidla

S volbou tvaru rámu a způsobu uložení skříně na rámu podvozku úzce souvisí i způsob spojení skříní a přenosu podélných a příčných sil mezi podvozkem a skříní. Toto spojení je opět možné realizovat několika způsoby.

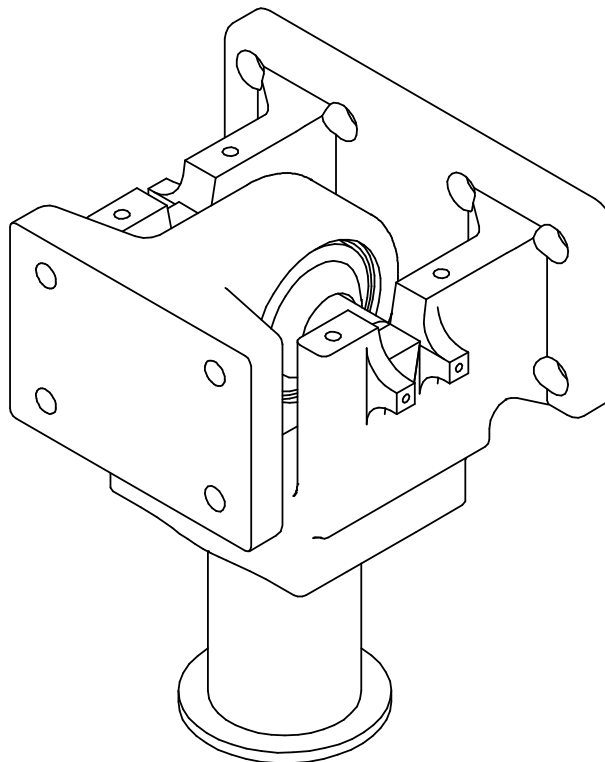
Dva svislé čepy

Jedná se o variantu, u níž je z každé skříně veden jeden samostatný svislý čep do rámu podvozku. Touto variantou se již zabýval ve své diplomové práci Tomáš Pangerl [12]. Pro

tuto variantu se spíše hodí tvar rámu se dvěma hlavními příčnicí viz obrázek 2.1 písm. a). Svislé čepy mohou být například uloženy v pouzdrech procházející příčnicí rámu. Tato varianta nebyla dále uvažována.

Kloubové spojení s jedním svislým čepem

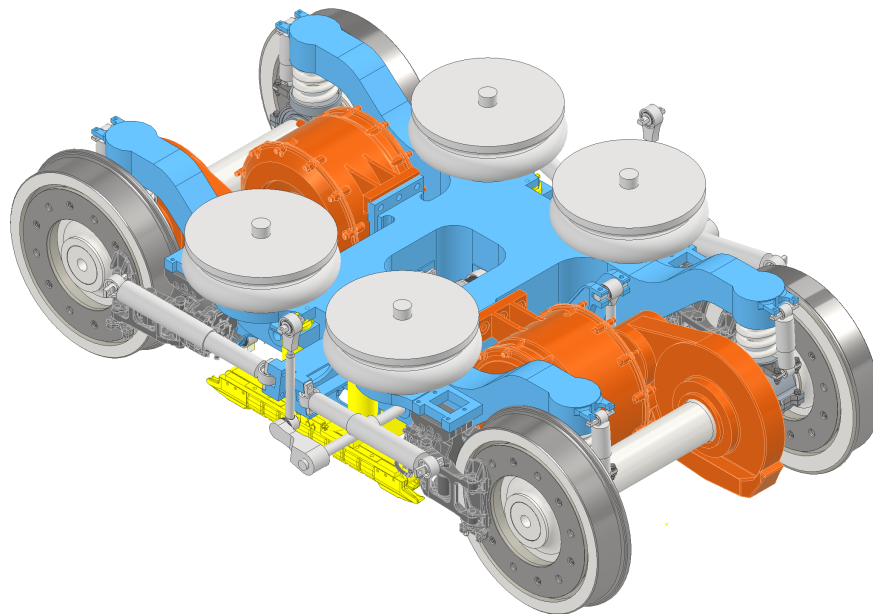
Jiná varianta spojení je kloubové spojení sousedních skříní, přičemž tato konstrukce spojení umožňuje vzájemné pohyby obou skříní prostřednictvím pryžových silentbloků. Přenos podélných a příčných sil je realizován jedním společným svislým čepem uchyceným v rámu podvozku. Obrázek 2.3 zobrazuje možný tvar provedení kloubového spojení. Svislý čep může být, podobně jako v předchozím případě, uložen ve válcovém pouzdře. Takové spojení je však nevýhodné z důvodu vzniku třecí dvojice, které vede k vzájemnému opotřebovávání prvků vedení čepu. Další možností je uchycení svislého čepu v lemniskátovém mechanismu. Moderní lokomotivy využívají pro přenos sil a vedení svislého čepu podélné a příčné narážky, které jsou umístěné v hlavním příčnicí rámu. Této varianty spojení bylo použito i při návrhu tohoto rámu podvozku



Obr. 2.3 – Konstrukční uzel kloubového spojení

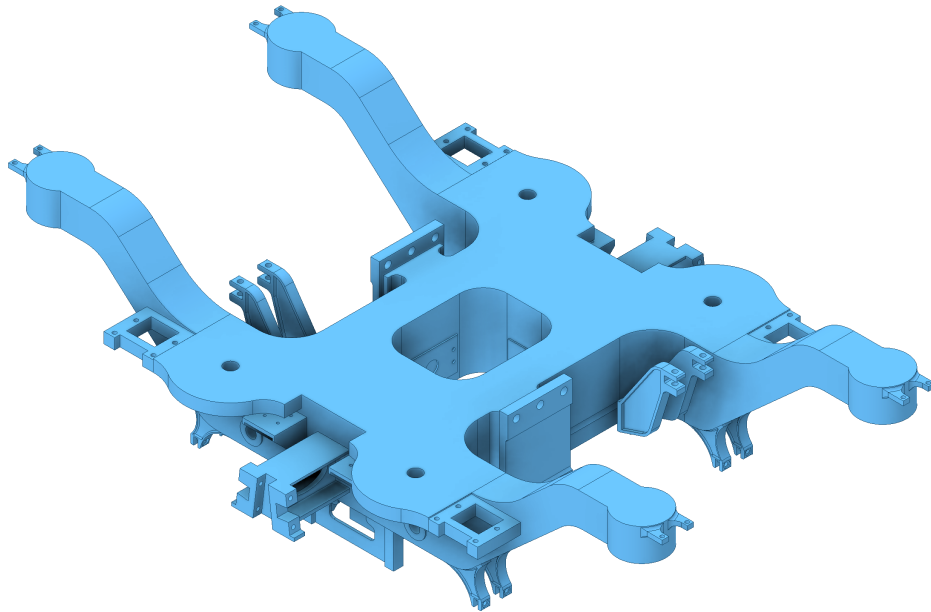
3 Koncepce modelu

Po analýze konstrukčních možností podvozku a provedení nutných výpočtů, byla následujícím krokem samotná tvorba koncepčního modelu. Takto vytvořený model zohledňuje především všechna rozměrová omezení. Všechna omezení byla dána jak samotným zadáním práce, tak i například příčným obrysem pro vozidlo, který musí splňovat všechny jeho části. Další rozměrové požadavky a omezení vyplynuly z požadavků na umístění jednotlivých komponentů připojených k rámu podvozku. Pro účely vytvoření modelu byly všechny komponenty umístěny do ideálních pozic. Následně bylo nutné pro komponenty navrhnout vhodné způsoby uchycení, případně vytvořit příslušné konzoly, do kterých budou moci být tyto prvky připevněny. Dále byla při tvorbě koncepce respektována všechna rozhodnutí, která byla provedena v předchozí kapitole, tj. tvar rámu, způsob vedení dvojkolí, přenos sil ze skříně na rám atd. Na základě všech těchto okrajových podmínek byl vytvořen koncepční návrh rámu.



Obr. 3.1 – Koncepční návrh celého Jakobsova podvozku

Rám, který je zobrazen na obrázku, byl vytvořen jako jeden objemový prvek v programu Inventor. Spolu s ním se v sestavě nachází všechny komponenty, které musí být k samotnému rámu podvozku připojeny. Samotný tvar rámu a jeho rozměry slouží jako jakási maximální obálka pro následnou tvorbu finálního tvaru rámu. Výsledné provedení této koncepce však v některých místech neodpovídá způsobu, jakým by byl rám následně vyráběn v praxi. Zároveň tato koncepce neobsahuje všechny detaily, které by souvisely a byly ovlivněny konkrétním způsobem výroby.



Obr. 3.2 – Konceptní model samotného rámu Jakobsova podvozku

Poté, co byl vytvořen konceptní návrh rámu podvozku, bylo nutné celý rám rozdělit do menších podsestav, kterým bude blíže věnována pozornost v kapitole 4. Bylo nutné rozhodnout také o způsobu výroby jednotlivých částí. Jako možné způsoby výroby dílů rámu se nabízí především odlitek, svařenec nebo obrobek. Přičemž každý způsob má své výhody, ale také nevýhody a často proto budou při výrobě vzájemně kombinovány. Následující část práce se bude blíže zaměřovat na jednotlivé způsoby výroby.

3.1 Odlitek

Použití odlitků v konstrukci rámu podvozku je vhodné v případech, kdy se předpokládá větší sériová výroba. S ohledem na značnou finanční náročnost spojenou s tvorbou forem, modelů a jader se užití odlitků nevyplatí pro malou nebo kusovou výrobu. Kvalita odlévaných výrobků je také značně odvislá od zvolené slévárny a konkrétní kvality použitého kovu. Za zdůraznění však stojí, že použití odlitků umožňuje výrobu tvarově složitějších součástí a dílů. Žebra vytvořená v odlitku mohou být tvarována dle způsobu zatížení a na rozdíl od svařence mohou být spojena se všemi stěnami. V případě větších dílů se zmenšuje i hmotnostní rozdíl mezi odlitkem a svařencem. Chceme-li dosáhnout rozměrově přesné části a dosedací plochy musí být odlitky následně obrobeny, neboť přesnost a kvalita povrchu výrobku není dostatečná. Obrobena musí být také všechna místa kde bude probíhat svařování. Kromě rozměrové a tvarové přesnosti je však následné obrobení nutné také z důvodu toho, aby se do svaru nedostal například písek či jiné nečistoty, které mohly na odlitku zůstat z výroby.

3.2 Svařenec

Nejčastěji použitým typem svařence v konstrukci rámu podvozku je svařenec skříňového typu, při němž je profil vytvořen svařením pásnic a stojin, tzn. že svařenec je vyroben z různě tlustých tvarovaných plechů. Co se týče omezení, respektive praktického použití, pak je nutné svary provádět dle příslušných norem a jejich provedení podléhá kontrole. Umožňují-li to konkrétní podmínky výroby, pak je výhodné k provádění jednotlivých svarů používat svařovacího robota, který je schopen zajistit svary vysoké kvality a přesnosti. Při tvorbě návrhu svařence je nutné počítat s dostatečným prostorem na provedení svaru a také zajistit potřebný přístup k provedení dostatečně únosného svarového spoje a jeho následnou kontrolu. Srovnáme-li odlitek a svařenec, pak výhodou svařenců je například možnost dodatečných úprav konstrukce v případě potřeby a beze sporu také větší cenová dostupnost. Svařenec tedy bude používánější při malé či kusové výrobě.

3.3 Obrobek

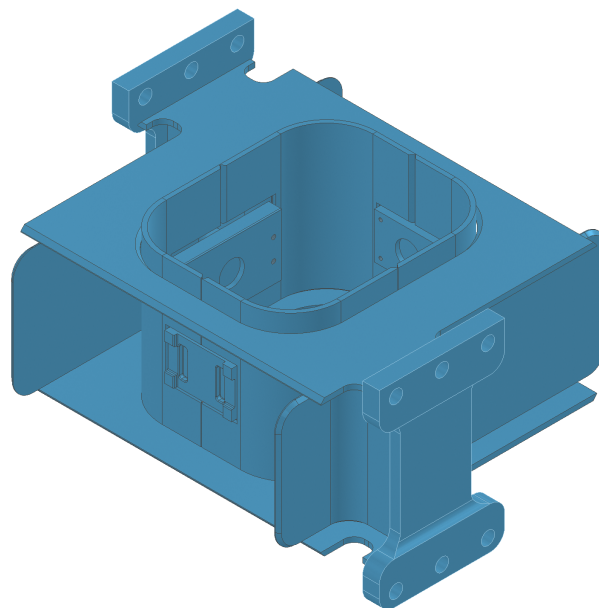
Obráběním, tedy mechanickým odebráním materiálu, je vytvářen tzv. obrobek. Při obrábění je vždy nutné uvážit, zda je výhodnější použití odlitku a následné obrábění jeho povrchu, anebo použití vhodného polotovaru a jeho následné obrábění. Často je výhodnější použít obrobek vhodného polotovaru, vzhledem k tomu, že je možné dosáhnout rychleji přesných tvarů na rozdíl od odlitku. Oproti použití odlitku je použití obrobku výhodné také v případech, kdy z konkrétních důvodů nejsou vyhovující vlastnosti lité oceli

4 Model rámu

Pro účely výroby byl rám rozdělen do dvou hlavních podsestav. První podsestavu tvoří hlavní příčník a druhou podsestavu tvoří podélník rámu. Způsob výroby příčníku byl uvažován jako svařenec z jednotlivých plechů, které budou tvořit části hlavního příčníku. Součástí příčníku jsou také konzoly pro uchycení trakčního motoru nebo příčných a podélných narážek. Výroba těchto konzol byla uvažována jako nejvhodnějším obráběním tlustých plechů. Části podélníku, vzhledem k jejich tvarové složitosti a členitosti, bylo vhodné navrhovat jako odlitky. K těmto odlitkům částí podélníku budou následně přivařeny další konzoly z plechu např. pro uchycení tlumičů či přenos podélných sil od magnetické kolejnicové brzdy. Obě tyto podsestavy budou následně sestaveny a svařeny k sobě v nadřazené sestavě tak, že budou tvořit výsledný rám podvozku.

4.1 Příčník

Jak již bylo zmíněno výše, příčník je tvořen jako svařenec z plechů. Horní i dolní pásnice příčníku mají tloušťku 12 mm a k těmto pásnicím jsou poté přivařena čela příčníku v podobě stojin o tloušťce 10 mm. Na obě čela je následně přivařena také konzola pro přichycení trakčního motoru, přičemž je v tomto místě přechodu z konzoly na příčník provedeno konstrukční odlehčení, aby zde nevznikaly napětové špičky a přenášené napětí bylo rovnoměrněji rozdělováno. Střední část příčníku, do které zasahuje svislý vodící čep ze skříně vozidla, je vytvořena přivařením stojin do připravených otvorů v pásnicích. V těchto stojinách jsou také přivařeny konzoly pro uchycení podélných a příčných narážek, které slouží k přenosu sil ze svislého čepu na podvozek.



Obr. 4.1 – Podsestava příčníku rámu

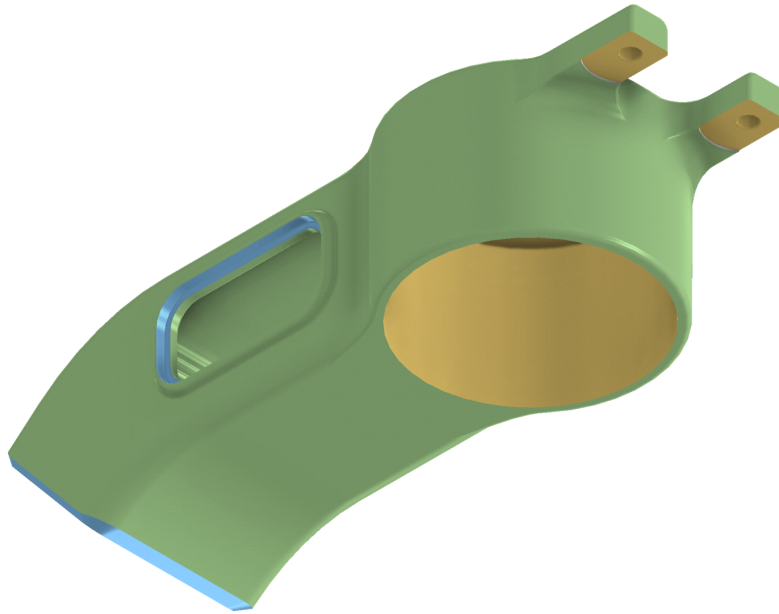
Svary použité pro sestavu příčnicku odpovídají požadavkům vycházejícím z normy ČSN EN 15 085. V konstrukci jsou použity 1/2 V svary s podložkou, oboustranný 1/2 V svar (K svar) a oboustranný V svar (X svar). U stojin, které to umožňují, jsou tyto svary doplněny ještě o přídatný koutový svar. Ve všech případech je však uvažováno s plným průvarem všech provedených svarů. Všechny plechy v sestavě příčnicku jsou opatřeny přípravou pro výše zmíněné druhy svarů, tzn. provedené úkosity a příslušná otupení v kontaktu.

4.2 Podélník

Podsestava podélníku se sestává ze 4 odlitek, přičemž odlitek hrnce je stejný pro oba konce podélníku. Středová část podélníku se liší umístěním konzole svislé závěsky nápravové převodovky. Tato konzola je umístěna pouze na jednom z odlitek dle umístění převodovky.

4.2.1 Odlitek hrnce

Tento odlitek je umístěn na čelech podélníku a jsou v něm vytvořeny dva neprůchozí otvory. První válcová díra slouží k uložení pružin primárního vypružení. Dno této první díry je uzpůsobeno pro uložení duplexních šroubových válcových pružin. Druhý neprůchozí otvor vytváří skříňový profil, který je dále připojen k druhému odlitku. Ve stojinách jsou předlity dva otvory, které plní funkci odlehčení odlitku a také umožňují upevnění jádra pomocí známek v lici formě tak, aby při odlévání nedošlo k nežádoucímu posunu jádra a ztenčení některých stěn. Tyto otvory jsou následně obrobeny a jsou do nich vevařeny plechy, které tyto otvory zaslepují. Tloušťka horní pásnice je 12 mm, tloušťka dolní pásnice je 8 mm a tloušťka stojin je 8 mm. Jelikož je rám podvozku ve své středové části snížený, tak je vzhledem ke způsobu zatěžování podélníku nezbytné, aby poloměr spodní pásnice v přechodu do této snížené části byl co největší. Zároveň je v tomto místě umístěno také žebro, které odlitek vyztužuje. Konzoly vyvedené na čele odlitku slouží k upevnění tlumiče primárního vypružení. Obrázek modelu odlitku je zobrazen na obrázku 4.2. Odlitek obsahuje potřebné nálitky v místech, které je nutné následně obrábět pro dosažení přesných rozměrů a také u předlitých děr. Návrh však neobsahuje technologické nálitky a úkosity, jelikož tyto je nutné řešit ve spolupráci s konkrétní slévárnou, na základě jejich technologie výroby.



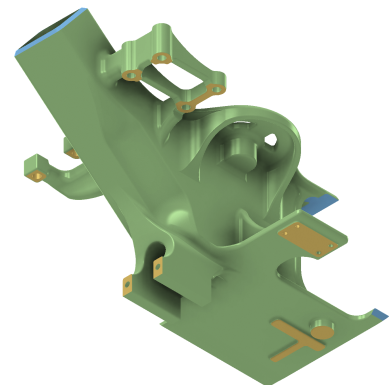
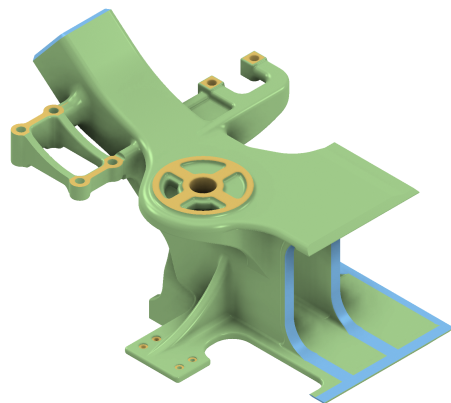
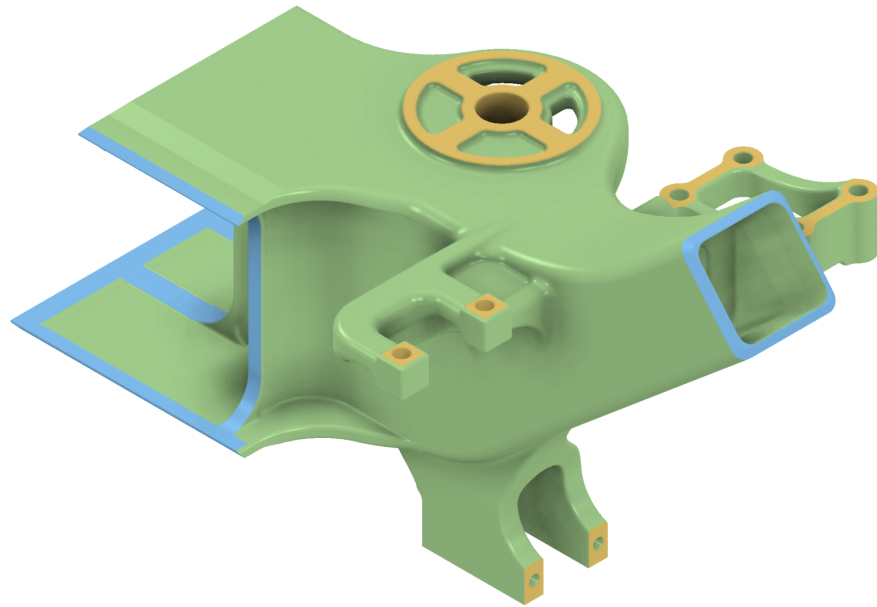
Obr. 4.2 – Model odlitku hrnce

4.2.2 Odlitek středové části

Odlitek středové části podélníku je nejkomplikovanější částí celého podvozku. Základní tvar vychází z rozměrových požadavků na středovou část, kdy na horní pásnici musí být uložena vzduchová pružina, přičemž musí být dodržena maximální výška podvozku nad TK. Spodní pásnice pak musí být umístěna tak, aby bylo možné realizovat připojení ojnice vedení dvojkolí a také aby bylo umožněno umístění kolejnicové brzdy a všech jejich komponent.

Brzdová jednotka

Protože se jedná o vnitřní rám, je konzola pro uchycení brzdové jednotky umístěna na vnější straně rámu. Nad tuto konzolu zasahuje část vzduchové pružiny, a proto musel být tvar této konzoly uzpůsoben tak, aby bylo možné provést montáž i demontáž této jednotky bez ohledu na vzduchovou pružinu. Současně musel být upraven i tvar hlavní části, protože do něj svým rozměrem brzdová jednotka zasahovala. Tvar této prohlubně je takový, aby v těchto místech vznikaly co nejmenší špičky napětí a aby toto místo nesnižovalo únosnost rámu podvozku. Snahou tedy bylo zajistit vytvoření co nejplynulejších přechodů. Obrázek odlitku je zobrazen na obrázku 4.2.



Obr. 4.3 – Model středového odlitku podélníku

Oproti běžným koncepcím, v nichž je konzola pro uchycení svislé reakční závěsky umístěna na příčnicku podvozku, je v tomto případě tato konzola umístěna na vnitřní straně podélníku. Tvar konzoly je zvolen tak, aby dokázal přenášet všechny potřebné síly. Z dolní pásnice je vyvedeno rozšíření, které je určeno pro uchycení torzního stabilizátoru. Toto rozšíření bylo vytvořeno za účelem snížení ohybového namáhání torzního stabilizátoru, aby nebyla snižována jeho účinnost a zároveň nedocházelo k jeho přidavnému namáhání, a dále je toto rozšíření vyztuženo vnějším žebrem. Na spodní pásnici jsou vytvořeny nálitky, ke kterým se po obrobení přivaří konzola pro uchycení příčných tlumičů a přenosu podélných sil od MG brzdy a nálitek pro přišroubování vedení MG brzdy ve zdviženém stavu. Na horní pásnici je pak vytvořeno sedlo pro uložení vzduchové pružiny. Jelikož pružina nesedí přímo nad středem podélníku a vystupuje přes jeho okraj, bylo nutné toto sedlo z vnější

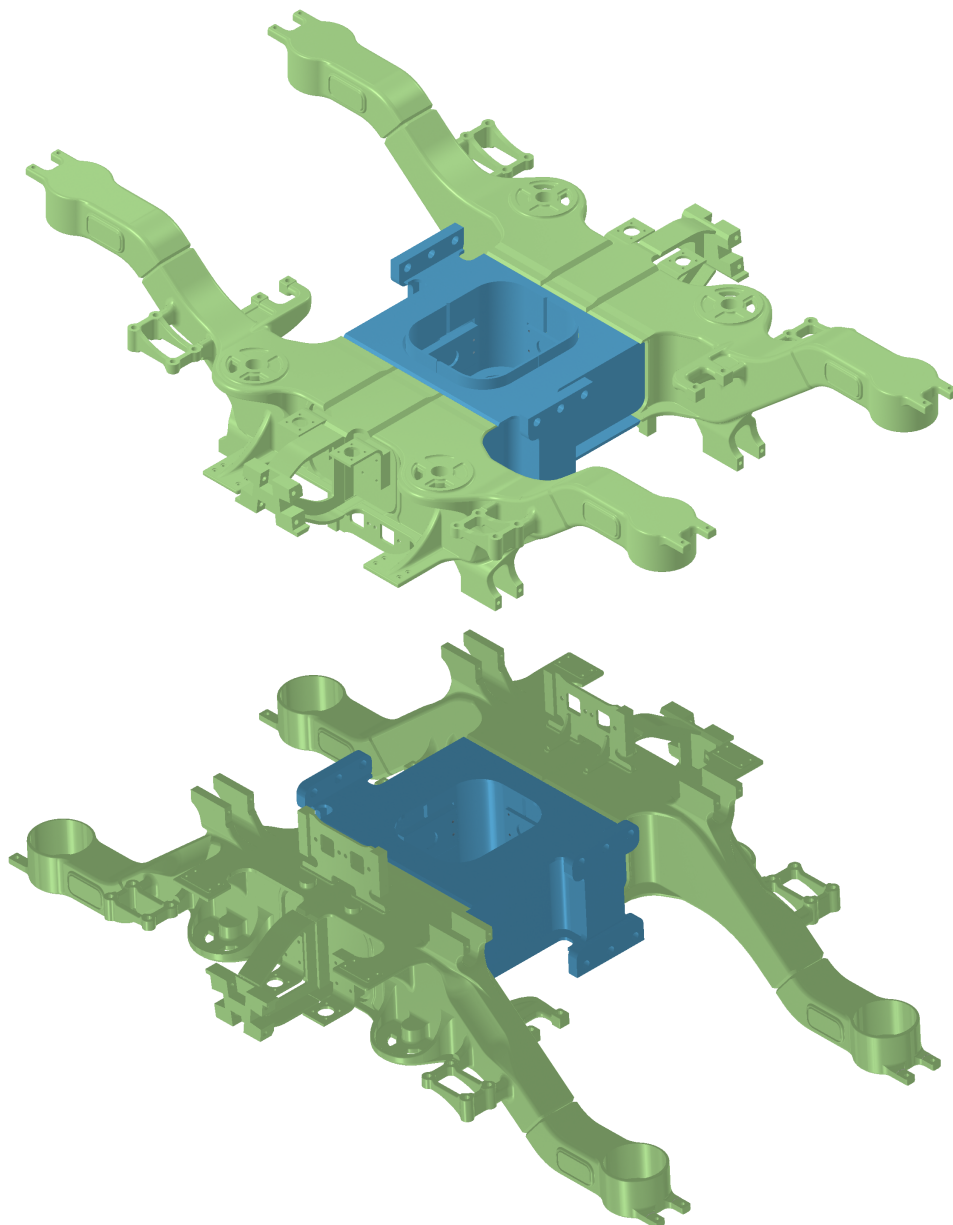
strany vyztužit žebry. Další žebra jsou umístěna také uvnitř odlitku v místech, kde jsou konzoly pro uchycení brzdy a reakční závěsky.

Obrábění

Z hlediska porovnání náročností a snahy o dosažení co nejvyšší úspory financí je nejvhodnější obrábět samostatné díly, spíše než celé podsestavy a sestavy. Na obrázcích 4.2 a 4.3 jsou barevně označeny obráběné povrchy. Modrou barvou jsou označeny povrchy, které je možné obrábět jako jednotlivé díly. Jedná se především o plochy, které jsou podkladem pro následné svařování v dalších krocích.

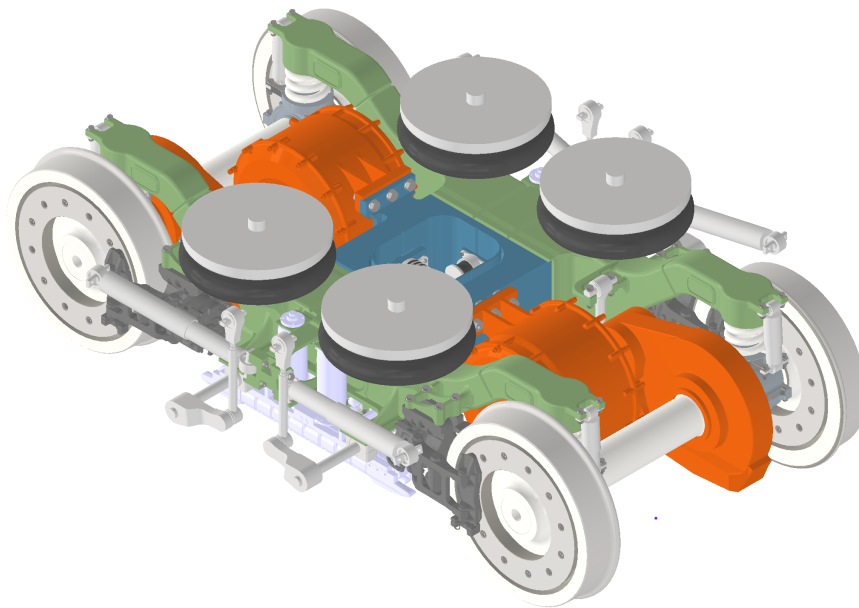
Oranžovou barvou jsou pak označeny všechny plochy, které je nutné obrábět až v samotné sestavě rámu podvozku po celkovém zavaření. Tato potřeba je dána především nutností, aby dané plochy a díry pro šrouby přesně rozměrově seděly, případně byla zaručena rovinnost dosedacích ploch. V případě, že by se tyto plochy obráběly dříve, mohlo by vlivem svařování dojít k následným nepřesnostem.

Spojením dvou středových odlitků je vytvořena celá snížená část podélníku rámu. Stojina odlitku je tvořena tak, aby bylo možné využít odlehčení ve středové části. V těchto místech jsou do odlitků vevařeny plechy. Díky použití odlitků je také možné mít průběžné stojiny v celé délce podélníku. Napojení podélníku a příčnicku je realizováno takovým způsobem, aby stojiny příčnicku přecházely až do části podélníku. Tímto je zamezeno případnému šíření trhlin v místě napojení příčnicku na podélník. Celá sestava rámu podvozku je zobrazena na obrázku 4.4.



Obr. 4.4 – Model sestavy rámu podvozku Jakobs s vnitřním rámem

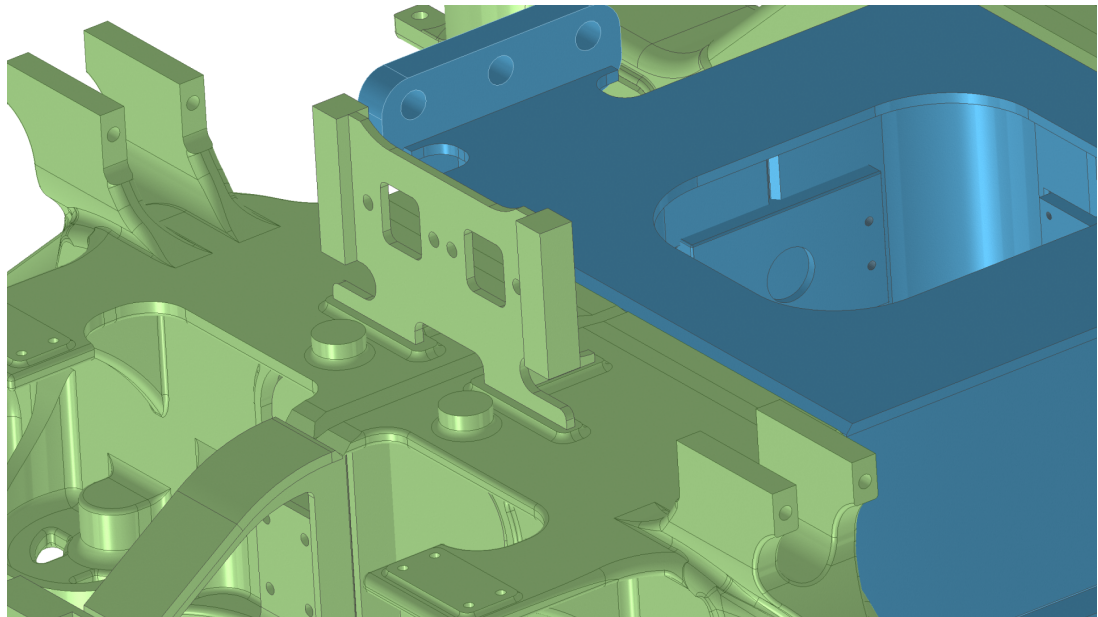
Celkový pohled na sestavený podvozek včetně všech komponent připojených k rámu je zobrazen na obrázku 4.5.



Obr. 4.5 – Model navrhovaného podvozku Jakobs

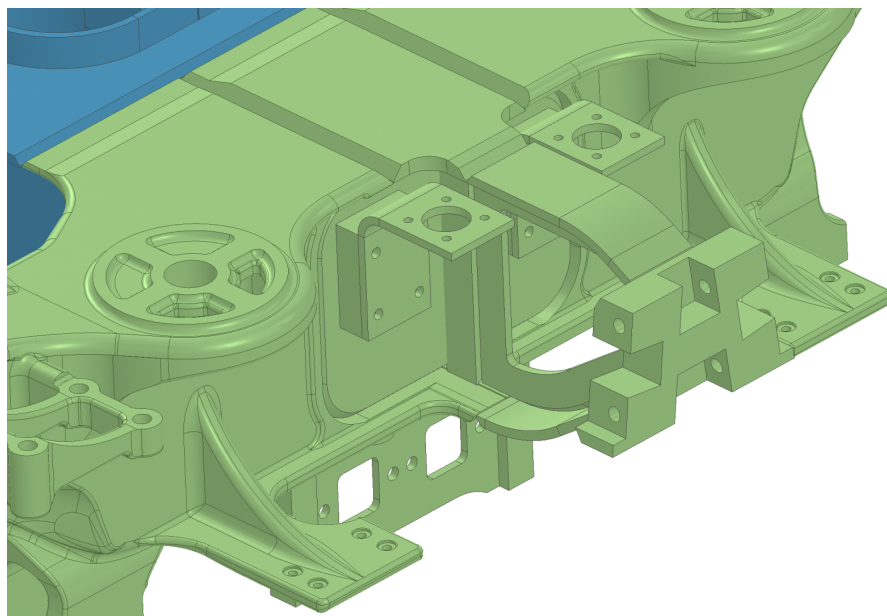
Konzola pro uchycení příčného tlumiče slouží také pro přenos podélných sil kolejnicové brzdy a k jejímu vedení ve spuštěném stavu. Stojina z plechu má v sobě symetricky umístěné dva otvory pro uchycení tlumiče příčných pohybů. Současný návrh, vzhledem k zadaným rozměrům tlumičů, uvažuje umístění pouze jednoho páru. V případě, že by bylo možné změnit rozměry příčných tlumičů, bylo by možné osadit obě místa a používat tak dva páry příčných tlumičů. Na čelech této stojiny jsou přivařeny dvě obrobené kostky z tlustého plechu, do kterých jsou dále přišroubovány příložky, sloužící k přenosu podélných sil z trámce kolejnicové brzdy na rám podvozku a které současně slouží také k vedení trámce ve správním směru. Vzhledem k povaze zatěžujících sil, je celá tato konzola ještě vyztužena dvěma příčnými žebry.

Uchycení vzduchových válců kolejnicové brzdy je řešeno ohnutým plechem do tvaru L přišroubovaného do obrobené kostky z tlustého plechu, která je přivařena ke stojině podélníku. Kolejnicová brzda je ve zdvižené poloze. Poloha kolejnicové brzdy ve zdvižené poloze je zajišťována pomocí čtyř kuželových trnů, které zapadají do misek. Tyto misky jsou přišroubovány do válcového nálitku na spodní straně odlitku středového podélníku.



Obr. 4.6 – Detail konzoly pro uchycení kolejnicové brzdy a příčného tlumiče

Tlumiče vrtivých pohybů jsou přišroubovány do konzoly, která je přivařena k bokům podélníku rámu. Konzola je svařena z tvarovaných plechů do tvaru písmene I. Na jejím konci je k tomuto nosníku přivařen obrobek z tlustého plechu, sloužící k uchycení obou tlumičů vrtivých pohybů. Stojina tohoto nosníku je opatřena konstrukčním odlehčením v jejím středu. Tato konzola je umístěna podélně ve středu podvozku tak, aby mohly tlumiče co nejlépe plnit danou funkci. Horní pásnice konzoly je přivařena k hornímu plechu podélníku rámu, zatímco dolní pásnice je pak přivařena ke středovému odlitku podélníku.



Obr. 4.7 – Detail uchycení tlumičů vrtivých pohybů a torzního stabilizátoru

Torzni stabilizátor je umístěn ve svých klemech, které jsou přišroubovány ze spodní strany odlitku středu podélníku. Ten má pro torzní stabilizátor vyvedenou postranní konzoli. Dosedací plocha včetně děr pro přišroubování klemů je obrobena v celé sestavě rámu tak, aby nedocházelo k vnesení nežádoucích deformací.

5 Kontrola rámu na statickou pevnost a zatížení

Jako další krok, poté co byl vytvořen celý model rámu podvozku, bylo nutné provedení kontroly rámu na statickou pevnost. Vzhledem k tomu, že tvar rámu je členitý, bylo by nemožné provést analytický výpočet pevnosti, z tohoto důvodu bylo nutné toto ověření provést pomocí numerických metod. K tomuto účelu bylo využito metody konečných prvků jako nejrozšířenější numerické metody.

Metoda konečných prvků je založena na několika principech. Základním předpokladem je vytvoření výpočtového modelu, který je následně fiktivně rozdělen na menší části. Tento proces bývá nazýván též jako tzv. diskretizace kontinua. Jednotlivé prvky, na které je model rozdělen, mívají obvykle tvar úseček, trojúhelníků, hranolů apod. Výpočtový program sestaví pro každý prvek příslušný počet rovnic, podle stupňů volnosti soustavy, který pracuje na základě zadaných okrajových a deformačních podmínek. Při řešení statické úlohy jsou obvykle jako prvotní neznámé vypočítány posuvy v jednotlivých uzlech. Z nich je pak možné dále určovat tzv. druhotné neznámé, tj. vnitřní síly a napětí. Tyto neznámé jsou prvotně určovány v jednotlivých uzlech, avšak pomocí tvarových funkcí jsou pak dále aproximovány i mezi těmito uzly.

Ke stanovení napětí při statickém namáhání byl jako software pro výpočet MKP použit simulační modul v programu SOLIDWORKS. Při použití jakéhokoliv programu je vždy vhodné ověřit, zda pracuje dle všech předpokladů, proto bylo v rámci přípravy na samotný pevnostní výpočet provedeno ověření správného fungování softwaru. Toto ověření je blíže popsáno v příloze B této závěrečné práce.

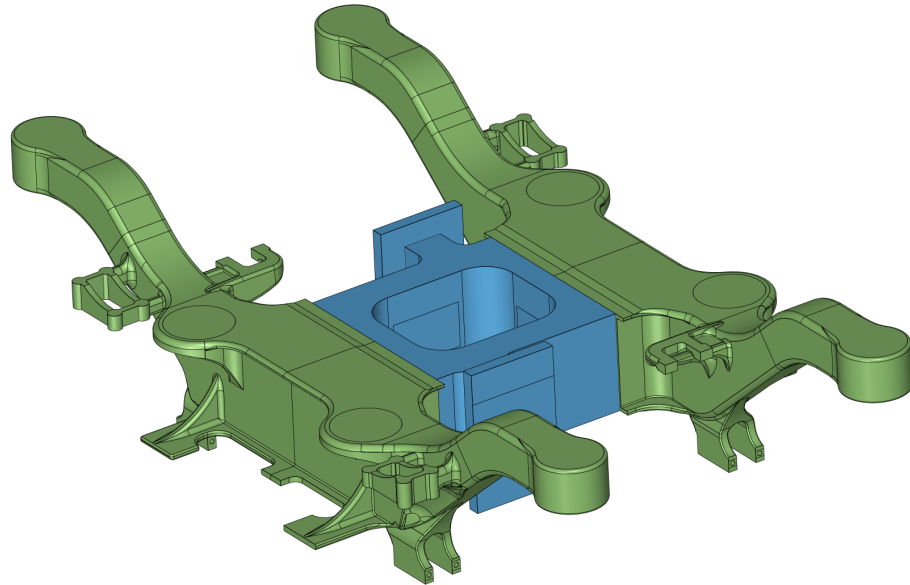
5.1 Tvorba výpočtového modelu

Celkový model rámu, jehož tvorba a vzhled byl popsán v předchozí kapitole a který slouží např. jako podklad pro výkresovou dokumentaci, je značně složitý a obsahuje mnoho rozměrově malých částí a ploch. Příkladem mohou být různé díry se závitky, nálitky apod. Tyto prvky nijak významně neovlivňují celkové výsledky zatížení rámu, ale značně ovlivňují náročnost numerického výpočtu, neboť i tyto malé prvky je nutné v procesu diskretizace zahrnout do tvorby sítě. Z tohoto důvodu byl vytvořen samostatný výpočtový model, který je zjednodušen pro potřeby provedení analýzy MKP.

Rámy podvozků tvořené převážně jako svařence z plechů, je pro tyto potřeby možné modelovat jako skořepiny, tedy modely s užitím stěnových prvků. U skořepin nejsou vymodelovány tloušťky stěn, nýbrž jsou tyto tloušťky zadány pouze jako parametry pro výpočet. Tento model je pak jednodušší na tvorbu sítě, a tedy i méně náročný na samotný výpočet.

Vzhledem k tomu, že je navrhovaný podvozek z velké části tvořen odlitky, nebylo možné použít pro numerický výpočet skořepinový model. Skořepinový model nebylo možné použít

zejména z těch důvodů – při použití skořepinového modelu nebylo možné dostatečně přesně postihnout všechny plynulé přechody ve tvaru odlitku nebo přechody ve změně tloušťky stěn, kterých je u odlitků běžně používáno. Tato přílišná zjednodušení by měla negativní dopad na výslednou pevnostní kontrolu.



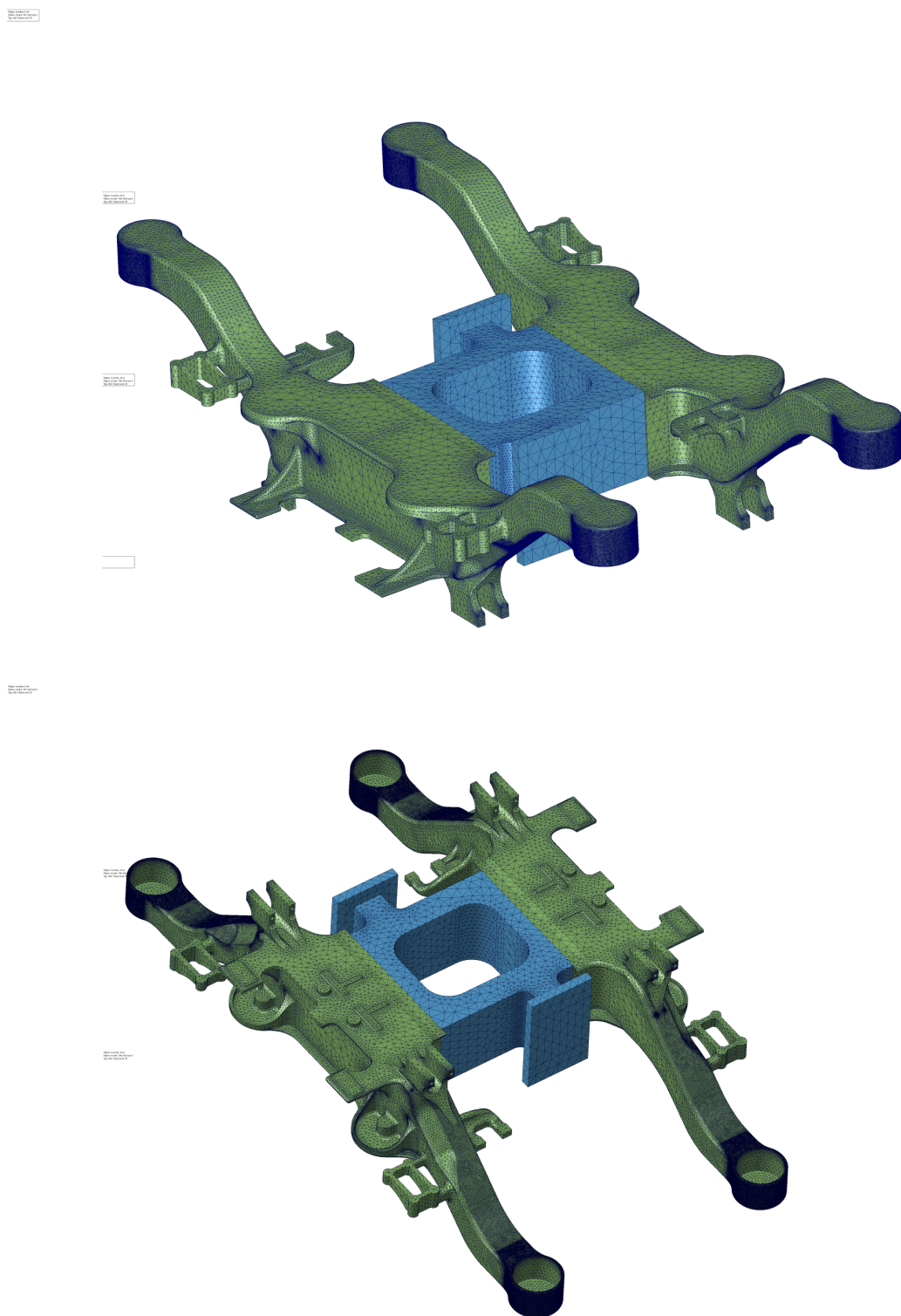
Obr. 5.1 – Obrázek výpočtového modelu

Z těchto důvodů bylo k vytvoření výpočtového modelu použito objemových prvků, přičemž snahou bylo zachovat všechny důležité konstrukční prvky a tvary odlitků. Otvory, které nemají vliv na celkovou pevnost, byly zaplněny. Vycházíme-li z předpokladu, že provedení svarů odpovídá předepsané normě, bylo možné počítat s tím, že všechny zvolené svary jsou provedeny s plným průvarem a jejich výpočtová tloušťka je rovna jedné. Proto plechy, které byly v návrhu rámu vevařené do stojiny odlitků, byly nahrazeny souvislou plochou. Použitý výpočtový model je zobrazen na obrázku.

5.2 Tvorba sítě

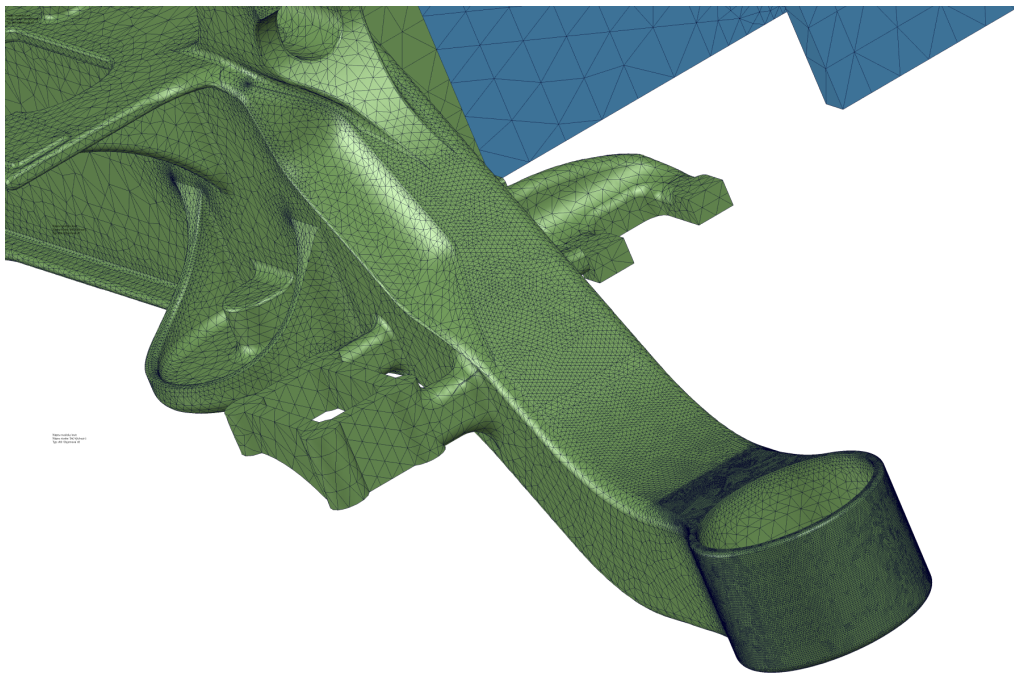
Kvalita provedení sítě má přímý důsledek na kvalitu výsledků prováděných výpočtů. Jedná se tedy o velmi důležitý krok v samotném pre-processingu celého výpočtu. Použití hrubé sítě na výpočtový model přináší zjednodušení v podobě náročnosti a rychlosti samotného výpočtu, avšak je velmi pravděpodobné, že program nebude schopen vytvořit síť u složitějších objektů, a tedy by nebylo možné ani provést výpočet. Další nevýhodou je také menší přesnost samotných výsledků. Těleso má v prostoru obecně šest stupňů volnosti, tzn. že pro každý uzel musí být předepsáno 6 lineárně nezávislých rovnic. Z uvedeného tedy vyplývá, že s rostoucí kvalitou a jemností sítě, roste také výpočtová

náročnost. Z tohoto důvodu není vhodné volit ani příliš jemnou síť u velkých modelů, protože to může způsobovat neúměrné prodlužování časů výpočtů a značnou neefektivitu. Snahou při tvorbě sítě tedy je, aby byla jemná síť použita pouze tam, kde to z hlediska očekávaných výsledků má smysl anebo je to nutné, aby mohl být objekt zdárně vysítován. Tohoto je možné dosáhnout s manuálním řízením kvality sítě ve fázi její tvorby. Obrázek zobrazuje model s vytvořenou sítí, který byl dále použit pro výpočty.



Obr. 5.2 – Obrázek vysítovaného modelu

Základní rozměr prvku sítě byl zvolen o velikosti 50 mm. Dále pak bylo použito řízené zjemnění sítě pro odlitek hrnce, přechod ve spojení konzoly brzdy a svislé závěšky se stojinou podélníku na středovém odlitku. Zjemnění sítě bylo také použito pro dolní pásnici středového odlitku včetně prolomené části odlitku kolem brzdové jednotky. Zjemněná síť byla také použita na konzoly, do kterých jsou uchyceny ojnice. U příčníku rámu bylo použito zjemnění sítě v zaoblených přechodech stojin. Další zjemnění byla provedena automaticky v rámci procesu síťování kolem některých hran a prvků tak, aby bylo možné vytvořit síť pro celý model. Detaily použitého zjemnění sítě jsou zobrazeny na následujících obrázcích.



Obr. 5.3 – Detail zjemnění sítě

5.3 Zatížení

Pro posuzování konstrukce na statickou pevnost, bylo nutné stanovit velikosti příslušných zatěžovacích sil. Při stanovení velikosti bylo vycházeno z normy *ČSN EN 13 749 – Dvojkolí a podvozky – Metoda specifikování konstrukčních požadavků* [13, s. 17-19]. Pro posuzování konstrukce na statickou pevnost se výhradně uvažují pouze extrémní (výjimečná) zatížení. Tato extrémní zatížení jsou taková zatížení, která se mohou během života konstrukce vyskytovat pouze zřídka. Zkoumaný podvozek musí takovéto síly vydržet, aniž by došlo k narušení funkčnosti nebo výskytu trvalé deformace po té, co zatížení přestane působit.

Zatížení jsou dle normy dělena na vnější – tzn. zatížení vyvolané běžným provozem i výjimečnými okolnostmi a zatížení vnitřní – tzn. zatížení vyvolaná prvky uchycenými

k rámu podvozku. Kombinací příslušných zatížení pak byly simulovány různé provozní situace, kterým musel zkoumaný rám podvozku vyhovět.

5.4 Akční síly

5.4.1 Tíhová síla od hmoty trakčního motoru

Trakční motor je přišroubován ke konzoli na příčnicku rámu podvozku. Spočívá tedy celou vahou na rámu a pro taková zařízení je uvažováno svislé přitížení v podobě $\pm 20g$. Zatížení od hmoty trakčního motoru bylo stanoveno jako

$$F_{gTM} = 1,2 \cdot m_{TM} \cdot g = 1,2 \cdot 725 \cdot 9,81 = 8535 \text{ N} \quad (5.1)$$

5.4.2 Tíhová síla od brzdových jednotek

Brzdové jednotky jsou uchyceny přes konzoly na podélníku rámu. Stejně jako pro trakční motor, tak i pro brzdové jednotky platí přídavné zatížení v podobě svislého přitížení $\pm 20g$. Zatížení od brzdových jednotek bylo stanoveno jako:

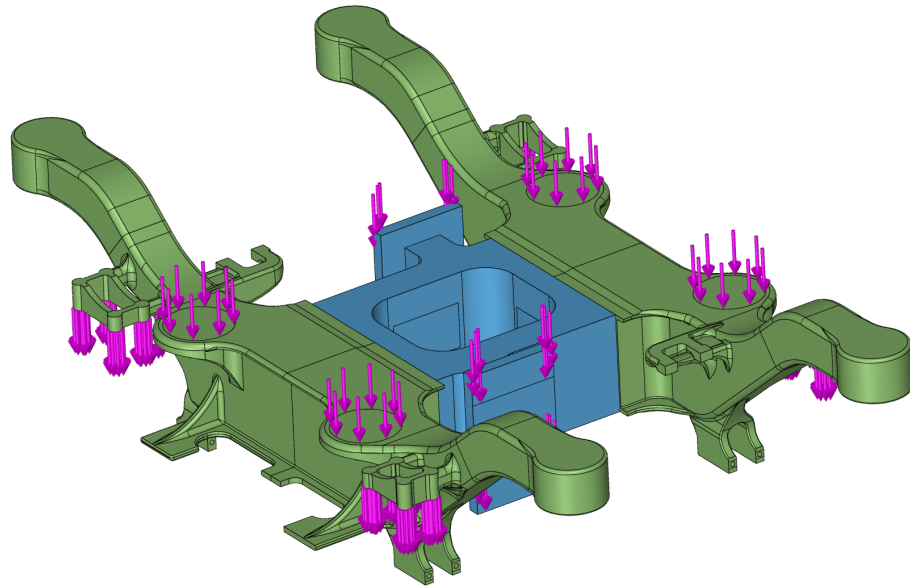
$$F_{gBJ} = 1,2 \cdot m_{BJ} \cdot g = 1,2 \cdot 98 \cdot 9,81 = 1154 \text{ N} \quad (5.2)$$

5.4.3 Tíhová síla skříňe vozidla

Jestliže uvažujeme vložený vůz, který oběma konci spočívá na Jakobsových podvozcích, můžeme pro takový případ uvažovat zjednodušeně, že jedna skříň spočívá na jednom Jakobsově podvozku. Na tento podvozek je tíhová síla přenášena přes 4 vzduchové pružiny sekundárního vypružení. Hodnotu výjimečného zatížení působícího na jednu pružinu lze stanovit dle rovnice:

$$F_{gMAX} = \frac{1,4 \cdot g (m_v + p_1 - m^+)}{4} = \frac{1,4 \cdot 9,81 (31000 + 9000 - 6300)}{4} = 115\,709 \text{ N} \quad (5.3)$$

Způsob umístění působících tíhových sil od trakčního motoru, brzdové jednotky a skříňe vozidla do výpočtového modelu je zobrazen na obrázku 5.4.



Obr. 5.4 – Silové působení od tíhových sil ve výpočetním modelu

5.4.4 Příčná setrvačná odstředivá síla vozidlové skříně

Při průjezdu vozidla obloukem vzniklá setrvačná odstředivá síla vozidlové skříně zatěžuje rám podvozku. Tato síla je přenášena přes svislý čep na boční narážku umístěnou v příčnicku rámu. Maximální účinek této síly je dán tzv. Prud'homovou mezní hodnotou.

$$F_{yMAX} = 10^4 + \frac{(m_v + p_1) g}{3 \cdot n_a \cdot n_b} = 10^4 + \frac{(31000 + 9000) 9,81}{3 \cdot 1 \cdot 2} = 75\,400 \text{ N} \quad (5.4)$$

5.4.5 Podélná zatížení při posouvání

Jako výjimečné zatížení podvozku v podélném směru se používá síla, která může vzniknout při nárazu nebo při posunu vozidla. Pro jednotky a ucelené soupravy se používá hodnota zrychlení $3g$, která působí na podvozek. Tato síla se přenáší přes podélnou narážku na svislý čep vedení skříně. Velikost síly je dána rovnicí:

$$F_{x_{pos}} = m^+ \cdot 3g = 6300 \cdot 3 \cdot 9,81 = 185\,409 \text{ N} \quad (5.5)$$

5.4.6 Torzní zatížení

Rám podvozku je torzně namáhán vlivem jeho postavení na zborcené koleji. Do této situace se běžně dostane při jízdě po vzestupnici nebo vlivem nerovností a špatné

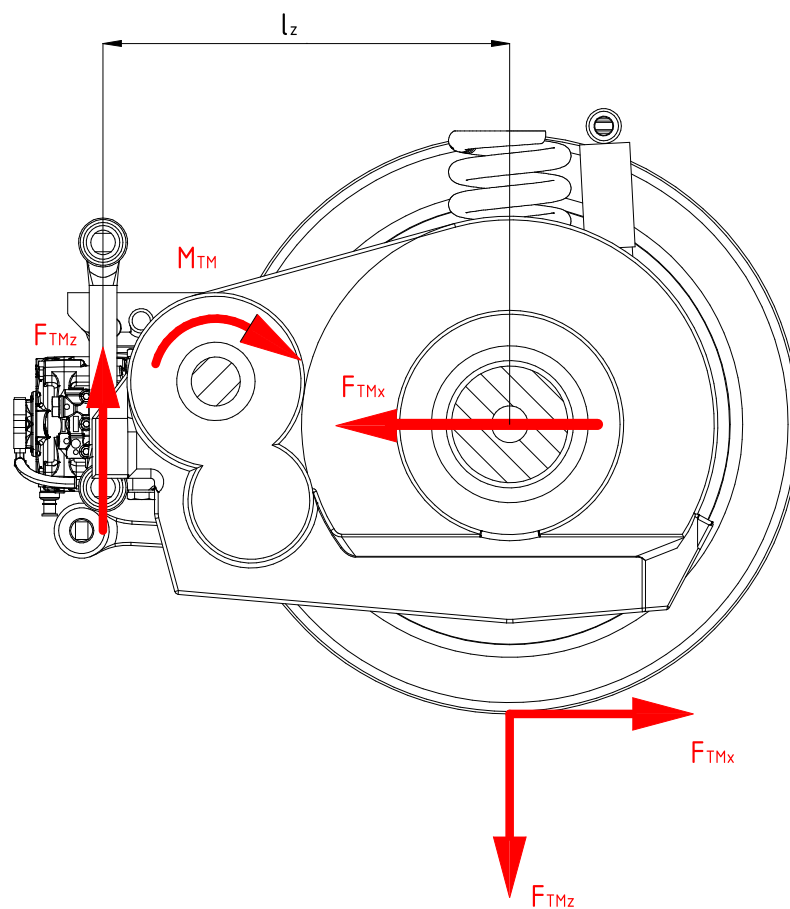
geometrické poloze koleje. Torzní zatížení vychází z předpokladu, že rám podvozku musí vydržet zatížení vyvolané 1% zborcením koleje a dále výjimečné zatížení svislé a příčné.

$$z_{T_{MAX}} = 0,01 \cdot p = 0,01 \cdot 2700 = 27 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Toto zatížení je do výpočetního modelu vneseno jako posunutí opěrné plochy pružiny o vypočtenou hodnotu. Opěrná plocha ve výpočetním modelu reprezentuje základní rám. Jejím posunutím je tedy do modelu přes pružné uchycení vneseno požadované zatížení.

5.4.7 Zatížení při rozjezdu nebo brzdění motorem

Při rozjezdu nebo brzdění je přenášen kroutící moment trakčního motoru na další komponenty v pojezdu. Trakční motor je přišroubován ke konzole motoru na příčnici rámu podvozku a kroutící moment je na nápravovou převodovku přenášen pomocí hřídele. Nápravová převodovka je ložiskována na dvojkolí a reakce na přenášený kroutící moment je zachycován pomocí svislé závěsky.



Obr. 5.5 – Silové působení při rozjezdu

Pro výpočet výjimečného zatížení vyvolaného trakčními motory se počítá se součinitelem přetížení $s_{TM} = 1,3$. Maximální kroutící moment který je přenášen z trakčního motoru na nápravu, je dán:

$$M_{TM_{max}} = s_{TM} \cdot M_{TM} = 1,3 \cdot 3528 = 4586 \text{ N m} \quad (5.7)$$

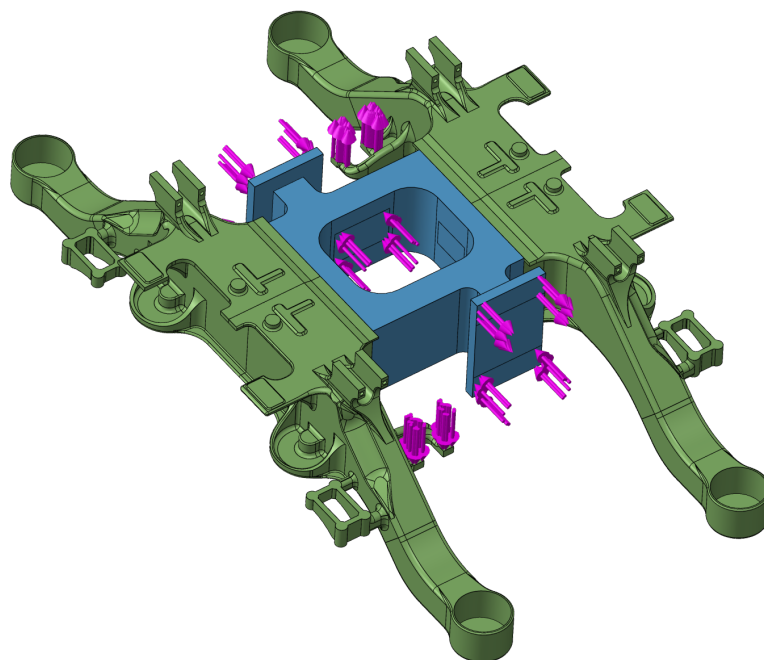
Reakční síla v závěse vychází ze silového působení, viz obrázek 5.5. Vypočítá se z momentové rovnice ke středu nápravy:

$$F_{TM_z} = M_{TM_{max}} \frac{i + 1}{l_z} = 4586 \frac{4,65 + 1}{0,660} = 39\,259 \text{ N} \quad (5.8)$$

Tažná či brzdná síla na obvodu kola, působící v podélném směru, byla stanovena dle následujícího vztahu:

$$F_{TM_x} = \frac{M_{TM_{max}} i}{R} = \frac{4586 \cdot 4,65}{890} = 23\,961 \text{ N} \quad (5.9)$$

Umístění výše zmíněných sil, které jsou spojeny s působením tažné či brzdné síly od trakčního motoru, je zobrazeno na obrázku

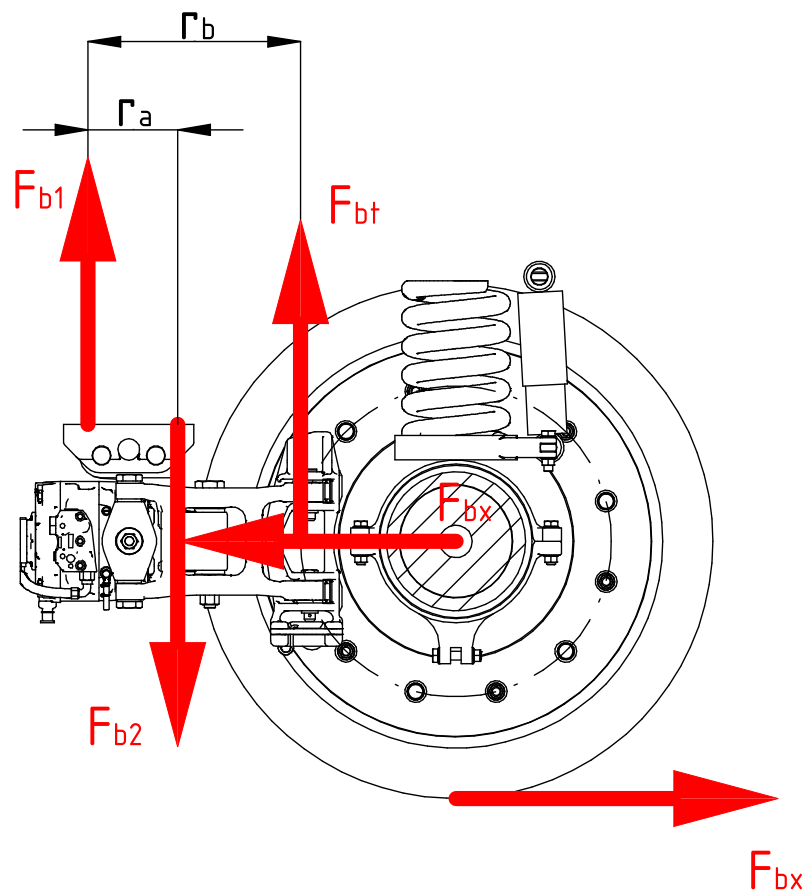


Obr. 5.6 – Silové účinky působící na výpočetní model při rozjezdu či brzdění

5.4.8 Zatížení při brzdění kotoučovou brzdou

K vyvolání brzdného účinku je podvozek vybaven kotoučovými brzdami umístěnými v discích kol. Přitlačením brzdových destiček na kotouč vzniká třecí síla, která dále působí svým brzdným momentem. Reakce na tuto brzdnu třecí sílu je nutné zachytit v uložení brzdové jednotky. Brzdová jednotka má své tělo přišroubované ke konzoli, která je umístě vně podélníku rámu. Tato konzola musí přenést všechny svislé síly, které brzděním vznikají. Třecí síla F_{bt} mezi brzdovými destičkami a brzdovým obložení je dána normálovou přitlačnou silou F_{bN} a součinitelem tření mezi oběma materiály f_b . Pro stanovení výjimečného zatížení bylo dále uvažováno s hodnotou přitížení 1,3.

$$F_{bt} = 1,3 \cdot F_{bN} \cdot f_b = 1,3 \cdot 60000 \cdot 0,35 = 27\,300 \text{ N} \quad (5.10)$$



Obr. 5.7 – Silové působení při brzdění kotoučovou brzdou

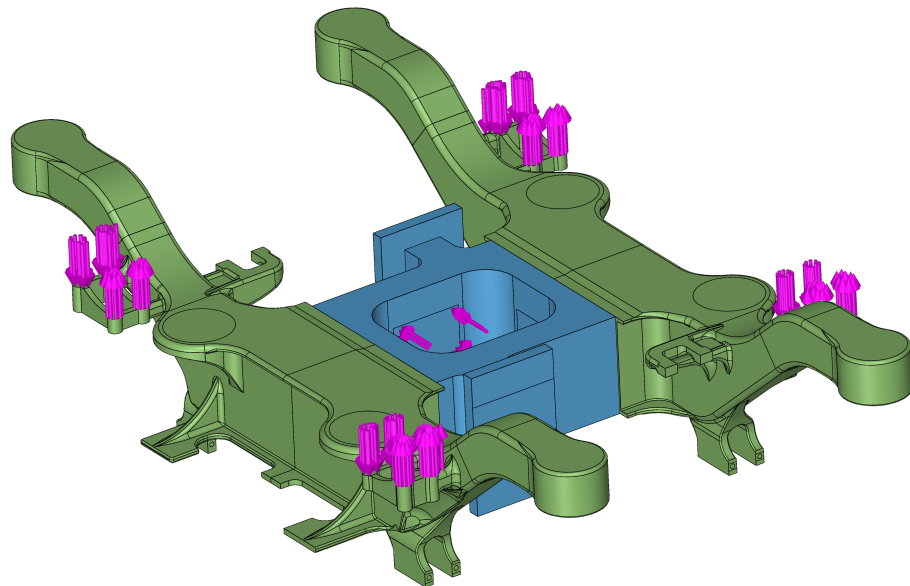
Reakční síly v uchycení brzdové jednotky bylo možné stanovit na základě momentové rovnováhy pro samotnou brzdovou jednotku. Silové působení a jejich reakce jsou zobrazeny na obrázku 5.7.

$$F_{b_2} = \frac{F_{b_t} \cdot r_b}{r_a} = \frac{27300 \cdot 400}{180} = 60\,667 \text{ N} \quad (5.11)$$
$$F_{b_1} = F_{b_2} - F_{b_t} = 60\,667 - 27\,300 = 33\,367 \text{ N}$$

Brzdná síla na obvodu kola se dá spočítat na základě součiny třecí síly vzniklé přitlačením brzdových destiček na brzdové kotouče a poměru třecího poloměru ku poloměru kola. Tento vztah je vyjádřen rovnicí:

$$F_{b_x} = \frac{F_{b_t} \cdot R_t}{R} = \frac{27300 \cdot 278,5}{445} = 17\,086 \text{ N} \quad (5.12)$$

Obrázek 5.8 zobrazuje způsob vnesení sil při brzdění kotoučovou brzdou do výpočetního modelu rámu podvozku.



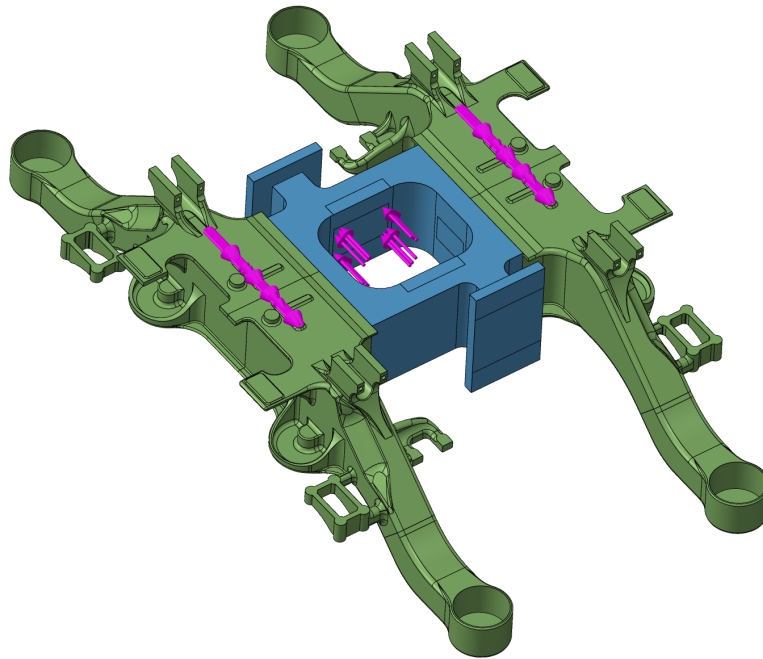
Obr. 5.8 – Silové působení na výpočetní model při brzdění kotoučovou brzdou

5.4.9 Zatížení od magnetické kolejnicové brzdy

Kromě možnosti adhezního brzdění vyvozeného pomocí kotoučové brzdy nebo momentu trakčního při užití EDB, je podvozek vybaven také neadhezní elektrodynamickou kolejnicovou brzdou, která bývá uvedena v činnost při rychločinném brzdění. Použití MG brzdy má největší účinek při vysokých rychlostech a s klesající rychlostí její účinek klesá. Při spuštění MG brzdy dojde vlivem účinkování magnetického pole k přitisknutí trámce

ke kolejnici a vzniku třecí síly v této kontaktní dvojici. Velikost třecí síly je dána přitažnou silou MG brzdy a součinitelem tření mezi trámecem a kolejnici. Síla od jednoho trámce byla stanovena dle rovnice:

$$F_{t_{MG}} = F_{n_{MG}} \cdot f_{MG} = 84000 \cdot 0,1 = 8400 \text{ N} \quad (5.13)$$



Obr. 5.9 – Silové účinky ve výpočetním modelu od magnetické kolejnicové brzdy

Reakce na tuto třecí sílu je přenášena přes podélnou narážku. Tato narážka je součástí konzoly pro uchycení příčného tlumiče a celá tato konzola je přivařena na spodní stranu odlitku podélníku. V rámci zjednodušení výpočtového modelu není tato konzola vymodelována, je tato síla zavedena na ploše, na které je konzola přivařena. Tím došlo k posunutí působíště této síly a je tedy nutné zavést moment, který toto posunutí kompenzuje.

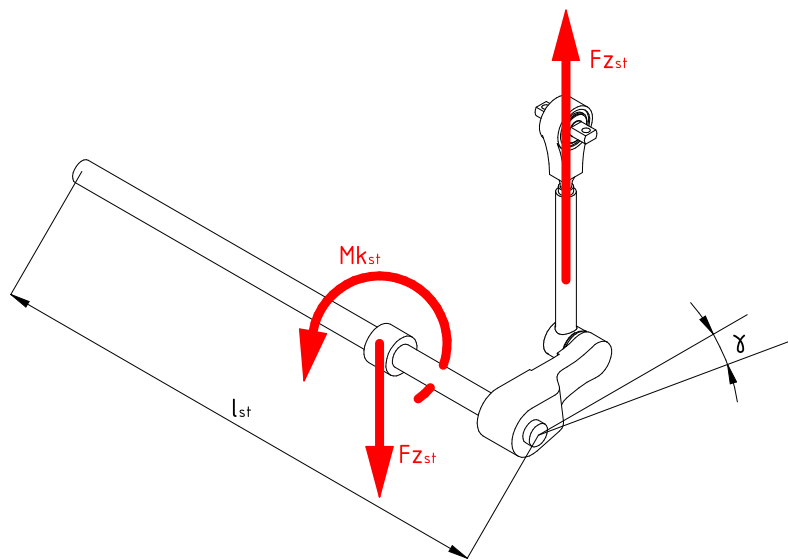
5.4.10 Zatížení od torzního stabilizátoru

Na rámu jsou umístěny dva torzní stabilizátory – vždy jeden pro každou skříň. Jejich účelem je stabilizovat skříň proti přílišnému naklápění. Konstrukce torzního stabilizátoru je taková, která by neměla ovlivňovat tuhost sekundárního vypružení. Proto se stabilizátor provádí jako zkrutná tyč připojená přes páku na hrubou stavbu skříně, volně otočná ve svém uložení. Jestliže dochází pouze ke svislým pohybům skříně vozidla proti rámu podvozku a k žádnému natáčení kolem osy x, pak nedochází ke zkrucování tyče, ale

pouze k úhlovému natáčení v kluzném uložení stabilizátoru a tedy nevzniká žádná přídatná stabilizační síla. V případě že dojde k úhlovému natáčení kolem osy x, způsobí tyto pohyby skříňě přes páku zkroucení torzní tyče. To vyvolá vznik stabilizačních sil úměrných úhlu zkroucení torzního stabilizátoru a torzní tuhosti zkroucované tyče.

Torzní tuhost tyče kruhového průřezu byla stanovena dle vztahu:

$$k_t = \frac{G_{st}\pi r_{st}^4}{2 \cdot l_{st}} = \frac{80\,000 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,025^4}{2 \cdot 1,185} = 41\,424 \text{ N rad}^{-1} \quad (5.14)$$



Obr. 5.10 – Silové působení při zkroucení torzního stabilizátoru

Kroutící moment, vyvolaný zkroucením tyče o úhel γ je dán rovnicí 5.15. Pro maximální úhel zkroucení $\gamma = 2^\circ$ vychází maximální kroutící moment:

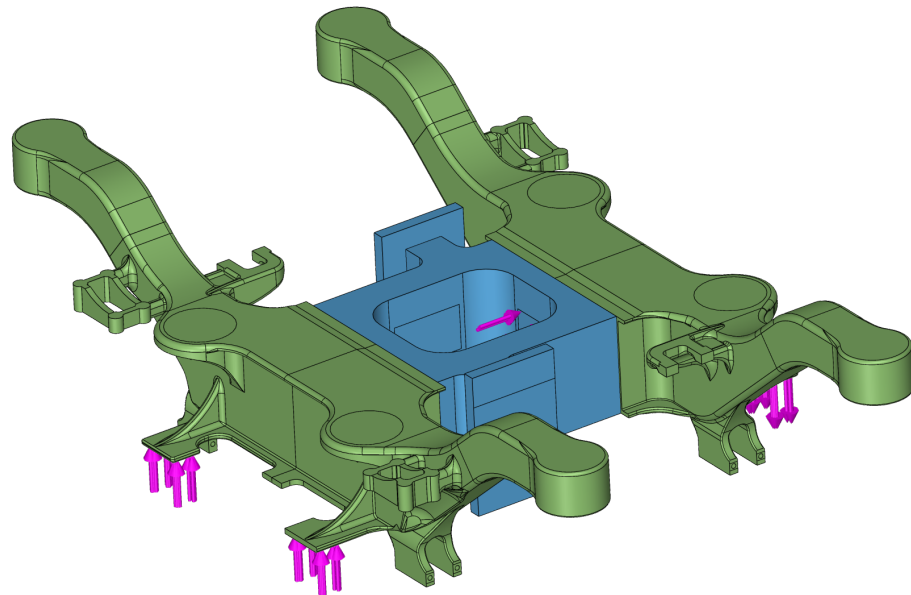
$$Mk_{st} = k_t \cdot \gamma = 41\,424 \cdot 0,0349 = 1446 \text{ N m} \quad (5.15)$$

Tento kroutící moment má za následek vznik stabilizační síly F_{zst} , která je přes páku stabilizátoru přenášena na skříň vozidla. Velikost síly F_{zst} je dána velikostí ramene ρ_{st} , na kterém působí.

$$F_{zst} = \frac{Mk_{st}}{\rho_{st}} = \frac{1446}{0,660} = 2191 \text{ N} \quad (5.16)$$

Pouzdro, ve kterém je stabilizátor uložen, je přišroubováno ke konzole, která vystupuje z dolní strany odlitku podélníku. Tato konzole zachycuje reakci, která vzniká v důsledku zkroucení torzní tyče. Silové působení je zobrazeno na obrázku 5.10.

Síly působící na rám podvozku při průjezdu obloukem, tedy příčné setrvačné síly od skříně vozidla a síly působící v uložení torzního stabilizátoru, jsou do výpočetního modelu zadávány společně. Působíště těchto sil je zobrazeno na obrázku



Obr. 5.11 – Silové působení na rám podvozku výpočetního modelu při průjezdu obloukem

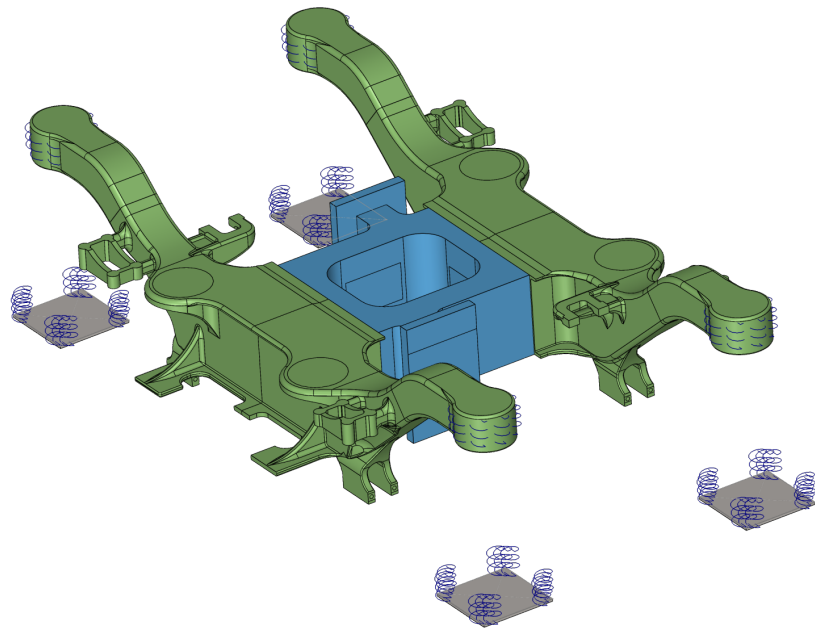
5.5 Reakční síly

Reakční síly u výpočtového modelu vznikají jako důsledek uchycení zkoumaného rámu podvozku k tzv. základnímu nehybnému rámu při výpočtech MKP. Jejich velikost a směr působení je dán způsobem použité vazby.

5.5.1 Primární vypružení

Uložení rámu na pružinách primárního vypružení je ve výpočetním modelu realizováno pomocí spojení typu pružina. Tyto vazby jsou aplikovány mezi plochy odpovídající místům uložení sady pružin primárního vypružení a plochy základního rámu, které byly fixně uchyceny. Svislá tuhost uložení odpovídá tuhosti pružiny, vypočítané v příloze A – Návrh vypružení. Příčná tuhost je zavedena především za účelem stabilizace výpočtu a její velikost zvolena na základě doporučení zadavatele, jelikož v rámci návrhu vypružení nebyla příčná tuhost stanovována.

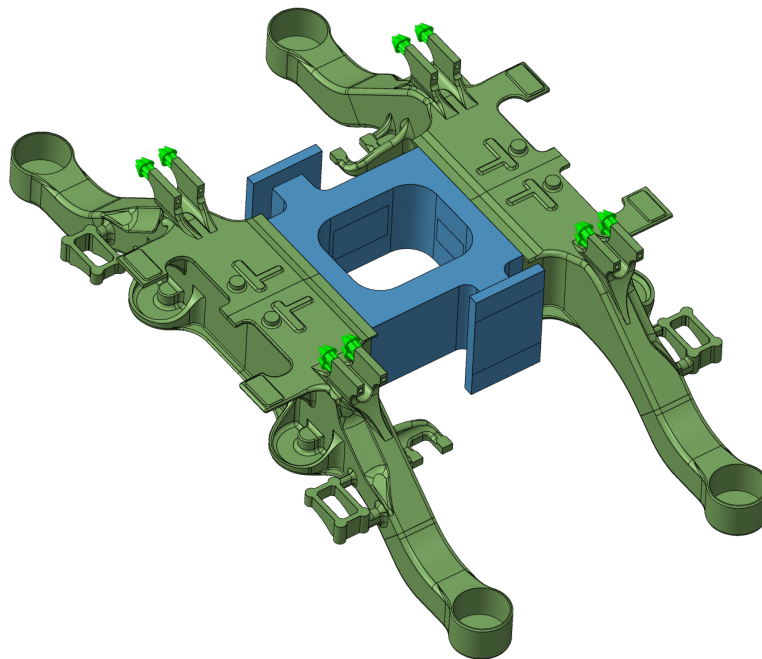
Způsob realizace uchycení rámu podvozku na pružinách je zobrazena na obrázku 5.12.



Obr. 5.12 – Uchycení výpočtového modelu pomocí spojení typu pružina se základním nehybným rámem

5.5.2 Vedení dvojkolí

Jak již bylo zmíněno dříve, vedení dvojkolí je provedeno pomocí jedné podélné ojnice. Ta je na rámu podvozku uchycena v konzoli, která vychází z dolní části odlitku podélníku. Síly vznikající v místě uchycení ojnice jsou realizovány prostřednictvím vazby, která zamezuje pohyb v podélném směru a je použita na plochy které jsou v kontaktu s ojnici. Ve zbylých dvou směrech není posuv nijak omezen. Způsob uchycení je zobrazen na obrázku A.2. Zelené šipky znázorňují zakázaný posuv v příslušném směru.



Obr. 5.13 – Uchycení výpočtového modelu v podélném směru

5.6 Zatěžovací stavy

V následující části jsou vypsané všechny zkoumané zatěžovací stavy. Ty vychází z kombinace sil, které byly dříve stanoveny. Snahou bylo postihnout všechny možné stavy, ve kterých se může vozidlo, potažmo podvozek během svého života vyskytnout. Jak již bylo dříve napsáno, při posuzování na statickou pevnost se uvažují především výjimečné hodnoty zatížení, které musí podvozek snést. Jedná se tedy o tyto následující stavy:

- Zatěžovací stav č. 1 – Jízda v přímé koleji výběhem.
- Zatěžovací stav č. 2 – Průjezd obloukem výběhem.
- Zatěžovací stav č. 3 – Průjezd přechodnicí výběhem.
- Zatěžovací stav č. 4 – Náraz vozidla v přímé koleji.
- Zatěžovací stav č. 5 – Náraz vozidla v oblouku.
- Zatěžovací stav č. 6 – Rozjezd nebo brzdění motorem v přímé koleji.
- Zatěžovací stav č. 7 – Rozjezd nebo brzdění motorem v oblouku.
- Zatěžovací stav č. 8 – Brzdění kotoučovou brzdou v přímé koleji.
- Zatěžovací stav č. 9 – Brzdění kotoučovou brzdou v oblouku.

- Zatěžovací stav č. 10 – Brzdění kotoučovou brzdou a motorem v přímé koleji.
- Zatěžovací stav č. 11 – Brzdění kotoučovou brzdou a motorem v oblouku.
- Zatěžovací stav č. 12 – Brzdění kotoučovou brzdou, motorem a MG brzdou v přímé.
- Zatěžovací stav č. 13 – Brzdění kotoučovou brzdou, motorem a MG brzdou v oblouku.

Kombinace zatížení odpovídající příslušným zatěžovacím stavům jsou zobrazeny v tabulce 5.1. Síly které se uplatňují při daném způsobu zatížení jsou označeny symbolem ●, zbylé síly jsou značeny ○.

Zatěžovací stav	Způsob zatížení									
	5.4.1	5.4.2	5.4.3	5.4.4	5.4.5	5.4.6	5.4.7	5.4.8	5.4.9	5.4.10
1	●	●	●	○	○	○	○	○	○	○
2	●	●	●	●	○	○	○	○	○	●
3	●	●	●	○	○	●	○	○	○	○
4	●	●	●	○	●	○	○	○	○	○
5	●	●	●	●	●	○	○	○	○	●
6	●	●	●	○	○	○	●	○	○	○
7	●	●	●	●	○	○	●	○	○	●
8	●	●	●	○	○	○	○	●	○	○
9	●	●	●	●	○	○	○	●	○	●
10	●	●	●	○	○	○	●	●	○	○
11	●	●	●	●	○	○	●	●	○	●
12	●	●	●	○	○	○	●	●	●	○
13	●	●	●	●	○	○	●	●	●	●

Tab. 5.1 – Kombinace způsobů zatížení pro jednotlivé zatěžovací stavy

Na základě této tabulky byl následně vytvořen zatěžovací program pro výpočtový model rámu a dále pak byl proveden výpočet maximálního napětí s využitím MKP.

6 Vyhodnocení výsledků analýzy

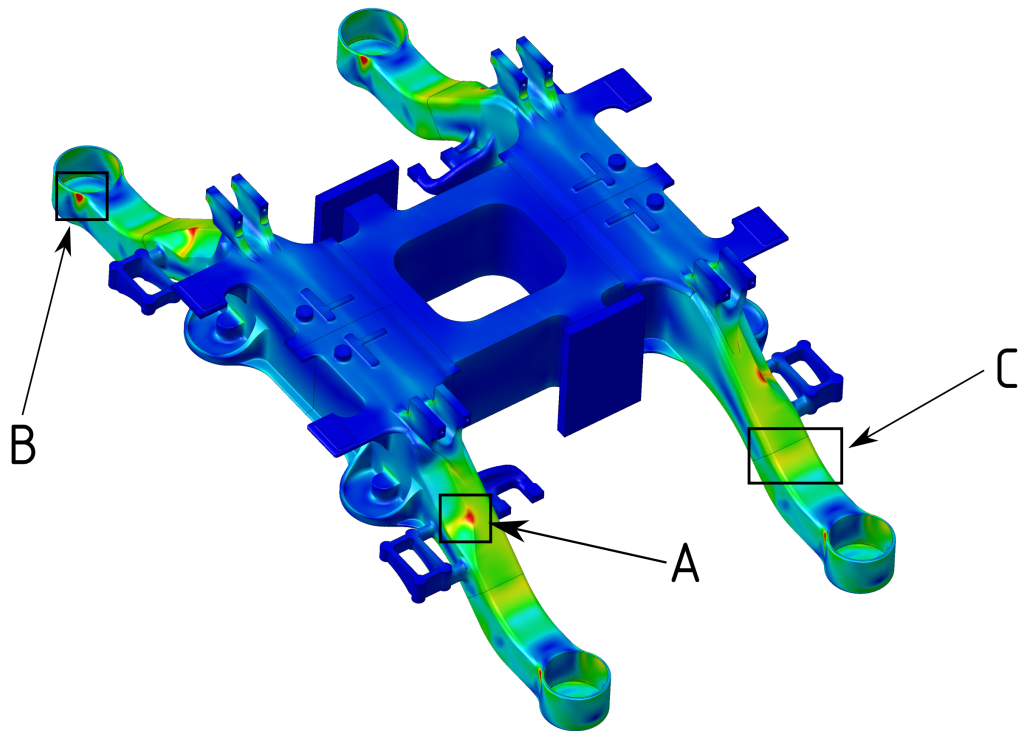
V předchozích kapitolách věnovaných předpřípravě samotné analýzy MKP, byly popsány všechny důležité předpoklady pro provedení pevnostní analýzy. Samotný pevnostní výpočet byl proveden jako statická lineární analýza. Tato analýza předpokládá lineární chování materiálu po celou dobu zatěžování. Konečný stav modelu tedy závisí pouze na konečných hodnotách posuvů a zadaných zatíženích. Volba statické lineární analýzy však plně koresponduje se způsobem zvoleného vyhodnocení, které bude popsáno dále.

6.1 Výsledky statické lineární analýzy

Cílem této analýzy bylo získat celkový pohled na rozložení napětí v celém rámu podvozku, případně určení kritických míst konstrukce. Grafické výsledky MKP analýzy pro všechny zatěžovací stavy jsou zobrazeny v příloze C této diplomové práce, přičemž jako výsledky jsou zobrazeny hodnoty ekvivalentního napětí dle hypotézy von Mises. Níže je uvedeno bližší rozpracování těchto výsledků pro jednotlivé stavy, a to včetně hodnot napětí v exponovaných místech konstrukce rámu podvozku.

6.1.1 Jízda v přímé koleji výběhem

Při tomto zatěžovacím stavu působí na rám pouze tíhové síly od trakčních motorů, brzdových jednotek a vozidlových skříní. Již při tomto zatížení však lze pozorovat ve výsledcích oblasti, ve kterých nadměrně vzrůstá hodnota vypočteného napětí. Tyto oblasti jsou na obrázku 6.1 označeny písmenem A – přechod hrany podélníku do prolomené části a písmenem B – přechod profilu podélníku do válcového profilu uložení pružin. Maximální naměřené napětí v oblasti A má hodnotu 285 MPa, zatímco napětí v oblasti B dosahuje maximální hodnoty 334 MPa. Obě tato zmíněná místa vysokého napětí jsou v místech konstrukčních vrubů a v těchto místech tedy mohou vznikat špičková napětí. Obecně jsou vruby a špičková napětí brány do úvahy především při vyhodnocování únavových analýz, avšak z provedené statické lineární analýzy není přesně možné určit povahu těchto napětí ani jejich přesnou velikost. Z tohoto důvodu je nutné brát i tyto výsledky v potaz při následném vyhodnocování.



Obr. 6.1 – Vybrané oblasti výsledků pevnostní analýzy

Rám podvozku je vlivem působícího zatížení především namáhán na ohyb. To se projevuje tlakovým namáháním na horních pásnicích podélníků a tahovým namáháním na dolních pásnicích. Z hlediska velikosti napětí byla dalším významným místem oblast ohybu dolní pásnice v přechodu mezi oběma odlitky podélníku. Na obrázku 6.1 je toto místo označeno písmenem C. Maximální hodnota napětí v této oblasti byla naměřena 203 MPa.

V oblasti příčnicku a středové části podélníku nebyly zaznamenány žádné oblasti zvýšeného napětí.

6.1.2 Průjezd obloukem výběhem

Výsledky tohoto zatěžovacího stavu nejvíce ovlivňuje přidaná příčná setrvačná síla od skříně vozidla. Maximální napětí v oblasti A bylo naměřeno 298 MPa a v oblasti B 360 MPa. Vzrostlo také napětí na dolní pásnici v oblasti C a kolem vnitřní hrany podélníku. Hodnota maximálního napětí v této oblasti byla naměřena 244 MPa.

6.1.3 Průjezd přechodnicí výběhem

Při této analýze bylo, kromě jednotlivých tíhových sil působících na rám, předepsáno také příslušné posunutí opěrné desky pružiny, představující základní rám. Tímto bylo do modelu vneseno další přídavné namáhání. Hodnoty napětí v oblasti A byly naměřeny

318 MPa a v oblasti B 380 MPa. Napětí naměřené na dolní pásnici v ohybu – oblast C mělo maximálně 229 MPa.

6.1.4 Náraz vozidla v přímé koleji

Při analýze nárazu vozidla působí přes podélnou narážku značné síly, které jsou přenášeny na čela příčnicku. K rozložení sil pomáhají také umístěné výztuhy mezi vnitřní a vnější stojinou. Maximální napětí v oblasti A a B byla naměřena 296 MPa resp. 346 MPa. Napětí na dolní pásnici v oblasti C mělo hodnotu 210 MPa.

6.1.5 Náraz vozidla v oblouku

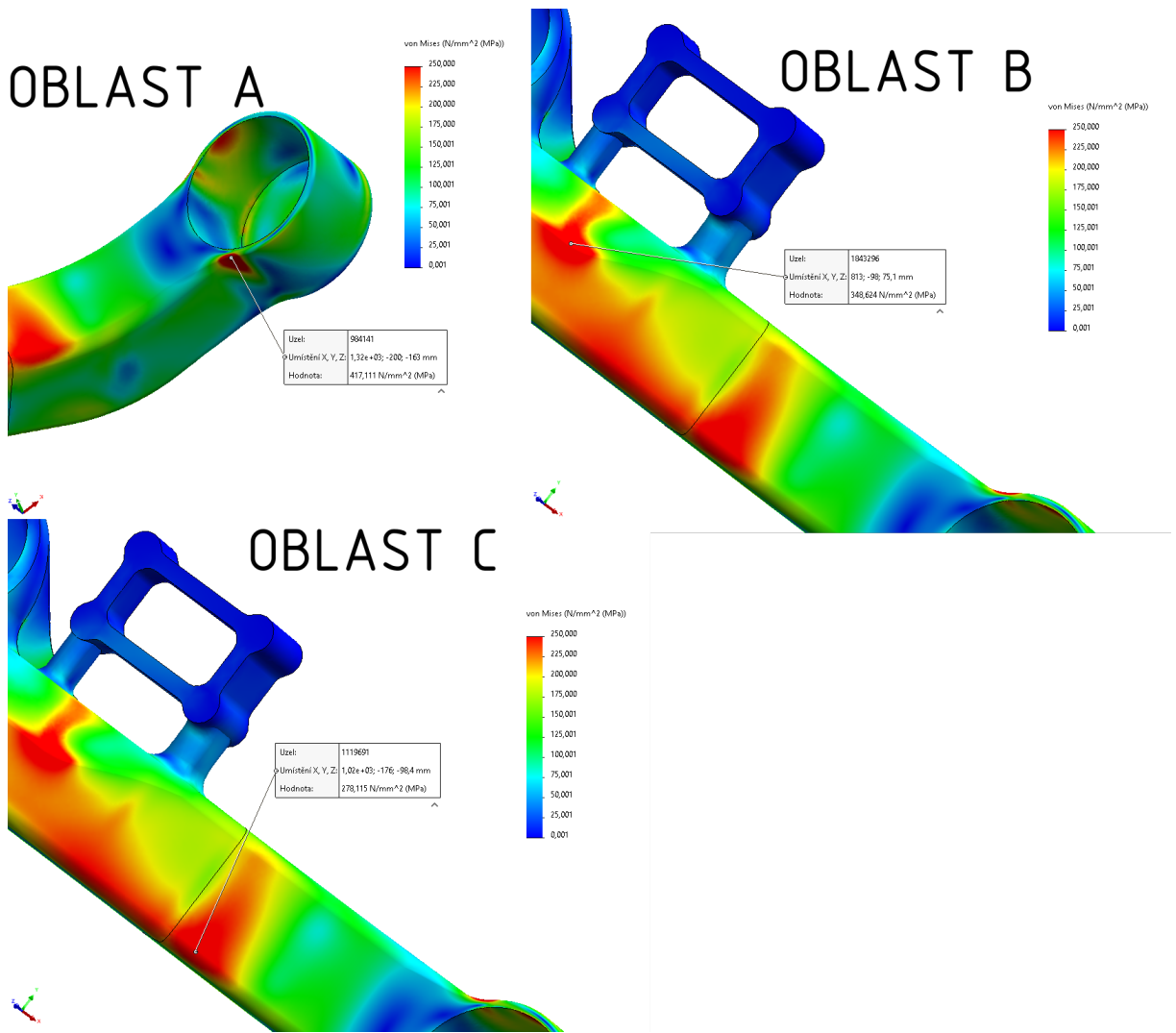
Pátý zatěžovací stav představuje náraz vozidla při jízdě v oblouku. V tomto případě byl rám zatížen kromě svislých tíhových sil také příčnou a podélnou silou pocházející od skříně vozidla. Napětí v oblasti A nabývá hodnoty 310 MPa, v oblasti B 346 MPa. Vlivem všech působících sil bylo na spodní pásnici v oblasti C naměřeno maximální napětí 250 MPa.

6.1.6 Rozjezd nebo brzdění motorem v přímé koleji

Při tomto zatěžovacím stavu je rám zatěžován podélnou silou vzniklou při vyvíjení tažné či brzdě síly trakčním motorem. Současně jsou zatěžovány reakční silou i konzoly sloužící k uchycení reakční závěsky, přičemž tato síla navíc způsobuje torzní namáhání podélníku. Naměřené maximální hodnoty v oblasti A byly 338 MPa a v oblasti B 396 MPa. Napětí na spodní pásnici v oblasti C bylo změřeno maximálně 238 MPa.

6.1.7 Rozjezd nebo brzdění motorem v oblouku

V sedmém zatěžovacím stavu byla přidána příčná setrvačná síla a také síly od torzního stabilizátoru. Tyto síly ještě více zvyšují namáhání jedné strany podélníku. Naměřené hodnoty napětí v oblasti A byly 349 MPa a v oblasti B 417 MPa. V oblasti C bylo naměřeno maximální napětí 278 MPa – detail obrázek 6.2.



Obr. 6.2 – Detailní pohled včetně hodnot ve vyhodnocovaných oblastech pro stav č. 7

6.1.8 Brzdění kotoučovou brzdou v přímé koleji

Osmý zatěžovací stav představuje zatížení vyvolaná brzděním kotoučovou brzdou. Reakční síla zachycená v konzolích brzdy značně namáhá uchycení této konzoly a tak zde vznikají špičky napětí v přechodu do stojiny podélníku. Tato síla zároveň torzně namáhá samotný poledník. Hodnoty maximálního napětí v oblastech A, B a C byly naměřeny 314 MPa, 369 MPa a 221 MPa.

6.1.9 Brzdění kotoučovou brzdou v oblouku

Předchozí zatěžovací stav ovlivněný přispěním sil působících při průjezdu obloukem dále zvyšuje namáhání rámu podvozku. Zejména je namáhán podélník, který se nachází na opačné straně než působí příčná síla. Hodnota napětí v oblasti A měla hodnotu 326 MPa, v oblasti B mělo napětí hodnotu 394 MPa v namáhané části dolní pásnice v oblasti C bylo naměřeno napětí 285 MPa.

6.1.10 Brzdění kotoučovou brzdou a motorem v přímé koleji

Při této analýze byl rám podvozku zatížen silami vznikajícími pouze při brzdění kotoučovými brzdami. Jelikož se v obou případech jedná o adhezní způsob brzdění, bylo nutné vzít při výpočtu do úvahy také maximální adhezní brzdnou sílu, neboť i v reálném případě je nutná spolupráce mezi oběma způsoby brzdění, aby nedošlo k překročení adhezních limitů. Maximální suma brzdných sil je dána adhezní podmínkou:

$$\frac{\sum F_{b_x}}{(m_v + p_1) \cdot g} \leq 0,15 \quad (6.1)$$

Z tohoto důvodu bylo nutné zvolit vhodný způsob brzdění. Výpočet počítá s maximálním využitím brzdné síly motoru, doplněné brzdnou silou kotoučové brzdy. Velikost brzdné síly od kotoučové brzdy byla stanovena:

$$F_{b_{max}} = S \cdot \mu \cdot (m_v + p_1) \cdot g = 1,2 \cdot 0,15 \cdot 40\,000 \cdot 9,81 = 70\,632 \text{ N} \quad (6.2)$$

$$F_{b_x} = F_{b_{max}} - F_{TM_x} = 70\,632 - 47\,922 = 22\,710 \text{ N} \quad (6.3)$$

Naměřená napětí v oblasti A měla maximální hodnotu 350 MPa, napětí v oblasti B 391 MPa. Napětí v oblasti C dosahovalo maximální hodnoty napětí 235 MPa.

6.1.11 Brzdění kotoučovou brzdou a motorem v oblouku

Jedenáctý zatěžovací stav je navíc oproti předchozímu stavu doplněn o síly působící na rám podvozku při průjezdu obloukem. Tyto síly se ve výsledcích projeví hodnotami napětí v oblasti A 360 MPa a v oblasti B 416 MPa. Napětí na dolní pásnici mělo hodnotu 274 MPa.

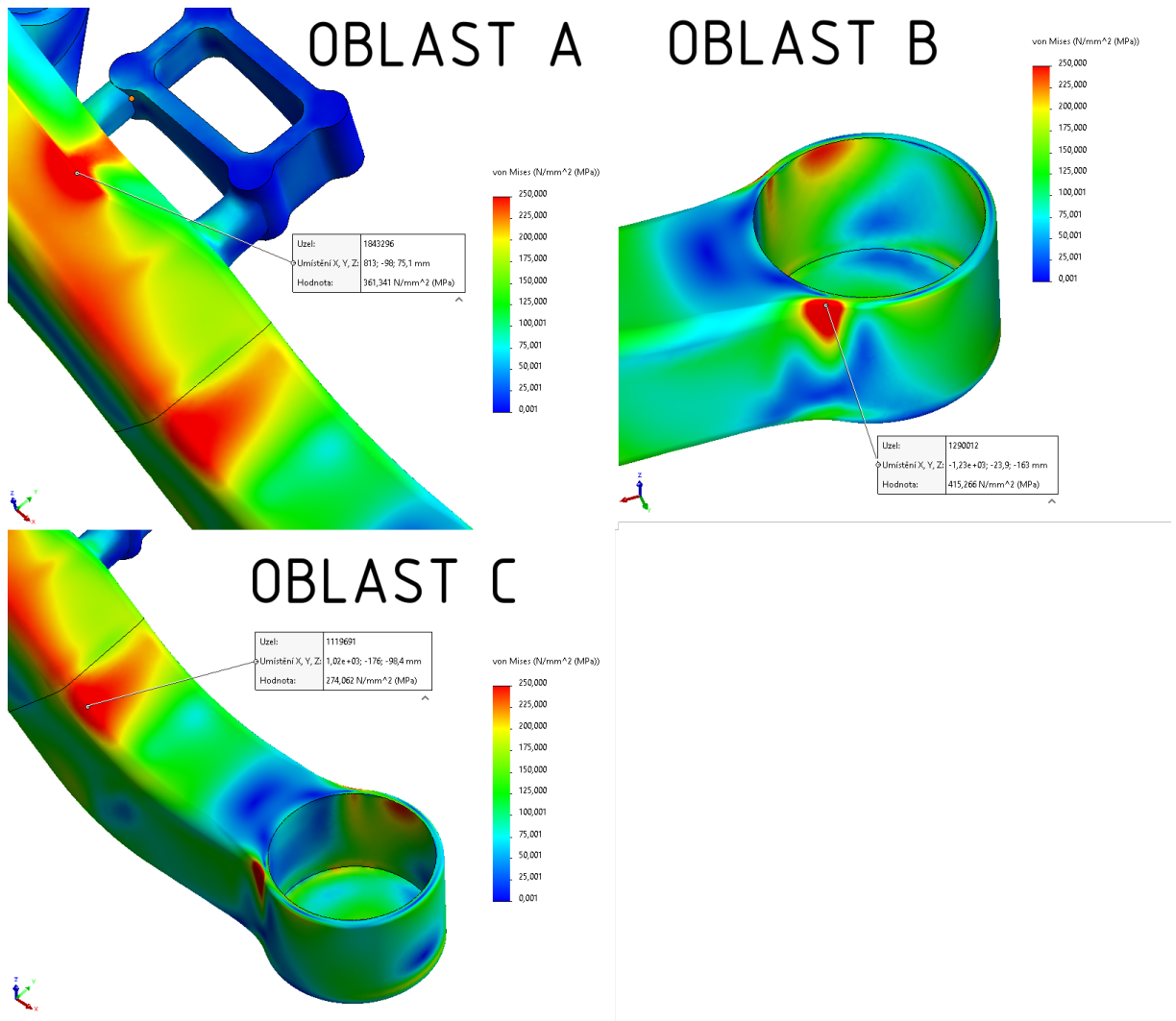
6.1.12 Brzdění kotoučovou brzdou, motorem a MG brzdou v přímé koleji

V tomto případě je k předchozímu způsobu brzdění ještě dále přidána silová složka neadhezní kolejnicové brzdy. Tato brzda přidává další složku podélné brzdné síly, jež má vliv na celkové namáhání rámu podvozku. Maximální hodnota napětí v oblasti A byla naměřena 350 MPa, v oblasti B 390 MPa. Dolní pásnice podélníku rámu je již značně namáhána, přičemž nejvyšší napětí v oblasti C bylo naměřeno 234 MPa

6.1.13 Brzdění kotoučovou brzdou, motorem a MG brzdou v oblouku

Tento stav je nejvíce nepříznivým stavem, který byl v rámci analýzy rámu podvozku proveden. Síly působící při průjezdu vozidla obloukem ještě dále zvyšují napětí

v podélnících. Zatěžovány jsou zároveň všechny konzoly podvozku, přičemž právě v přechodech těchto konzol do podélníku vznikají místní špičky napětí. Maximální hodnoty napětí v oblasti A měly velikost 361 MPa. V oblasti B byla naměřena maximální hodnota napětí o velikosti 415 MPa. Nejvyšší hodnota v oblasti C byla naměřena o velikosti 274 MPa – detail obrázek 6.3.



Obr. 6.3 – Detailní pohled včetně hodnot ve vyhodnocovaných oblastech

Následující tabulka souhrnně zobrazuje maximální zjištěné hodnoty napětí ve zmíněných oblastech pro jednotlivé zatěžovací stavy.

	σ_{cA} [MPa]	σ_{cB} [MPa]	σ_{cC} [MPa]
Stav č. 1	285	334	203
Stav č. 2	298	360	244
Stav č. 3	318	380	229
Stav č. 4	296	346	210
Stav č. 5	310	372	251
Stav č. 6	338	396	238
Stav č. 7	349	417	278
Stav č. 8	314	369	221
Stav č. 9	326	394	258
Stav č. 10	350	391	235
Stav č. 11	360	416	274
Stav č. 12	350	390	234
Stav č. 13	361	415	274

Tab. 6.1 – Přehled naměřených hodnot napětí v oblastech A, B a C

6.2 Vyhodnocení výsledků

Všechny výsledky získané z jednotlivých analýz bylo následně nutné vyhodnotit. Vyhodnocení byla provedena dle již dříve zmíněné normy ČSN EN 13749, přičemž analytické metody a přejímací kritéria jsou popsány v příloze E této normy. Pro statickou pevnost norma uvádí: „Požadavek na statickou pevnost odpovídají výjimečnému zatížení, při kterém musí podvozek/pojezd zůstat plně funkční. Analýzou a/nebo zkoušením se musí prokázat, že při mimořádném konstrukčním zatížení nedojde k žádné trvalé deformaci, nestabilitě nebo lomu konstrukce jako celku, nebo kteréhokoli jednotlivého prvku.“ [13, s. 28]

6.2.1 Vlastnosti použitého materiálu

K úplnému popsání konstrukce navrhovaného rámu podvozku, bylo nutné ještě doplnit vlastnosti zvolených materiálů. Svařenec příčnicku rámu a další konzoly zhotovené z plechů byly navrženy z materiálu S355J2. Jedná se o nelegovanou jakostní konstrukční ocel, vhodnou ke svařování [14]. Jako materiál pro odlitky byla navržena dle normy ČSN EN 10293 manganová ocel G20Mn5+QT. Označení +QT značí zušlechťení (kalení na vzduchu nebo v kapalině + popouštění) [15]. Tato ocel spadá do kategorie nízko a středně legovaných ocelí na odlitky, podle dřívějšího označení 42 2712.

Tabulka 6.2 zobrazuje přehled vybraných mechanických vlastností materiálů, vztahujících se k vyhodnocení výsledků.

Označení		S355J2	G20Mn5+QT
R_{eH} ($R_{p0,2}$)	[MPa]	355	300
R_m	[MPa]	470	500
A	[%]	22	22

Tab. 6.2 – Tabulka mechanických vlastností užitých materiálů

6.2.2 Trvalá deformace

Pro vyhodnocení trvalé deformace se dle normy obvykle volí mez kluzu, resp. smluvní mez kluzu. Přičemž při porovnávání přípustného napětí se zjištěným napětím je nutné použití součinitele bezpečnosti S . Výpočet využití prvku U je dán vztahem (6.4), jehož výsledná hodnota musí být menší nebo rovna jedné. Hodnota součinitele bezpečnosti byla zvolena $S_1 = 1,2$, přičemž přesnou hodnotu součinitele bezpečnosti norma neudává. V příloze této normy jsou popsána pouze kritéria, která je nutné brát v úvahu při stanovování tohoto součinitele.

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_1}{R_{eH}} \leq 1 \quad (6.4)$$

Následně byl proveden výpočet součinitele využití prvku pro jednotlivé zatěžovací stavy. Vyhodnocena byla všechna napětí uvedená v tabulce 6.1.

	U_A [-]	U_B [-]	U_C [-]
Stav č. 1	1,14	1,34	0,81
Stav č. 2	1,19	1,44	0,98
Stav č. 3	1,27	1,52	0,92
Stav č. 4	1,18	1,38	0,84
Stav č. 5	1,24	1,49	1,00
Stav č. 6	1,35	1,58	0,95
Stav č. 7	1,40	1,66	1,11
Stav č. 8	1,26	1,48	0,88
Stav č. 9	1,30	1,58	1,03
Stav č. 10	1,40	1,56	0,94
Stav č. 11	1,44	1,66	1,10
Stav č. 12	1,40	1,56	0,94
Stav č. 13	1,44	1,66	1,10

Tab. 6.3 – Hodnoty součinitele využití ve vybraných oblastech u jednotlivých zatěž. stavů

Tabulka 6.3 uvádí výsledky vyhodnocení součinitele využití prvků, přičemž jsou hodnoty barevně označeny. Zeleně zbarvená políčka splňují požadavky a tedy vyhovují požadavkům normy, avšak červeně zbarvená pole překračují maximální hodnotu součinitele využití a je tedy nutné se těmto místům dále věnovat.

Vysoké hodnoty napětí vznikající v oblastech A a B se vyskytují ve všech způsobech zatěžování, což je způsobeno tím, že tato napětí zde vznikají vlivem ohybu rámu od zatížení skříně. Hodnoty se následně v jednotlivých stavech liší vlivem dalších přídatných sil. Již dříve zmiňovaná norma, dle které bylo vyhodnocení prováděno, připouští, že napětí mohou přesahovat mez kluzu, resp. smluvní mez kluzu. K takovému stavu však může docházet pouze v případě, kdy je možné zaručit, že oblasti jsou dosti malé, aby se po zániku zatížení nevyskytovaly významné trvalé deformace. Přičemž norma také uvádí, že k vyloučení významných trvalých deformací je možné použít numerické nelineární analýzy, neboť jak již bylo zmíněno dříve, povahu a způsob vzniku napětí nad mezí kluzu materiálu nelze na základě statické lineární analýzy s přesností určit.

Součinitel využití prvku v oblasti C, tedy v oblasti ohybu dolní pásnice v blízkosti přechodu mezi oběma odlitky podélníku až na čtyři zatěžovací stavy splňují zadané požadavky. Součinitel využití je překročen pro případy zatěžovacích stavů č. 7, 9, 11 a 12. Jedná se tedy o stavy, ve kterých vždy působí jako přídatná zatěžující síla příčná setrvačná síla od skříně vozidla. Tato síla má za následek vyšší namáhání podélníku, který se nachází na opačné straně než působíště této síly. Z obrázků průběhů napětí na dolní pásnici můžeme pozorovat vyšší hodnoty v celé ploše dolní pásnice. V tomto případě by tedy bylo vhodné řešit určité konstrukční změny, neboť tyto výsledky nevyhovují stanoveným kritériím. Možná konstrukční vylepšení jsou diskutována níže.

6.2.3 Mez pevnosti a stabilita

Dalším krokem vyhodnocení statické pevnosti je vyhodnocení meze pevnosti. Aby byla zajištěna míra bezpečnosti mezi maximálním konstrukčním zatížením a maximálním zatížením, je pro výpočet součinitele využití volen dle vztahu (6.5) součinitel bezpečnosti $S_2 = 1,5$. Tato hodnota je dle normy považována za přijatelnou pro většinu případů.

$$U = \frac{\sigma_c \cdot S_2}{R_m} \leq 1 \quad (6.5)$$

	$U_A [-]$	$U_B [-]$	$U_C [-]$
Stav č. 1	0,86	1,00	0,61
Stav č. 2	0,89	1,08	0,73
Stav č. 3	0,95	1,14	0,69
Stav č. 4	0,89	1,04	0,63
Stav č. 5	0,93	1,12	0,75
Stav č. 6	1,01	1,19	0,71
Stav č. 7	1,05	1,25	0,83
Stav č. 8	0,94	1,11	0,66
Stav č. 9	0,98	1,18	0,77
Stav č. 10	1,05	1,17	0,71
Stav č. 11	1,08	1,25	0,82
Stav č. 12	1,05	1,17	0,70
Stav č. 13	1,08	1,25	0,82

Tab. 6.4 – Hodnoty součinitele využití pro mez pevnosti ve vybraných oblastech u jednotlivých zatěž. stavů

Z hlediska vyhodnocení meze pevnosti a stability jsou splněny předpoklady pro všechny zatěžovací stavy pouze v oblasti C. Na základě současných výsledků, jsou splněna všechna kritéria pouze pro zatěžovací stav č. 1 – jízda v přímé koleji výběhem. V ostatních případech dochází k překročení součinitele využití v oblastech A nebo B. Jak již bylo zmíněno dříve, pro tato místa by bylo vhodné provést numerickou nelineární analýzu, aby bylo možné přesněji stanovit hodnoty maximálního napětí, neboť hodnoty naměřené na základě statické lineární analýzy nemusí skutečným hodnotám odpovídat.

6.3 Navrhovaná řešení

Provedená statická lineární analýza odhalila některá kritická místa navrhované konstrukce. Jedná se především o místa přechodu a navázání válcového profilu sloužícího k uložení pružin primárního vypružení a hlavního profilu podélníku rámu, dále je to ohyb dolní pásnice v oblasti spojení obou odlitků podélníku. Dalším kritickým místem byla prohnutá oblast podélníku rámu kolem brzdové jednotky. Na základě výsledků a vyhodnocení jednotlivých zatěžovacích stavů byla navržena některá možná řešení pro další postup. V prvé řadě by bylo vhodné provést nelineární statickou analýzu se zaměřením na kritická místa, a to za účelem přesnějšího stanovení velikosti a původu příslušných napětí.

Jako další problém konstrukce se jeví nižší tuhost válcového hrnce oproti skříňovému profilu podélníku. Tato rozdílná tuhost v přechodu mezi oběma profily se projevuje právě zvětšeným ohybovým napětím. Reakční síla od pružin ohýbá a páčí válcový profil v místě

přechodu, což má za následek právě růst napětí v oblasti B. Za účelem zvětšení tuhosti v tomto místě by bylo vhodné volit větší tloušťky stěn a víka válcového profilu, avšak vzhledem k malému prostoru v této oblasti by toto řešení nemuselo být dostatečné. Alternativou tohoto řešení by mohlo být vytvoření výztužného žebra na horní straně víka válcového profilu. Zvýšení tuhosti by poté mělo snížit hodnoty napětí v oblasti B.

Dále by bylo vhodné ve spolupráci se slévárnou řešit vyhovující rozměry zaoblení hran a přechody v místech, kde se vyskytovaly oblasti vyššího napětí, zejména pak v místě prohnutí kolem brzdové jednotky nebo v místech navázání konzol brzdy a reakční závěsky do stojiny podélníku rámu. Vzhledem ke skutečnosti, že díly jsou navrhovány jako odlitky, je možné provádět lokální úpravy v konkrétních místech například zesílením stěny odlitku za účelem zlepšení distribuce napětí.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést konstrukční návrh rámu dvounápravového podvozku umístěného mezi vozovými skříněmi (tzv. Jakobsův podvozek). Pro naplnění tohoto cíle byl nejprve sestaven přehled současného řešení podvozků umístěných mezi vozovými skříněmi formou rešerše dostupných materiálů od jednotlivých výrobců. Analýza materiálů ukázala, že zadaný typ podvozku (Jakobsův podvozek s vnitřním rámem) není zcela běžně užívaným typem.

Samotný cíl diplomové práce se podařilo splnit. Model včetně popisu jednotlivých dílů rámu podvozku byl popsán ve čtvrté kapitole a byl podkladem pro sestavný výkres rámu podvozku včetně potřebných detailů.

Následný pevnostní výpočet rámu na statickou pevnost ukázal některá kritická místa návrhu. Jejich možnou příčinu lze hledat v samotném charakteru podvozku typu Jakobs s vnitřním rámem. Ukázalo se, že vzhledem k rozměrovým omezením, bude nutné více využívat mechanických vlastností materiálu, ze kterého je rám podvozku vyroben a optimalizovat vlastní tvar rámu včetně jednotlivých jeho komponent, tak aby došlo k rovnoměrnějšímu rozložení napětí v rámu podvozku.

Přínos předkládané diplomové práce je v jejím charakteru, co by konstrukčním návrhu rámu podvozku - první studie - s níž bude nutné dále pracovat, neboť časové a kapacitní možnosti diplomové práce nedaly zcela dostatečný prostor pro eliminaci zjištěných kritických míst. I přes to v kapitole 6.3 byla předložena možná navrhovaná řešení, která by byla vhodná k realizaci.

Literatura

- [1] BOMBARDIER. *M-Size bogies. B500. For Coach and EMU Applications*. 2004. (Informační prospekt).
- [2] *B5000 Trailer Bogie for British Rail* [online]. Specialist Rail Products, [b.r.] [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/alcoalbe/16368553426/in/album-72157648880519768/>.
- [3] BOMBARDIER. *FLEXX Eco Bogies. Defying Convention*. 2008. (Informační prospekt).
- [4] *InnoTrans Bombardier Flexx Eco* [online]. Mass Transit, 2014 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/93797754@N02/15408015531/in/photolist-pty7dc-rtKYtz-EGvzrx>.
- [5] *SF 7000. Bogie-platform for electrical multiple units* [online]. 2020. [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:f4d6808f-a427-4d0a-b029-0c5b9d82dfe6/mors-b10032-00-datasheet-bogies-sf7000-deenus-144_original.pdf.
- [6] *Class 700 Siemens SF7000 motor bogie* [online]. Mark Bowerbank, 2014 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/51738247@N03/12211676496/in/photolist-jB3xrK-jCcbxY-jB71PL-jB72Yu-jAP96v>.
- [7] *Development of Class 800/801 High-speed Rolling Stock for UK Intercity Express Programme* [online]. Hitachi, 2014 [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: https://www.hitachi.com/rev/pdf/2014/r2014_10_105.pdf.
- [8] BOMBARDIER. *FLEXX Compact Bogies. Modular Approach for Maximum Design Flexibility*. 2008. (Informační prospekt).
- [9] SIEMENS. *First Class Bogie. The complete programme for high-quality railway transportation*. 2008. (Informační prospekt).
- [10] *SF 7500. Drehgestellplattform für Triebzüge* [online]. 2020. [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:51408790-52f1-4d85-a5a2-de2467ba3d85/mors-b10033-00-datasheet-bogies-sf7500-de-144_original.pdf.
- [11] NOVÁK, Adam. *Návrh vedení dvojkolí a prvotního vypružení pro podvozek s vnitřním rámem* [online]. Pardubice, 2009 [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/73128/NovakA_NavrhVedeni_JV_2019.pdf?sequence=4&isAllowed=y. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Vedoucí práce Ing. Jakub Vágner, Ph.D.

- [12] PANGERL, Tomáš. *Studie Jakobsova podvozku pro železniční kolejové vozidlo s vnitřním rámem* [online]. Plzeň, 2021 [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/44404/1/DP_Tomas_Pangerl.pdf. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, katedra konstruování strojů. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Heller, CSc.
- [13] ČSN EN 13749. *Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Metoda specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [14] ČSN EN 10025-2. *Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí - Část 2: Technické dodací podmínky pro nelegované konstrukční oceli*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2020.
- [15] ČSN EN 10293. *Slévárenství - Oceli na odlitky pro obecné použití*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [16] ČSN EN 13906-1. *Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [17] ČSN EN 10089. *Oceli válcované za tepla pro zušlechťené pružiny - Technické dodací podmínky*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [18] ČSN EN ISO 2162-2. *Technická výrobní dokumentace - Pružiny - Část 2: Parametry pro pružiny šroubovitě válcové tlačné*. Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [19] SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G.; VLK, Miloš. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

Seznam příloh

Příloha A	Návrh vypružení	I
Příloha B	Ověření výpočtů v softwaru MKP	IX
Příloha C	Výsledky výpočtu napětí při výjimečném zatížení	XVI
Příloha D	Model podvozku včetně všech komponent	XXX

Seznam výkresů

01-52186-4522-1	Rám podvozku - svařenec
01-52186-100522-1	Typový výkres

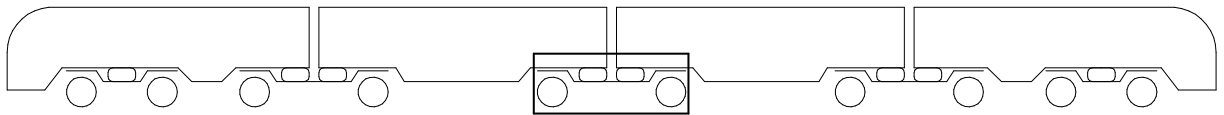
Příloha A

Návrh vypružení

Následující příloha se zabývá návrhem vypružení, jaké by bylo vhodné použít s navrženým podvozkem.

A.1 Hmotnostní rozvaha

Ucelená jednotka má na čelech vždy jeden klasický podvozek, dále jsou pak mezi vozy použity Jakobsovy podvozky. Schématické zobrazení takovéto jednotky je na obrázku A.1. Výpočet vypružení byl realizován pro variantu trakčního podvozku, který je zavázán pod dvěma skříněmi, které obě spočívají z obou stran také na Jakobsových podvozcích. Je jasné, že pro netrakční podvozek nebo pro oba krajní podvozky, by bylo nutné použít jinou sadu pružin, protože hmotnostní rozvaha by byla jiná.



Obr. A.1 – Ucelená jednotka s Jakobsovými podvozky

Následující tabulka A.1 vychází z tabulky hmotnostní rozvahy uvedené v kapitole 2 a zároveň ji rozšiřuje o některé další hodnoty, potřebné pro realizaci návrhu vypružení.

Název	Hodnota	
Jmenovitá hmotnost skříně	m_s	24 700 kg
Maximální užité zatížení	Q_{uz}	9000 kg
Hmotnost podvozku	m_{pod}	6300 kg
Hmotnost nevypružených hmot	m_{nev}	3290 kg

Tab. A.1 – Hmotnostní rozvaha pro návrh vypružení

Hmotnost jednou vypružených hmot (m_1) byla spočítána jako:

$$m_1 = m_{pod} - m_{nev} = 6300 - 3290 = 3010 \text{ kg} \quad (\text{A.1})$$

Při výpočtech bylo nutné samozřejmě zohlednit oba krajní stavy, tedy jízdu prázdného vozidla a také jízdu při plně obsazeném vozidle. V obou případech musí navrhované vypružení odpovídat všem požadavkům na pevnost, bezpečnost a také komfort cestujících.

A.2 Primární vypružení

A.2.1 Silové působení

Na pružiny primárního vypružení nepůsobí pouze síly statické od zatížení ze skříně a části podvozku, ale je nutné také uvažovat dynamické účinky těchto sil při jízdě vozidla.

Dynamická přírážka

Výpočet svislého dynamického přetížení se odvíjí od počtu stupňů vypružení jednotlivých hmot. Hmoty tedy dělíme na dvoustupňově vypružené (k_2), jednostupňově vypružené (k_1) a nevypružené s výjimkou dvojkolí (k_0). Pro vozidla s konstrukční rychlostí 100 km h^{-1} až 160 km h^{-1} jsou konstanty dány vztahem (A.2):

$$k_{0,1,2} = a + b \frac{0,22(V - 55)}{f} \quad (\text{A.2})$$

Konstanta a je závislá právě na stupni vypružení. Konstanta b respektuje počet náprav podvozku. Konstanta f je dána statickým sednutím pružin všech vypružení. Hodnota této konstanty byla odhadnuta. Rychlost V je zde zadávána v kilometrech za hodinu. Hodnoty jednotlivých konstant jsou uvedeny níže:

pro k_0	$a = 0,15$
pro k_1	$a = 0,10$
pro k_2	$a = 0,05$
pro dvounápravové podvozky	$b = 1$
	$f = 100 \text{ mm}$
	$V = 160 \text{ km h}^{-1}$

Síly působící na sadu pružin primárního vypružení odpovídají jednotlivým zatěžovacím stavům. Tedy síla F_1 pro statické zatížení prázdného vozu, F_2 statické zatížení od prázdného s dynamickou přírážkou, F_7 statické zatížení od plně zatíženého vozu a síla F_8 je předchozí zatížení s dynamickou přírážkou.

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{(m_1 + m_s)g}{4} = 68,0 \text{ kN} \\ F_2 &= \frac{m_1g(1 + k_1) + m_2g(1 + k_2)}{4} = 87,4 \text{ kN} \\ F_7 &= \frac{(m_1 + m_s + Q_{uz})g}{4} = 90,0 \text{ kN} \\ F_8 &= \frac{m_1g(1 + k_1) + (m_2 + Q_{uz})g(1 + k_2)}{4} = 115,7 \text{ kN} \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

A.2.2 Návrh vinutých válcových pružin

Vzhledem k větším silám, které působí celkově na vypružení oproti běžným podvozkům, byla zvolena varianta duplexního uspořádání pružin. Díky tomuto uspořádání se mohou síly působící na každou sadu pružin rozložit do dvou pružin. To má za následek zmenšení torzního napětí v pružině, ale také zvýšení tuhosti celého primárního vypružení.

Při duplexním uspořádání jsou dvě pružiny řazeny paralelně a jejich tuhosti se sčítají. Obě pružiny se deformují stejně a tedy síly na jednotlivé pružiny se rozdělí dle poměru jejich tuhostí. Přičemž větší síla je přenášena vnější pružinou. Výpočet jednotlivých pružin a ověření pevnosti vychází z normy ČSN EN 13906–1 [16].

Rozměrová omezení

Vzhledem k samotné konstrukci rámu podvozku, bylo nutné brát v úvahu rozměrová omezení pro primární vypružení. Ty se sestávaly z maximálního průměru vnější pružiny $D_{e_{MAX}} = 200$ mm a maximální výšky pružiny $L_{1_{MAX}} = 325$ mm při zatížení odpovídající silou F_1 . Tyto rozměry bylo nutné dodržet, aby bylo možné pružinu v rámu podvozku provozovat.

Materiál vinutých pružin

Pro návrh vinutých pružin byl použit materiál dle normy ČSN EN 10089 [17]. Pro předpokládané rozměry byla zvolena ocel s označením 52CrMoV4 (1.7701). Její vlastnosti použité dále pro výpočet jsou uvedeny níže v tabulce A.2.

Materiál	E [MPa]	G [MPa]	ρ [kg dm ⁻³]	$R_{p0,2}$ [MPa]
52CrMoV4	206 000	78 500	7,85	1300

Tab. A.2 – Materiálové vlastnosti

Maximální dovolené smykové napětí pro daný materiál dle hypotézy HMMH je:

$$\tau_{HMMH} = \sqrt{\frac{R_{p0,2}^2}{3}} = 751 \text{ MPa} \quad (\text{A.4})$$

Dovolené napětí je pak dáno:

$$\tau_{dov} = 0,95 \cdot \tau_{HMMH} = 713 \text{ MPa} \quad (\text{A.5})$$

Torzní namáhání

Při zatěžování pružiny dochází ke zkrucování vinutého drátu a vzniká v něm torzní napětí. Toto napětí se dá stanovit dle vztahu:

$$\tau = \frac{8DF}{\pi d^3} \quad (\text{A.6})$$

Torzní namáhání v průřezu drátu však není rovnoměrné. Z tohoto důvodu je dle použité normy nutné pro dynamicky zatěžované pružiny počítat s korigovaným torzním namáháním τ_k . Korekční součinitel podle Bergsträssera se stanoví ze vztahu (A.7).

$$k_{ber} = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (\text{A.7})$$

Norma uvádí i jiný způsob výpočtu korekčního součinitele podle Wahla. Tento výpočet však dává přibližně stejné výsledky a proto s ním nebylo dále počítáno. Pro výpočet korekčního součinitele je nutné stanovit index pružiny nebo také štíhlostní poměr w . Ten je dán vztahem (A.8).

$$w = D/d \quad (\text{A.8})$$

Korigované napětí pak bylo stanoveno ze vztahu (A.9).

$$\tau_k = k_{ber}\tau \quad (\text{A.9})$$

Je nutné, aby všechny pružiny splňovali podmínku (A.10).

$$\tau_k \leq \tau_{dov} \quad (\text{A.10})$$

Počet závitů

Dále bylo nutné stanovit zejména počet činných závitů. Ten má především vliv na výslednou tuhost pružiny. Vztah mezi počtem činných závitů n a tuhostí pružiny k vyjadřuje vztah (A.11).

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad (\text{A.11})$$

Celkový počet závitů má pak vliv na konečnou výšku pružiny. Dle normy je pro pružiny vinuté za tepla dán celkový počet závitů n_t vztahem (A.12)

$$n_t = n + 1,5 \quad (\text{A.12})$$

Na základě výše zmíněných vztahů byl proveden návrh možných variant dvojic pružin. Tyto návrhy jsou uvedeny pro vnější pružiny v tabulce A.3 a pro vnitřní pružiny v tabulce A.4.

Vnější pružina		1	2	3
Střední průměr závitu	D [mm]	155	157	159
Jmenovitý průměr drátu	d [mm]	45	43	41
Vnější průměr pružiny	D_e [mm]	200	200	200
Index pružiny	C [–]	3,4	3,7	3,9
Korigované namáhání	τ_k [MPa]	700	707	713
Počet činných závitů	n [–]	4,5	5	5,2
Celkový počet závitů	n_t [–]	6	6,5	6,7
Tuhost pružiny	k [kN mm ⁻¹]	2,40	1,73	1,32
Volná délka pružiny	L_0 [mm]	334	356	361
Délka pružiny při zatížení F_1	L_1 [mm]	307	323	323

Tab. A.3 – Návrhové rozměry vnějších pružin

Vnitřní pružina		1	2	3
Střední průměr závitu	D [mm]	80	80	81
Jmenovitý průměr drátu	d [mm]	16	20	23
Vnější průměr pružiny	D_e [mm]	96	100	104
Index pružiny	C [–]	5	4	3,5
Korigované namáhání	τ_k [MPa]	338	613	710
Počet činných závitů	n [–]	11	10	11,7
Celkový počet závitů	n_t [–]	12,5	11,5	13,2
Tuhost pružiny	k [kN mm ⁻¹]	0,114	0,307	0,442
Volná délka pružiny	L_0 [mm]	267	307	393
Délka pružiny při zatížení F_1	L_1 [mm]	240	273	355

Tab. A.4 – Návrhové rozměry vnitřních pružin

Všechny pružiny mají tvary zakončení provedené jako uzavřené, broušené – typ D dle ČSN EN ISO 2162-2 [18].

Za nejvhodnější byla zvolena 2,0 varianta navrhovaných pružin a to především proto, že nejvíce využívá daného prostoru a materiálu u obou pružin. Varianta číslo 3 by přicházela do úvahy pouze v případě, že by došlo ke konstrukční úpravě nosiče pružin na ložiskové skříní, neboť vnitřní pružina přesahuje maximální dovolenou výšku pružiny v předepjatém stavu.

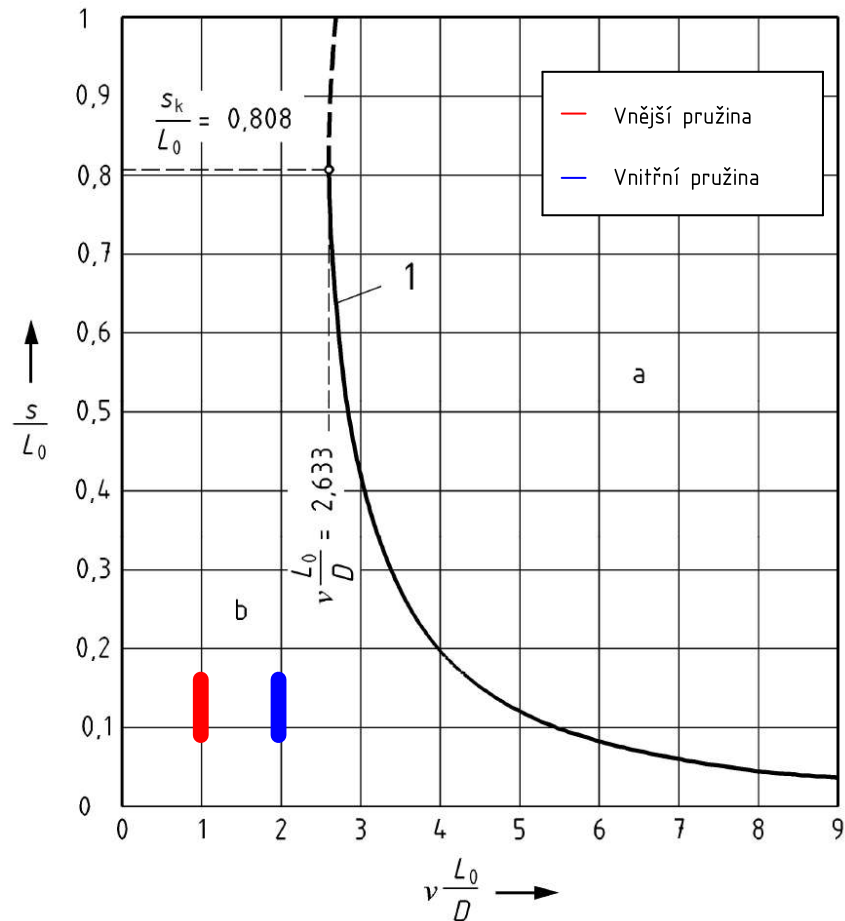
Kontrola pružin na vzpěr

Tlačné vinuté válcové pružiny jsou náchylné k vybočení. Proto bylo nutné provést kontrolu pružin na vzpěr. V literatuře Shigley [19, s. 523] je uvedena podmínka (A.13) pro absolutní stabilitu ocelových válcových pružin s tvarem zakončení typu D.

$$glsL_0 < 5,26D \quad (\text{A.13})$$

Obě navrhované pružiny tuto podmínku splňují a tedy **vyhovují** kontrole na vzpěr.

Pro kontrolu bezpečnosti proti vybočení dle normy [16] bylo provedeno pomocí grafu. Stabilita je splněna, jestliže se vyhodnocené pružiny nacházejí nalevo od mezní křivky 1, tedy v oblasti označené *b*.



Obr. A.2 – Vyhodnocení stability dle [16]

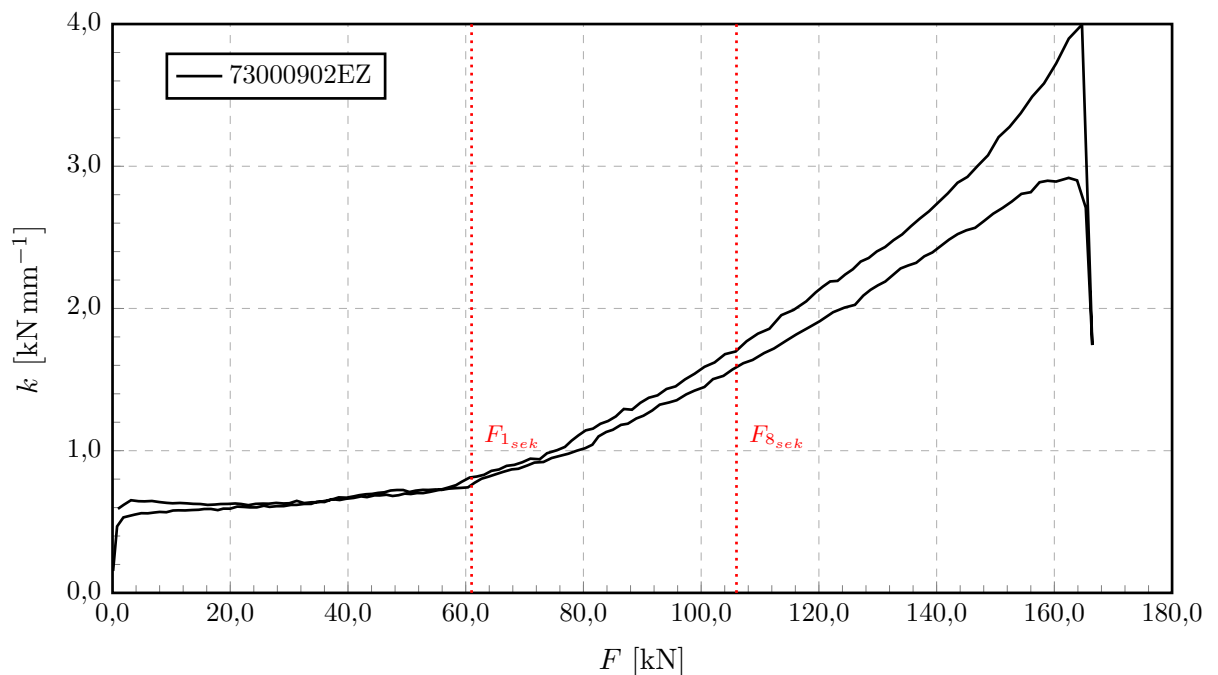
Obě navrhované pružiny se nacházejí ve stabilní oblasti a **vyhovují** kontrole na vybočení.

A.2.3 Sekundární vypružení

Uvažovaný způsob sekundárního vypružení je pomocí vzduchových pružin, které jsou pro vozidla osobní dopravy nejvhodnější. Z hlediska zatěžování bylo opět nutné stanovit síly, působící na jednu pružinu, jedná se především o dva zatěžovací stavy – vztah (A.14). Pro prázdný vůz $F_{1_{sek}}$ a dále pak pro plně zatížený vůz při uvažování dynamické přírážky $F_{8_{sek}}$.

$$\begin{aligned} F_{1_{sek}} &= \frac{m_s g}{4} = 61 \text{ kN} \\ F_{8_{sek}} &= \frac{(m_s + Q_{uz})(1 + k_2)g}{4} = 106 \text{ kN} \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

Zatěžovací charakteristika vzduchové pružiny není lineární. Průběh její zatěžovací charakteristiky většinou stanovuje výrobce a v tomto případě byl dán ze zadání. Na základě tohoto průběhu byly stanoveny příslušné tuhosti pro jednotlivé zatěžovací stavy. Průběh zatěžovací charakteristiky a vyznačené síly jsou zobrazeny na obrázku A.3.



Obr. A.3 – Zatěžovací charakteristika uvažované vzduchové pružiny

A.3 Ověření vlastností vypružení

Na závěr bylo nutné provést ověření celkového návrhu vypružení, zda sestava splňuje požadavky na vlastní frekvence a celková užitečná deformace nepřesahuje dovolené meze.

Výsledná tuhost celého primárního vypružení je dána (A.15).

$$k_I = (k_{I_{in}} + k_{I_{out}}) \cdot 4 = 7,07 \text{ kN mm}^{-1} \quad (\text{A.15})$$

Výsledná tuhost sekundárního vypružení (A.16) je dána rozsahem tuhostí mezi kterými se může vzduchová pružina pohybovat.

$$\begin{aligned}k_{II_p} &= 4 \cdot k_{F_{1sek}} = 3,04 \text{ kN mm}^{-1} \\k_{II_z} &= 4 \cdot k_{F_{8sek}} = 6,80 \text{ kN mm}^{-1}\end{aligned}\tag{A.16}$$

Výsledná tuhost celé soustavy (A.17) vypružení je vlivem nelineární tuhosti sekundární pružiny dána okrajovými hodnotami výsledných tuhostí pro prázdný a zatížený vůz.

$$\begin{aligned}k_{v_p} &= \frac{k_I k_{II_p}}{k_I + k_{II_p}} = 2,33 \text{ kN mm}^{-1} \\k_{v_z} &= \frac{k_I k_{II_z}}{k_I + k_{II_z}} = 4,05 \text{ kN mm}^{-1}\end{aligned}\tag{A.17}$$

Vlastní frekvence 1. řádu mají především vliv na komfort cestujících. Frekvence nižší než 1 Hz mohou vyvolávat u cestujících mořskou nemoc. Metodika konstruování uvádí, že pro lidské tělo jsou nejvhodnější frekvence v rozsahu 1 Hz až 1,2 Hz. Pro kratší cesty jsou však vyhovující i frekvence kolem 1,6 Hz až 1,8 Hz. Odpovídají vlastní frekvence pro soustavu vypružení byly spočítány dle uvedeného vztahu A.18.

$$f_{1p} = \frac{\sqrt{\frac{k_{v_p}}{m_s}}}{2\pi} = 1,51 \text{ Hz} \quad f_{1z} = \frac{\sqrt{\frac{k_{v_z}}{m_s + Q_{uz}}}}{2\pi} = 1,67 \text{ Hz}\tag{A.18}$$

Vlastní frekvence 2. řádu by se především neměli shodovat s frekvencemi ohybových kmitů skříně f_s . Za ideální se považuje, jestliže poměr obou frekvencí je roven nebo větší než $\sqrt{2}$. Výpočet frekvence druhého tvaru kmitání byl proveden dle vztahu (A.19).

$$f_{2p} = \frac{\sqrt{\frac{k_I + k_{II_p}}{m_1}}}{2\pi} = 9,34 \text{ Hz} \quad f_{2z} = \frac{\sqrt{\frac{k_I + k_{II_z}}{m_1}}}{2\pi} = 9,99 \text{ Hz}\tag{A.19}$$

V případě, že uvažujeme obvyklou frekvenci ohybových kmitů skříně okolo 8 Hz, pohybuje se 2. vlastní frekvence soustavy vypružení v nadkritické oblasti.

Celková užitečná deformace obou stupňů vypružení je dána součtem deformací jednotlivých stupňů. Užitečná deformace prvního stupně je $z_{I_{uz}} = 23 \text{ mm}$. Užitečná deformace druhého stupně je $z_{II_{uz}} = 23 \text{ mm}$. Celková užitečná deformace je tedy $z_{uz} = 46 \text{ mm}$. Tato hodnota odpovídá požadavkům na bezpečný přechod mezi vozy a bezpečnou výškou mezi nárazníky, kdy jako maximální hodnota zdvihu pro statické sednutí pružin se udává 60 mm.

Příloha B

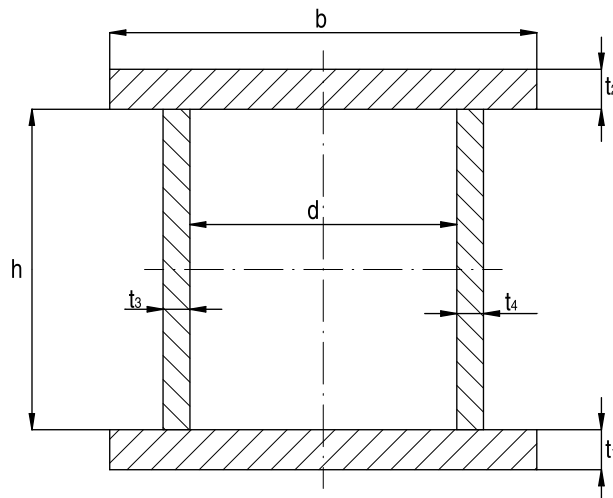
Ověření výpočtů v softwaru MKP

Cílem této kapitoly bylo provést ověření, zda při zvolených parametrech výpočtu, odpovídajících poté i následnému ověřování výpočtového modelu podvozku, souhlasí způsob a velikost namáhané konstrukce předpokládaným výsledkům.

Aby bylo možné analyticky stanovit způsob a hodnoty zatěžování rámu podvozku, bylo nutné celý případ dostatečně zjednodušit a celé řešení rozdělit do vícero kroků. Jestliže zatížení rámu podvozku od hmotnosti skříňe vozidla budeme uvažovat jako působení svislé osamělé síly v místě umístění sekundárních pružin, můžeme pro dostatečné přiblížení uvažovat případ prostého ohybu nosníku uloženého na dvou podporách a z toho předpokladu bylo také dále vycházeno.

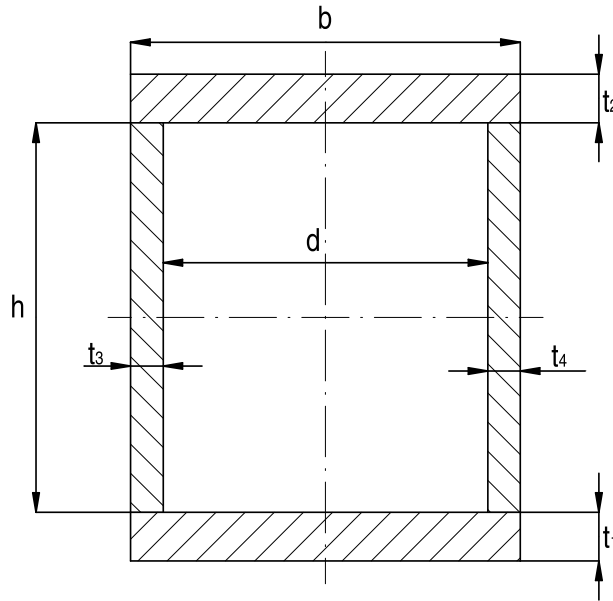
B.1 Ohyb prostého nosníku

Jako první byl uvažován prostý nosník, který vznikl svařením stojin a pásnic do tvaru skříňového profilu. Průřez tímto profilem je zobrazen na obrázku B.1.



Obr. B.1 – Průřez skříňovým profilem

Tento tvar sice odráží skutečnost, jakým stylem je skříňový profil tvořen, ale pro řešení metodou MKP není vhodný a výpočet by takovýto profil komplikoval. Zejména při tvorbě sítě by přesahy pásnic zvyšovaly počty prvků. Vzhledem k tomu je vhodné použít zjednodušený tvar, který bude vhodný pro síťování. Takový vhodnější průřez je zobrazen na obrázku B.2. Pro tento případ ohybu nosníku má zjednodušený profil stejnou hodnotu kvadratického modulu průřezu jako klasický skříňový profil a tudíž nebudou vneseny nepřesnosti do výpočtu. Navíc se tento tvar přibližuje i tvaru průřezu dílů, které byly vyrobeny jako odlitky.



Obr. B.2 – Průřez skříňovým profilem

Výpočet průřezových charakteristik

Dále tedy bude uvažován průřez nosníku na obrázku B.2. Nejprve bylo nutné vypočítat **kvadratický modul průřezu** I_o pro daný profil. K výpočtu byly využity vztahy pro výpočet I_o obdélníku (B.1)

$$I_o = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{B.1})$$

$$I_o = \frac{b(h + t_1 + t_2)^3}{12} - \frac{dh^3}{12} \quad (\text{B.2})$$

Zvolené rozměry:

Šířka pásnice	b	160 mm
Výška stojiny	h	120 mm
Vzdálenost stojin	d	140 mm
Tloušťka pásnice	t_1	15 mm
Tloušťka stojiny	t_3	10 mm

Pro tyto zvolené rozměry a pro symetrický nosník kde $t_1 = t_2$ a $t_3 = t_4$ je hodnota I_o :

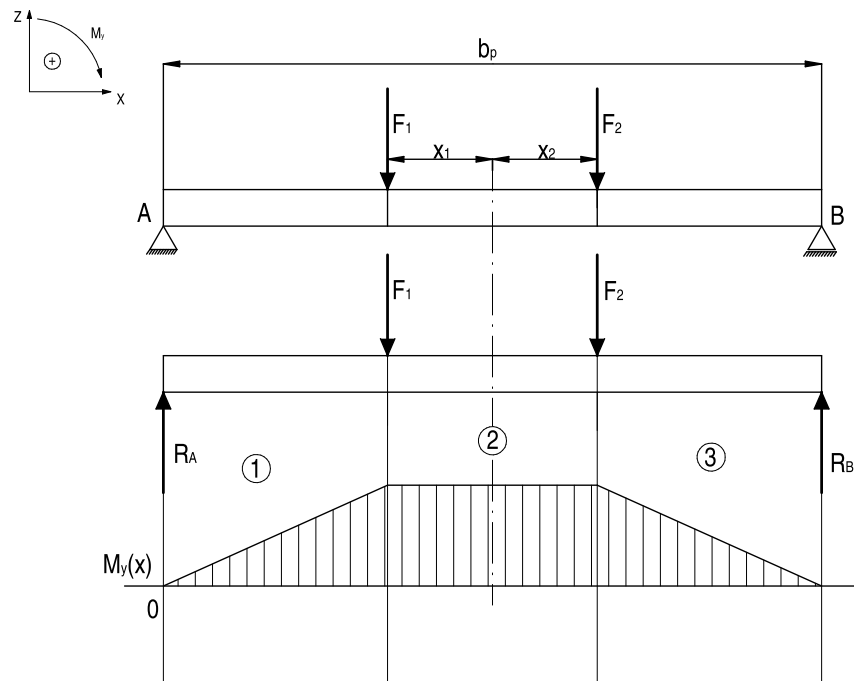
$$I_o = I_o = \frac{b(h + t_1 + t_2)^3}{12} - \frac{dh^3}{12} = 24\,840\,000 \text{ mm}^4 \quad (\text{B.3})$$

Dále byl stanoven **modul průřezu v ohybu** W_o :

$$W_o = \frac{I_o}{\frac{h}{2} + t_1} = 331\,200 \text{ mm}^3 \quad (\text{B.4})$$

Stanovení ohybového momentu

Nosník o délce rozvoru podvozku byl zatížen dvěma silami od zatížení skříně. Způsob zatížení odpovídá nesení dvou vozidlových skříní, uložených na sekundárním vypružení. Schématicky je zatížený nosník zobrazen na obrázku B.3. Na stejném obrázku je zobrazen také průběh ohybového momentu po délce nosníku.



Obr. B.3 – Řešení ohybu nosníku

Výpočet

Dále jsou uvedeny vztahy pro výpočet ohybového momentu a stanovení maximálního ohybového napětí pro tento případ zatížení.

Rovnice statické rovnováhy:

$$\begin{aligned} \sum F_{i_z} &= 0; & R_A - F_1 - F_2 + R_B &= 0 \\ \sum M_{i_A} &= 0; & F_1 \left(\frac{b_p}{2} - x_1 \right) + F_2 \left(\frac{b_p}{2} + x_2 \right) - R_B b_p &= 0 \\ \sum M_{i_B} &= 0; & R_A b_p - F_1 \left(\frac{b_p}{2} + x_1 \right) - F_2 \left(\frac{b_p}{2} - x_2 \right) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

Stanovení velikosti reakcí v podpěrách A a B:

$$R_A = \frac{F_1 \left(\frac{b_p}{2} + x_1 \right) + F_2 \left(\frac{b_p}{2} - x_2 \right)}{b_p}$$

$$R_B = \frac{F_1 \left(\frac{b_p}{2} - x_1 \right) + F_2 \left(\frac{b_p}{2} + x_2 \right)}{b_p}$$
(B.6)

Rozměry podélníku a působící síly:

Rozvor podvozku $b_p = 2700$ mm
 Působíště svislé síly od skříně $x_1 = x_2 = 430$ mm
 Zatížení od skříně $F_1 = F_2 = 100$ kN

Vztahy pro výpočet ohybového momentu pro jednotlivé průřezy nosníku v závislosti na vzdálenosti od krajní podpory A:

1. $x \in \left\langle 0; \frac{b_p}{2} - x_1 \right\rangle$ $M_y(x) = R_A x$
2. $x \in \left\langle \frac{b_p}{2} - x_1; \frac{b_p}{2} + x_2 \right\rangle$ $M_y(x) = R_A x - F_1 \left(x - \frac{b_p}{2} + x_1 \right)$
3. $x \in \left\langle \frac{b_p}{2} + x_2; b_p \right\rangle$ $M_y(x) = R_A x - F_1 \left(x - \frac{b_p}{2} + x_1 \right) - F_2 \left(x - \frac{b_p}{2} - x_2 \right)$

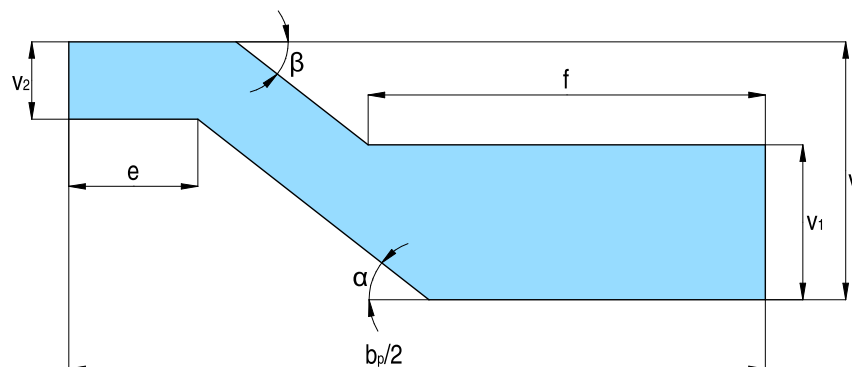
Maximální ohybové napětí se poté vypočte z maximálního ohybového momentu a modulu průřezu v ohybu, který je konstantní pro daný typ nosníku. Tedy:

$$\sigma_{oMAX} = \frac{M_{yMAX}}{W_o} = \frac{92\,000\,000}{331\,200} = 278 \text{ MPa}$$
(B.7)

B.2 Lomený nosník

Skutečný tvar podélníku rámu podvozku není přímý, ale je dvakrát lomený. Proto ani kvadratický moment průřezu nebude konstantní a bude se měnit s výškou nosníku v různých částech. Z tohoto důvodu byl vytvořen skript v MATLAB, který počítá velikosti I_o .

Tvar podélníku a rozměry potřebné k definování jsou zobrazeny na obrázku B.4.



Obr. B.4 – Rozměrové schéma podélníku rámu podvozku

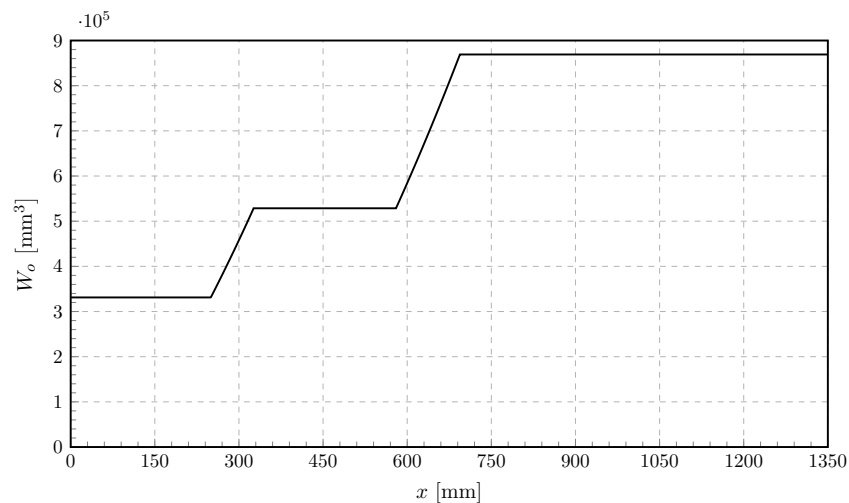
Na základě rozměrů definovaných v tabulce B.1, byla vypočítána výška profilu v jednotlivých místech. Skript výpočtu pracuje s krokem 1 mm.

Pro zvolené hodnoty:

Polovina rozvoru podvozku	$b_p/2 = 1350$ mm
Délka spodní části	$e = 250$ mm
Délka horní části	$f = 770$ mm
Celková výška podélníku	$V = 500$ mm
Výška snížené části	$V_1 = 300$ mm
Výška zvýšené části	$V_2 = 150$ mm
Úhel dolní pásnice	$\alpha = 38^\circ$
Úhel horní pásnice	$\beta = 38^\circ$

Tab. B.1 – Definice rozměrů nosníku

Z těchto hodnot byl dle vztahu (B.3) stanoven kvadratický modul průřezu $I_o(x)$ a dle (B.4) modul průřezu v ohybu $W_o(x)$. Průběh W_o je zobrazen na obrázku B.5.

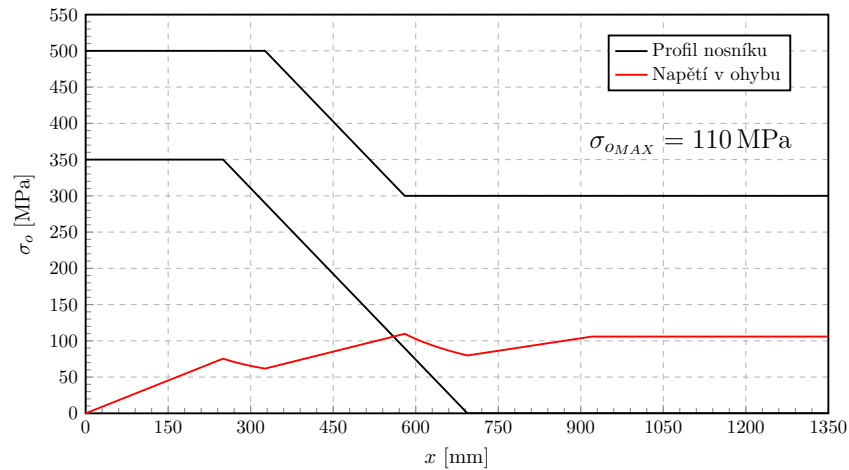


Obr. B.5 – Modul průřezu v ohybu pro lomený podélník

Dále již bylo stanoveno ohybové napětí dle vztahu (B.8). Ohybový moment M_y je stejný jako v předchozím případě, ohýbání klasického nosníku.

$$\sigma_o(x) = \frac{M_y(x)}{W_o(x)} \quad (\text{B.8})$$

Obrázek B.6 zobrazuje výsledek, tedy tvar nosníku a dále pak průběh ohybového napětí po délce nosníku spočítaný dle (B.8).

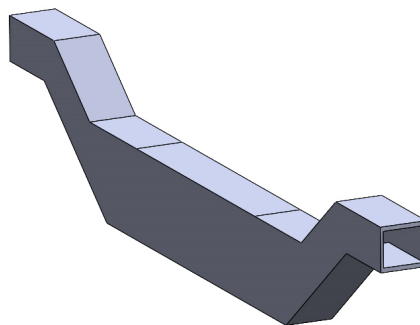


Obr. B.6 – Průběh ohybového napětí v podélníku a tvar profilu

B.3 Porovnání se statickou analýzou MKP

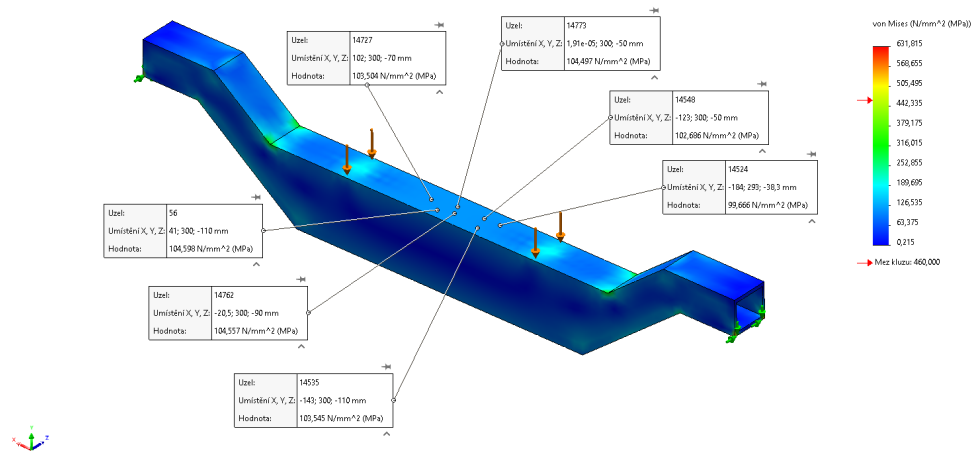
Všechny tyto výsledky, které byly získány analytickými výpočty bylo nutné ověřit v porovnání s výsledky ze simulací MKP v programu SolidWorks. Takovéto ověření je nutné zejména z toho důvodu, abychom si mohli být jistí, že výsledky ze simulací MKP odpovídají jak způsobu zatížení obecně, tak zda sedí i numericky.

Z tohoto důvodu bylo v programu SolidWorks nejprve vytvořeno objemové těleso odpovídající zkoumanému nosníku dle rozměrových charakteristik uvedených výše. Model nosníku je zobrazen na obrázku B.7.



Obr. B.7 – Podélník jako objemové těleso

Dále byla provedena statická simulace zatížení, obdobná analytickému výpočtu. Jako výsledek je zobrazen průběh napětí v daném nosníku – obrázek B.8. Sondou byla změřena oblast 2 (viz obrázek B.3) s konstantním ohybovým momentem. Průměrná hodnota z jednotlivých měření je $\sigma_o = 103 \text{ MPa}$.



Obr. B.8 – Ohybové napětí – objemové těleso

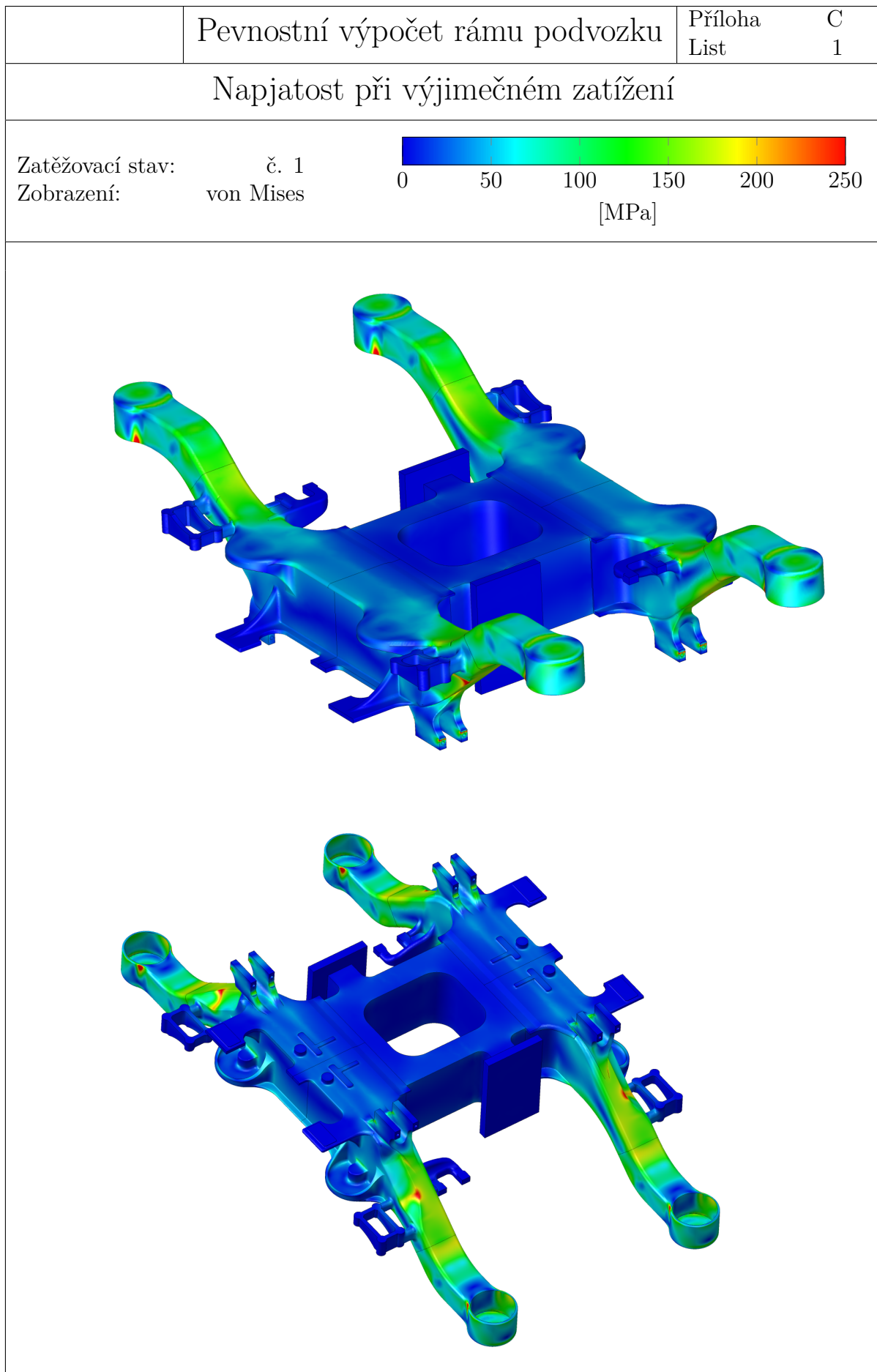
Tuto hodnotu můžeme porovnat s vypočtenou hodnotou ze skriptu v MATLAB, kde ohybové napětí v oblasti 2 je $\sigma_o = 106$ MPa.

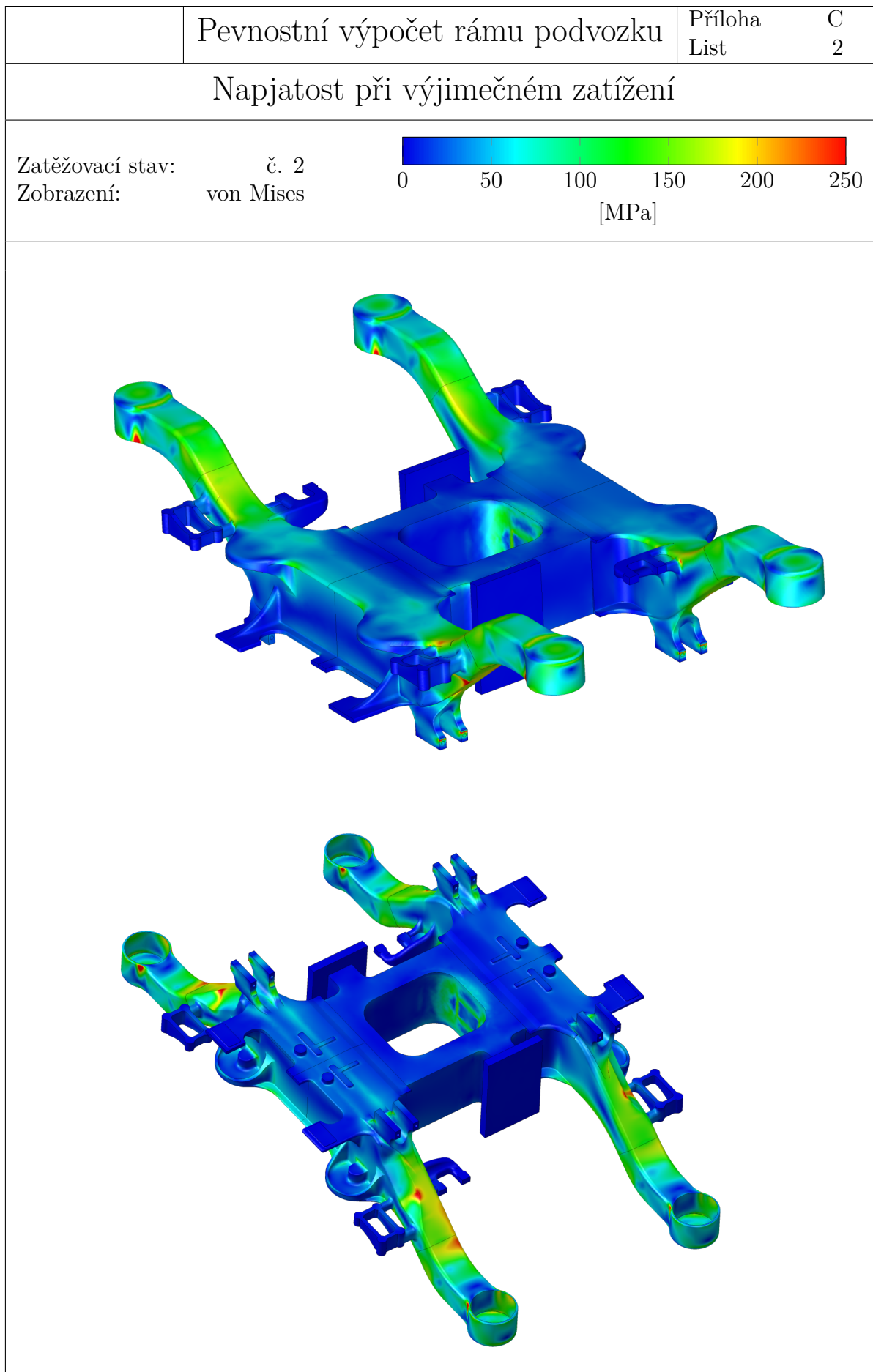
Vyjádřením relativní chyby při porovnání obou výsledků, dostaneme odchylku 2,8 % od analyticky stanovené hodnoty.

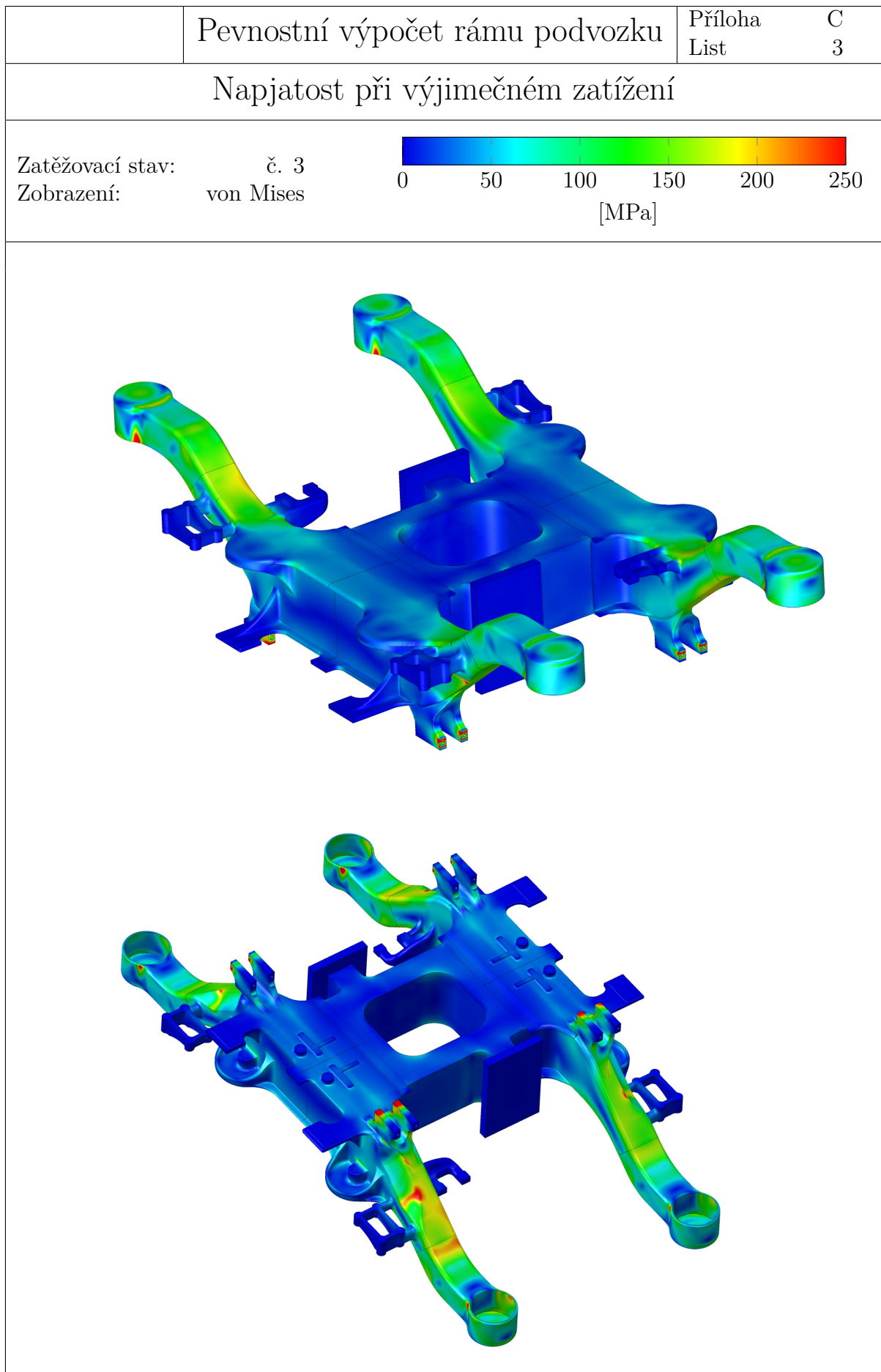
$$\delta = \frac{106 - 103}{106} \cdot 100 \% = 2,8 \%$$

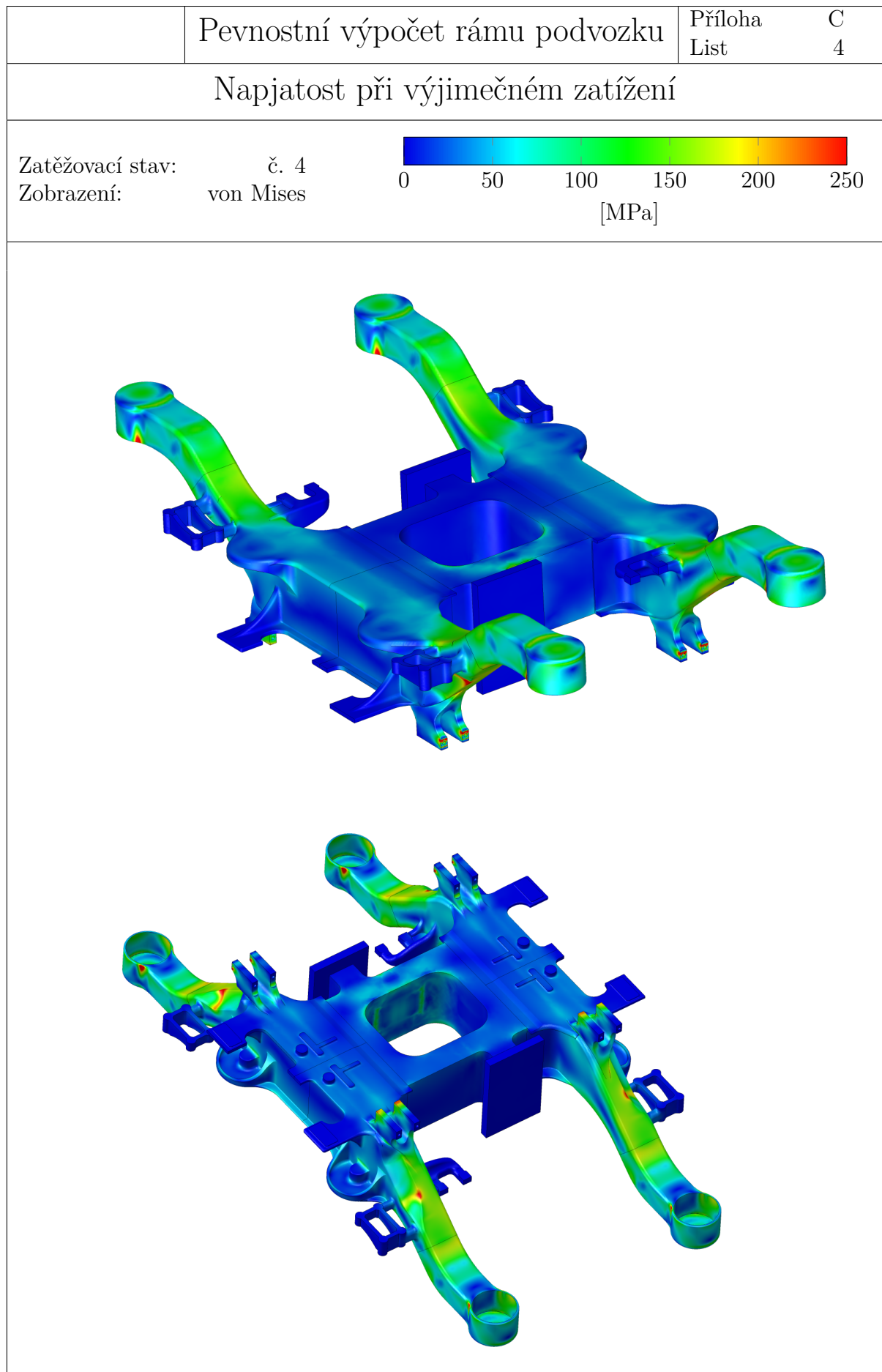
Příloha C

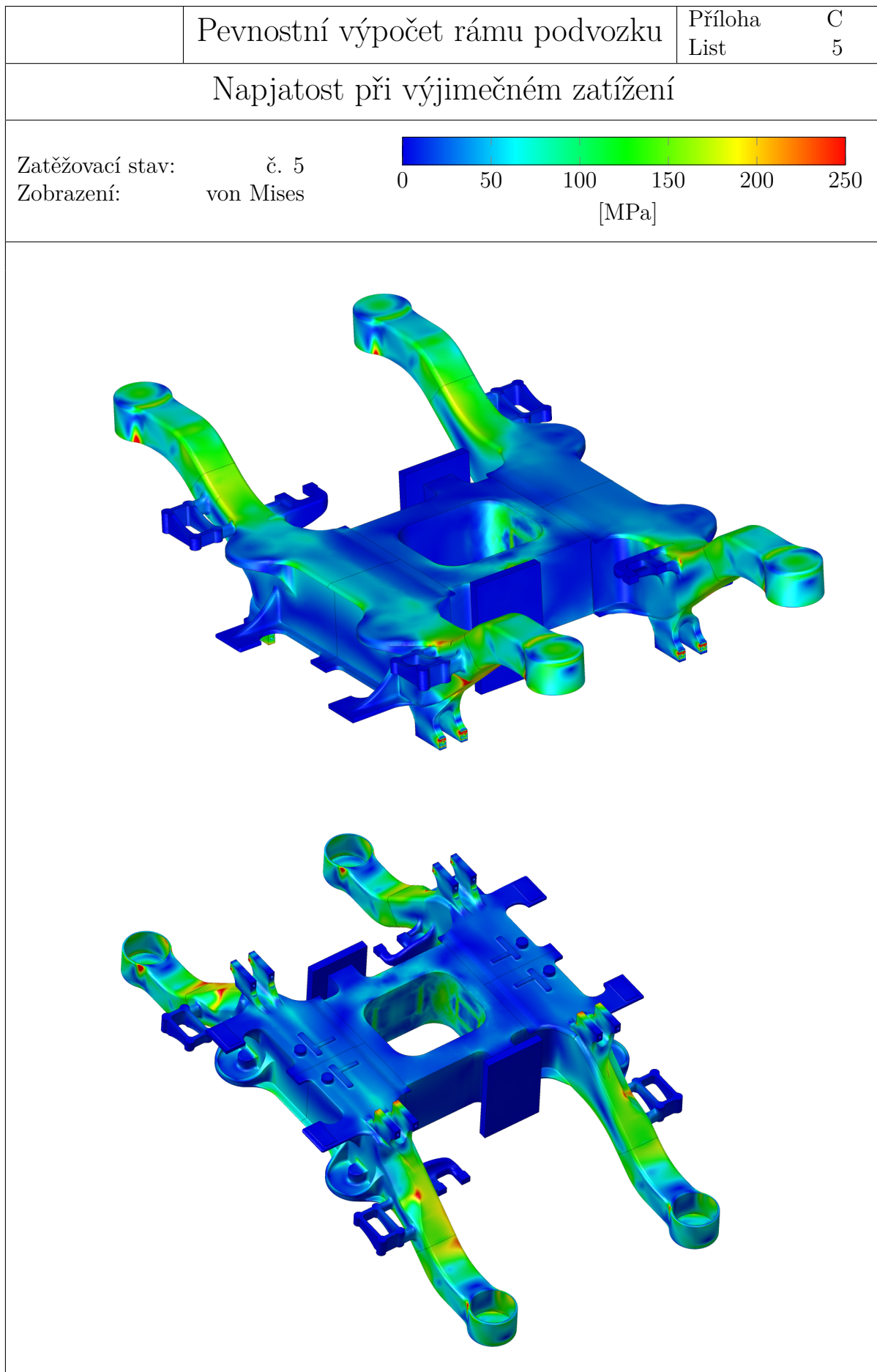
Výsledky výpočtu napětí při výjimečném zatížení

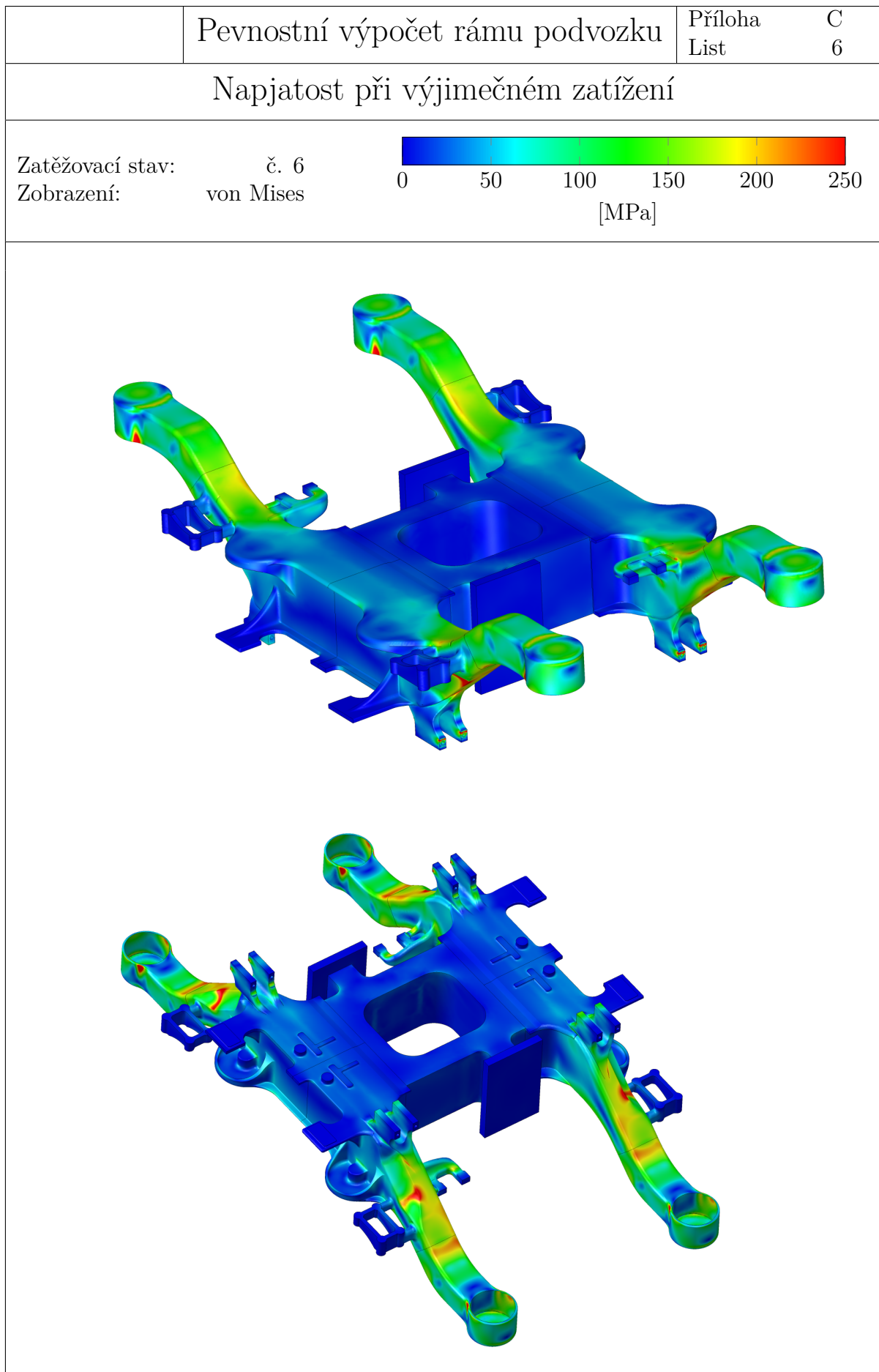


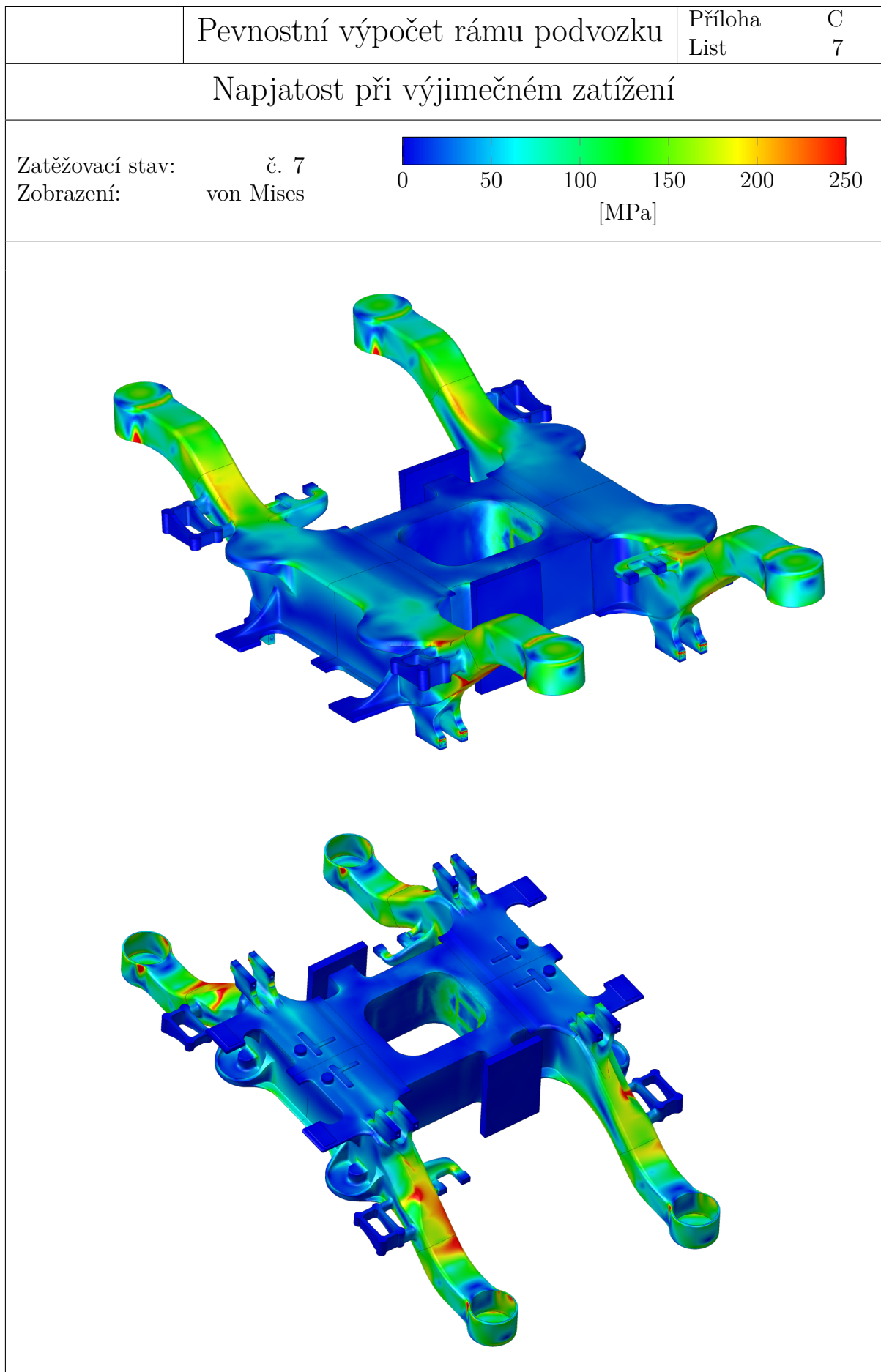


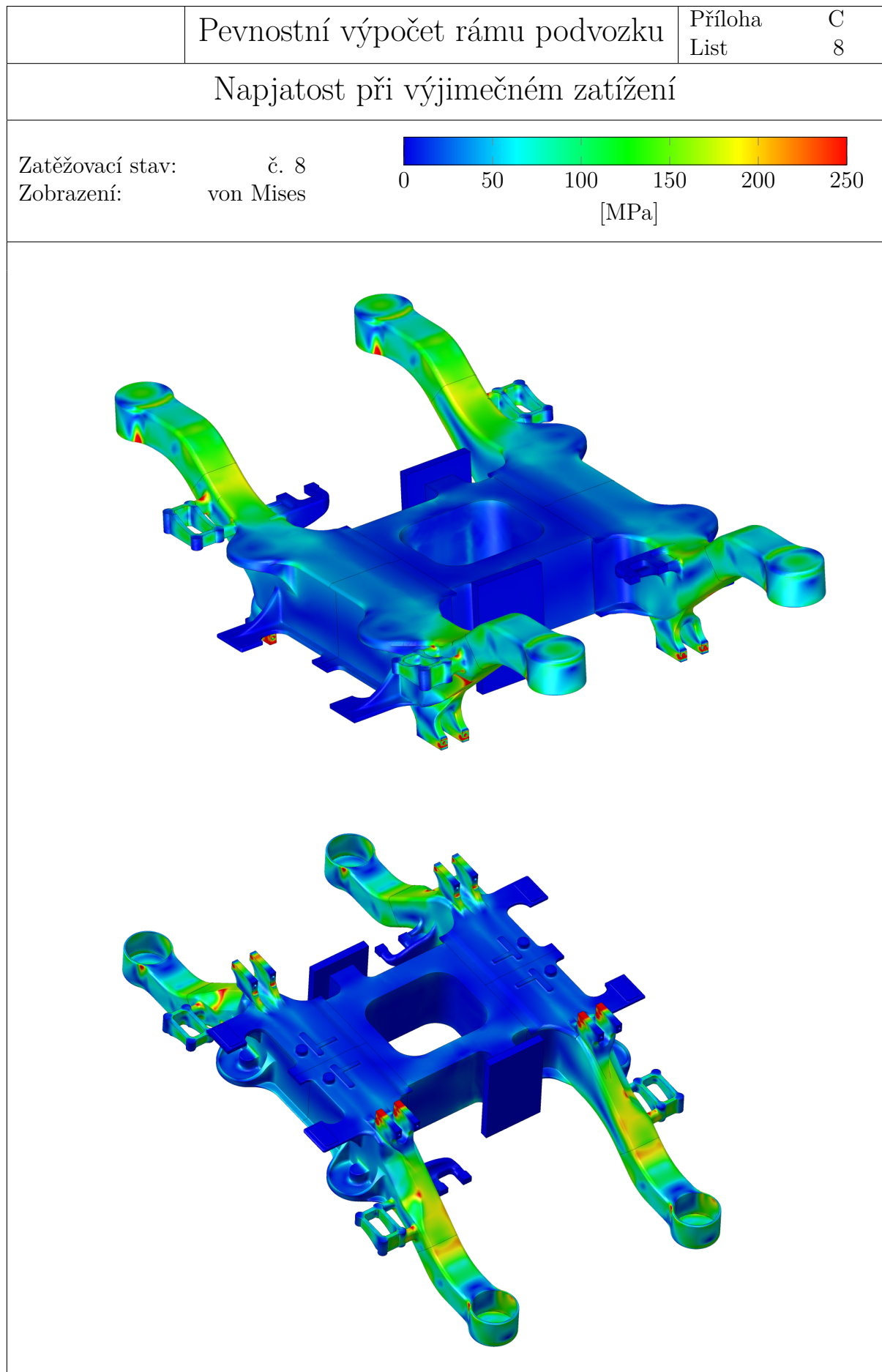


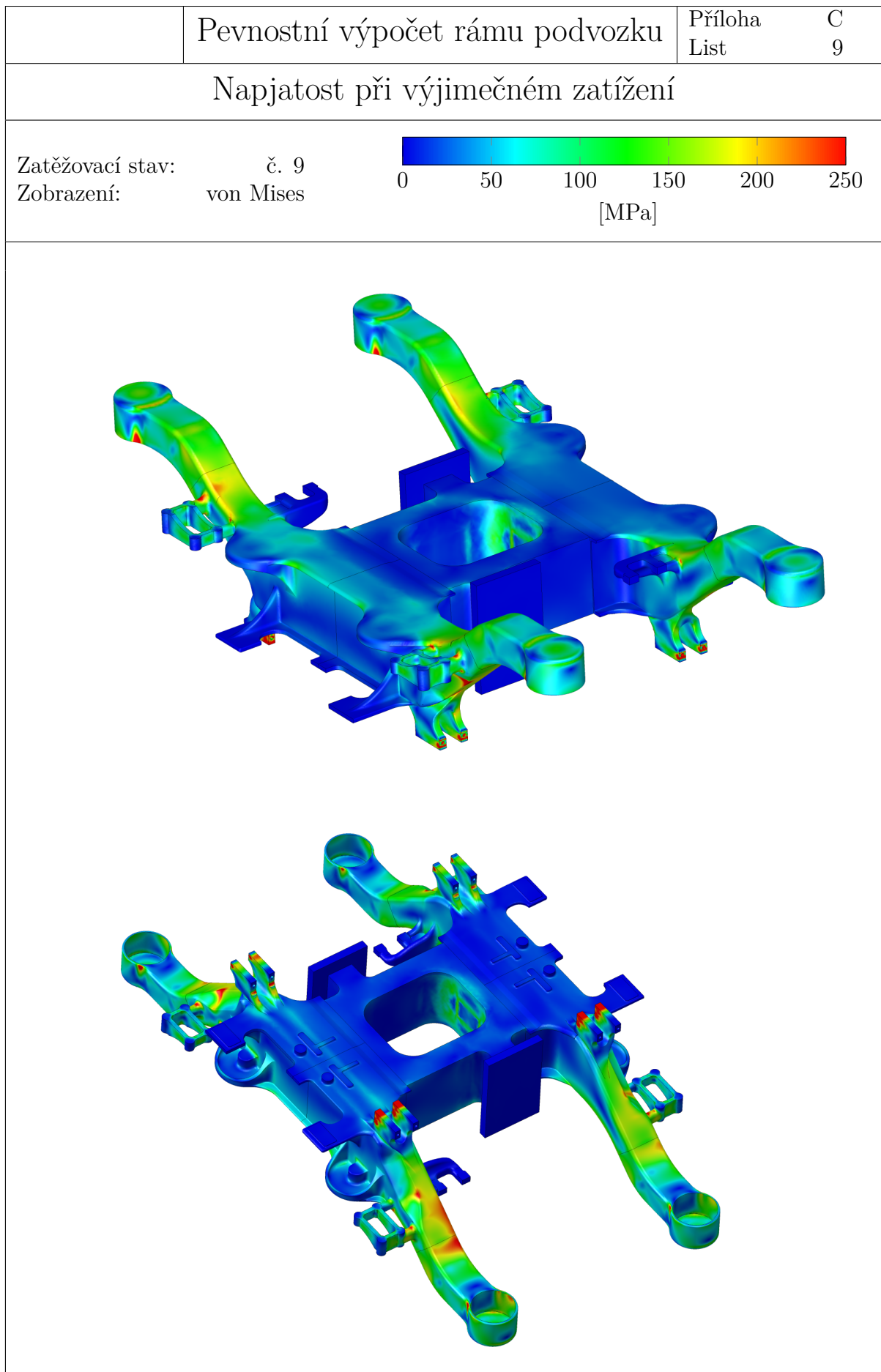


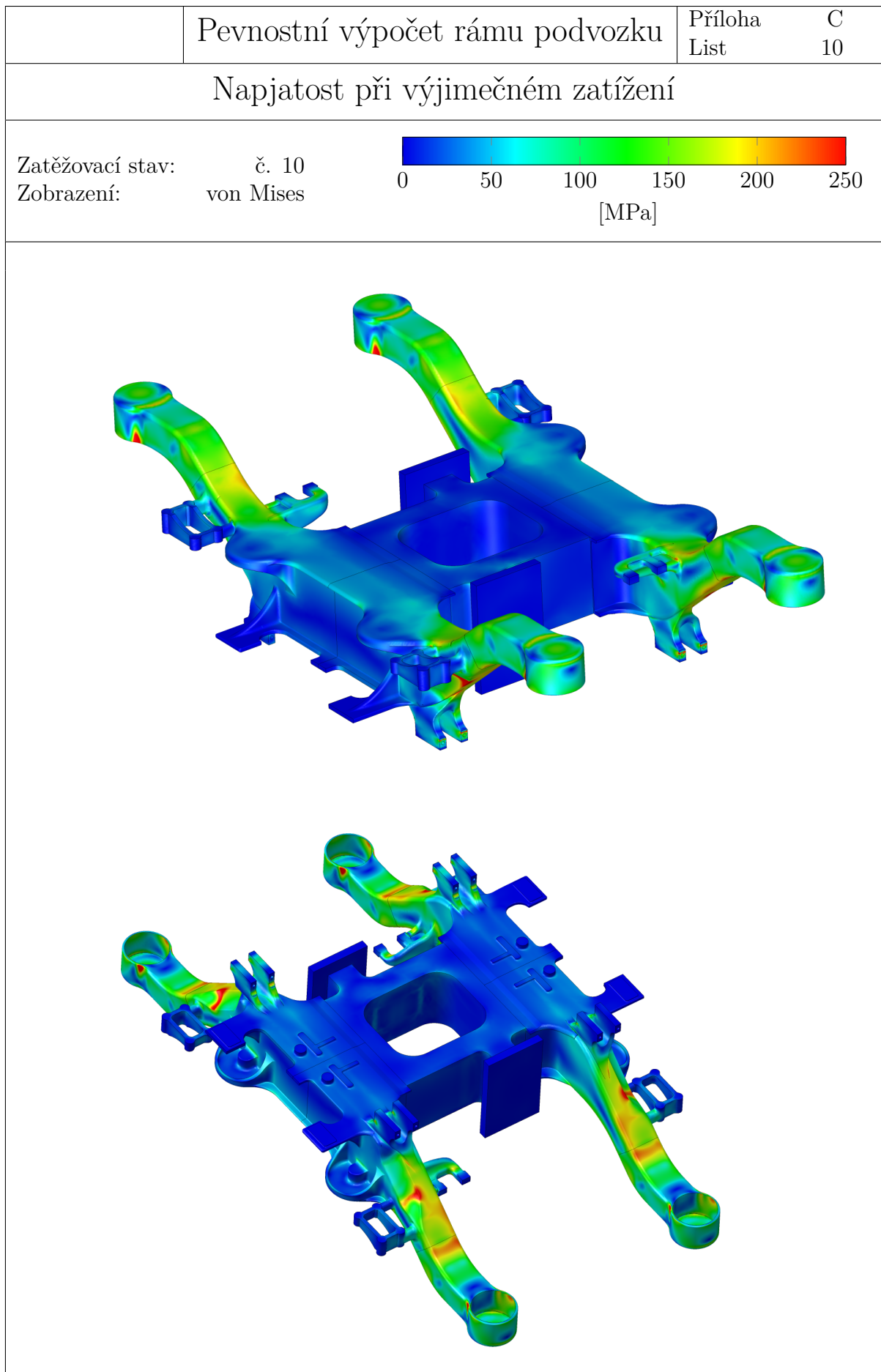


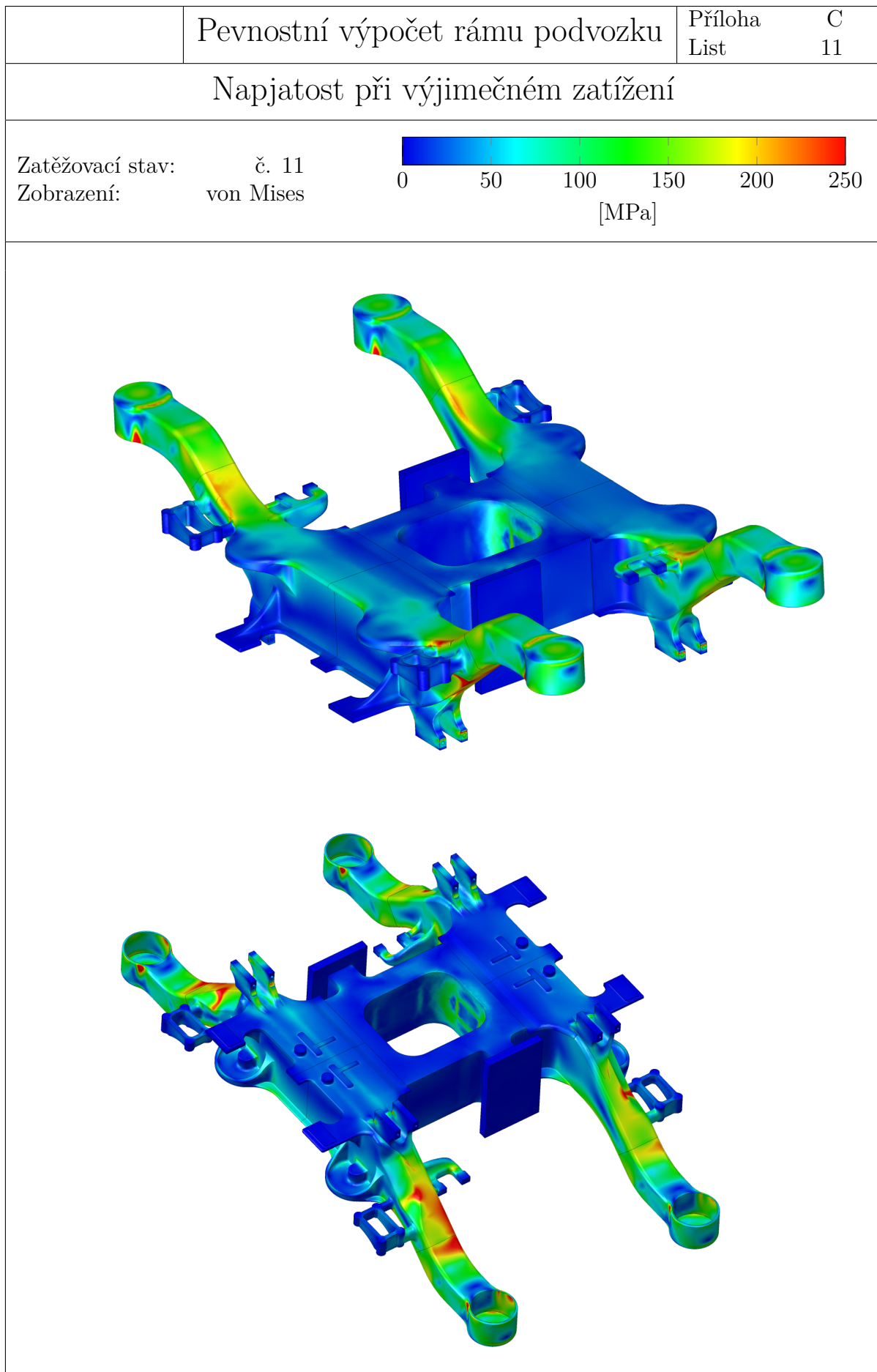


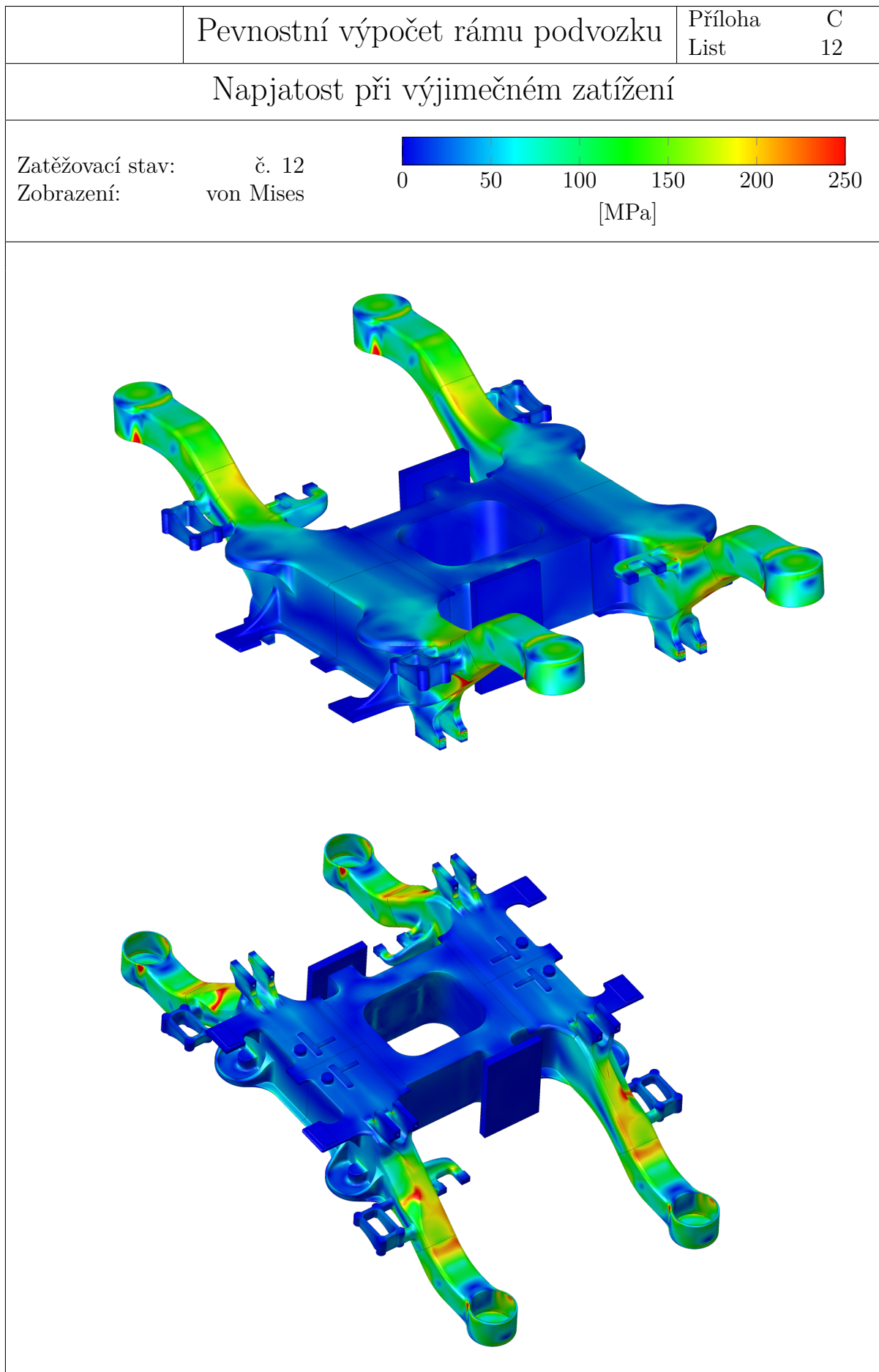


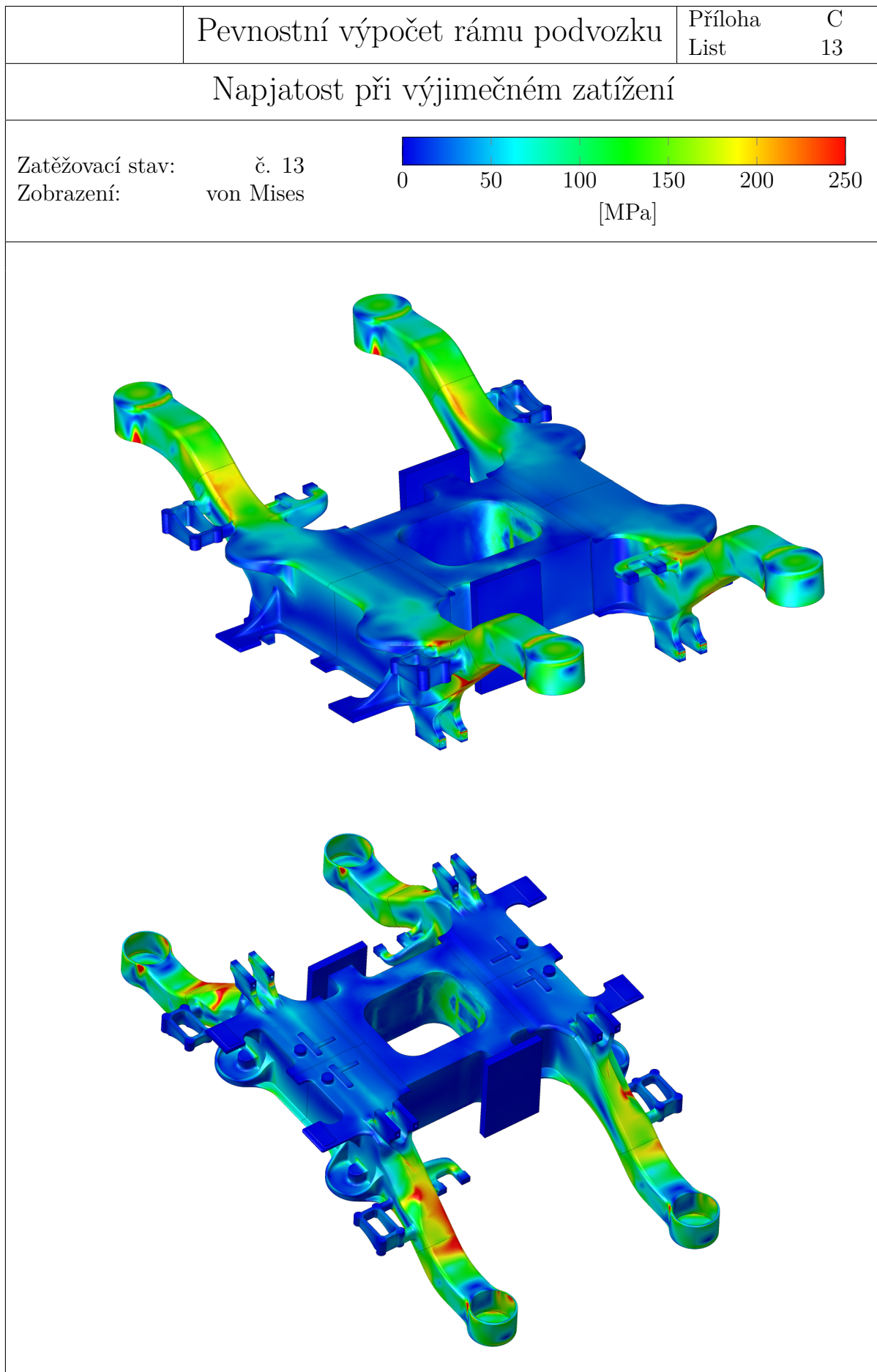












Příloha D

Model podvozku včetně všech komponent

