

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro  
přenos podélných sil výhradně digitálním  
automatickým spřáhlem**

Diplomová práce

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	<b>Bc. Jiří Loucký</b>
Osobní číslo:	<b>D21452</b>
Studijní program:	<b>N0788A040001 Dopravní technika</b>
Specializace:	<b>Stavba vozidel</b>
Téma práce:	<b>Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem</b>
Zadávací katedra:	<b>Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů</b>

## Zásady pro vypracování

V současnosti sílí ve střední a západní Evropě tlak na zefektivnění zejména nákladní železniční dopravy zavedením jednotného digitálního automatického spřáhla. S touto převratnou změnou ve spojování železničních vozidel prostřednictvím prvku, jež konečně bude na technické úrovni odpovídající 21. století, je však spojena řada technických problémů, které je zapotřebí řešit. Jedním z nich je i zčásti odlišný přenos podélných sil mezi vozidly, což má vliv na velikost sil působících mezi čelníkem a dalšími nosnými částmi spodku vozu. V práci se proto zaměřte na pevnostní analýzu spodku kontejnerového 80' vozu namáhaného výjimečným zatížením v podélném směru v místech připojení prvků pro přenos podélných sil mezi vozidly. Dále proveďte návrh možné nové konstrukce spodku vozu, která bude optimalizována pro přenos podélných sil výhradně novým digitálním automatickým spřáhlem a zhodnoťte přínosy takové konstrukce. Konkrétně tedy vypracujte:

1. Specifika přenosu podélných sil mezi vozidly v souvislosti s požadavky na digitální automatické spřáhlo.
2. Přehled současného řešení spodků podvozkových kontejnerových vozů.
3. Základní pevnostní analýza současného provedení spodku kontejnerového 80' vozu (přenos podélných sil v tahu táhlovým hákem se šroubovkou a v tlaku dvojicí nárazníků; přenos podélných sil v tahu i tlaku digitálním automatickým spřáhlem).
4. Návrh optimalizace konstrukce představkové části spodku kontejnerového 80' vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem.
5. Základní pevnostní posouzení optimalizované konstrukce představkové části spodku kontejnerového 80' vozu při přenosu podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem.

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

Seznam doporučené literatury:

[1] Technická dokumentace Tatravagónky, a.s. k vybranému typu nákladního vozu současného provedení.

[2] ČSN EN 12663-1+A1 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříňí 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 12663-2 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříňí kolejových vozidel – Část 2: Nákladní vozy, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.

[4] ČSN EN 15839+A1 Železniční aplikace – Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel – Nákladní vozy – Zkoušky jízdní bezpečnosti při působení podélných tlakových sil, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.

[5] UIC 530-1 Constructional conditions for wagons to be observed with a view to fitting the automatic coupler of the Member Railways of the UIC and OSJD respectively, UIC, 1982.

[6] UIC 432 Wagons. Running speeds. Technical conditions to be observed, UIC, 2008. ISBN 978-2-7461-1480-1.

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

Datum zadání diplomové práce: **21. února 2023**  
Termín odevzdání diplomové práce: **15. května 2023**

L.S.

---

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

---

**doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**  
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem 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 Pardubicích dne 15.05. 2023

Jiří Loucký

**Anotace**

Práce se zabývá optimalizací rámu kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem (DAC). Součástí práce je analýza současné konstrukce kontejnerového vozu Sggrss 80' metodou konečných prvků (MKP) a následný návrh a pevnostní ověření optimalizované konstrukce.

**Klíčová slova**

Digitální automatické spřáhlo (DAC), kontejnerový vůz, metoda konečných prvků

**Title**

Analysis of Basic Frame of Container Freight Car Using only Digital Automatic Coupler

**Abstract**

This masters thesis is focused on the optimization of a container freight car basic frame using only digital automatic coupler. The main part of this thesis is a finite element method analysis of a current design and subsequent creation and structural analysis of the new optimized design of the basic frame for the Sggrss 80' type container freight car.

**Keywords**

Digital automatic coupler (DAC), container freight car, finite element method

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce, Ing. Aleši Hábovi, PhD., jehož rady, připomínky a náměty výrazně pomohly ke zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Mariánu Moravčíkovi, PhD., ze společnosti Tatravagónka a.s., za poskytnutí příslušné technické dokumentace, zejména modelu analyzovaného vozu. V poslední řadě patří mé poděkování také doc. Ing. Petru Tomkovi, PhD. za jeho rady a připomínky v oblasti výpočtů metodou konečných prvků.

# Obsah

<b>Seznam značek a zkratek</b> .....	<b>9</b>
<b>1 Úvod</b> .....	<b>11</b>
<b>2 Spojování vozidel digitálním automatickým spřáhlem</b> .....	<b>12</b>
2.1 Digitální automatické spřáhlo.....	12
2.2 Uložení prvků mezivozidlového rozhraní ve spodku nákladních vozů.....	16
2.2.1 Uložení mezivozidlového rozhraní UIC ve spodku nákladních vozů .....	16
2.2.2 Uložení DAC ve spodku nákladních vozů.....	18
2.3 Specifika přenosu sil pomocí digitálního automatického spřáhla .....	20
2.3.1 Nárazy při posunu .....	20
2.3.2 Podélné dynamické účinky.....	20
2.3.3 Průjezd oblouky .....	21
<b>3 Současná konstrukce kontejnerových vozů</b> .....	<b>23</b>
3.1 Kontejnerové vozy s hlavními podélníky umístěnými uprostřed vozu.....	25
3.2 Kontejnerové vozy s hlavními podélníky umístěnými na krajích vozu .....	27
3.3 Představková část kontejnerových vozů .....	28
<b>4 Analýza představkové části kontejnerového vozu</b> .....	<b>30</b>
4.1 Výpočetní model.....	31
4.2 Zatížení a uchycení .....	35
4.2.1 Uchycení .....	35
4.2.2 Podélná zatížení .....	36
4.2.3 Svislá zatížení.....	37
4.2.4 Zdvihání a kroucení .....	41
4.3 Zatěžovací stavy.....	41
4.4 Výsledky analýzy .....	43
4.4.1 Tlaková síla v místech uchycení nárazníků (A).....	44
4.4.2 Tlaková síla pod úrovní nárazníků (B) .....	46
4.4.3 Tlaková síla působící na uchycení nárazníků úhlopříčně (C).....	47
4.4.4 Tlaková síla na uchycení spřáhla (D) .....	49
4.4.5 Tahová síla na uchycení spřáhla (E) .....	50
4.4.6 Maximální provozní zatížení (F) .....	51
4.4.7 Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci (G) .....	53
4.4.8 Zdvihání a zvedání ve stanovených místech (H) .....	54
4.4.9 Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa.....	56
<b>5 Optimalizace představkové části rámu vozu</b> .....	<b>57</b>
5.1 Optimalizovaný návrh 1 .....	57
5.1.1 Odebrané díly.....	57
5.1.2 Úprava horního plechu čelníku.....	58
5.1.3 Úprava spodního plechu čelníku.....	59
5.1.4 Úprava svislých plechů čelníku.....	60
5.1.5 Dodatečná úprava horního plechu hlavního příčnicku.....	60
5.1.6 Výpočetní model .....	61
5.2 Optimalizovaný návrh 2 .....	63

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

---

5.2.1	Úprava hlavních podélníků v představkové části .....	63
5.2.2	Výpočetní model .....	65
5.3	Zatěžovací stavy .....	67
5.4	Výsledky analýzy optimalizovaného návrhu 1 .....	68
5.4.1	Tahová síla na uchycení spřáhla.....	69
5.4.2	Maximální provozní zatížení.....	70
5.5	Výsledky analýzy optimalizovaného návrhu 2 .....	72
5.5.1	Tahová síla působící na uchycení spřáhla .....	72
5.5.2	Maximální provozní zatížení.....	74
5.6	Shrnutí získaných výsledků .....	76
<b>6</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>79</b>
	<b>Seznam literatury .....</b>	<b>80</b>
	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>82</b>



## Seznam značek a zkratek

Zkratka		Význam
DAC		digitální automatické spřáhlo
MKP		metoda konečných prvků
UIC		mezinárodní železniční unie

Značka	Jednotka	Význam
$E$	[Pa, MPa]	modul pružnosti v tahu
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$F_{srl}$	[N]	síla představující vzájemné spojení ložených ráků vozu
$F_{srp}$	[N]	síla představující vzájemné spojení prázdných ráků vozu
$F_{vyjp}$	[N]	síla reprezentující svislé zatížení $m_{vyj}$ působící na kontejnerové trny v představkové části vozu
$F_{vyjzp}$	[N]	síla reprezentující svislé zatížení $m_{vyj}$ působící na kontejnerové trny v části vozu se společným podvozkem
$F_2$	[N]	síla reprezentující tíhu podvozku
$F_{3p}$	[N]	síla reprezentující svislé zatížení $m_3$ působící na kontejnerové trny v představkové části vozu
$F_{3sp}$	[N]	síla reprezentující svislé zatížení $m_3$ působící na kontejnerové trny v části vozu se společným podvozkem
$m_{kp}$	[kg]	hmotnost 20' kontejneru uloženého v představkové části vozu
$m_{ksp}$	[kg]	hmotnost 20' kontejneru uloženého v části vozu se společným podvozkem
$m_{kpvj}$	[kg]	výjimečná hmotnost 20' kontejneru uloženého v představkové části vozu
$m_{kspvj}$	[kg]	výjimečná hmotnost 20' kontejneru uloženého v části vozu se společným podvozkem
$m_{pv}$	[kg]	hmotnost prázdného vozu (skutečná)
$m_{vyj}$	[kg]	výjimečné svislé zatížení
$m_1$	[kg]	hmotnost prázdného vozu (uvažovaná ve výpočtu)
$m_2$	[kg]	hmotnost podvozku
$m_3$	[kg]	maximální ložná hmotnost
$R_d$	[-]	hodnota stanovená výpočtem nebo zkouškou
$R_e$	[Pa, MPa]	mez kluzu materiálu
$R_L$	[-]	přípustná nebo mezní hodnota
$R_m$	[Pa, MPa]	mez pevnosti materiálu
$S$	[-]	konstrukční bezpečnostní součinitel
$S_1$	[-]	bezpečnostní součinitel pro mez kluzu
$S_2$	[-]	bezpečnostní součinitel pro mezní poruchu
$U$	[-]	využití prvku
$\sigma_{D0V1}$	[Pa, MPa]	dovolení napětí vůči mezi kluzu

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

---

$\sigma_{D0V11}$	[Pa, MPa]	dovolení napětí vůči mezi kluzu pro tloušťku materiálu $\leq 16$ mm
$\sigma_{D0V12}$	[Pa, MPa]	dovolení napětí vůči mezi kluzu pro tloušťku materiálu $>16$ mm
$\sigma_{D0V2}$	[Pa, MPa]	dovolení napětí vůči mezi pevnosti

# 1 Úvod

Současně používané mezivozidlové rozhraní UIC, v podobě dvojice postranních nárazníků a táhlového ústrojí, se pro budoucnost nákladní železniční dopravy jeví jako nedostačující. Nedostatky mezivozidlového rozhraní UIC by měly být vyřešeny v podobě zavedení digitálního automatického spřáhla. Mezi nákladními železničními dopravci však rostou obavy ohledně realizace celého projektu, zejména co se týče jeho financování. Podpůrci projektu digitálního automatického spřáhla, se proto snaží vyzdvihnout jeho výhody, aby získali dopravce na svou stranu. Jednou z uváděných výhod je snížení hmotnosti nákladních vozů díky tomu, že jejich skříň už nebude muset být dimenzována pro přenos podélných sil pomocí nárazníků.

Cílem diplomové práce je navrhnout optimalizovaný rám, respektive představkovou část rámu, kontejnerového vozu typu Sggrss 80' pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem a zhodnotit, jak velký přínos tato optimalizace přináší. Na začátku práce jsou uvedeny zásadní rozdíly v přenosu sil mezivozidlovým rozhraním UIC a digitálním automatickým spřáhlem, po nichž následuje rešerše konstrukce současných kontejnerových vozů. Hlavní částí práce je pevnostní analýza představkové části vozu Sggrss 80' metodou konečných prvků a následný návrh nové optimalizované konstrukce. Pro analýzu metodou konečných prvků byl sestaven výpočetní model rámu vozu Sggrss 80' z povrchů, které byly posléze síťovány skořepinovými prvky.

## 2 Spojování vozidel digitálním automatickým spřáhlem

Případný přechod na digitální automatické spřáhlo (DAC) v rámci evropské železniční sítě s sebou nese řadu změn ať už pozitivních či negativních. Současná legislativa pracuje s faktem, že vozidla jsou vybavena mezivozidlovým rozhraním UIC, tedy dvojicí postranních nárazníků a táhlovým ústrojím. Vozidla vybavená DAC se však v určitých situacích chovají dosti odlišně, a proto i v legislativě budou muset nastat určité změny. V této kapitole jsou uvedeny rozdíly v přenosu sil pomocí DAC a mezivozidlového rozhraní UIC i v souvislosti se současně platnými normami.

### 2.1 Digitální automatické spřáhlo

DAC je automatické centrální spřáhlo, pomocí něž je možné, krom mechanického spojení, propojit vozidla pneumaticky i elektricky. Jedná se tedy o spřáhlo tuhé, jelikož jeho hlavy vůči sobě nevykonávají pohyb.

Dnes jsou v Evropě automatická spřáhla k vidění spíše u osobní dopravy, konkrétně na elektrických nebo motorových jednotkách. Provozní podmínky moderních jednotek se však značně liší od provozních podmínek nákladních vozů. Automatická spřáhla používaná v osobní dopravě nelze tedy jednoduše přenést do dopravy nákladní, ale je zapotřebí vyvinout zcela novou koncepci automatického spřáhla.

Na obr. 1 je uveden jeden z prototypů DAC s vyznačením jeho základních součástí, mezi něž patří:

- hlava spřáhla,
- rameno spřáhla,
- kloub spřáhla,
- tažné a tlačné opěrné desky,
- vypružení spřáhla,
- podpěra.

Jednotlivé parametry jsou dále rozebrány detailněji, nicméně je nutné zdůraznit, že se jedná o současnou podobu DAC, nikoliv konečnou. Stále totiž není nijak normativně stanoveno, jaké požadavky by mělo DAC splňovat. Obsah následujících řádků tedy nemusí konečné verzi DAC odpovídat.

#### Rameno spřáhla

Rameno spřáhla slouží pro spojení kloubu a hlavy, u některých spřáhel používaných v osobní dopravě bývá do ramene implementován prvek s řízenou deformací, u DAC však zatím k zahrnutí deformačních prvků do konstrukce nedošlo.

#### Tažné a tlačné opěrné desky

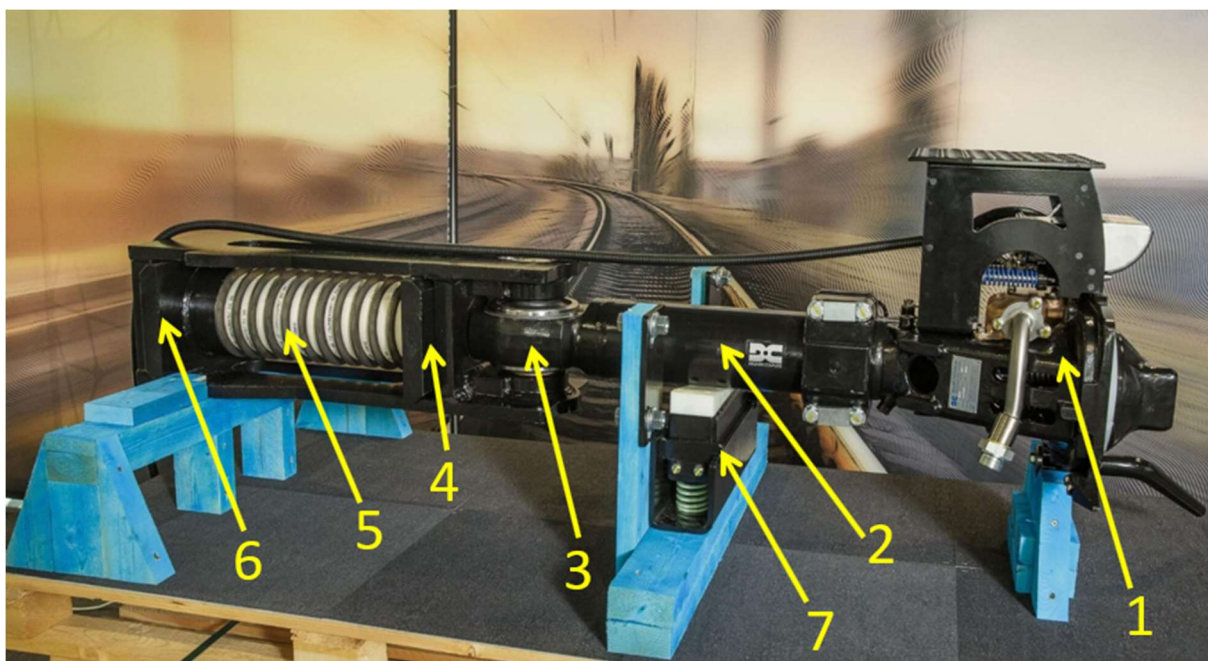
Tažné a tlačné opěrné desky slouží pro přenos sil mezi spřáhlem a skříní vozu. Opěrné desky se opírají o nárazky v tzv. prostoru pro spřáhlo, jež je popsán v rámci kapitoly 2.2.2.

## **Vypružení spřáhla**

Vypružení spřáhla není v současné době nijak konkrétně definováno, jako je tomu například u nárazníků. Příčina může spočívat v tom, že konstrukce vypružení DAC není tak jednoduchá, jak by se na první pohled mohlo zdát. V případě DAC se totiž přenášejí veškeré síly mezi vozidly pouze jedním prvkem, na rozdíl od mezivozidlového rozhraní UIC, kde jsou tlakové síly přenášeny nárazníky a tahové síly táhlovým ústrojím. V kapitolách 2.3.1 a 2.3.2 jsou nastíněny jedny z problémů, se kterými se konstrukce vypružení spřáhla potýká.

## **Podpěra spřáhla**

Podpěra spřáhla nese rameno spřáhla a udržuje jej v horizontální poloze. Podpěra je šrouby připevněna k čelníku vozu. Součástí podpěry je vypružená kluzná deska, která umožňuje pohyb ramene bez výrazného tření.



Obr. 1 Prototyp DAC od společnosti Dellner s vyznačením základních součástí; 1 – hlava spřáhla, 2 – rameno spřáhla, 3 – kloub spřáhla, 4 – tažná opěrná deska, 5 – vypružení spřáhla, 6 – tlačná opěrná deska, 7 – podpěra. [1]

## **Kloub spřáhla**

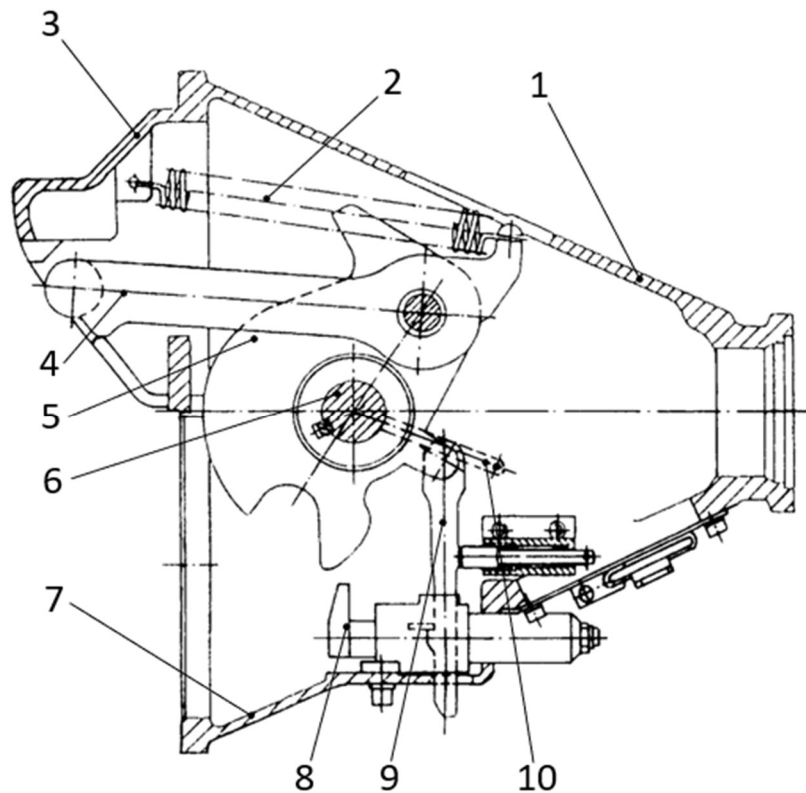
Kloub spřáhla může mít různá provedení, obecně lze však konstrukci kloubu charakterizovat jako čepové spojení ramene spřáhla a tělesa s opěrnými deskami a vypružením. Oko umístěné na konci ramene je uloženo v pryži či elastomeru. Rotační pohyb kolem svislé osy je umožněn čepovým spojením, rotační pohyb okolo osy příčné je umožněn deformací pryže nebo elastomeru.

## **Hlava spřáhla**

Pro další vývoj DAC bylo rozhodnuto, že hlava spřáhla bude odpovídat současně používané spřáhlu typu 10, někdy nazývaného také jako Scharfenberg. Toto spřáhlo je k vidění například na jednotkách ICE 3 nebo na jednotkách RegioPanter. Podmínky pro spřáhlo typu 10 jsou uvedeny v normě [3]. [2]

## Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem

Hlava spřáhla typu 10 obsahuje tzv. dvupolohový, někdy nazýván i jako západkový, zamykací mechanismus. Složení hlavy s tímto mechanismem je uvedeno na obr. 2. Dále jsou součástí hlavy spřáhla pneumatické spojky a také svorkovnice, ta však není normou [3] nijak definována.

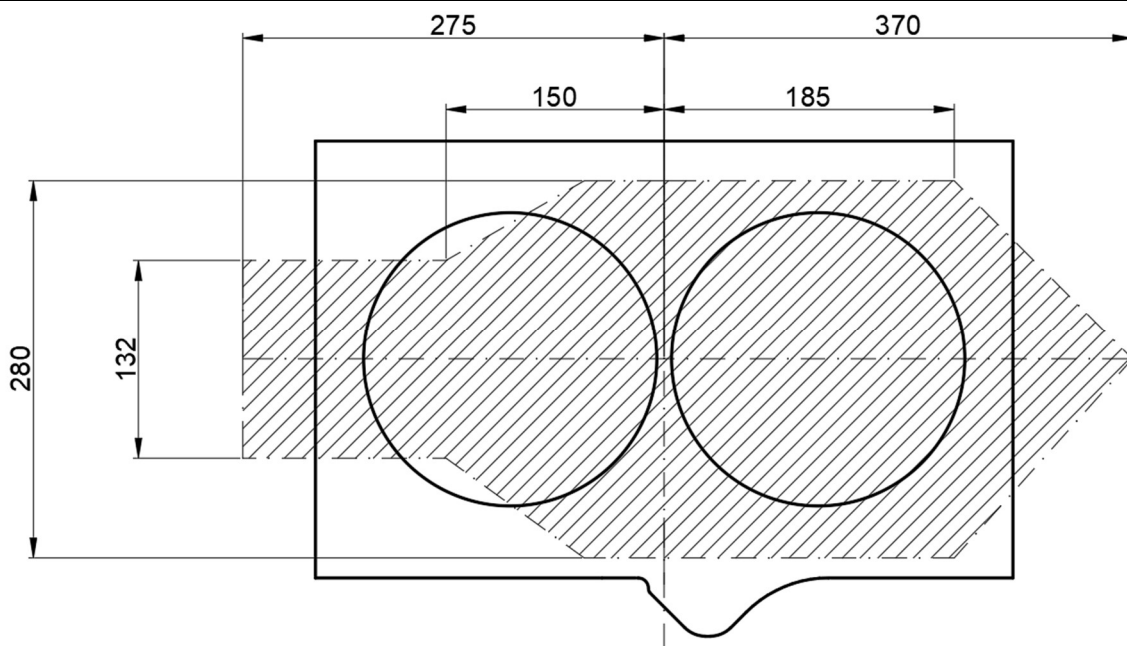


Obr. 2 Složení hlavy spřáhla typu 10 se západkovým mechanismem; 1 - hlava spřáhla, 2 - tažná pružina, 3 - vnější kužel, 4 - závěsnice, 5 - kotouč, 6 - hlavní čep, 7 - vnitřní kužel, 8 - západka, 9 - táhlo, 10 - rozpojovací zařízení. [4]

Automatické spojení spřáhel je zajištěno čistě mechanicky. K rozpojení spřáhel je potřeba uvolnit zámkový mechanismus pomocí rozpojovacího zařízení (obr. 2, pozice 10). Rozpojovací zařízení lze ovládat manuálně, ovšem v tomto případě se již nejedná o automatické rozpojení. Automaticky lze spřáhla rozpojit pneumaticky nebo elektricky.

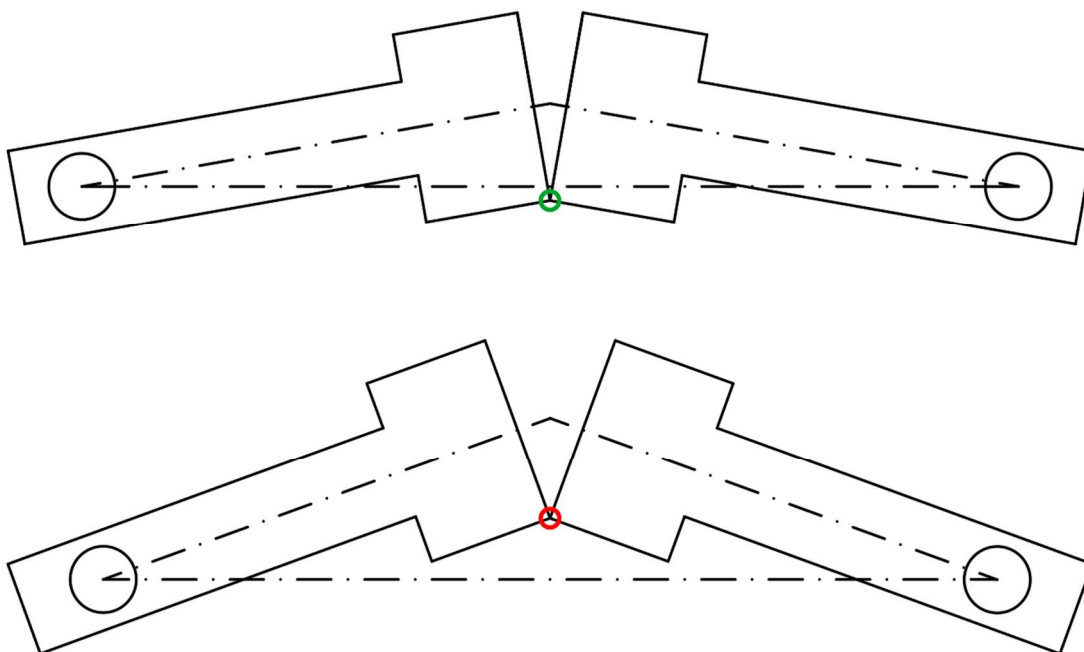
Pevnostně musí podle normy [3] hlava spřáhla vydržet tlakovou sílu minimálně 1500 kN a tahovou sílu minimálně 1000 kN. Nicméně ve zprávě německého federálního ministerstva pro dopravu a digitální záležitosti [9] je požadováno, aby spřáhlo vydrželo tlakovou sílu minimálně 2000 kN. Tento požadavek souvisí s podmínkami nákladní železniční dopravy, kde jsou tlakové síly značně vyšší než v té osobní.

Nakonec norma [3] udává podmínky pro spojení dvou spřáhel. Základní je definice tzv. oblasti působnosti spřáhla, ta je uvedena na obr. 3. Vyšrafovaná plocha představuje oblast, v níž pokud se nachází střed protějšší hlavy spřáhla, je možné spřáhla automaticky spojit.



Obr. 3 Typická oblast působnosti hlavy spřáhla typu 10. [3]

Podmínka pro úspěšné spojení vozidel postavených v oblouku je zobrazeny na obr. 4. Pokud se dotkový bod hlav spřáhel nachází nad spojnici středů jejich kloubů, je možné spřáhla automaticky spojit.



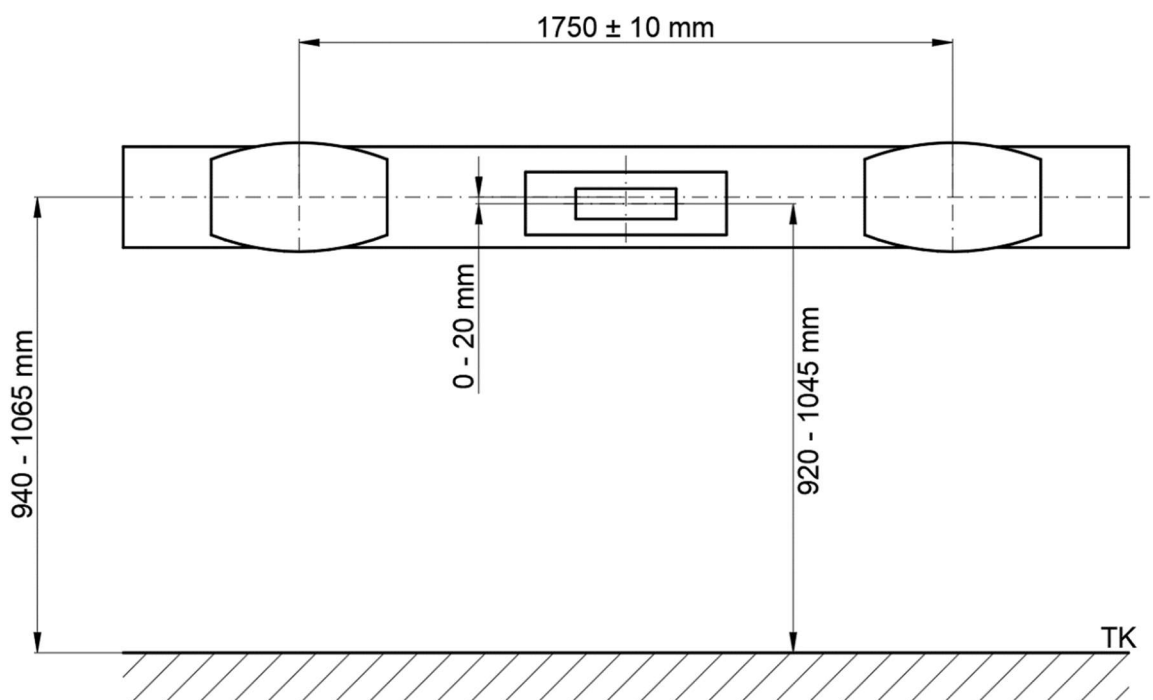
Obr. 4 Úspěšné/neúspěšné spojení spřáhel typu 10 v oblouku. [3]

## 2.2 Uložení prvků mezivozidlového rozhraní ve spodku nákladních vozů

Umístění prvků pro spojování vozidel ve spodku vozu určuje, jakým způsobem budou přenášeny síly z jednoho konce vozidla na druhý a má tedy zásadní vliv na konstrukci rámu vozu. Zároveň musí být umístění na rámu provedeno tak, aby byly splněny podmínky pro spojení vozidel a jejich bezpečný provoz.

### 2.2.1 Uložení mezivozidlového rozhraní UIC ve spodku nákladních vozů

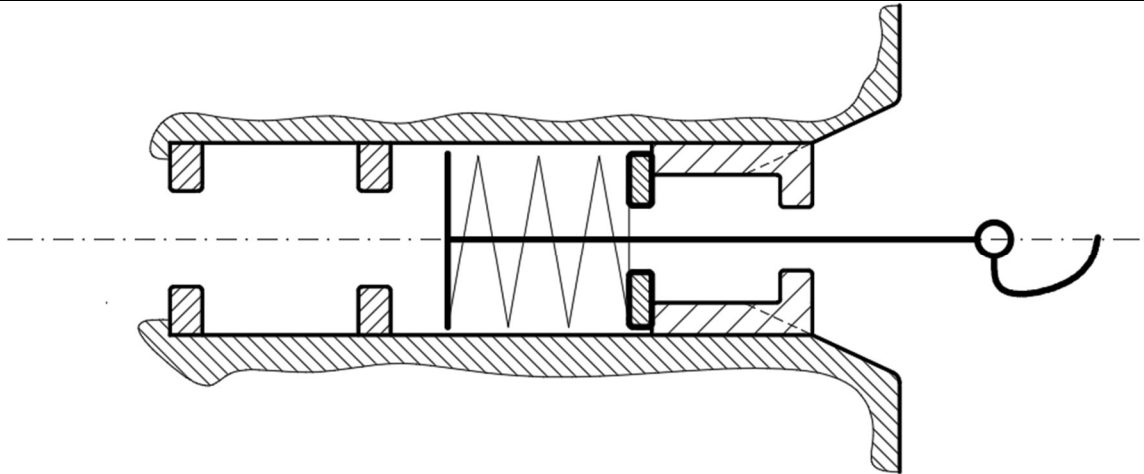
Rozmístění prvků mezivozidlového rozhraní UIC na čelníku rámu nákladního vozu, včetně nejdůležitějších rozměrů, je uvedeno na obr. 5. Nárazníky jsou k čelníku připevněny čtyřmi šrouby M24. Svislá vzdálenost osy nárazníků od temene kolejnice (TK) je závislá na několika faktorech, jako například: průměr kola, konstrukce rámu a konstrukce vypružení. Zejména pak konstrukce vypružení hraje u nákladních vozů významnou roli, jelikož dané rozmezí výšky nárazníků musí být dodrženo v případě prázdného i loženého vozu.



Obr. 5 Uspořádání čelníku rámu nákladního vozu s mezivozidlovým rozhraním UIC. [5]

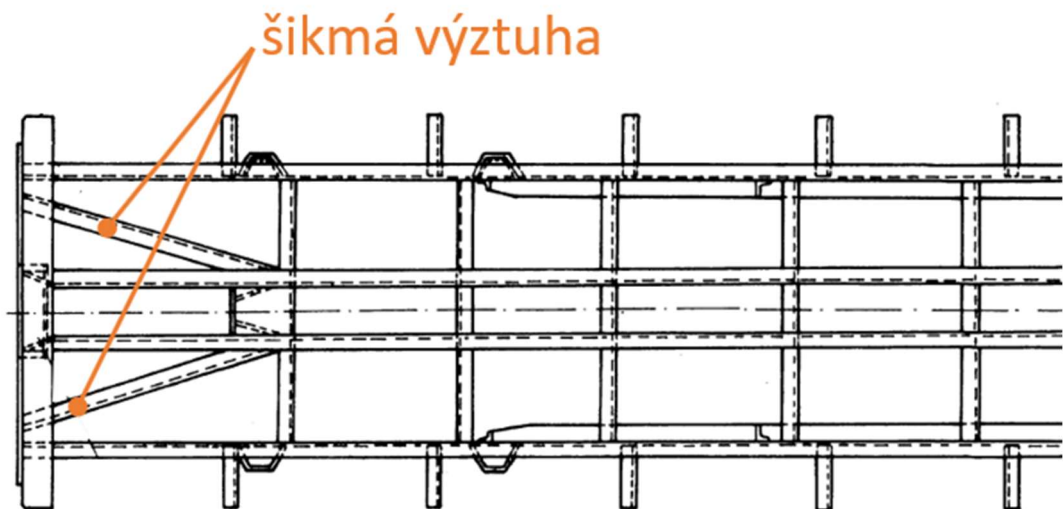
Táhlové ústrojí je umístěno v tzv. prostoru pro automatické spřáhlo, který bude popsán podrobněji v kapitole 2.2.2. Táhlo je ke spodku připevněno taktéž pomocí šroubů, ty však neslouží pro přenos podélných sil. Podélné síly mezi táhlem a rámem vozu se přenáší pomocí opěrné desky táhla, která se opírá o narážky táhlového ústrojí, situace je znázorněna na obr. 6. Osa táhlového ústrojí se může nacházet až 20 mm pod osou nárazníku.





Obr. 6 Uložení táhlového ústrojí ve spodku nákladního vozu.

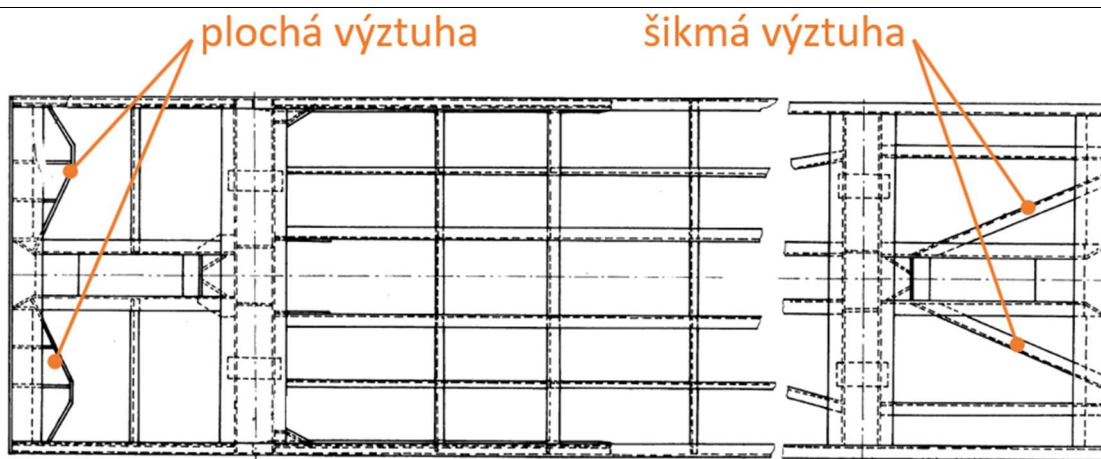
Z uvedených skutečností vyplývá, že se síly od nárazníků a od táhlového ústrojí přenáší na rám skříňe v různých místech. U starších vozů, kde je spodek tvořen z válcovaných profilů, se tato skutečnost v konstrukci projevila přidáním výztuh za nárazníky. U dvounápravových vozů se jednalo o šikmé výztuhy, přes něž se přenáší síla od nárazníku do hlavních podélníků, viz obr. 7.



Obr. 7 Rám dvounápravových vozů z válcovaných profilů. [6]

Vozy čtyřnápravové měly šikmé výztuhy, přenášející sílu nárazníků do hlavního příčnicku. Případně byly použity ploché výztuhy umístěné za nárazníky a rozdělení sil do celého rámu se uskutečňovalo až za hlavním příčnickem. Oba způsoby jsou uvedeny na obr. 8.

Moderní konstrukce nákladních vozů již nejsou tvořeny válcovanými profily, ty byly nahrazeny přesně tvarovanými plechy svařenými k sobě. Nicméně principy konstrukce zůstaly zachovány a stále je určitým způsobem provedeno vyztužení prostoru za nárazníky, například navařením malých výztuh za nárazníky a vyztužením celého čelníku podélným plechem.

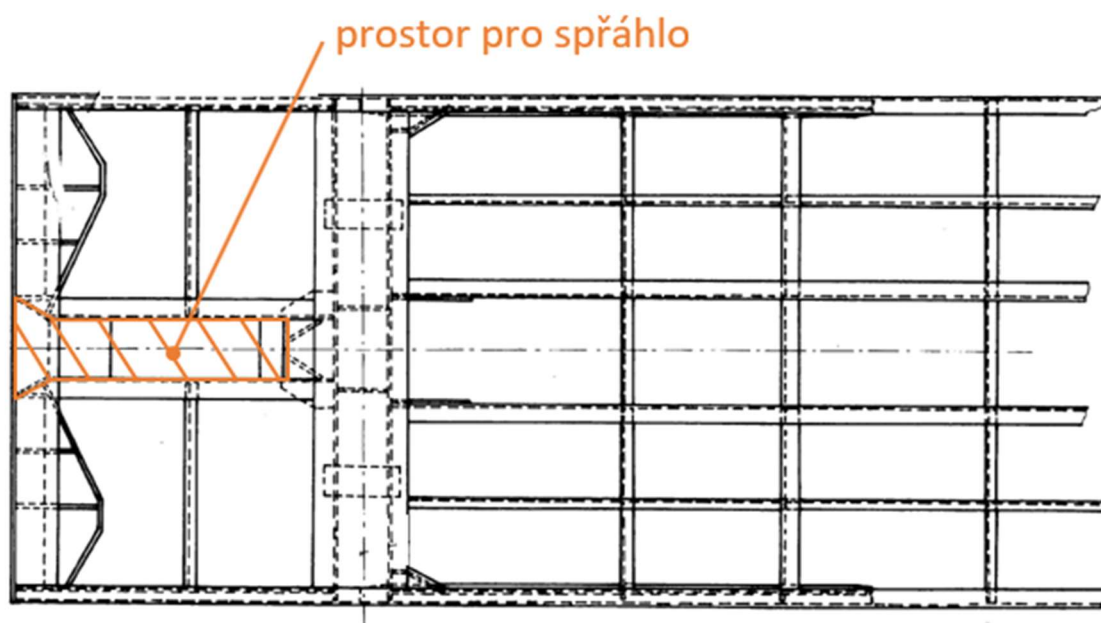


Obr. 8 Rám čtyřnápravových vozů z válcovaných profilů. [6]

## 2.2.2 Uložení DAC ve spodku nákladních vozů

Zpráva [9], vydaná německým spolkovým ministerstvem pro digitální záležitosti a dopravu, požaduje, aby pro zástavbu DAC do spodku nákladního vozu byl využit prostor pro automatické spřáhlo definovaný vyhláškou [7]. V době prvních pokusů o zavedení celoevropského automatické spřáhla, tehdy nazývaného jako spřáhlo UIC nebo OSŽD, bylo požadováno, aby konstrukce nových vozů umožňovala jeho zástavbu. Dlouho řadu let, až do roku 2006, byly nákladní vozy konstruovány s prostorem pro automatické spřáhlo – je tedy logické, aby nynější pokus o zavedení automatického spřáhla v nákladní dopravě navázal na ten předešlý. [8]

Umístění prostoru pro automatické spřáhlo je patrné z obr. 9. Nachází se v ose vozu mezi čelníkem a hlavním příčníkem. Podélné síly jsou do zbytku vozu přenášeny pomocí dvou podélníků, které prostor ze stran ohraničují.



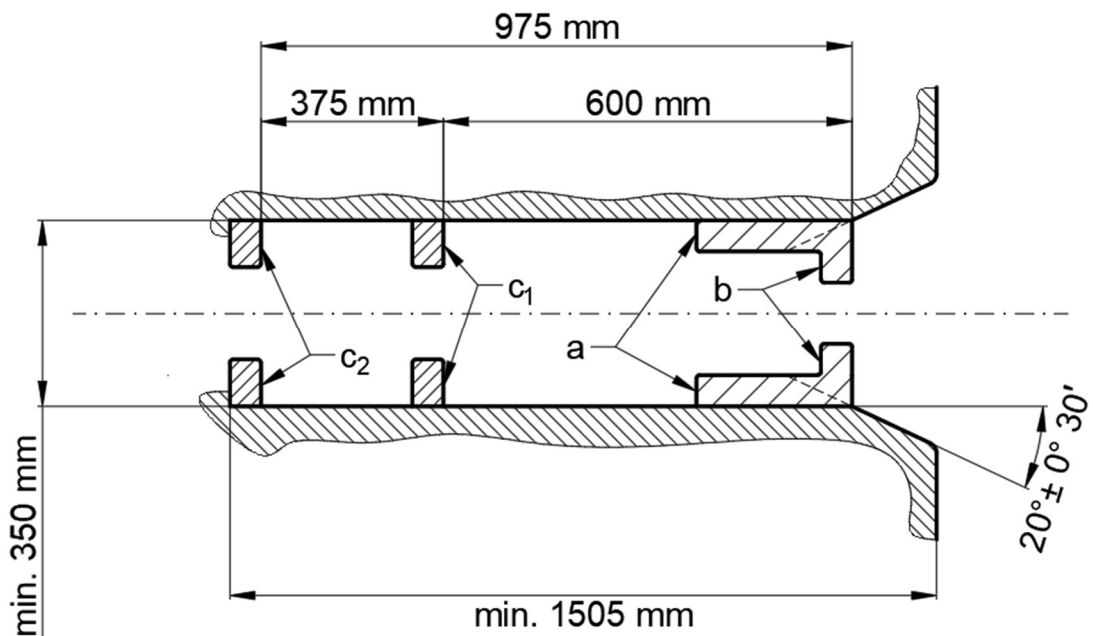
Obr. 9 Umístění prostoru pro spřáhlo ve spodku čtyřnápravového nákladního vozu. [6]

## Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem

Jak již bylo zmíněno konstrukční provedení prostoru pro automatické spřáhlo je předmětem vyhlášky [7]. Základní uspořádání je uvedeno na obr. 10. Tahové síly se přenáší, obdobně jako u táhlového ústrojí, z opěrné desky automatického spřáhla na tažné narážky *a*. Narážky *b* slouží pro stanovení zdvihu vypružení spřáhla v tahu, nicméně nemusí být vždy využity a některé konstrukce DAC dokonce vyžadují jejich odstranění. Tlakové síly se přenáší přes tlačné narážky *c*. Ty mohou být od tažných narážek *a* vzdáleny nejméně na vzdálenost, kterou představují narážky *c*<sub>1</sub> a nejvíce na vzdálenost, kterou představují narážky *c*<sub>2</sub>. Od tažných narážek směrem ven z vozu je provedeno zkosení, jež umožňuje ramenu spřáhla se natočit okolo svislé osy. Dále musí být umožněno ramenu spřáhla natočit se okolo osy příčné, a to do úhlové výchylky 11°. Samotné spřáhlo je ke spodku vozu, stejně jako táhlo, připevněno šrouby. Navíc je ale ještě podepřeno podpěrou, která je přišroubována k čelníku vozu. Podpěra obsahuje kluznou desku, po níž se může rameno spřáhla pohybovat. Podpěra i opěrné desky jsou zobrazeny na obr. 1.

Svislá vzdálenost osy automatického spřáhla od temene kolejnice je vyhláškou [7] stanovena v rozsahu 1045 mm až 950 mm. Tyto hodnoty jsou však odlišné od těch uvedených ve zprávě [9], které jsou navíc odlišné od hodnot daných normou [3], která udává vertikální rozdíl os spřáhla až 140 mm, viz. obr. 3. Lze tedy konstatovat, že zatím neexistuje jasně definovaná výška osy DAC od temene kolejnice.

Z hlediska silového působení na rám vozu je použití DAC teoreticky příznivější, než kombinace nárazníků a táhlového ústrojí, jelikož se veškeré síly přenáší skrze podélníky v prostoru pro spřáhlo. Je tedy možné minimálně odstranit výztuhy za nárazníky a ušetřit tím na materiálu. Zdali bude možné konstrukci rámu díky absenci nárazníku ještě více zjednodušit je předmětem této diplomové práce.



Obr. 10 Prostor pro automatické spřáhlo. [7]

## 2.3 Specifika přenosu sil pomocí digitálního automatického spřáhla

V provozu železničních kolejových vozidel nastává několik situací, v nichž se DAC a současně používané mezivozidlové rozhraní UIC svým chováním méně nebo více liší. Z hlediska přenosu sil mezi vozidly byly pro tuto kapitolu vybrány následující provozní scénáře:

- nárazy při posunu.
- podélné dynamické účinky,
- průjezd oblouky.

V následujících podkapitolách je proveden rozbor chování obou mezivozidlových vazeb ve zvolených provozních scénářích.

### 2.3.1 Nárazy při posunu

Nárazy při posunu jsou nedílnou součástí železniční dopravy, zejména té nákladní. Skříň nákladních vozů proto musí být podrobeny nejen pevnostním zkouškám statickým, ale i zkouškám nárazovým. [10]

V případě mezivozidlového rozhraní UIC se nárazů účastní především nárazníky – odtud plyne i jejich název. Mohou samozřejmě nastat situace, kdy při nárazu do vlaku tvořeného vozidly spojenými šroubovkami dojde i k zatěžování táhlového ústrojí, nicméně i v tomto případě dojde nejdříve k zatížení všech nárazníků v celém vlaku, které absorbují značnou část energie nárazu a až posléze dojde k působení tahových sil, které ovšem budou značně menší. Nárazníky tedy musí být konstruovány s ohledem na zatížení nárazy, kdežto táhlové ústrojí nikoliv.

U DAC je situace poněkud odlišná, při nárazu dochází k automatickému spojení spřáhel narážejícího a naráženého vozu. Zjednodušeně lze říci, že se z vozů stane izolovaná soustava o dvou hmotách na tažně – tlačné pružině. Vozy budou po nárazu na této tažně-tlačné pružině kmitat, dokud se neustálí, z čehož vyplývá, že nárazem budou spřáhlo i skříň vozu namáhány tahem i tlakem. DAC a zejména jeho vypružení musí tedy být konstruováno s ohledem na zatížení nárazy při posunu pro oba směry zatěžování.

### 2.3.2 Podélné dynamické účinky

Podélnými dynamickými účinky je myšleno silové působení mezi vozidly vlaku při rozjezdu nebo brzdění. Vlak lze charakterizovat jako soustavu pružně spojených hmot, které mezi sebou mohou kmitat. V případě, kdy jede vlak ustálenou rychlostí, je kmitání mezi vozidly minimální, ovšem při rozjezdu nebo brzdění, vznikají mezi vozidly v důsledku přenosu silového toku soupravou, relativní pohyby, které mohou vybudit větší síly, než na které jsou spojovací prvky vozidel dimenzovány. Tato skutečnost je zásadní především u brzdění dlouhých vlaků, kde může dojít k situaci, kdy vlivem způsobu přenosu informace o brzdění po délce vlaku první vůz brzdí plným brzdícím účinkem, kdežto vůz poslední nebrzdí vůbec.

V praxi se z důvodu výskytu podélných dynamických účinků snižuje maximální dovolená tažná síla, kterou je možné mezivozidlovým rozhraním přenášet. V případě současně používané šroubovky a táhlového háku je hodnota maximální tažné síly omezena na 350 kN. Omezení na

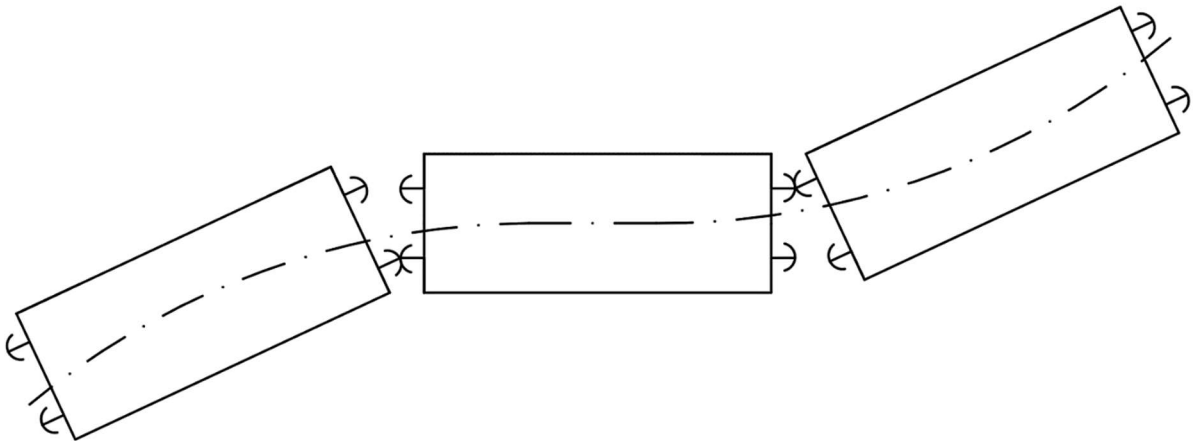
hodnotu 350 kN je specifické pro provoz na tratích Správy železnic. V jiných zemích, třeba ve Švýcarsku nebo v Německu, může za určitých podmínek dovolená hodnota maximální tažné síly činit až 450 kN. [11]

Při případném přechodu na DAC je tedy zapotřebí zajistit, aby hodnota maximální dovolené tažné síly byla větší, než je tomu u současných šroubovek, jinak by totiž přechod na jednotné centrální spřáhlo neznamenal technologický krok vpřed. Tuto situaci však komplikují poznatky ohledně vypružení DAC. Ze simulačních výpočtů [12] totiž vyplývá, že parametry vypružení pro zmírnění podélných dynamických účinků a pro zmírnění silových účinků při nárazu, jsou protichůdné. Navíc jak již bylo uvedeno v kapitole **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, je nutné vypružení spřáhla dimenzovat vůči nárazů pro oba směry zatížení, což v případě mezivozidlového rozhraní UIC nutné není.

Východisko z této situace by mohlo představovat zavedení elektropneumatické brzdy. Elektropneumatická brzda zaručí, že dojde k brzdění všech vozidel ve vlaku téměř ve stejný čas, a tudíž nenastanou velké relativní pohyby mezi vozidly. Vypružení spřáhla by se poté mohlo konstruovat směrem k potlačení účinků nárazu při posunu, kterým se v provozu vyhnout nelze.

### 2.3.3 Průjezd oblouky

Zásadní rozdíl v průjezdu oblouky mezi DAC a mezivozidlovým rozhraním UIC představuje absence, respektive přítomnost nárazníků. Situace lze nejlépe ilustrovat na průjezdu vlaku protisměrnými oblouky s mezilehlou přímou kolejí, viz obr. 11. Vozidla se podle zakřivení oblouku natočí, vlivem natočení dojde k odlehčení nárazníků na vnější straně oblouku a síly jsou přenášeny pouze nárazníky na straně vnitřní.



Obr. 11 Průjezd vlaku s mezivozidlovým rozhraním UIC protisměrnými oblouky.

Prostřední vozidlo je silami zatěžováno úhlopříčně, což způsobuje tzv. kosení. Skříň je zatěžována smykem a tato skutečnost musí být zahrnuta v rámci pevnostního ověření skříňe vozu. Norma [10] udává, že vozy musí být konstruovány tak, aby dokázaly odolat úhlopříčnému zatížení minimálně 400 kN.

Pro krajní vozy na obr. 11 není až tak zásadní pevnost skříňe, jako bezpečnost proti vykolejení. Vzhledem k tomu, že se nárazníky krajního a prostředního vozu nestýkají v ose. Dochází k tomu,

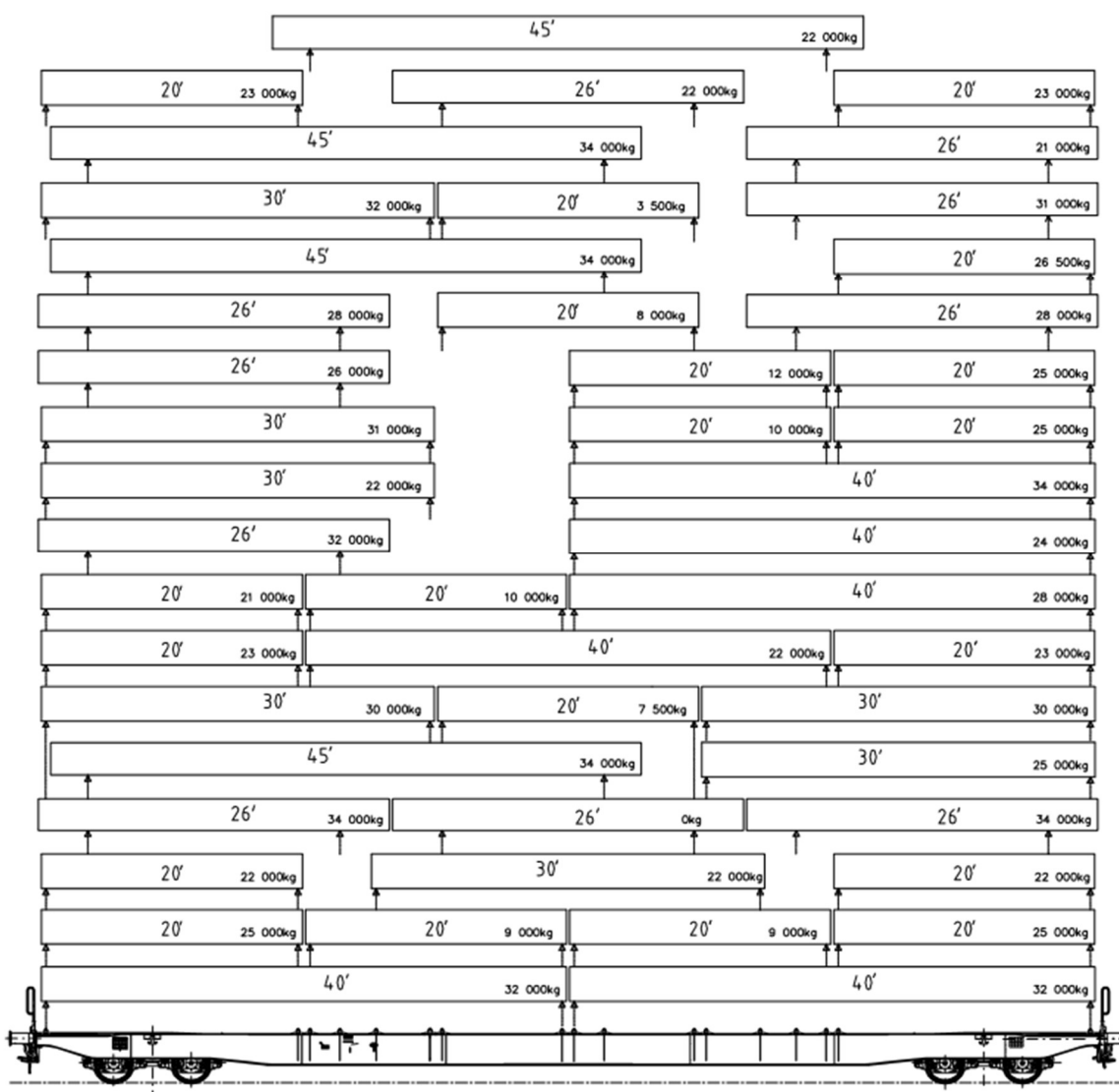
že podélná síla přenášená z prostředního vozu se v případě vozu krajního rozkládá na složku síly působící rovnoběžně s jeho podélnou osou a složku síly působící kolmo k jeho podélné ose. Kolmá složka síly působí na vozidlo tak, že se jej snaží vytlačit ven z oblouku. Nejkritičtější je tato situace v případě, kdy jsou vozy soupravy tlačeny lokomotivou. Nákladní vozy splňovat podmínky bezpečnosti proti vykolejení dané normou [13]. Ta předepisuje zkoušku, kde je zkoušené vozidlo, zařazené do definované soupravy, tlačeno lokomotivou do protisměrných oblouků s poloměry 150 m a mezilehlou přímou kolejí o délce 6 m. Síla vyvinutá lokomotivou se v průběhu zkoušky zvyšuje až do hodnoty 280 kN nebo do překročení jednoho z hodnotících kritérií jako je například maximální nadzvednutí kola nebo maximální příčná síla v ložiskové skříni. Zkouška je úspěšně splněna za předpokladu, že bylo dosaženo síly 240 kN pro čtyřnápravové vozy nebo 200 kN pro vozy dvounápravové.

V případě použití DAC se situace příznivě změní. Při průjezdu oblouky se síla mezi vozidly přenáší pouze přes spřáhla a dále narážky v rámu skříně. Nenastane tedy situace, v níž by došlo ke kosení, není proto nutné na toto zatížení skříň dimenzovat ani zkoušet.

Z hlediska bezpečnosti proti vykolejení je situace taktéž příznivější. V rámci první etapy zkoušek DAC byla provedena zkouška bezpečnosti proti vykolejení podle normy [13]. V rámci ní byl zkoušen dvounápravový vůz vybavený prototypy DAC od různých výrobců. Výsledky uvedené ve zprávě [14] uvádí, že všechna spřáhla splnila současně stanovený limit 200 kN. U většiny spřáhel byla dokonce dosažena síla 400 kN nebo větší. DAC jsou vybaveny kloubem, který umožňuje ramenu spřáhla konat rotační pohyb kolem svislé osy, tím se částečně kompenzuje vzájemné natočení vozidel a má to za následek to, že složka síly vytlačující vozidlo ven z oblouku je znatelně menší, a tudíž je možné dosáhnout vyšší hodnoty podélné síly. Tato skutečnost se krom bezpečnosti proti vykolejení může také pozitivně projevit na opotřebení kol a kolejnic.

### 3 Současná konstrukce kontejnerových vozů

Konstrukce současných kontejnerových vozů nabízí značnou flexibilitu, co se týče přepravovaného nákladu. Kontejnerové vozy se klasifikují podle jejich délky ve stopách, poněvadž samotné kontejnery jsou taktéž klasifikovány ve stopách. Délka standardních ISO kontejnerů definovaných normou [15] je 10', 20', 30', 40' a 45'. Kontejnerové vozy jsou pak konstruovány pro různé kombinace těchto kontejnerů, nejčastěji jsou to vozy s délkou 40', 45', 60', 80' a 90'. Existuje však i mnoho dalších kontejnerů s odlišnými délkami, než jsou kontejnery definované normou [15], ty jsou důvodem existence kontejnerových vozů s délkami jako: 41', 52' nebo 92'. Jako příklad flexibility ložení je na obr. 12 uvedeno schéma ložení kontejnerového vozu Sggn(s) 80' XL.



Obr. 12 Schéma ložení vozu Sggn(s) 80' XL. [16]

Vozy pro přepravu kontejnerů jsou dnes nejčastěji konstruovány jako podvozkové a to:

- čtyřnápravové (dvoupodvozkové),
- šestnápravové (třípodvozkové),
- osminápravové (čtyřpodvozkové).

Vozy šestinápravové jsou tvořeny rámem rozděleným na dvě části, které jsou dohromady spojeny nad jedním společným podvozkem, jedná se o tzv. koncepci se společnou tornou. Toto provedení je uvedeno na obr. 13. Obě části rámu jsou spojeny uprostřed, přičemž k části rámu, jež je v tomto spojení spodní je přišroubováno horní těleso kulové torny. Po stranách jsou oba rámy navíc spojeny kluznou vazbou umožňují veškeré vzájemné pohyby. Toto provedení je specifické pro podvozky typu Y25.



Obr. 13 Spojení obou částí rámu šestinápravového kontejnerového vozu se společným podvozkem typu Y25. [17]

Vozy osminápravové jsou složeny ze dvou samostatných čtyřnápravových vozů, mezi nimiž existuje jiné spojení než pomocí typického mezivozidlového rozhraní. Jinými slovy, jedná se o ucelenou jednotku dvou čtyřnápravových vozů. Spojení vozů může být provedeno několika způsoby:

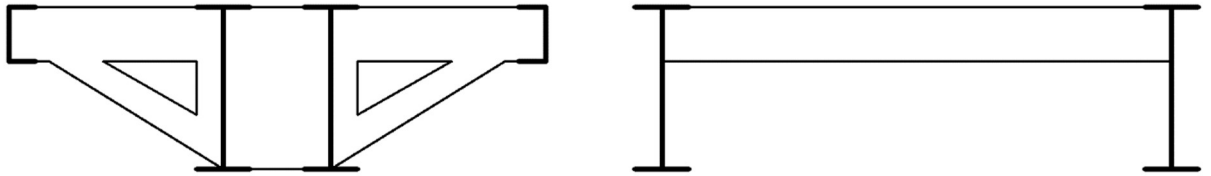
- centrální tažně-tlačnou tyčí,
- šroubovkou a diagonálními nárazníky,
- středovým táhlem a diagonálními nárazníky.

Kontejnerové vozy jsou ve svém základním uspořádání tvořeny pouze rámem bez jakékoliv nástavby. Existují však i varianty, kdy je na rám vozu přidána speciální nástavba, například pro údržbu trakčního vedení. V každém případě se vždy jedná o vozy se samonosným spodkem, tedy přenášejícím veškerá provozní zatížení. Rám vozu je dnes nejčastěji tvořen kombinací válcovaných profilů a speciálně tvarovaných plechů, které jsou k sobě svařeny – tím je dosaženo nízké hmotnosti a dostatečné pevnosti. Z hlediska uspořádání nosných prvků se rozlišují dvě základní provedení:

- vozy s hlavními podélníky umístěnými uprostřed vozu (viz kapitola 3.1),
- vozy s hlavními podélníky umístěnými na krajích vozu (viz kapitola 3.2).

Schematicky jsou obě tato provedení v příčném řezu uvedena na obr. 14.

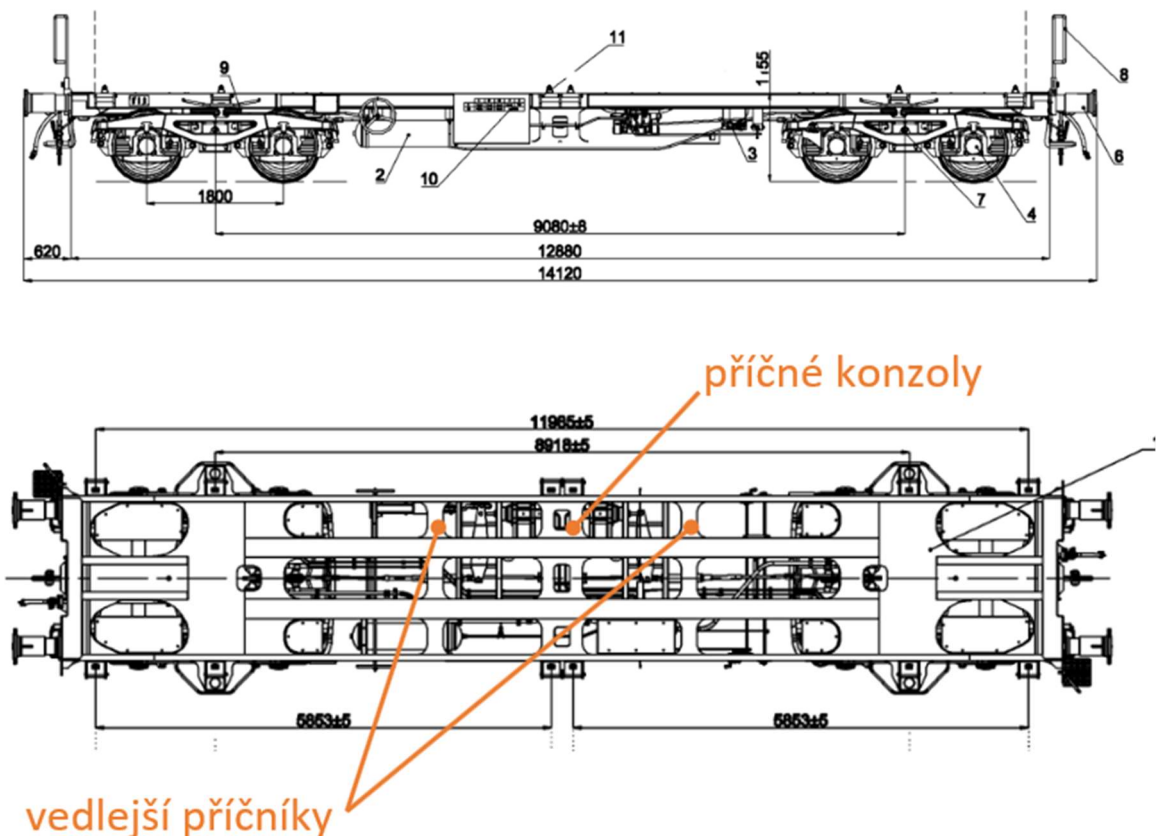




Obr. 14 Rozdělení rámu kontejnerových vozů podle rozmístění hlavních podélníků: vozy s hlavními podélníky umístěnými uprostřed (vlevo), vozy s hlavními podélníky umístěnými na krajích (vpravo).

### 3.1 Kontejnerové vozy s hlavními podélníky umístěnými uprostřed vozu

Vozy s hlavními podélníky umístěnými uprostřed existují ve dvou provedeních. První provedení obsahuje krom podélníků hlavních i průběžné krajní podélníky, jenž jsou oproti těm hlavním značně nižší. Krajní podélníky jsou s těmi hlavními spojeny pomocí příčných konzol a případně dalších vedlejších příčníků. Konkrétní příklad této konstrukce je uveden na obr. 15. Jedná se o vůz Sgmmnss 40' od společnosti Wascosa. Na obr. 15 jsou vyznačeny příčné konzoly podepírající průběžné krajní podélníky v místě trnů pro uložení kontejnerů. Mimo kontejnerové trny jsou krajní podélníky spojeny s hlavními pomocí mezilehlých příčníků.

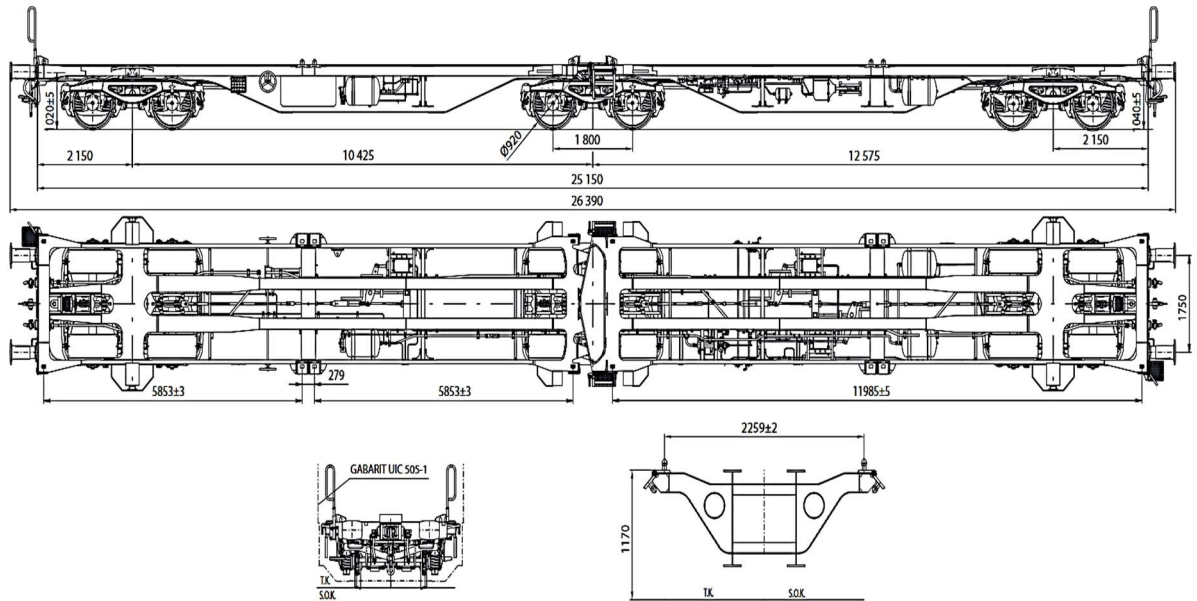


Obr. 15 Vůz Sgmmnss 40' – výrobce Wascosa.

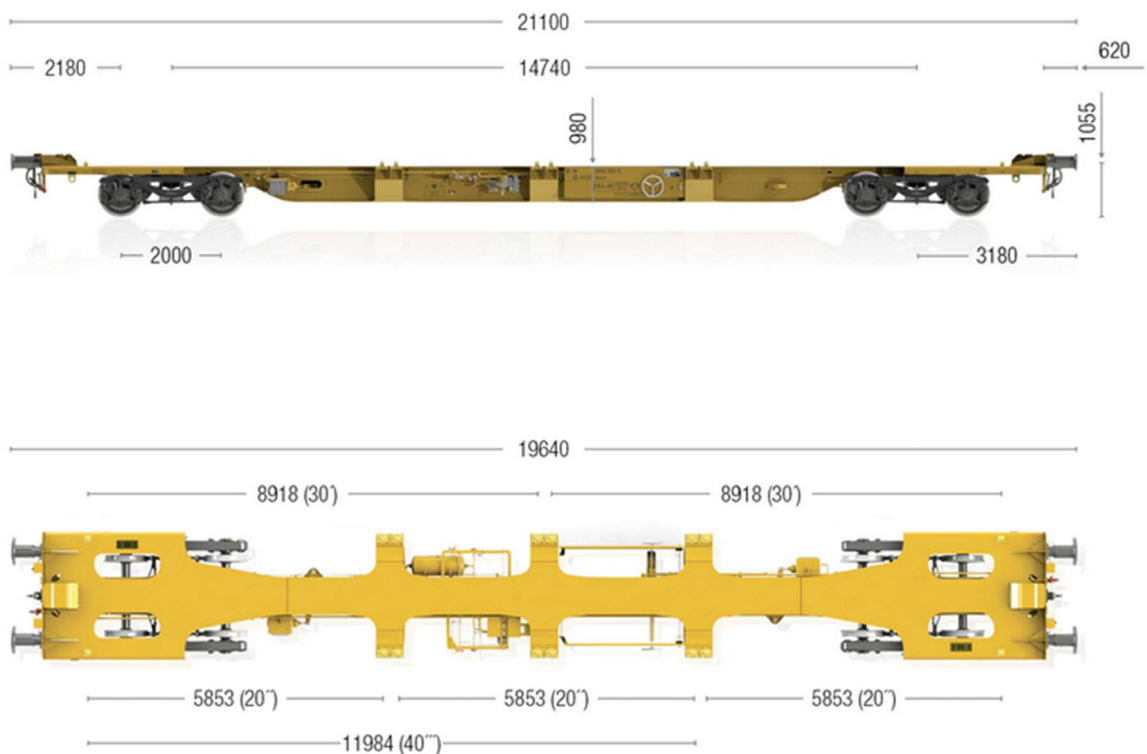
Dalším zástupcem tohoto typu je vůz Sggrss 80' od společnosti Tatravagónka a.s., uvedený na obr. 16. V tomto případě se jedná o vůz se třemi podvozky, kde spojení obou částí rámu se společným podvozkem tvoří zároveň i příčný nosný prvek. Také v tomto případě je příčnými konzolami podepřen krajní podélník pouze v oblasti kontejnerových trnů, průřez rámem vozu v tomto místě

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

lze vidět na obr. 16 vpravo dole. Oproti předchozímu případu se však v této konstrukci vyskytuje pouze jeden drobný vedlejší příčník.



Obr. 16 Vůz Sgrrs 80' – výrobce Tatravagonka a.s.. [19]



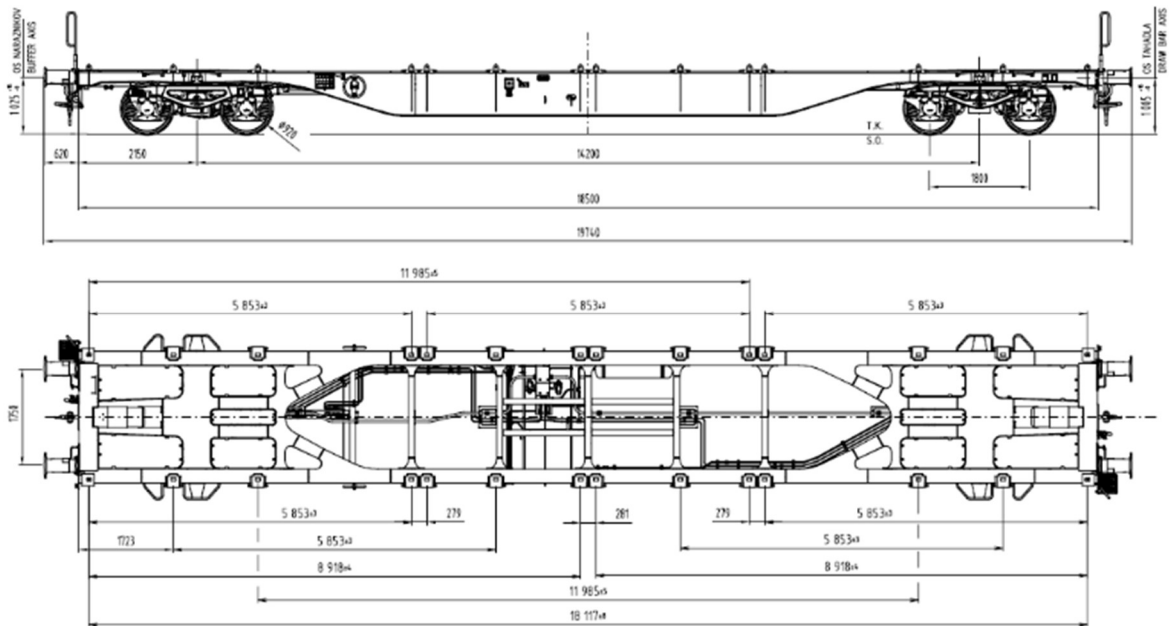
Obr. 17 Vůz FEA 60' – výrobce Greenbrier. [20]

Druhé provedení neobsahuje průběžné krajní podélníky. V místech pro uložení kontejnerů jsou k hlavním podélníkům přivařeny konzoly, kterými se svislé zatížení od kontejnerů přenáší do hlavních podélníků, tyto vozy se vyznačují velmi nízkou hmotností. Konkrétní příklad tohoto typu vozu je uveden na obr. 17. Jedná se o vůz FEA 60' od výrobce Greenbrier, schválený pro provoz ve

Velké Británii, který má oproti typickým evropským vozům sníženou výšku rámu nad temenem kolejnice z důvodů splnění podmínek obrysu pro vozidlo. Tato skutečnost se projevuje i v konstrukci čelníku, kde pro uložení nárazníků je čelník vozu tvořen poměrně vysokým svislým plechem. V místech uložení táhlového a narážecího ústrojí jsou k tomuto svislému plechu přivařeny výztuhy spojující jej se zbytkem rámu.

### **3.2 Kontejnerové vozy s hlavními podélníky umístěnými na krajích vozu**

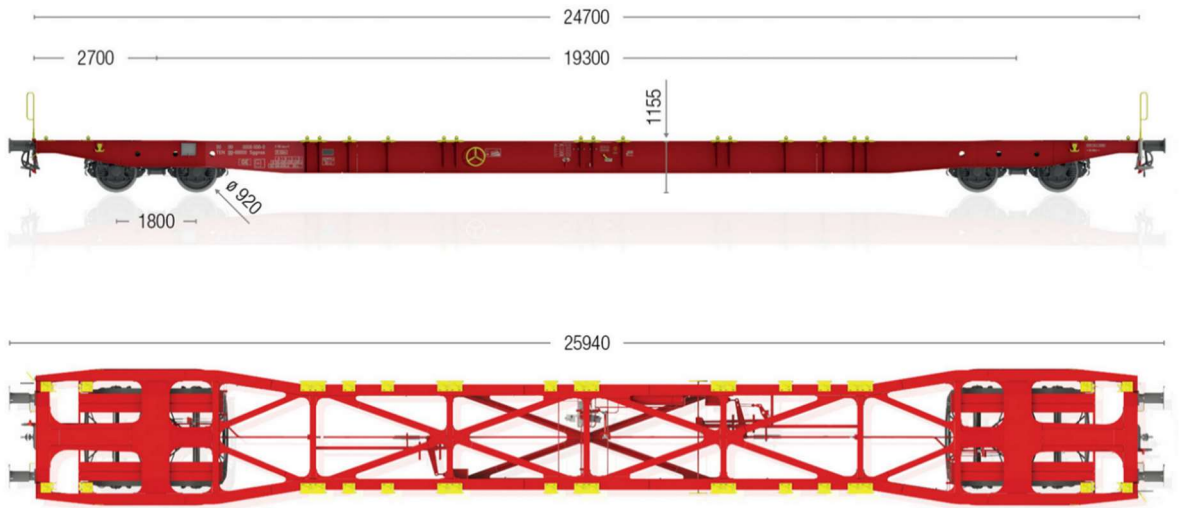
Konstrukční provedení vozů s hlavními podélníky umístěnými na krajích je poměrně sjednocené napříč všemi výrobci nákladních vozů. Hlavní podélníky jsou průběžné a v prostřední části vozu, v oblasti nevyššího ohybového momentu, jsou oproti koncům vozu zvýšené. Prostředek vozu bývá vyztužen několika příčnicí, typicky se jedná o válcované I profily. Hlavní příčnice jsou s hlavními podélníky spojeny pomocí šikmých speciálně tvarovaných plechů. Typickým příkladem této konstrukce je vůz Sgns(s) 60' od společnosti Tatravagónka, uvedený na obr. 18.



Obr. 18 Vůz Sgns(s) 60' – výrobce Tatravagónka a.s.. [21]

Odchylku od sjednocené konstrukce vozů s hlavními podélníky na krajích představují čtyřnápravové 80' vozy Sggn(s). Příklad tohoto typu vozu je uveden na obr. 19. Kvůli své délce musí být vůz ve střední části zúžen, aby splnil podmínky obrysu pro vozidlo. Dále jsou ve střední části viditelné křížové výztuhy, a to dokonce i ve spodní části vozu. Oproti 80' vozům se třemi podvozky je totiž ohybový moment uprostřed vozu značně vyšší, což vyžaduje přítomnost dalších výztuh. V tomto i v přechozím případě jsou pod všemi kontejnerovými trny ve střední části vozu umístěny tenké svislé výztuhy.

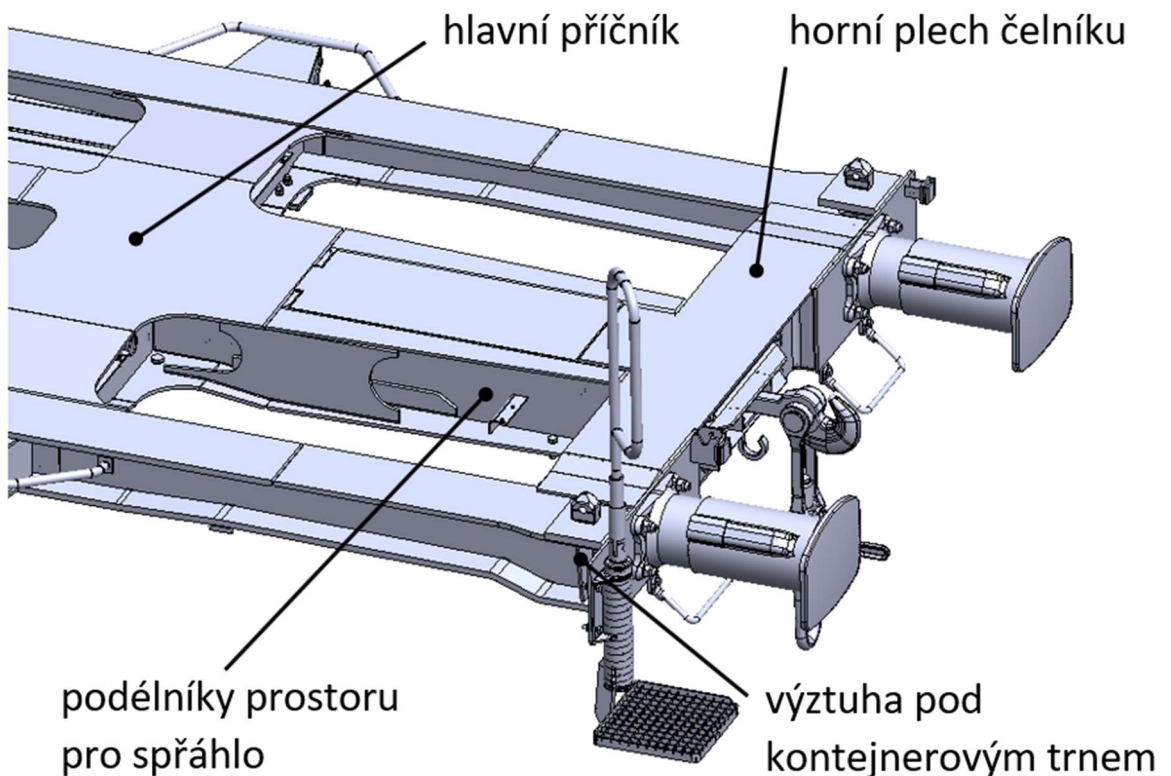
## Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem



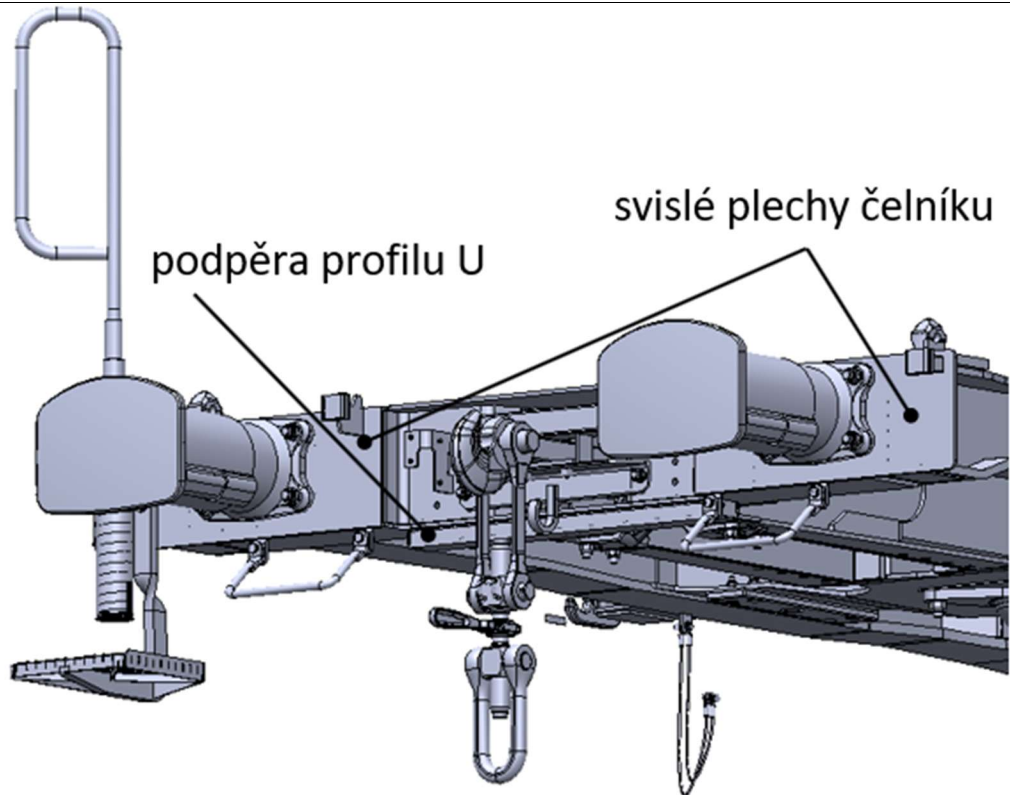
Obr. 19 Vůz Sggnss 80' – výrobce Greenbreir. [22]

### 3.3 Představková část kontejnerových vozů

Protože je hlavním cílem diplomové práce optimalizace představkové části kontejnerového vozu, je v této kapitole uveden její detailnější popis. Opět se jedná o poměrně sjednocený konstrukční prvek napříč různými výrobci nákladních vozů, a tudíž popis vybrané představkové části, která je součástí vozu analyzovaného v této diplomové práci, je aplikovatelný na valnou většinu vozů. Představková část včetně vyznačení hlavních konstrukčních částí je uvedena na obr. 20, obr. 21 a obr. 22

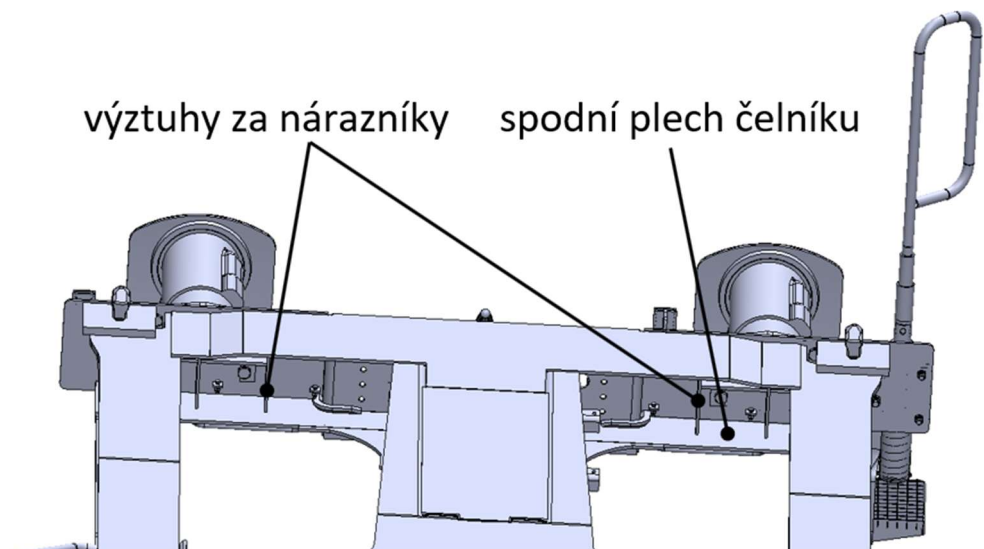


Obr. 20 Pohled na představkovou část analyzovaného kontejnerového vozu. [23]



Obr. 21 Pohled na čelník analyzovaného kontejnerového vozu. [23]

Základem představkové části je prostor pro spřáhlo, viz kapitola 2.2.2. Podélníky ohraničující prostor pro spřáhlo jsou spojeny s hlavním příčnickem vozu a doplněny výztuhami. Prostor pro spřáhlo je z vrchu zakrytý plechem. Část prostoru pro spřáhlo vyústující na čelníku je doplněna dvěma svislými plechy, na něž jsou přišroubovány nárazníky. Za nárazníky jsou navařeny výztuhy. Pod koncem prostoru pro spřáhlo je umístěn nosník profilu U. Zbytek čelníku poté tvoří ještě horní a spodní plech. V místech spojení čelníku s hlavními podélníky je vložena podpěra pod kontejnerové trny.

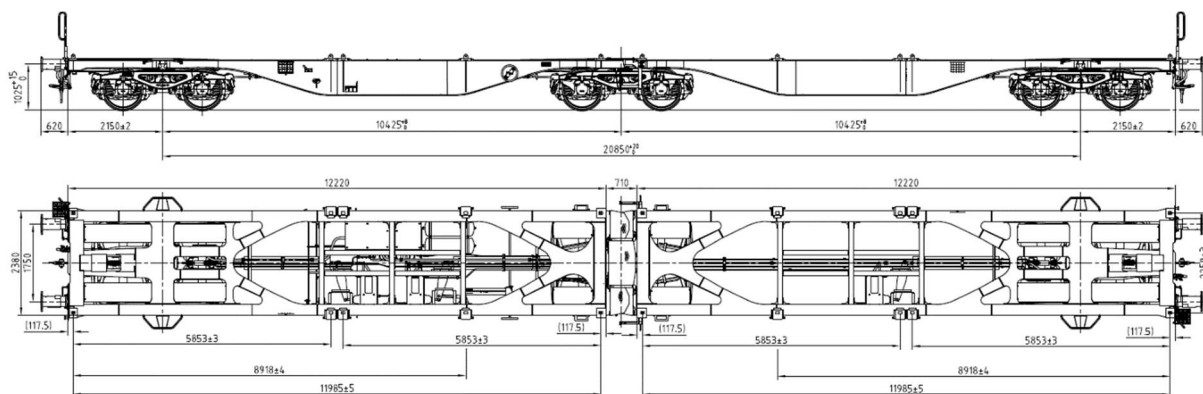


Obr. 22 Pohled na výztuhy za nárazníky analyzovaného kontejnerového vozu. [23]

## 4 Analýza představkové části kontejnerového vozu

Součástí této kapitoly je analýza představkové části kontejnerového vozu Sggrss 80', jehož typový výkres je uveden na obr. 23. Parametry vozu jsou uvedeny v tab. 1. Jedná se o šestnápravový vůz s hlavními podélníky umístěnými po krajích, viz kapitola 3.2, samotná představková část je popsána v kapitole 3.3. Vůz je podle normy [24] řazen do kategorie FII, což jsou například vozy se zákazem posunu na svažném pahrbku. Na tuto kategorii vozů jsou kladeny mírnější pevnostní požadavky než na vozy bez omezení – kategorie FI.

Hlavním cílem této kapitoly je provést analýzu představkové části, která je uzpůsobena pro přenos sil mezivozidlovým rozhraním UIC i DAC. Poznatky z této kapitoly budou následně použity pro návrh představkové části optimalizované pouze pro přenos podélných sil DAC. Analýza byla provedena metodou konečných prvků (MKP) v programu SOLIDWORKS 2019.



Obr. 23 Typový výkres analyzovaného kontejnerového vozu Sggrss 80'. [23]

Tab. 1 Základní parametry analyzovaného vozu Sggrss 80'. [23]

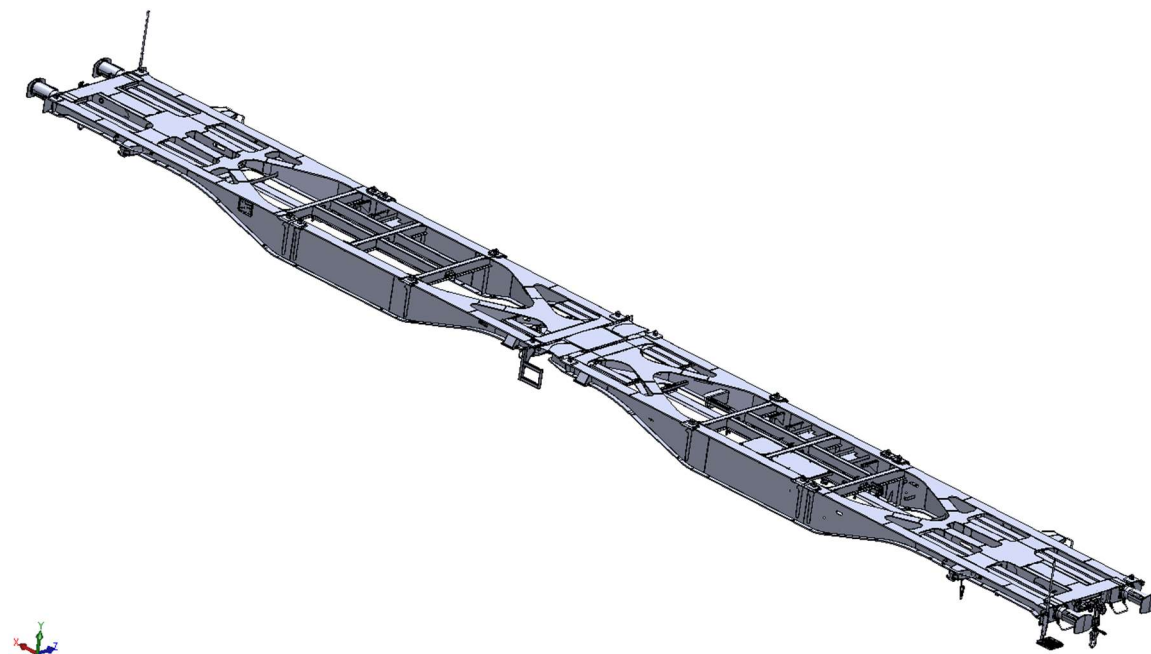
Hmotnost prázdného vozu	27,5 t
Ložná hmotnost	107,5 t
Hmotnost loženého vozu	135 t
Maximální nápravové zatížení	22,5 t/nápravu
Podvozky	Y25Ls1-K
Hmotnost podvozků	4,5 t
Typ vozu podle ČSN EN 12633-1	FII

## 4.1 Výpočetní model

Výpočetní model byl sestaven pomocí 3D modelu poskytnutého výrobcem, viz obr. 24. Oproti původnímu modelu obsahoval výpočetní model následující zjednodušení a úpravy:

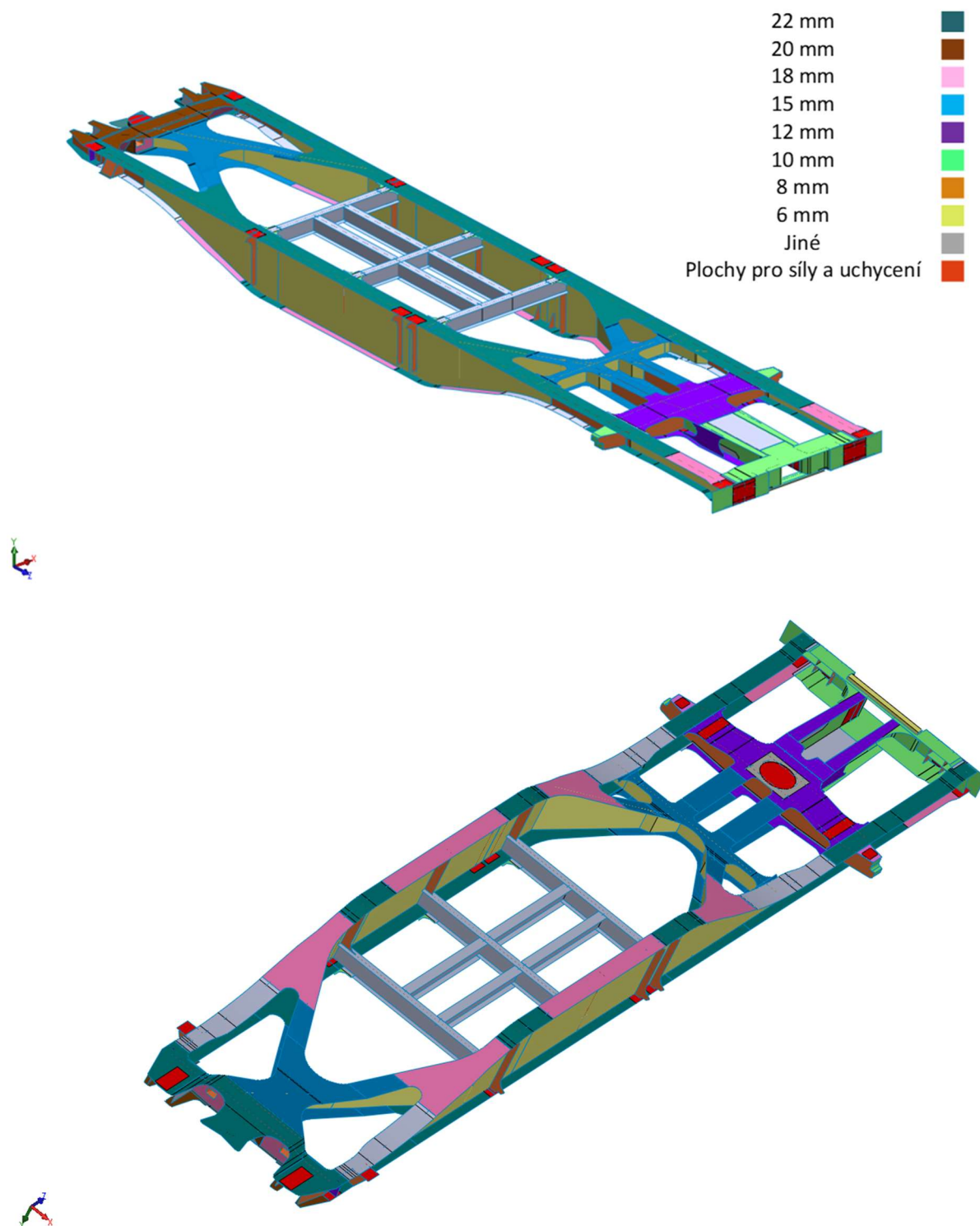
- nahrazení objemových prvků plochami,
- odstranění prvků nesouvisející s přenosem sil (úchytky, nosné prvky brzdové výstroje, nárazníky, táhlové ústrojí, stupačky pro posunovače, ...atd.),
- zjednodušení součástí pro přenos sil na skříň vozu,
- redukce modelu na poloviční.

Pro výpočet byla uvažována pouze polovina vozu. Sledované předstávkové části jsou na obou polovinách rámu totožné a rozdíly mezi rámy jsou nepatrné, nebylo tedy nutné uvažovat celý vůz. Absence druhé poloviny rámu byla posléze vyřešena zadáním patřičných okrajových podmínek (uchycení) do míst spojení obou rámu. viz kapitola 4.2.1.



Obr. 24 3D model analyzovaného vozu Sggrss 80'. [23]

Výpočetní model byl modelován pomocí ploch, jejichž použití je v případě rámu nákladních vozů výhodné, jelikož rám vozu je tvořen plechy s délkou v řádech metrů a tloušťkami plechů v řádech milimetrů. V rámci analýzy MKP jsou povrchy síťovány skořepinovými prvky, kterým je zadána tloušťka pomocí konstanty. Nahrazení objemového modelu povrchy spočívalo ve spojení těchto povrchů ve střednicích původních objemových plechů. To se neobešlo bez úprav rozměrů a tvaru některých součástí, aby je bylo možné spojit, respektive vůbec vymodelovat. Výsledný model tvořený povrchy je uveden na obr. 25 a to včetně barevného rozlišení tloušťky jednotlivých plechů.



Obr. 25 Výpočetní model tvořený z ploch s barevným rozlišením tloušťky plechů.

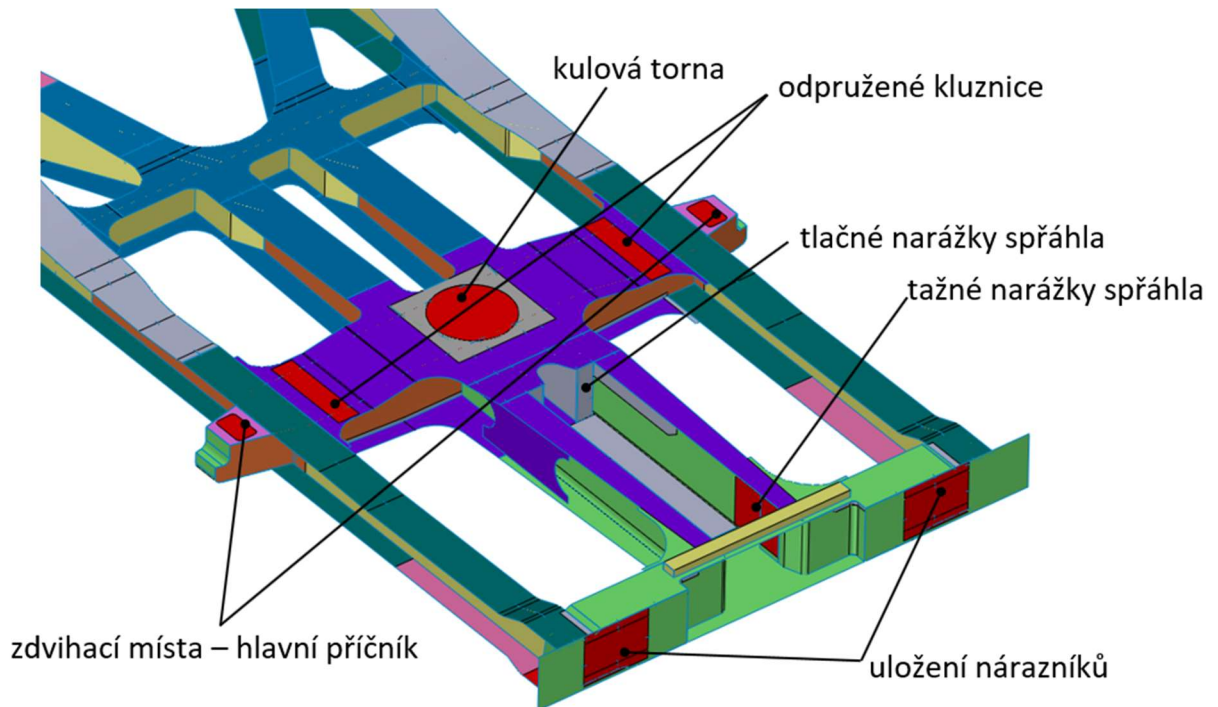


## Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem

Do výpočetního modelu byly síly a uchycení zadávány ve vybraných plochách, ty odpovídají umístění prvků, prostřednictvím nichž se přenáší síly na rám skříňe. Na obr. 26 je zobrazen detail předstávkové části vozu s vyznačením ploch pro zavedení sil a uchycení. Některé z těchto ploch odpovídají skutečnosti, jedná se o:

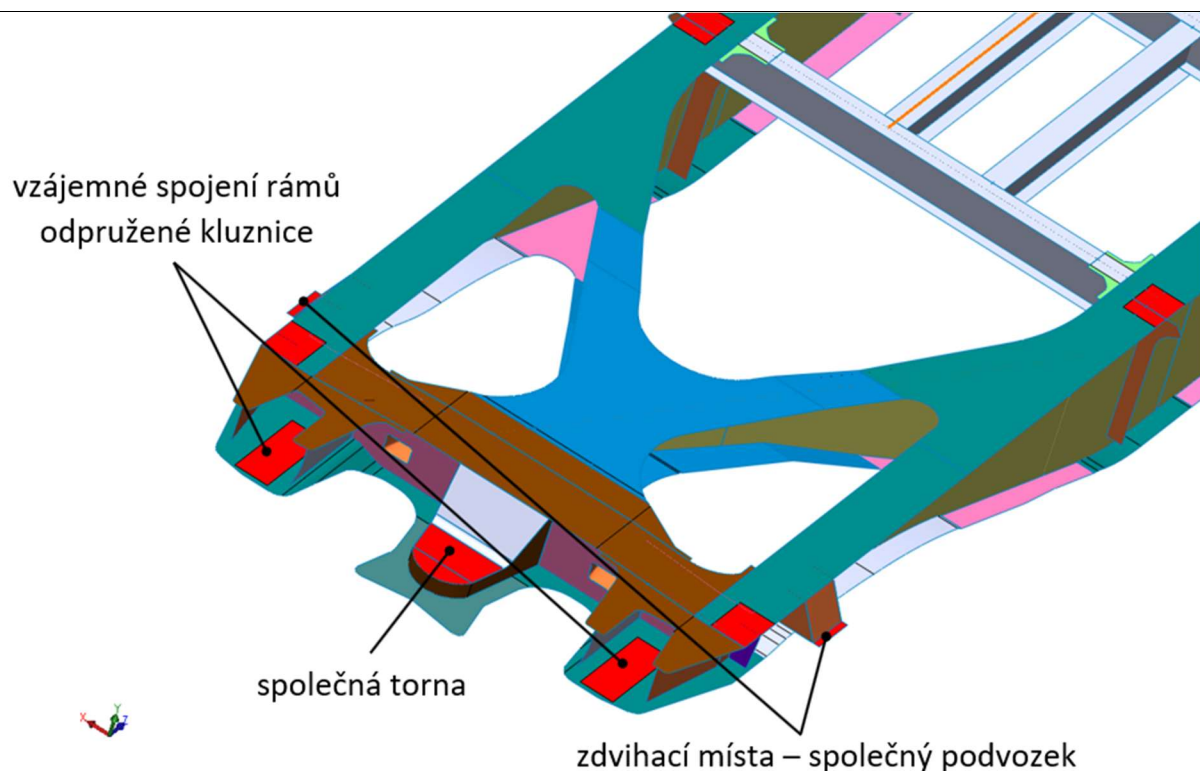
- plochy pod nárazníky,
- tlačné nárazky spřáhla,
- zdvihací místa
- plochy pod odpruženými kluznicemi.

Tažné nárazky spřáhla nebyly modelovány, ale v místě jejich uložení byly prostřednictvím rozdělovacích křivek vytvořeny plochy, jimž byla následně zvýšena tloušťka. Spojení skříňe s podvozkem pomocí kulové torny bylo taktéž zjednodušeno, v místě torny byla rozdělovací křivkou vytvořena čtvercová plocha a v ní plocha kruhová, na kterou byly nanášeny síly a uchycení.



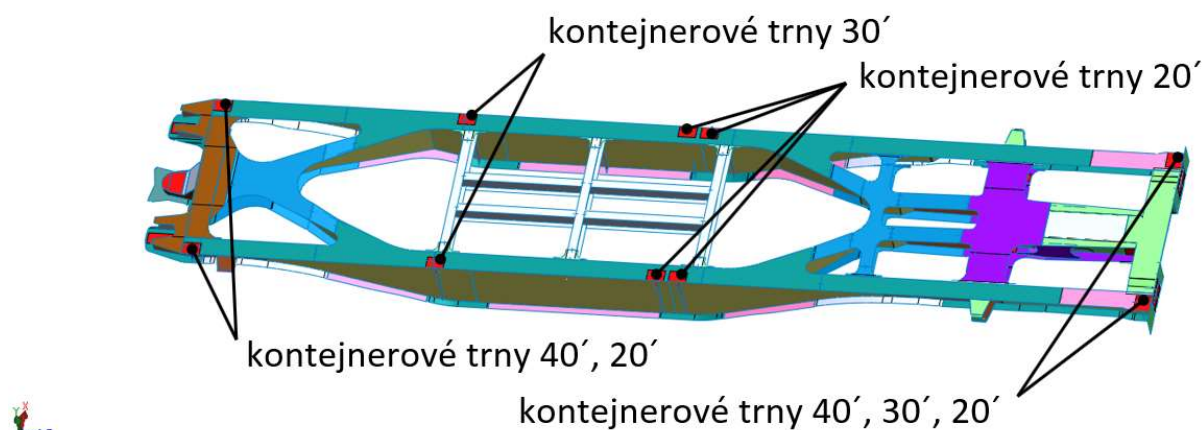
Obr. 26 Plochy pro zavedení sil a uchycení v předstávkové části vozu.

Konec vozu s vyznačením ploch pro zavedení sil a uchycení je uveden na obr. 27. Vzájemné spojení obou rámu, viz obr. 13 v kapitole 3, bylo nahrazeno dvěma obdélníkovými plochami. Tyto plochy byly zároveň využity pro zavedení sil od odpružených kluznic společného podvozku. Společná torňa byla modelována pomocí výstupku, který svým tvarem odpovídá skutečnému provedení torny, ovšem otvor pro čep, jimž je výstupek torny spojen s odpovídajícím protikusem na druhém rámu byl nahrazen rovnými plochami, na něž byl posléze zavedeny síly a uchycení. Zdvihací místa byla vymodelována bez zjednodušení nebo jakýchkoliv jiných úprav nesouvisejících s modelováním objemového prvku pomocí ploch.



Obr. 27 Plochy pro síly a uchycení v oblasti spojení se společným podvozkem.

Svislá zatížení od nákladu se na skříň vozu přenáší v místech kontejnerových trnů, jejich rozmístění je uvedeno na obr. 28. Popisky na obr. 28 vyznačující délku ve stopách ukazují, jaký typ kontejneru lze na danou dvojici trnů umístit, viz schéma ložení na obr. 29 v kapitole 4.2.3.



Obr. 28 Plochy pod kontejnerovými trny pro zavedení svislého zatížení.

## 4.2 Zatížení a uchycení

V této kapitole jsou popsána uchycení a zatížení aplikovaná na výpočetní model. Kombinace níže uvedených uchycení a zatížení jsou následně využity v zatěžovacích stavech v kapitole **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Uvedené hodnoty zatěžujících sil jsou převzaty z normy [24], která definuje pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel nebo jsou odvozeny z technické dokumentace analyzovaného vozu Sggrss 80' [23].

### 4.2.1 Uchycení

Výpočetní model vozu byl uchycen v plochách ve spojení skříně se samostatným a společným podvozkem a v místech spojení obou polovin rámu vozu. V případech, kdy bylo počítáno se zvedáním, byla uchycení umístěna na zdvihací místa. Konkrétní pozice a provedení ploch pro uchycení je uvedeno v kapitole 4.1. Níže vypsaná uchycení jsou posléze shrnuta v tab. 2

#### Kulová torna

Spojení skříně se samostatným podvozkem, pomocí kulové torny, bylo modelováno zákazem posuvů ve svislé a příčné ose.

#### Společná torna

Společná torna představuje zároveň spojení obou skříní a spojení skříní se společným podvozkem. V tomto případě byly zakázány posuvy ve všech osách, jelikož toto rozhraní zároveň slouží pro zachycení reakcí od podélných sil.

#### Vzájemné spojení rámu

Vzájemné spojení rámu dovoluje všechny posuvy a natočení. Vazba obou rámu není modelována uchycením, ale silami, kterými působí jeden rám na druhý. Síly byly zavedeny na plochu společné torny a na plochy pro vzájemné spojení viz obr. 27. Velikost zatěžující síly činila 71900 N na jednu plochu v případě loženého vozu a 22890 N v případě prázdného vozu, velikost síl je odvozena v kapitole 4.2.3.

#### Odpružené kluznice

Síly mezi skříní a podvozkem se nepřenáší přes odpružené kluznice, ale pouze skrze kulovou tornu. Proto nebyly kluznice modelovány uchycením, ale silou, kterou pružiny kluznic působí na rám vozu. Uvažovaná hodnota síly je 16 kN na jednu kluznici. [25]

#### Zdvihací místa

Ve výpočetních scénářích zahrnujících zvedání vozu jsou uchycení použitá pro spojení skříně s podvozkem nahrazena uchyceními ve zdvihacích místech. Na plochách zvedacích míst u hlavního příčnicku byly zakázány posuvy ve svislé a příčné ose, na zvedacích místech u společného podvozku byly navíc zakázány posuvy v podélném směru.

Tab. 2 Použitá uchytení výpočetního modelu.

Umístění	Podélné posuvy	Svislé posuvy	Příčné posuvy	Natočení okolo podélné osy	Natočení okolo svislé osy	Natočení okolo příčné osy
Torna	ANO	NE	NE	ANO	ANO	ANO
Společná torna	NE	NE	NE	ANO	ANO	ANO
Zdvihací místa – hlavní příčník	ANO	NE	NE	ANO	ANO	ANO
Zdvihací místa – společný podvozek	NE	NE	NE	ANO	ANO	ANO
Odpružené kluznice	Svislá síla 16 kN					
Vzájemné spojení rámu	Svislá síla 71,9 kN (22,89 kN)					

#### 4.2.2 Podélná zatížení

Skříň vozu je zatěžována obecně třemi typy podélných sil:

- podélná tlaková síla působící na nárazníky,
- podélná tlaková síla působící na uložení spřáhla,
- podélná tahová síla působící na uložení spřáhla.

Plochy, prostřednictvím nichž jsou tyto síly zadávány do výpočetního modelu jsou znázorněny na obr. 26 v kapitole 4.1.

##### Podélná tlaková síla působící na nárazníky

Nákladní vozy musí být dimenzovány tak, aby odolaly podélné tlakové síle působící na nárazníky o hodnotě **2000 kN** pro vozy kategorie FI, respektive **1200 kN** pro vozy kategorie FII. Kromě podélné tlakové síly působící v ose nárazníků, mohou v provozu síly na nárazníky působit úhlopříčně nebo pod osou.

Podélná tlaková síla působící na nárazníky úhlopříčně představuje provozní stav vozidel v oblouku popsany v kapitole 2.3.3, vozy musí pevnostně odolat podélné tlakové síle působící na nárazníky úhlopříčně o hodnotě **400 kN**. Jelikož však výpočetní model obsahuje jen jednu dvojici nárazníků, nejednalo se v tomto případě o úhlopříčné zatížení, ale o nesymetrické – síla byla zavedena na plochu jednoho nárazníku.

Podélná síla, která působí pod osou nárazníků odpovídá situaci, kdy jsou stlačována dvě vozidla, jejichž výška nárazníků nad temenem kolejnice je vlivem ložení odlišná. Pevnost skříně v tomto provozním stavu se ověřuje zatížením skříně podélnou tlakovou silou o hodnotě **900 kN** působící 50 mm pod osou nárazníků.

#### **Podélná tlaková síla působící na uložení spřáhla**

V případě, kdy je vůz opatřen centrální spřáhlem, tedy i DAC, jsou tlakové síly na rám vozu přenášeny přes tlačné narážky v prostoru pro spřáhlo, viz kapitola 2.2.2. Hodnoty přípustných podélných sil jsou stejné jako při použití nárazníků. U vozu s DAC není nutné uvažovat situaci s podélnou silou působící pod osou spřáhla, výškové rozdíly osy spřáhla nad temenem kolejnice jsou vyrovnány v kloubech spřáhel a na plochu tlačných narážek působí tlaková síla rovnoměrně.

#### **Podélná tahová síla působící na uložení spřáhla**

Při použití mezivozidlového rozhraní UIC i centrálního spřáhla se podélná síla na rám vozu přenáší přes tažné narážky v prostoru pro spřáhlo, viz kapitola 2.2.2. Hodnota tahové síly, na kterou musí být skřín vozu dimenzována je **1500 kN**.

### **4.2.3 Svislá zatížení**

Svislá zatížení daná normou [24] jsou předepsána pomocí hmotností. Hmotnost  $m_1$  představuje hmotnost prázdného vozu bez podvozků, hmotnost  $m_2$  je u podvozkových vozidel hmotnost podvozku a  $m_3$  představuje maximální ložnou hmotnost.

#### **Hmotnost $m_1$**

Protože byla pro výpočet uvažována pouze jedna polovina vozu, byla hmotnost  $m_1$  určena pomocí tab. 1 následovně:

$$m_1 = \frac{m_{pv} - 3 \cdot m_2}{2} = \frac{27500 - 3 \cdot 4500}{2} = 7000 \text{ kg}, \quad (1)$$

kde:

- $m_{pv}$  je hmotnost prázdného vozu [kg],
- $m_2$  je hmotnost podvozku [kg].

Ve výpočtu bylo svislé zatížení způsobené hmotností  $m_1$  modelováno pomocí gravitace. Gravitační zatížení je počítáno pomocí zadaného zrychlení a hmoty, která je spočítána ze zadané hustoty materiálu [26]. Vypočtená hmotnost modelu však nemůže souhlasit s hmotností  $m_1$  z rovnice (1). Z výpočetního modelu bylo totiž odebráno veškeré vybavení nesouvisející s přenosem sil, jako například nárazníky, táhlové ústrojí a nosné komponenty brzdy – všechny tyto díly se však musí počítat do hmotnosti  $m_1$ . Tento problém byl vyřešen zvýšením hustoty materiálu, typická hodnota hustoty oceli byla zvýšena natolik, aby se softwarem vypočtená hmotnost modelu rovnala hodnotě určené v rovnici (1).

### Hmotnost $m_2$

Hmotnost podvozku  $m_2$  byla použita v zatěžovacích stavech se zvedáním vozu. Do modelu bylo zatížení hmotností  $m_2$  zadáno pomocí síly působící na plochách torny samostatného a společného podvozku. Velikost zatěžující síly byla určena pomocí tab. 1 jako:

$$F_2 = m_2 \cdot g = 4500 \cdot 9,81 = 44145 \text{ N} \quad (2)$$

### Hmotnost $m_3$

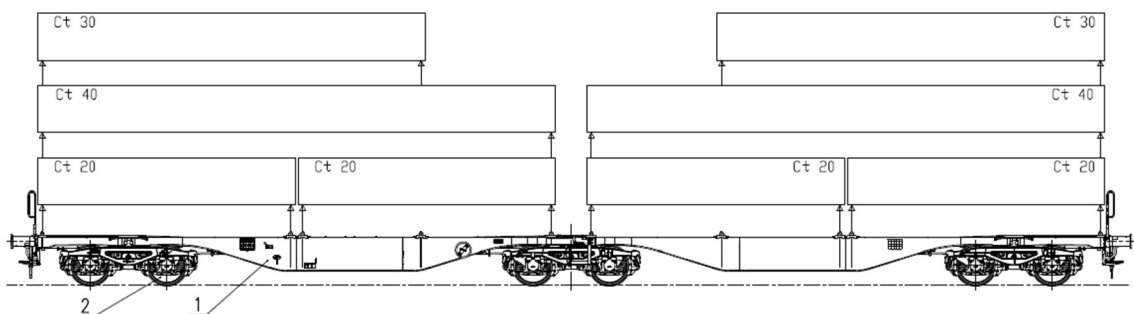
Svislé zatížení hmotností  $m_3$  je v případě analyzovaného kontejnerového vozu odlišné pro různé kombinace ložení. Ze schématu ložení na obr. 29 vyplývá, že na jednu polovinu vozu lze naložit dva 20' kontejnery, jeden 30' kontejner a jeden 40' kontejner. V technické dokumentaci vozu [23] jsou pak uvedeny kombinace hmotností kontejnerů, které lze na vůz naložit. Z těchto kombinací byly vybrány čtyři nejkritičtější, které jsou vypsány v tab. 3

Tab. 3 Vybrané kritické kombinace ložení kontejnerů na jednu polovinu rámu kontejnerového vozu Sggrss 80'.

Varianta	Kombinace kontejnerů
I	20' (37 t) + 20' (7,3 t)
II	20' (30 t) + 20' (25,4 t)
III	40' (40 t)
IV	30' (37 t)

Poznámka: V kombinaci ložení se dvěma 20' je vždy těžší kontejner uložen na kontejnerových trnech v předstávkové části vozu.

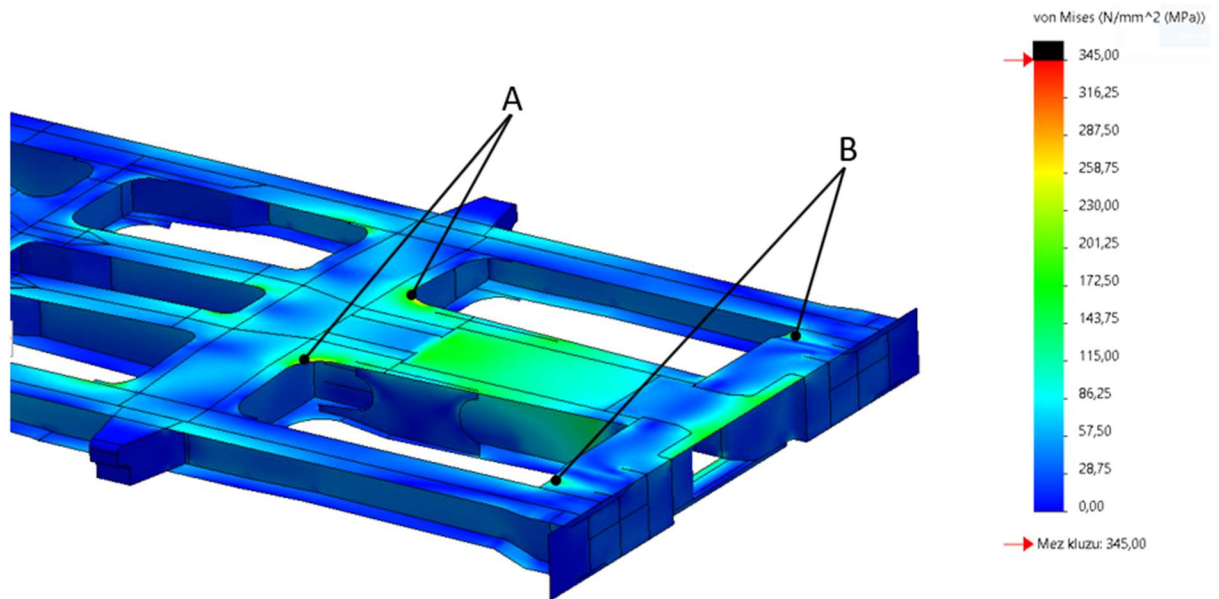
Pro jednotlivé varianty uvedené v tab. 3 byl proveden výpočet, přičemž bylo ve vybraných místech v předstávkové části vozu sledováno napětí. Pro tyto zkušební výpočty byl vůz zatížen podélnou tahovou silou o velikosti 1500 kN, hmotností  $m_1$  a jednotlivými variantami ložení uvedenými v tab. 3. Svislé zatížení od kontejnerů bylo modelováno pomocí sil působících na plochy kontejnerových trnů, viz obr. 28, velikost sil odpovídala tíze kontejneru rozložené na všechny trny rovnoměrně. Použitá uchycení modelu jsou uvedeny v tab. 5 u zatěžovacího stavu E.



Obr. 29 Schéma ložení analyzovaného kontejnerového vozu Sggrss 80'.

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

Vybraná místa, v nichž bylo sledováno napětí jsou znázorněna na obr. 30, kde je zároveň vidět rozložení napětí v předstávkové oblasti při svislém zatížení variantou kombinace kontejnerů I. Hodnoty maximálních vypočtených napětí v místech A a B jsou uvedeny v tab. 4.



Obr. 30 Redukované napětí von Mises (horní) - zkušební výpočet s variantou ložení kontejnerů I s vyznačením sledovaných míst.

Tab. 4 Maximální redukované napětí von Mises ve vybraných místech A a B pro jednotlivé varianty ložení kontejnerů.

Varianta	Maximální napětí (dolní) v místě A	Maximální napětí (horní) v místě B
I	296 MPa	200 MPa
II	287 MPa	199 MPa
III	283 MPa	200 MPa
IV	282 MPa	201 MPa

Z výsledků zkušebních výpočtů uvedených v tab. 4 vyplývá, že kombinace ložení kontejnerů I je z hlediska namáhání předstávkové části nejkritičtější, a proto bude pro veškeré výpočty v této diplomové práci použita jako svislé zatížení  $m_3$ . Síly, reprezentující zatížení hmotností  $m_3$ , jenž působí na kontejnerové trny mají velikost:

$$F_{3p} = \frac{m_{kp}}{4} = \frac{37000 \cdot 9,81}{4} = 90742,5 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{3sp} = \frac{m_{ksp} \cdot g}{4} = \frac{7300 \cdot 9,81}{4} = 17903,25 \text{ N} \quad (4)$$

kde:

- $m_{kp}$  je hmotnost 20' kontejneru uloženého v představkové části vozu [kg],
- $m_{ksp}$  je hmotnost 20' kontejneru uloženého v části vozu se společným podvozkem [kg],
- $F_{3p}$  je síla reprezentující svislé zatížení hmotností  $m_3$  působící na kontejnerové trny v představkové části vozu [N],
- $F_{3sp}$  je síla reprezentující svislé zatížení  $m_3$  působící na kontejnerové trny v části vozu se společným podvozkem [N].

### **Výjimečné svislé zatížení**

Podle normy [24] je výjimečné svislé zatížení nákladních vozů definováno jako:

$$m_{vyj} = 1,3 \cdot (m_1 + m_3) \text{ [kg]}. \quad (5)$$

Jelikož je hmotnost  $m_1$  do výpočtu zadávána pomocí gravitace, bylo výjimečné zatížení vyjádřeno následovně:

$$m_{vyj} = 1,3 \cdot (m_1 + m_3) - m_1 = 1,3 \cdot (7000 + 37000 + 7300) - 7000 = 59690 \text{ kg}. \quad (6)$$

Velikosti jednotlivých veličin v rovnici (6) jsou odvozeny ve výše uvedených podkapitolách.

Výjimečná hmotnost byla posléze rozdělena v poměru 37:7,3 – což odpovídá kombinaci ložení kontejnerů, která byla v předchozí podkapitole určena jako nejkritičtější z hlediska namáhání představkové části vozu. Zaokrouhlené hodnoty výjimečných hmotnosti zatěžující představkovou část vozu, respektive část vozu se společným podvozkem jsou tedy:

$$m_{kpvj} = 49854 \text{ kg}, \quad (7)$$

$$m_{kspvj} = 9836 \text{ kg}, \quad (8)$$

Což odpovídá silám na jeden kontejnerový trn:

$$F_{vyj p} = \frac{m_{kpvj} \cdot g}{4} = \frac{49854 \cdot 9,81}{4} = 122266,935 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{vyj sp} = \frac{m_{kspvj} \cdot g}{4} = \frac{9836 \cdot 9,81}{4} = 24122,79 \text{ N} \quad (10)$$

### **Vzájemné spojení rámců vozu**

Jak je uvedeno v kapitole 4.2.1, je vzájemné spojení rámců modelováno silami působícími na plochu společné torny a na plochy vzájemného spojení rámců, viz obr. 27. Velikost působících sil byla vyjádřena jako polovina tíhy druhé poloviny vozu rovnoměrně rozložena na tři výše zmíněné plochy.



V případě prázdného vozu tedy:

$$F_{\text{srp}} = \frac{m_1 \cdot g}{3} = \frac{3500 \cdot 9,81}{3} = 22890 \text{ N} \quad (11)$$

Pro případy, kdy byl vůz naložen dvojicí 20' kontejnerů s hmotnostmi 37 t a 7,3 t byl na fiktivní druhou část rámu vozu naložen kontejner s hmotností 37 t. Síla působící na jednu ze tří výše zmíněných ploch reprezentující vzájemné spojení dvou ložených částí vozu je potom:

$$F_{\text{srl}} = \frac{(m_1 + 37000) \cdot g}{3} = \frac{22000 \cdot 9,81}{3} = 71940 \text{ N} \quad (12)$$

#### **4.2.4 Zdvihání a kroucení**

Ke zdvihání skříně vozu dochází nejčastěji v rámci opravárenských činností, kdy je nutné skřín zvednout a odlehčit tím podvozky. Dále může být potřeba vůz zvedat při mimořádných událostech, při nichž došlo k vykolejení. Druhý zmiňovaný případ je důvod, proč je v rámci normy [24] požadováno, aby při zdvihání byla skřín vozu zatížena hmotnostmi  $m_1$  i  $m_3$ , viz kapitola 4.2.3. Zdvihání vozu bylo v rámci výpočetní analýzy modelováno zavedením příslušných uchycení do určených zdvihacích míst viz kapitola 4.2.1. V rámci analýzy pak byly uvažovány tři druhy zdvihání:

- zdvihání vozidla ve stanovených na místech jednom konci,
- zdvihání vozidla ve stanovených místech na obou koncích,
- zdvihání vozidla při posunutí opěrného místa.

Zdvihání vozidla ve stanovených místech na obou koncích je typické pro výše zmíněné opravárenské činnosti. Druhé dva případy souvisí s vyprošťováním nebo nakolejováním vozu. Zdvihání vozidla při posunutí opěrného místa neboli kroucení skříně, je podstatné nejen pro nakolejování, ale i pro postavení vozidla ve zborcené koleji. Tento zatěžovací stav byl modelován posunutím jednoho z určených zdvihacích míst u hlavního příčnicku o 10 mm. Druhému zdvihacímu místu u hlavního příčnicku byl ponechán zákaz posuvů ve svislém směru, ale byl odstraněn zákaz posuvu ve směru příčném. Zdvihací místa na straně vozu, kde nedocházelo ke zdvihání byla ponechána tak, jak je uvedeno v kapitole 4.2.1.

#### **4.3 Zatěžovací stavy**

Zatěžovací stavy byly převzaty z normy [24], která předpisuje pevnostní požadavky na konstrukci skříní kolejových vozidel. Použité zatěžovací stavy jsou uvedeny v tab. 5. Při zatížení vozů podélnými silami norma uvádí dva druhy současného svislého zatížení, jeden se svislým zatížením pouze hmotností  $m_1$  a druhý se svislým zatížením hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$ . Vzhledem k tomu, že se jedná z hlediska podélného zatížení o totožné zatěžovací stavy, byly v rámci výpočtů v této diplomové práci uvažovány pouze zatěžovací stavy s podélným zatížením a současným svislým zatížením hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$ , jelikož byly shledány jako kritičtější z hlediska namáhání sledované představné části vozu.

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

Krom statických zatěžovacích stavů uvedených v tab. 5, norma [24] uvádí ještě mezní statická zatížení vazeb a únavová zatížená, ty však v rámci analýzy nebyly uvažovány.

Jednotlivé zatěžovací stavy vypsané v tab. 5 jsou kombinací zatížení popsanych v kapitolách 4.2.2, 4.2.3, 4.2.4 a uchycení uvedených v kapitole 4.2.1. Podrobněji jsou zatěžovací stavy popsány v rámci zhodnocení výsledků analýzy v kapitole 4.4

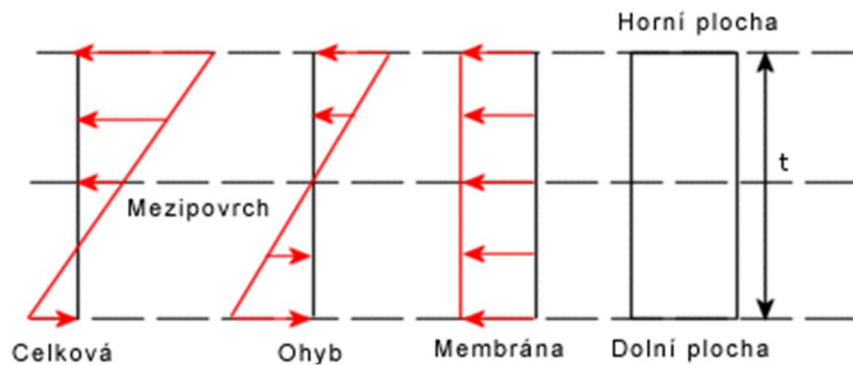
Tab. 5 Zatěžovací stavy.

Zatěžovací stav	Uchycení					Zatížení											
	Kulová torna	Společná torna	Vzájemné spojení rámu	Zdvihací místa – hlavní příčník	Zdvihací místa – společný podvozek	Odpružené kluznice	Tlaková síla v ose nárazníků (1200 kN)	Tlaková síla 50 mm pod osou nárazníků (900 kN)	Tlaková síla působící na nárazníky úhlopříčně (400 kN)	Tlaková síla působící na uložení spřáhla (1200 kN)	Tlaková síla působící na uložení spřáhla (1500 kN)	Svislé zatížení $m_1$	Svislé zatížení $m_2$ – hlavní příčník	Svislé zatížení $m_2$ – společný podvozek	Svislé zatížení $m_3$	Výjimečné svislé zatížení	Kroucení skříň
A	●	●	●			●	●					●					
B	●	●	●			●		●				●					
C	●	●	●			●			●			●					
D	●	●	●			●				●		●					
E	●	●	●			●					●	●					
F	●	●	●			●						●				●	
G		●	●	●								●	●				
H				●	●							●	●	●	●		
J			●		●							●	●	●	●		●

## 4.4 Výsledky analýzy

V následujících podkapitolách jsou uvedeny výsledky zatěžovacích stavů uvedených v kapitole 4.3. Cílem analýzy nebylo pevnostně ověřit současnou konstrukci vozu, která musí vyhovovat, jelikož tento typ vozu byl schválen pro provoz, ale zjistit, jakým způsobem je skříň namáhána od sil definovaných v jednotlivých zatěžovacích stavech. Výsledky pak dále poslouží pro návrh optimalizované předstávkové části vozu pro přenos sil výhradně pomocí DAC.

Protože je model tvořen plochami a síťován skořepinovými prvky, byly z výpočtů získány tři výsledky napětí – horní, dolní a membránové. Pro vysvětlení je na obr. 31 uvedena infografika přímo k programu SOLIDWORKS 2019, ukazující význam získaných výsledků napětí pro skořepiny. V této kapitole však nebudou u každého výpočetního scénáře uvedeny všechny tři obrázky napětí, ale jen ty vybrané. Obrázky napětí ukazují redukované napětí von Mises. Výpočetní model byl síťován automatickým generátorem sítě s velikostí elementu 40 mm.



Obr. 31 Zobrazení výsledků napětí pro skořepiny. [27].

Materiály použité na rám vozu je ocel S355J2, základní parametry materiálu jsou uvedené v tab. 6

Tab. 6 Základné parametry použitého materiálu. [28]

Modul pružnosti $E$	210000 MPa
Mez kluzu $R_e$	355 MPa, 345 MPa pro plechy tloušťky > 16 mm
Mez pevnosti $R_m$	490 MPa

Pro prokázání statické pevnosti skříňi udává norma [24] dvě dovolené hodnoty napětí, a to s ohledem na mez kluzu a s ohledem na mez pevnosti materiálu. Dovolené hodnoty napětí jsou odvozeny z tzv. využití prvku, který je definován a pro nějž platí:

$$U = \frac{R_d \cdot S}{R_L} \leq 1 \quad (13)$$

kde:

- $R_d$  hodnota stanovená výpočtem nebo zkouškou,
- $R_L$  přípustná nebo mezní hodnota (mez kluzu nebo pevnosti),
- $S$  konstrukční bezpečnostní součinitel.

Dovolené napětí s ohledem na mez kluzu materiálu lze potom určit jako:

$$\sigma_{DOV1} = \frac{R_e}{S_1} [\text{Pa}], \quad (14)$$

kde  $S_1$  je bezpečnostní součinitel pro mez kluzu, který se v případě pevnostního posouzení pomocí výpočtů rovná 1,15. Pro obě meze kluzu použitého materiálu uvedené v tab. 6 je dovolené napětí:

$$\sigma_{DOV11} = \frac{355}{1,15} = 308,70 \text{ MPa}, \quad (15)$$

Pro plechy s tloušťkou menší nebo rovno 16 mm a:

$$\sigma_{DOV12} = \frac{345}{1,15} = 300 \text{ MPa}, \quad (16)$$

Pro plechy s tloušťkou větší než 16 mm.

Obdobně lze pak určit dovolené napětí vůči mezi pevnosti jako:

$$\sigma_{DOV2} = \frac{R_m}{S_2} [\text{Pa}], \quad (17)$$

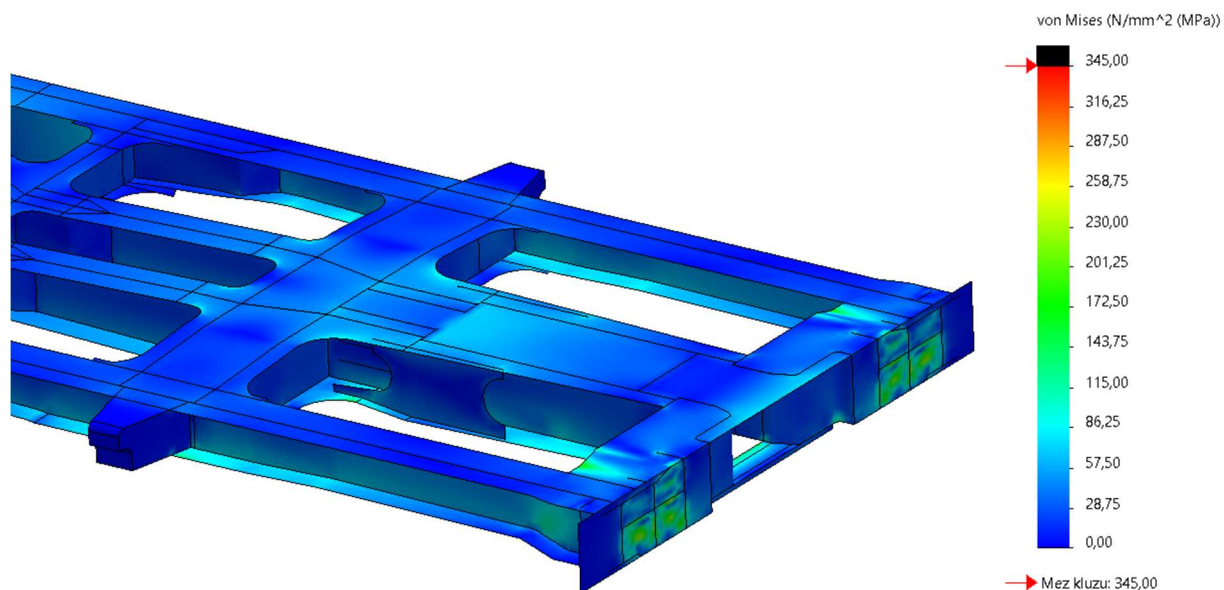
Kde  $S_2$  je bezpečnostní součinitel pro mezní poruchu, který je v případě pevnostního posouzení výpočtem roven 1,5. Po vyčíslení je pak dovolené napětí s ohledem na mez pevnost:

$$\sigma_{DOV2} = \frac{490}{1,5} = 326,66 \text{ MPa}. \quad (18)$$

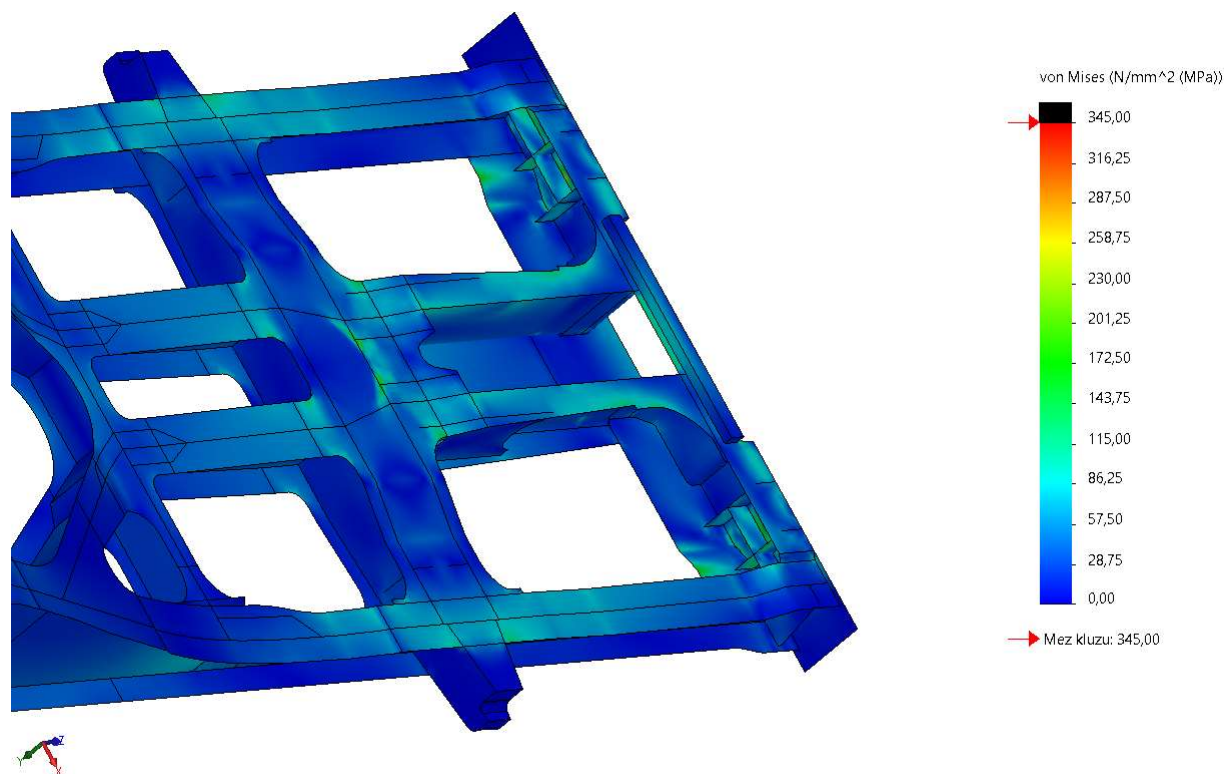
#### **4.4.1 Tlaková síla v místech uchycení nárazníků (A)**

Výsledky zatěžovacího stavu s podélnou tlakovou silou působící na nárazníky jsou uvedeny na obr. 32 a obr. 33. Vůz byl zatížen tlakovou silou působící na plochy nárazníků o velikosti 600 kN na jeden nárazník a současně byl zatížen svisle hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$ . Nejvyšší hodnoty dosahuje napětí v plochách pod nárazníky. To je ovšem způsobeno tím, že je na tyto plochy zaváděna síla. Jako nejkritičtější místo konstrukce, vzhledem k tomuto typu zatížení, lze určit horní plech čelníku, konkrétně spodní ohyb horního plechu čelníku.

Z obr. 33 je patrné, že přenos sil do hlavního příčnicku je poměrně rovnoměrně rozdělen mezi hlavní podélníky prostoru pro spřáhlo, hlavní podélníky tedy hrají roli v případě přenosu podélných tlakových sil přes nárazníky. Dále je z výsledků patrné, že tlakové síly se přenáší spíše spodními plechy prostoru pro spřáhlo a spodními pásnicemi hlavních podélníků, horní plechy a pásnice nejsou tímto způsobem zatížení téměř vůbec namáhány.



Obr. 32 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla v místech uchycení nárazníků – horní pohled.

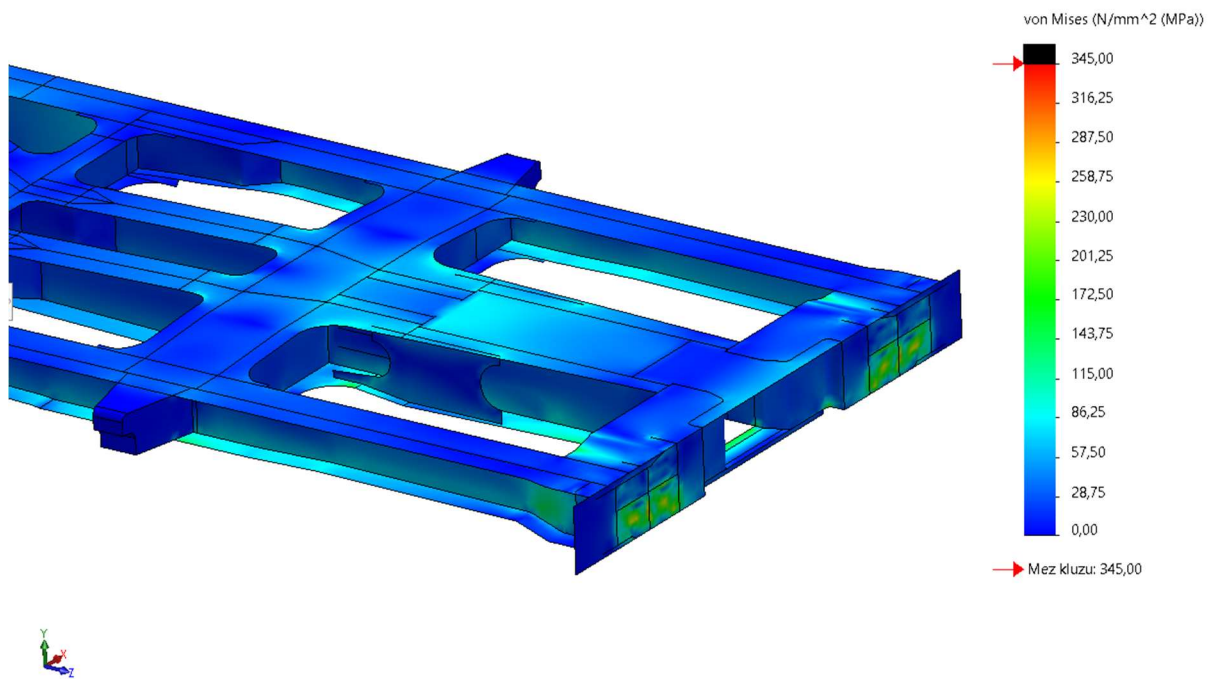


Obr. 33 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla v místech uchycení nárazníků – spodní pohled.

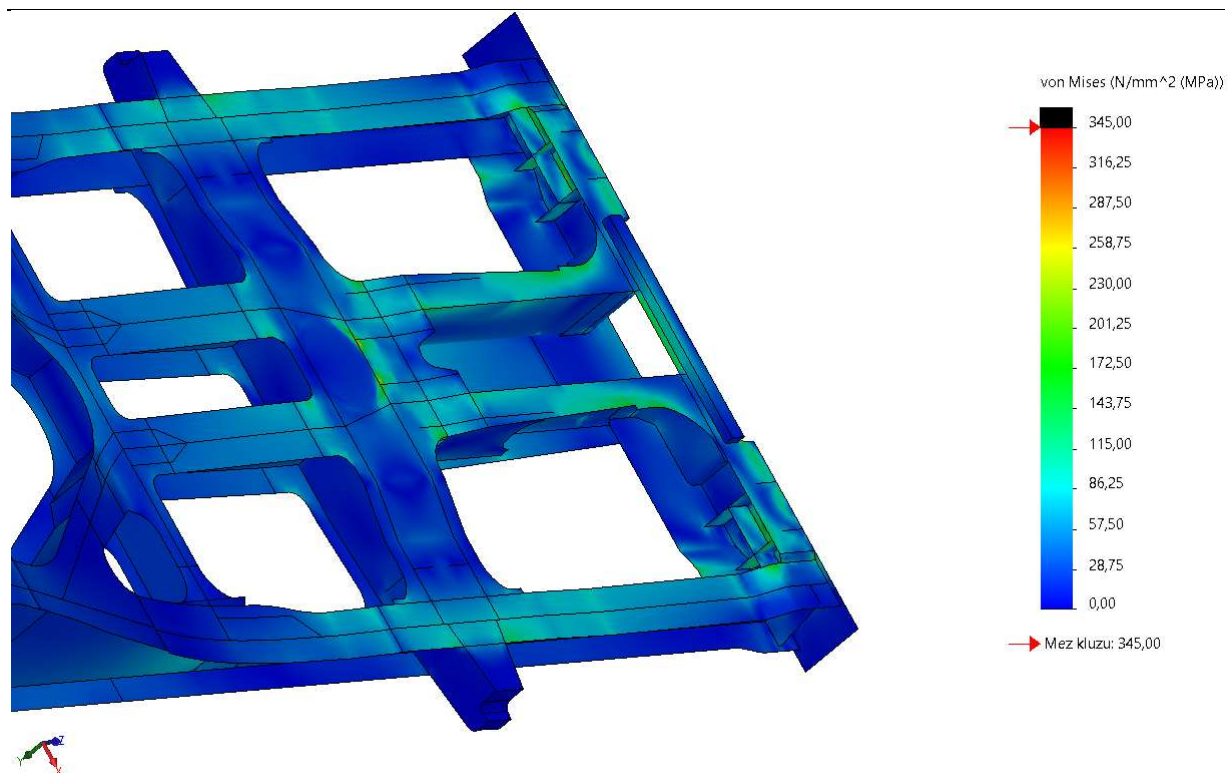
#### 4.4.2 Tlaková síla pod úrovní nárazníků (B)

Výsledky této analýzy jsou velmi podobné těm z kapitoly 4.4.1. V tomto případě byl vůz zatížen podélnou tlakovou silou 50 mm pod osou nárazníků, velikost síly byla oproti předchozímu případu menší a činila 450 kN na jeden nárazník. Vůz byl opět současně zatížen svisle hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$ . Na obr. 34 je viditelné, že nejvyšší napětí bylo opět vypočteno v plochách, na něž byly zadány síly. Namáhání horního plechu čelníku je taktéž obdobné.

Na obr. 35 lze vidět zvýšené namáhání spodních pásnic hlavních podélníků a také spodních plechů prostoru pro spřáhlo. To je způsobeno snížením působíště tlakové síly o 50 mm. Zároveň však byla zatěžující tlaková síla menší než v případě tlakové síly působící v ose nárazníků. Lze tedy konstatovat, že tento zatěžovací stav je s ohledem na namáhání spodních pásnic hlavních podélníků a spodních plechů prostoru pro spřáhlo kritičtější než zatěžovací stav s tlakovou silou působící v ose nárazníků.



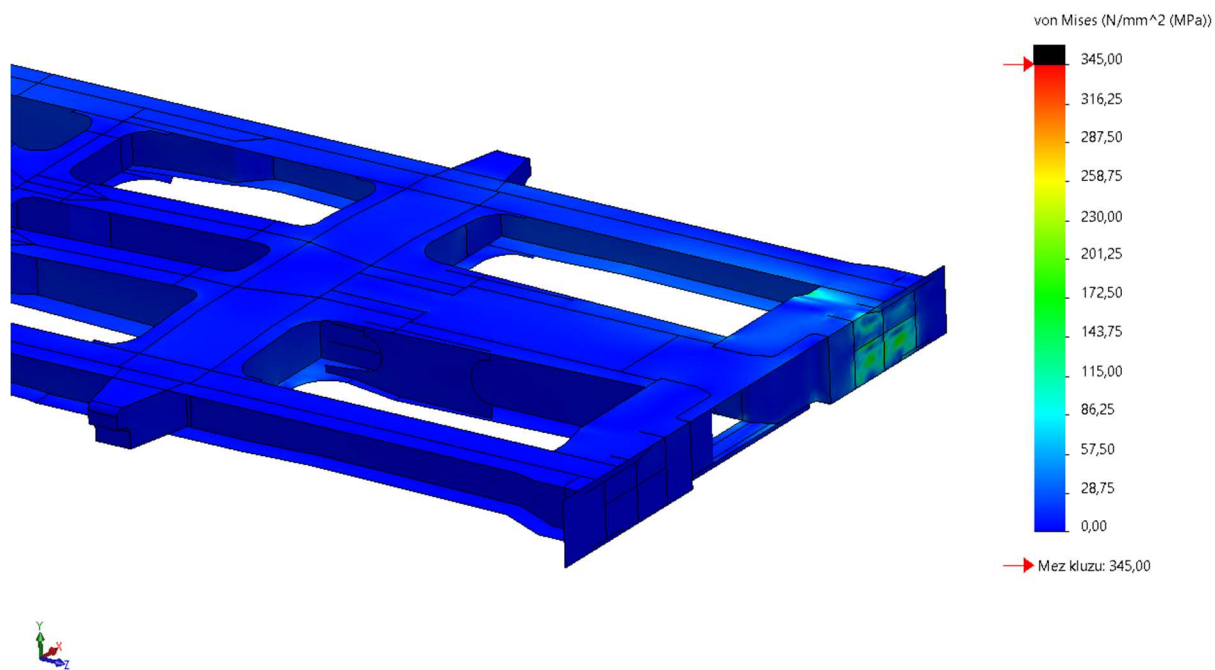
Obr. 34 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla pod úrovní nárazníků – horní pohled.



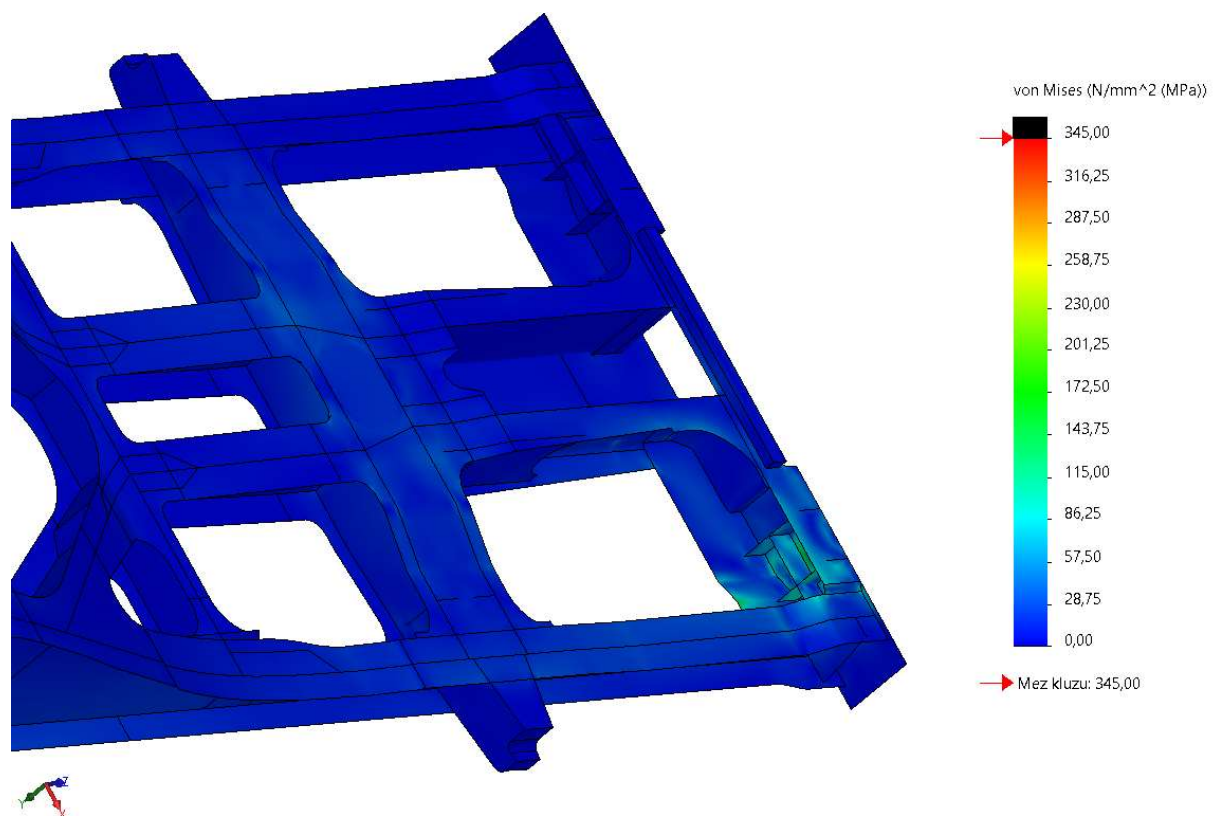
Obr. 35 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla pod úrovní nárazníků – spodní pohled.

#### 4.4.3 Tlaková síla působící na uchycení nárazníků úhlopříčně (C)

V tomto zatěžovacím stavu, jako jediném, bylo použito svislé zatížení pouze hmotností  $m_1$ , norma [24] větší svislé zatížení nepožaduje. Hodnota podélné síly působící na jeden nárazník byla zároveň nejmenší použitou podélnou silou ze všech výpočetních scénářů, činila jen 400 kN. Těmto skutečnostem odpovídají i výsledky uvedené na obr. 36 a obr. 37. Vůz je značně namáhán pouze v oblasti nárazníku, na nějž působila podélná tlaková síla, ve zbytku představku, respektive vozu, nepůsobil tento zatěžovací stav žádné zásadní namáhání konstrukce. Výsledky uvedené v této kapitole nepřinesly žádné informace, které by již nebyly známé z přechozích kapitol 4.4.1 a 4.4.2. Pro optimalizaci představkové části nejsou zde uvedené výsledky nijak relevantní.



Obr. 36 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla působící na uchycení nárazníků úhlopříčně – horní pohled.

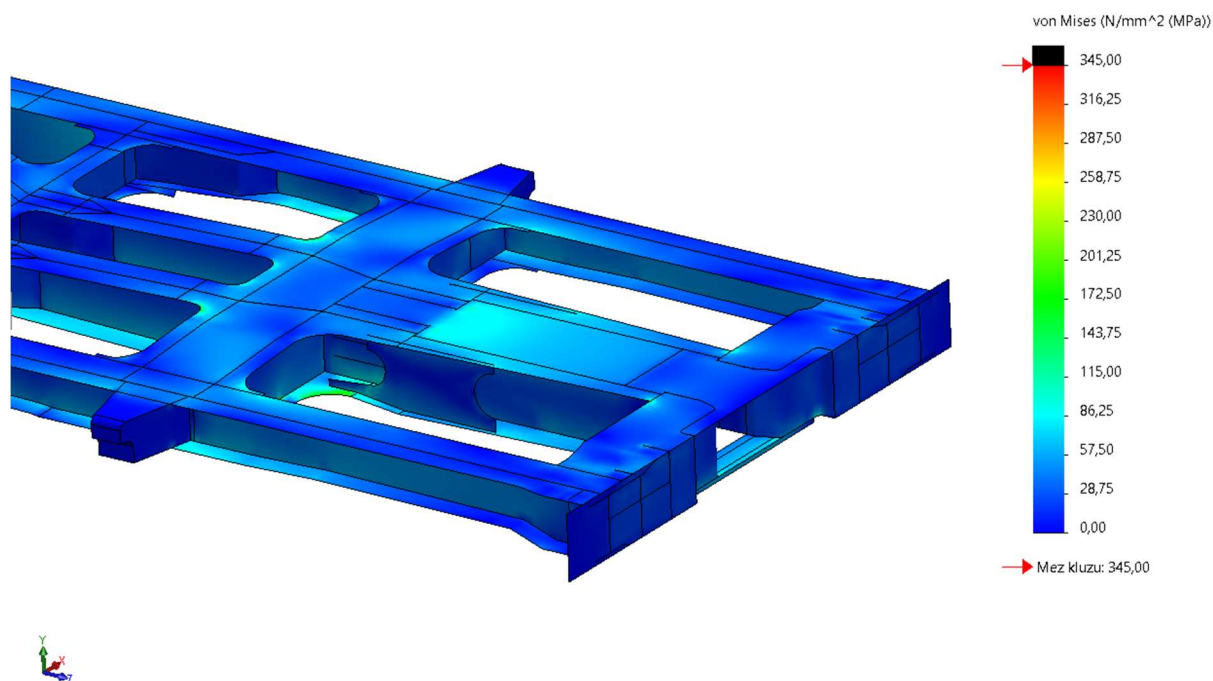


Obr. 37 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla působící na uchycení nárazníků úhlopříčně – spodní pohled.

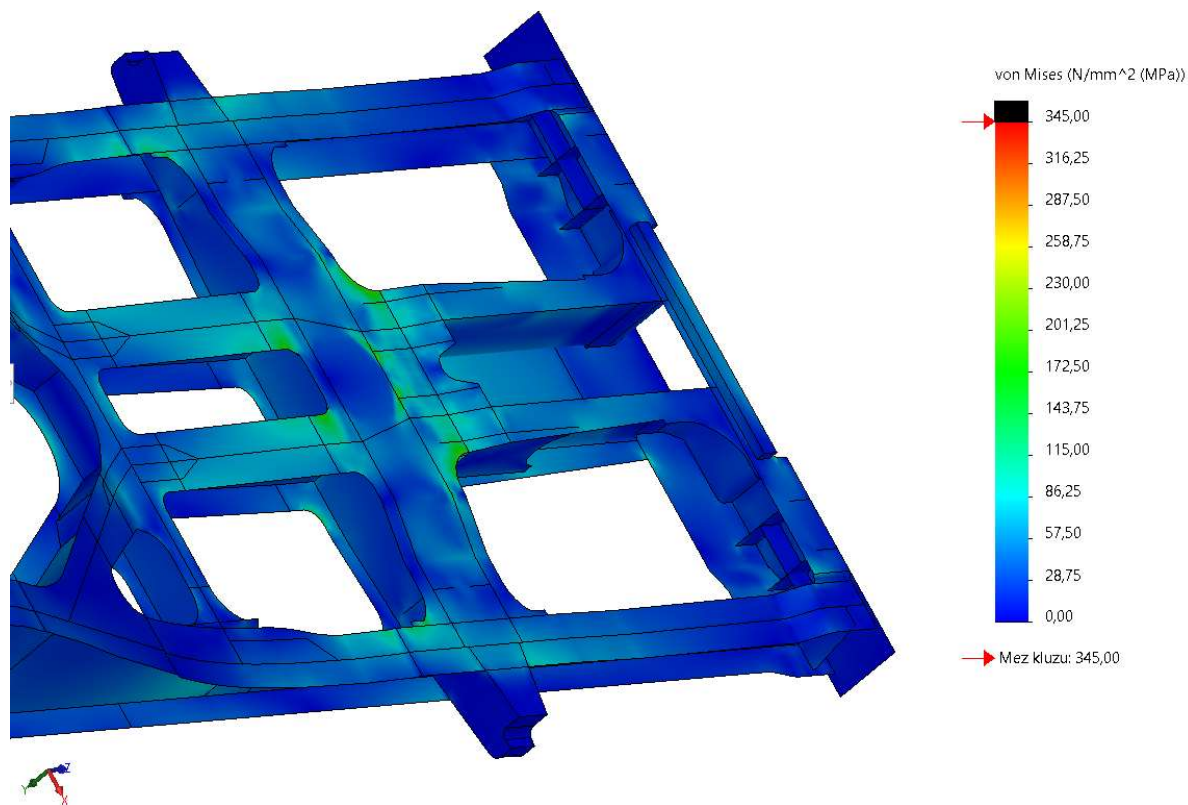


#### 4.4.4 Tlaková síla na uchycení spřáhla (D)

Výsledky této analýzy jsou uvedeny na obr. 38 a obr. 39. Rám vozu byl zatížen svisle hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$  a podélně tlakovou silou působící na tlačné narážky v prostoru pro spřáhlo. Hodnota podélné tlakové síly je stejná jako v případě nárazníků, tedy 600 kN na jednu narážku.



Obr. 38 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla na uchycení spřáhla – horní pohled.

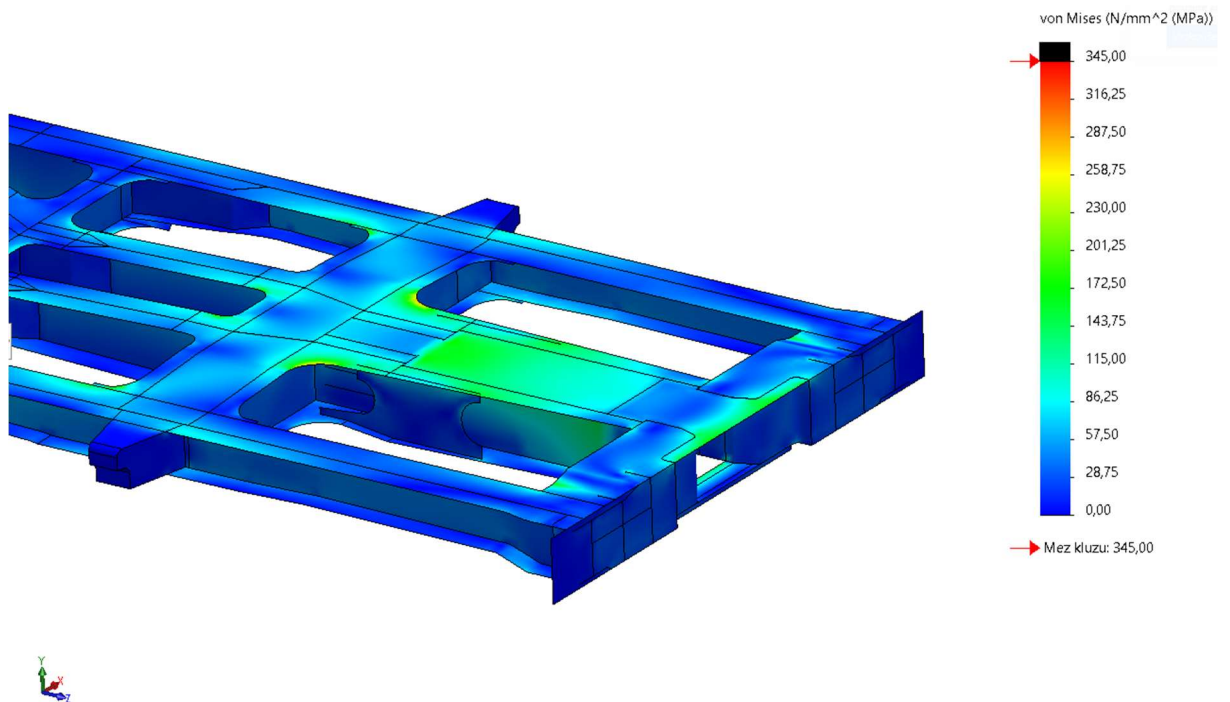


Obr. 39 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla na uchycení spřáhla – spodní pohled.

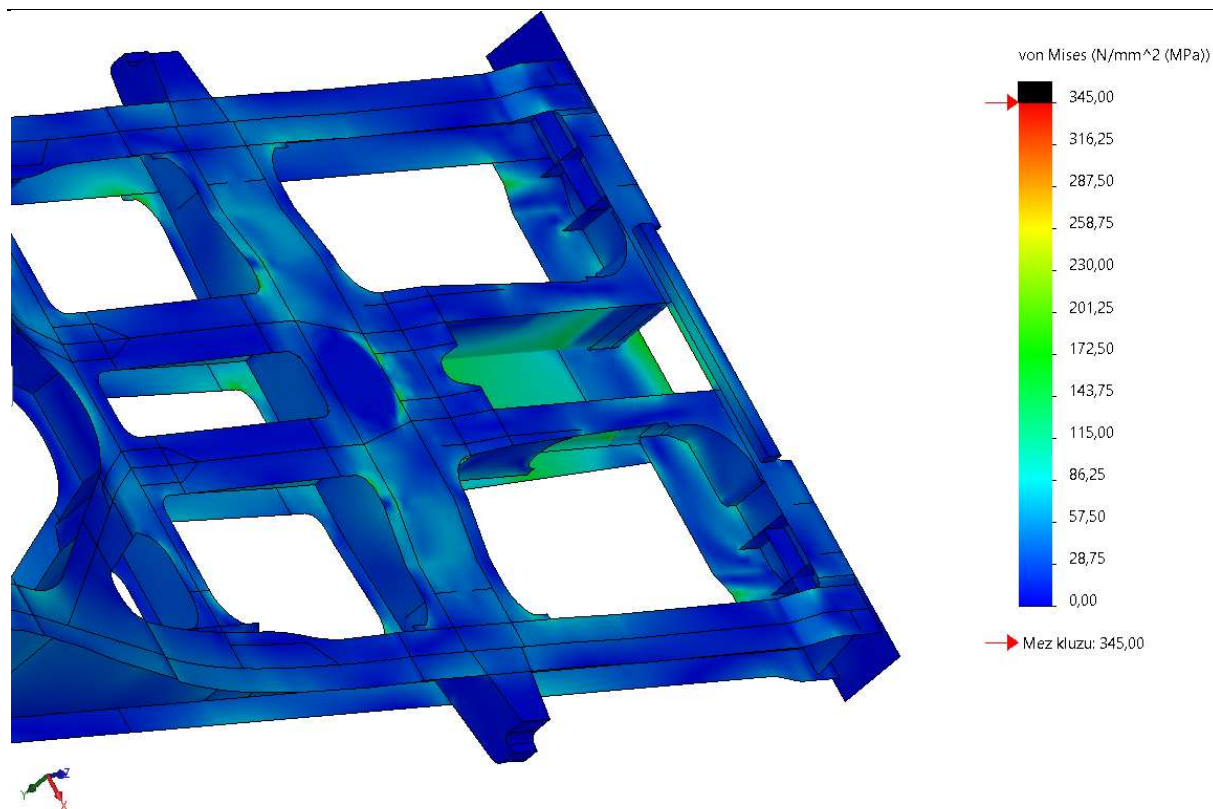
Síla působící na tlačné narážky v prostoru pro spřáhlo téměř nenamáhá představkovou část rámu vozu. Tato skutečnost je vesměs samozřejmá, jelikož působí síly se nachází téměř na úrovni hlavního příčnicku. Jako nejvíce namáhaná součást rámu se jeví spodní plech hlavního příčnicku, viz obr. 39.

#### **4.4.5 Tahová síla na uchycení spřáhla (E)**

Tento způsob zatížení je vzhledem k namáhání představkové části nejhorší. Na tažné narážky v prostoru pro spřáhlo působí tažná síla o hodnotě 1500 kN, což je největší síla použitá v celé této analýze, zároveň je vůz namáhán svislým zatížením hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$ , viz kapitola 4.2.3. Na obr. 40 je vidět zásadní namáhání horních plechů prostoru pro spřáhlo a hlavního příčnicku, zejména pak v rádiu horního plechu hlavního příčnicku dosahují hodnoty napětí poměrně vysokých hodnot. Spodní záhyb horního plechu čelníku je v tomto případě také viditelně namáhán. Na druhou stranu, plechy spodní nejsou tímto typem zatížení téměř vůbec zatěžovány, stejně tak nejsou viditelně namáhány ani hlavní podélníky, viz obr. 41.



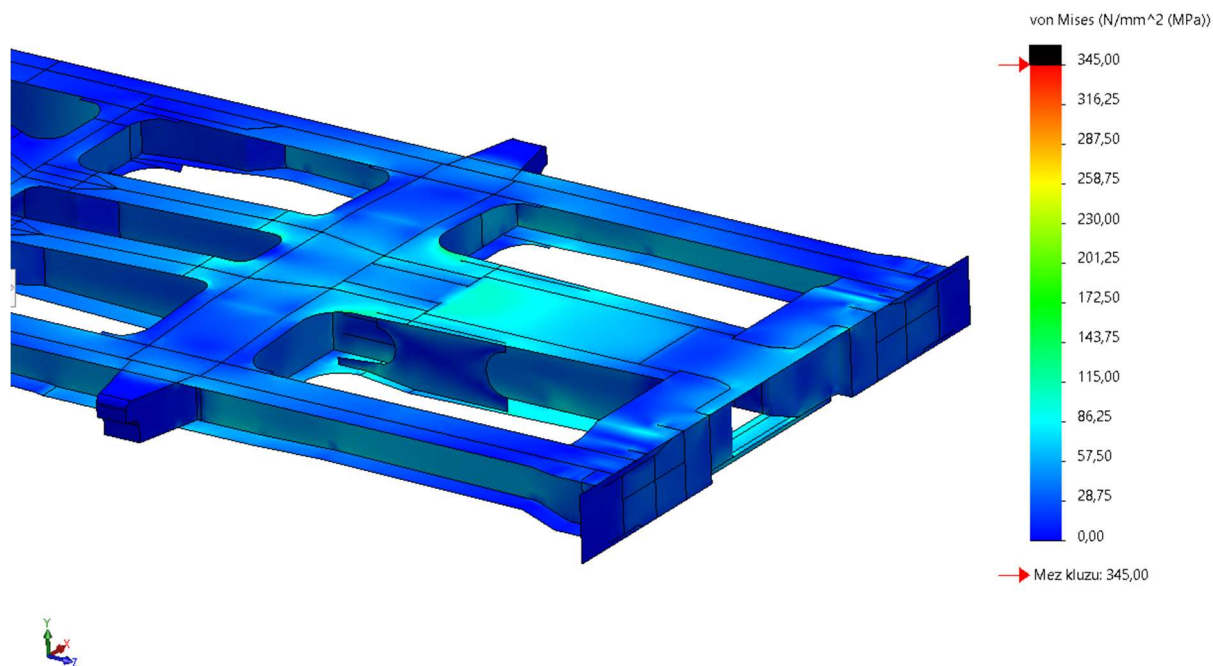
Obr. 40 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla – horní pohled.



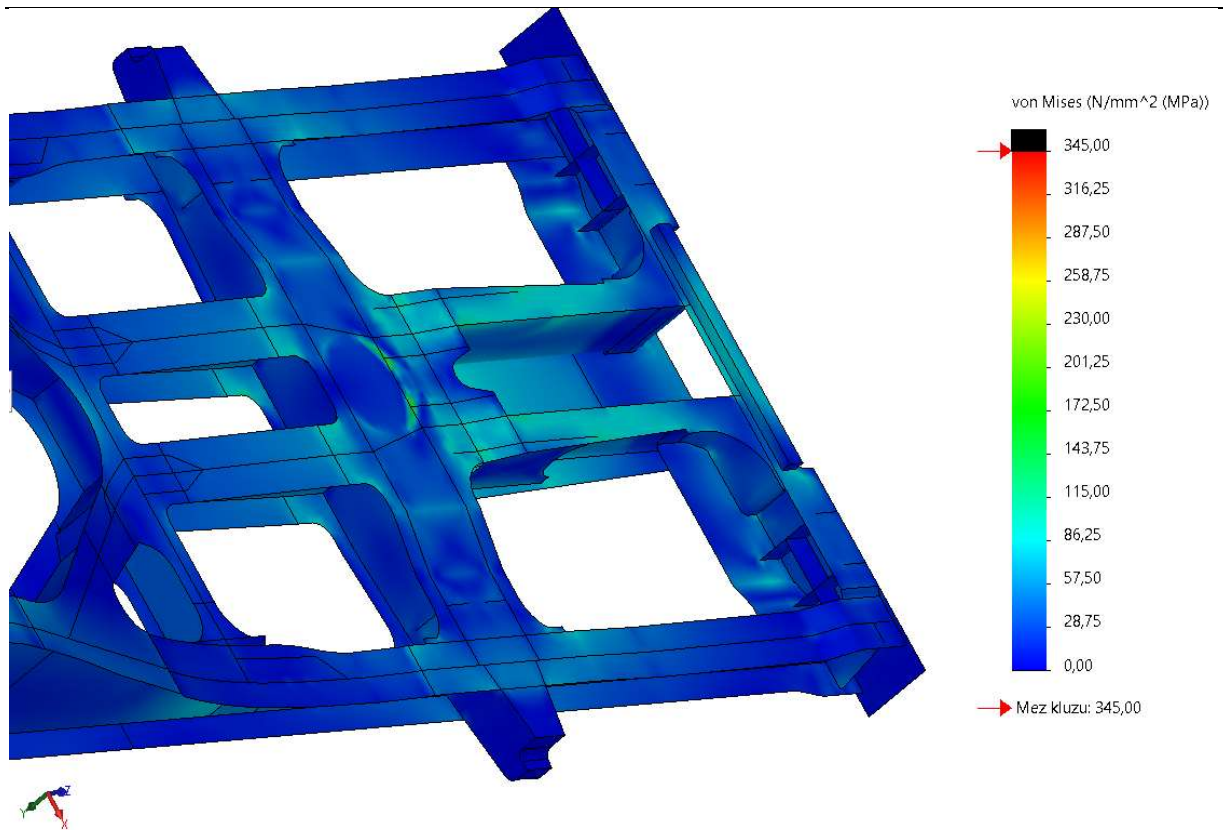
Obr. 41 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla – spodní pohled.

#### 4.4.6 Maximální provozní zatížení (F)

Představková část je v tomto výpočetním scénáři namáhána pouze výjimečným svislým zatížením. Výsledky této analýzy jsou uvedené na obr. 42 a obr. 43.



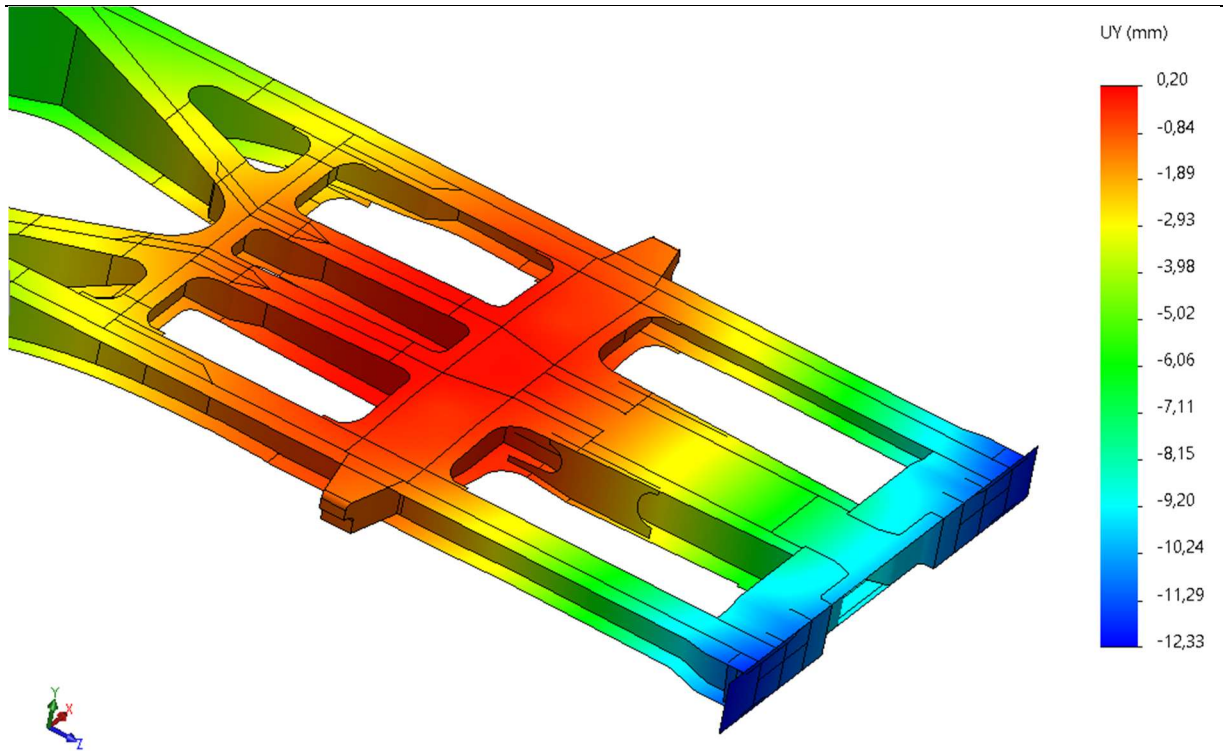
Obr. 42 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení – horní pohled.



Obr. 43 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení – spodní pohled.

Podobně jako při tahové síle působící na uložení spřáhla, viz kapitola 4.4.5, jsou výrazně namáhány rádiusy horního plechu hlavního příčnicku. Hlavní podélníky v představkové části nejsou tímto způsobem zatížení zásadně namáhány, zejména jejich horní a spodní pásnice. Veškeré viditelné namáhání je koncentrováno v prostoru pro spřáhlo, nicméně vypočtené hodnoty napětí zde nejsou zdaleka kritické.

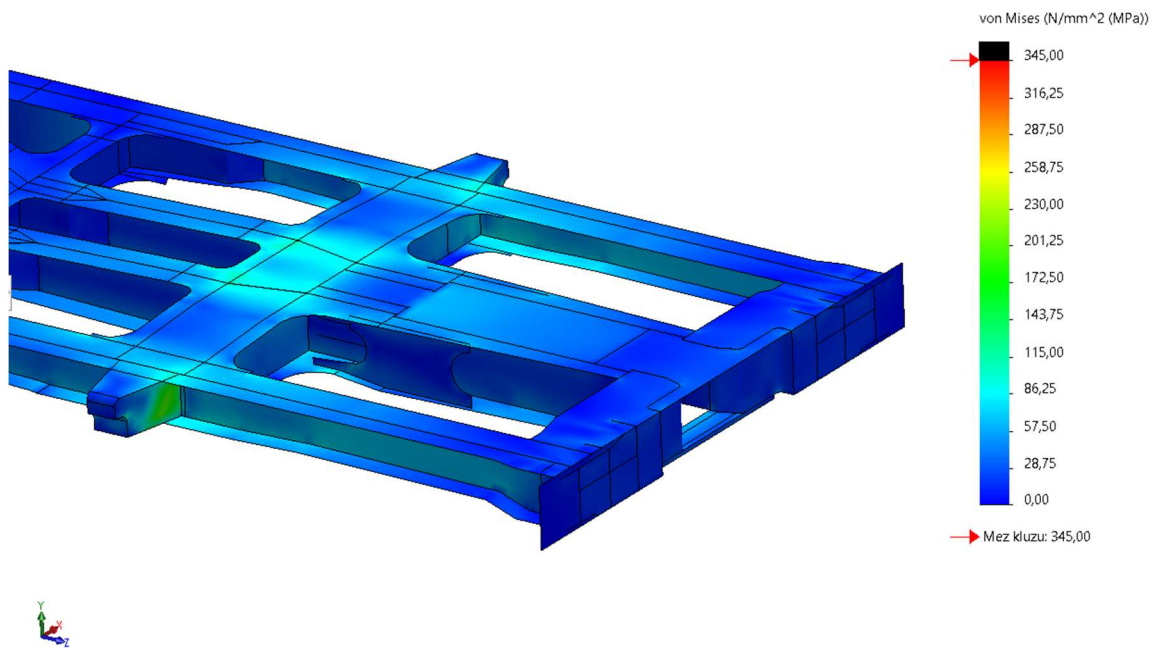
V tomto zatěžovacím stavu byl zároveň posuzován i průhyb představkové části, respektive posun ve svislé ose. V případě optimalizace představkové části slouží hodnoty průhybu vypočtené v rámci této kapitoly jako počáteční hodnoty, od kterých by se nová konstrukce neměla značně oddálit. Svislé posunutí vyvolané maximálním provozním zatížením je uvedeno na obr. 44, odkud lze odečíst největší hodnotu průhybu činicí přibližně 12 mm.



Obr. 44 Svislé posunutí, výpočetní scénář: Maximální provozní zatížení.

#### 4.4.7 Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci (G)

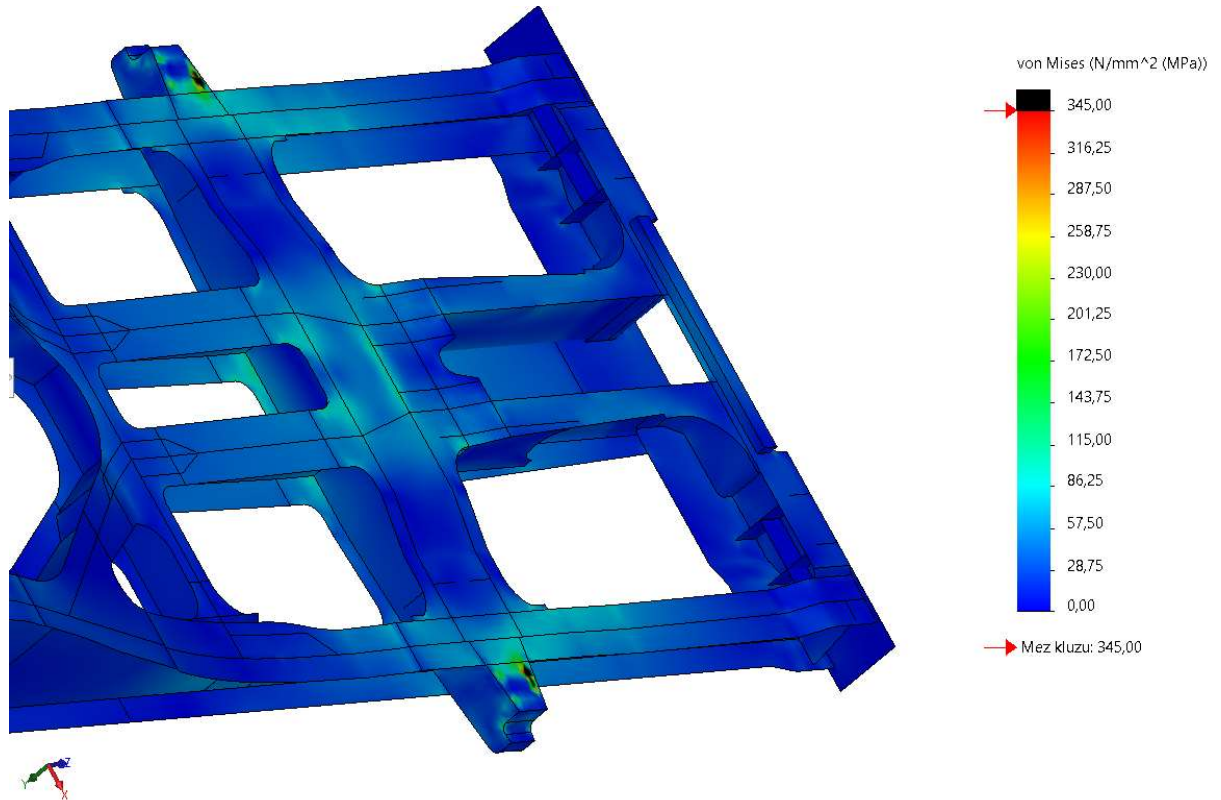
Výsledky výpočtů tohoto zatěžovacího stavu jsou uvedeny na obr. 45, obr. 46. Vůz byl zatížen svislým zatížením hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$ . Z plochy kulové torny u samostatného podvozku byla uchycení přesunuta do zdvihacích míst u hlavního příčnicku. Nakonec bylo ještě zavedeno zatížení hmotností  $m_2$  na plochu kulové torny, reprezentující tíhu podvozku.



Obr. 45 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci – horní pohled.

## Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem

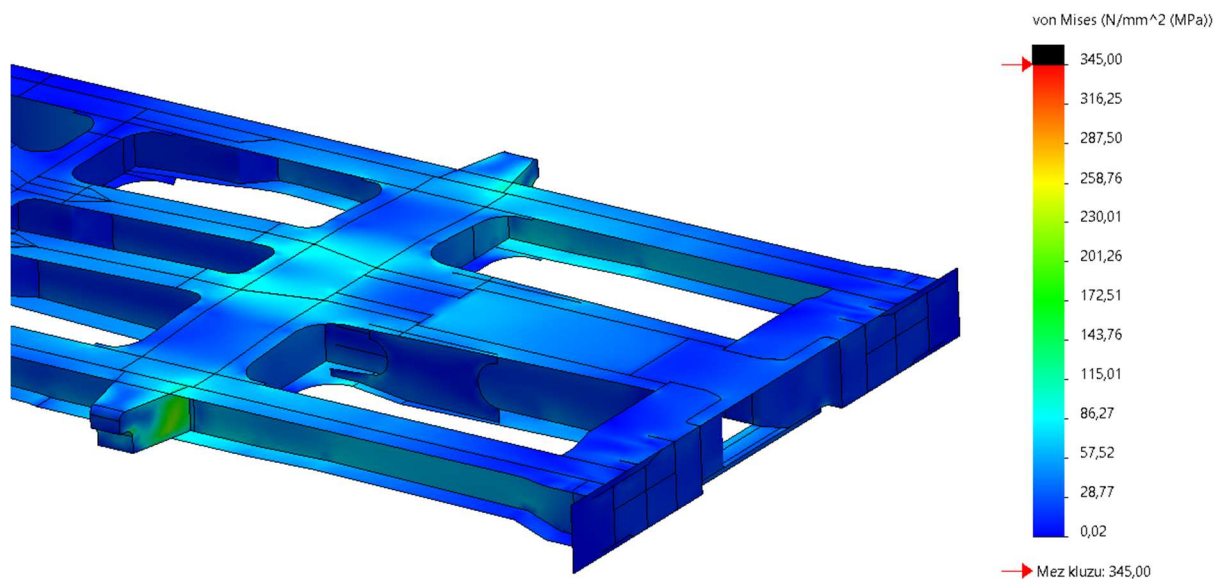
Tento zatěžovací stav nezpůsobil výrazné namáhání představkové části. Napětí se koncentrovalo pouze v oblasti hlavního příčnicku. Za zmínku stojí překročení meze kluzu ve zvedacích místech, to je pravděpodobně způsobeno uchycením zavedeným na těchto plochách. Tuto teorii potvrzuje i fakt, že k překročení meze kluzu došlo v elementech sítě, v nichž ležela hrana plochy, na niž byly zavedeny uchycení. Napětí v těchto místech však skutečně může dosahovat těchto hodnot, normy [10] a [24] dovolují přítomnost lokálních koncentrací napětí překračujících mez kluzu za předpokladu, že nedochází k výrazné plastické deformaci. Pokud se tedy u pevnostních zkoušek neprokázala výrazná plastická deformace, mohla tato konstrukce být schválena. V rámci lineární analýzy MKP tato podmínka nelze ověřit.



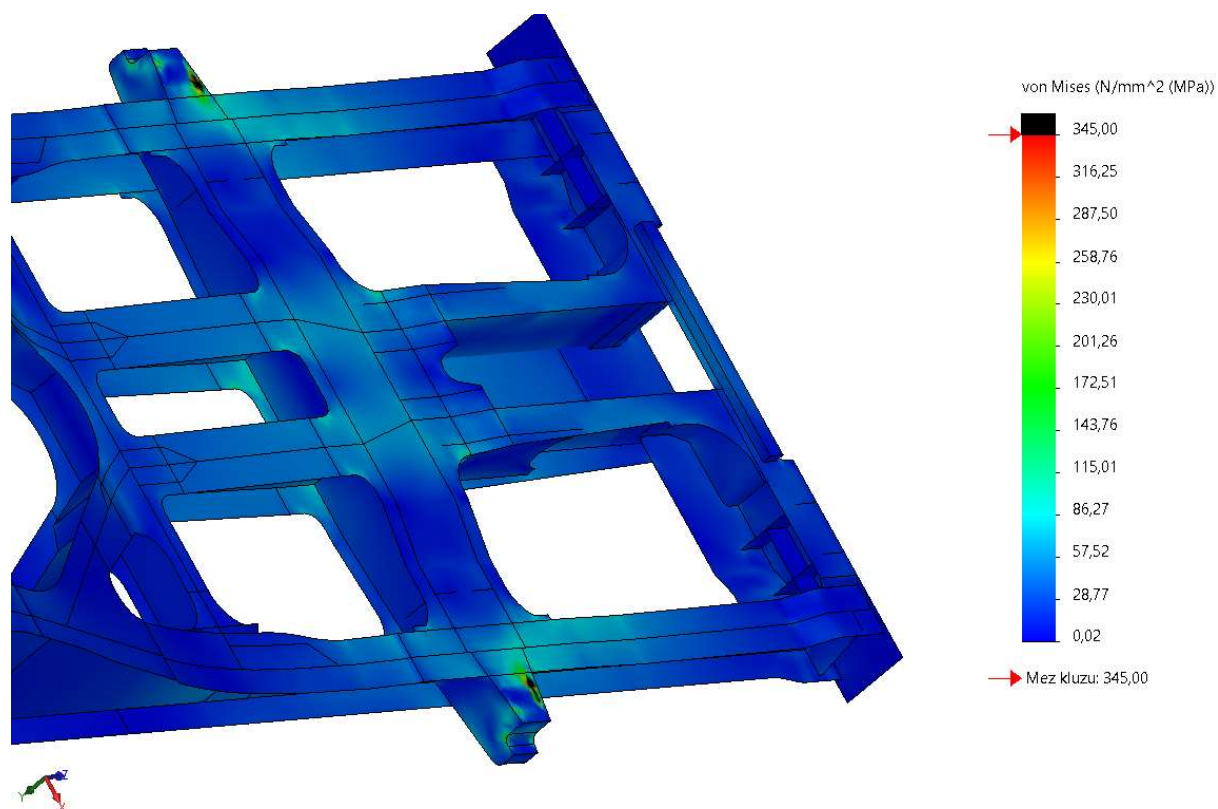
Obr. 46 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci – spodní pohled.

### 4.4.8 Zdvihání a zvedání ve stanovených místech (H)

V rámci tohoto zatěžovacího stavu byl vůz uložen pouze na určených zdvihacích místech. Svisle byl vůz zatížen opět hmotnostmi  $m_1$  a  $m_3$ . Podobně jako v přechozím případě, tento způsob zatížení nevyvolal zásadní nárůst napětí v žádném z dílů v představkové části, viz obr. 47 a obr. 48. Hodnota napětí překračující mez kluzu ve zdvihacích místech je vysvětlena v kapitole 4.4.7.



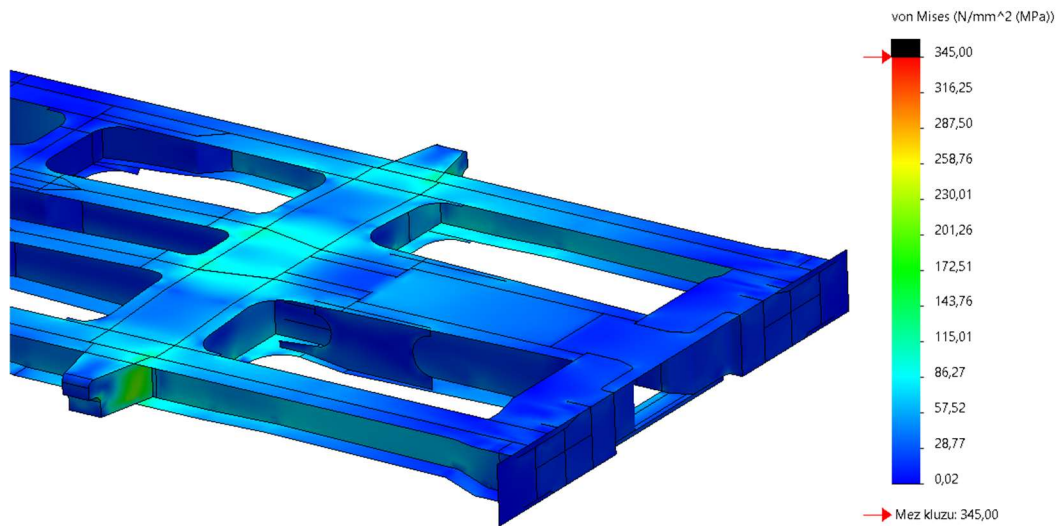
Obr. 47 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech- horní pohled.



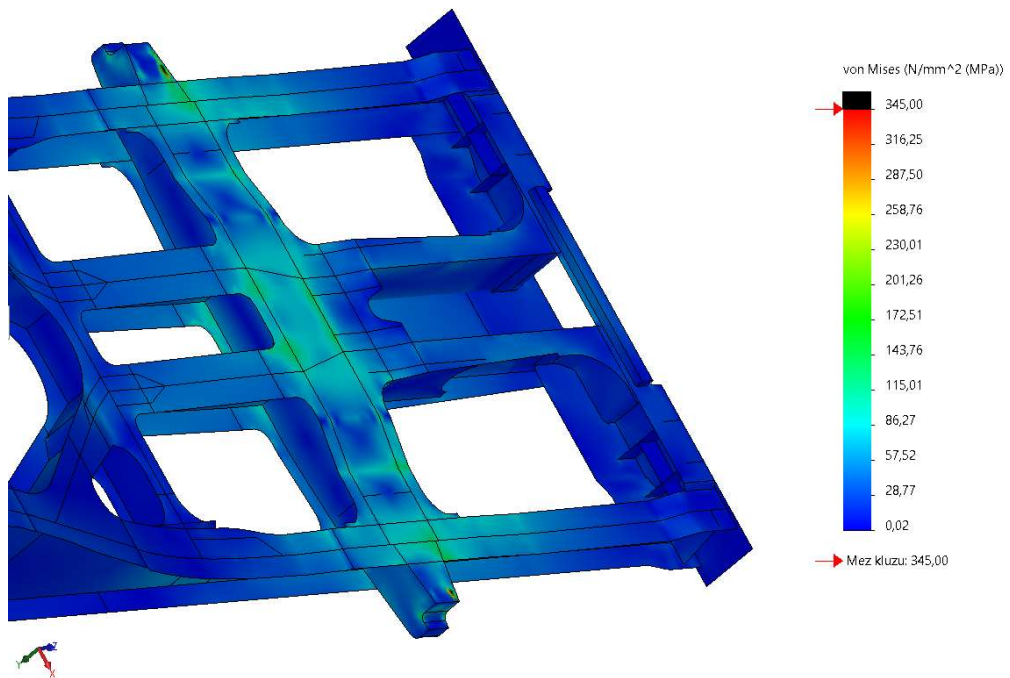
Obr. 48 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech- spodní pohled.

#### 4.4.9 Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa

V rámci tohoto zatěžovacího stavu bylo posunuto pravé zvedací místo u hlavního příčnicku 10 mm nad rovinu zbylých zvedacích míst, jedná se tedy o namáhání skříňě kroucením. Oproti ostatním zatěžovacím stavům, kde docházelo ke zdvihání, je v tomto případě výrazněji namáhán hlavní příčník, nicméně představková část je opět namáhána jen nepatrně, jak lze vidět na obr. 49 a obr. 50. Zároveň opět došlo k překročení meze kluzu ve zdvihacích místech u hlavního příčnicku, viz kapitola 4.4.7.



Obr. 49 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa– horní pohled.



Obr. 50 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa– spodní pohled



## 5 Optimalizace představkové části rámu vozu

Z výsledků analýzy, získaných v rámci kapitoly 4, byly vytvořeny dva návrhy optimalizované konstrukce představkové části vozu. V prvním návrhu byly navrženy úpravy pouze čelníku, druhý návrh navíc obsahuje úpravy hlavních podélníků v představkové oblasti. Obě uvažované konstrukce byly pevnostně ověřeny výpočtem metodou konečných prvků podle normy [24]. Navržená konstrukce nebyla ověřovaná z hlediska únavy, jelikož to není předmětem této diplomové práce.

### 5.1 Optimalizovaný návrh 1

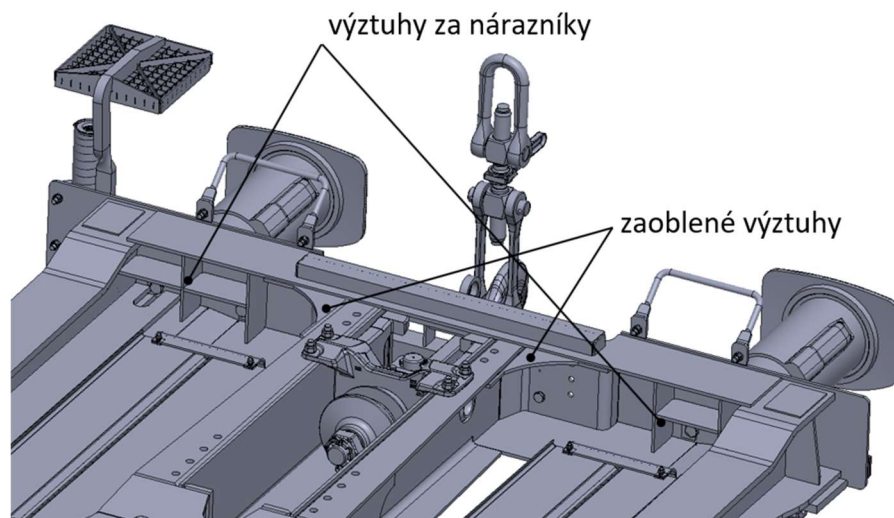
V rámci tohoto návrhu optimalizované představkové části byly provedeny následující konstrukční úpravy:

- odstranění výztuh za nárazníky,
- odstranění zaoblených výztuh mezi prostorem pro spřáhlo a čelníkem,
- úprava horního plechu čelníku,
- úprava spodního plechu čelníku,
- úprava svislých plechů čelníku.

Podrobněji jsou výše uvedené konstrukční zásahy popsány v následujících kapitolách. Všechny díly uvedené v rámci této kapitoly jsou zároveň popsány v rámci kapitoly 3.3.

#### 5.1.1 Odebrané díly

Z konstrukce byly odebrány výztuhy za nárazníky a zaoblené výztuhy mezi prostorem pro spřáhlo a čelníkem, oba tyto díly jsou vyznačeny na obr. 51. Výztuhy za nárazníky nejsou při absenci nárazníků potřebné, a proto byly odstraněny. Zaoblené výztuhy byly taktéž namáhány pouze v zatěžovacích stavech, kdy působila podélná síla na nárazníky, viz kapitoly 4.4.1 a 4.4.2, a tudíž je také bylo možné odebrat.



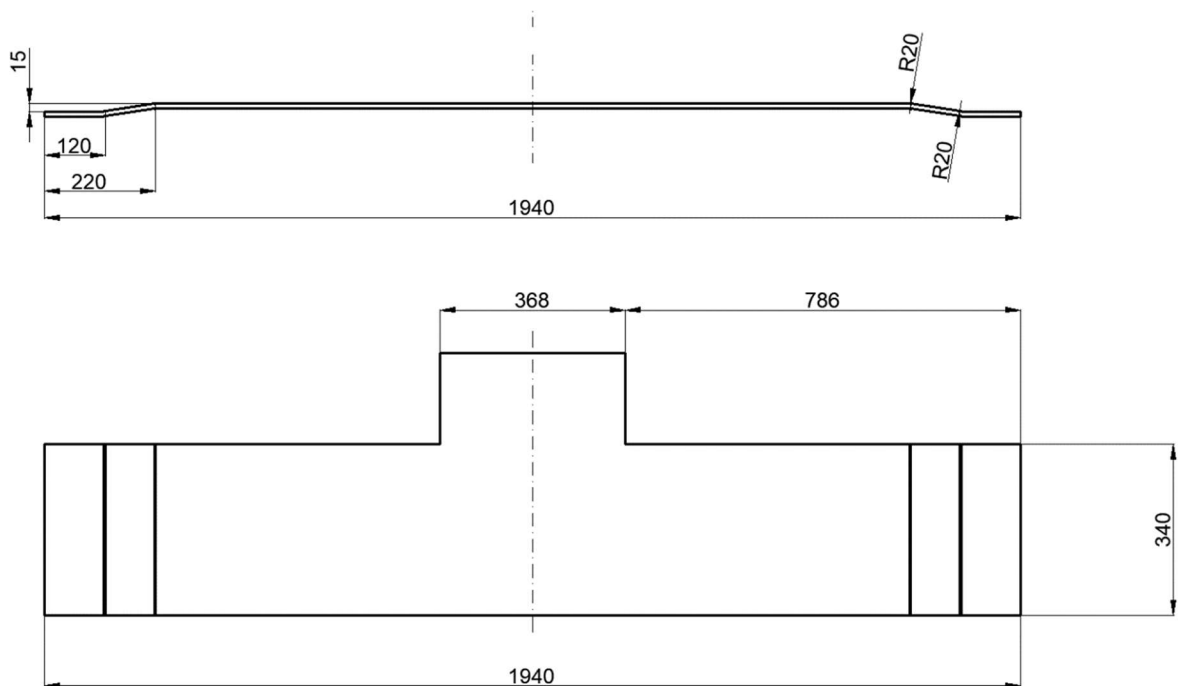
Obr. 51 Čelník vozu Sgrrs 80 s vyznačením výztuh za nárazníky a zaoblených výztuh mezi prostorem pro spřáhlo a čelníkem. [23]

### 5.1.2 Úprava horního plechu čelníku

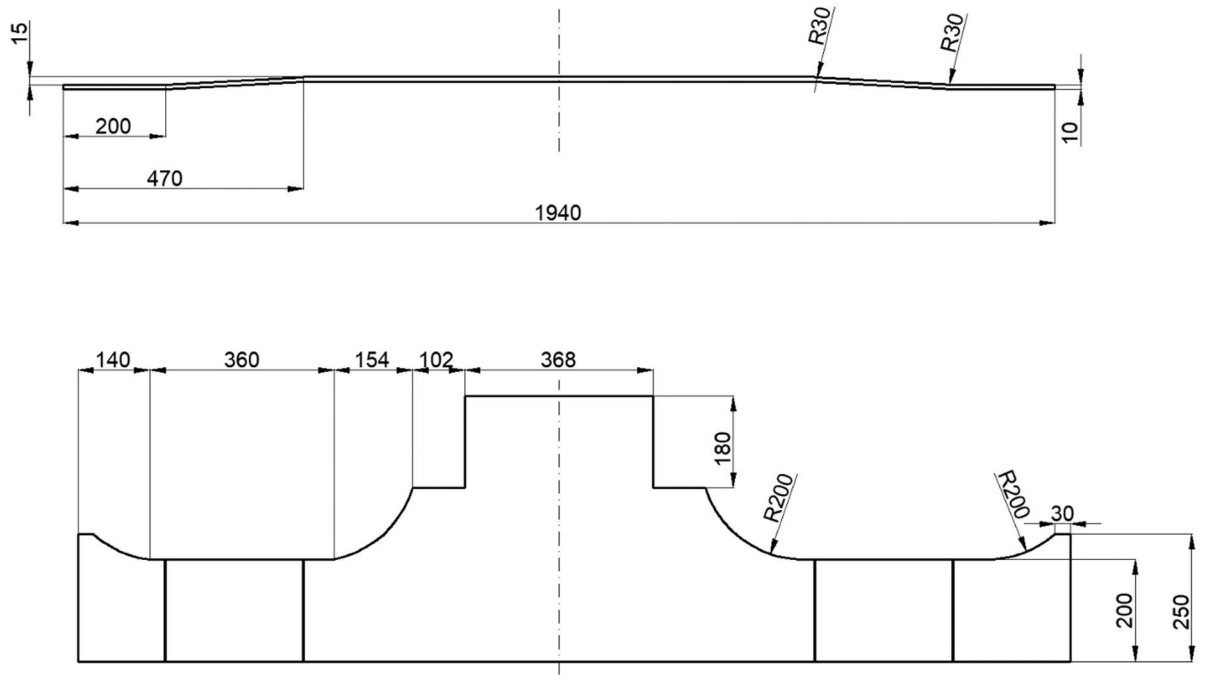
Horní plech čelníku je výrazně namáhán ve svých ohybech, a to hlavně při působení tlakové síly na nárazníky, jak lze vidět v kapitolách 4.4.1, 4.4.2 a 4.4.3. Napětí ve spodním záhybu je ovšem zvýšené také v případě působení tahové síly, viz kapitola 0. Právě kvůli zmíněnému namáhání tahovou silou nebylo možné plech jednoduše zúžit, ale muselo být navrženo zcela nové řešení. Nákresy původního a optimalizovaného provedení jsou uvedeny na obr. 52 a obr. 53.

Od místa spojení s prostorem pro spřáhlo je plech rádiusem zúžen až na 200 mm. Ve spojení s hlavními podélníky je pak rádiusem jeho šířka zvýšena na 250 mm, bez této úpravy by napětí ve spodním ohybu přesáhlo dovolenou hodnotu. Je však vhodné uvést, že spojení horního plechu čelníku s hlavními podélníky neodpovídá skutečnosti, jelikož horní plech čelníku leží na vrchní pásnici hlavního podélníku, což nebylo možné pomocí ploch vymodelovat. Je tedy možné, že ve skutečnosti by nebylo nutné ve spojení s hlavními podélníky plech rozšiřovat.

Zahnutí plechu bylo taktéž provedeno odlišně, oba záhyby byly posunuty dál od sebe, což značně snížilo napětí ve spodním ohybu a dovolilo zúžit plech až na výše zmíněných 200 mm. Zaoblení v obou záhybech bylo zvýšeno z 20 mm na 30 mm. Šířka plechu byla ponechána na původní hodnotě 10 mm.



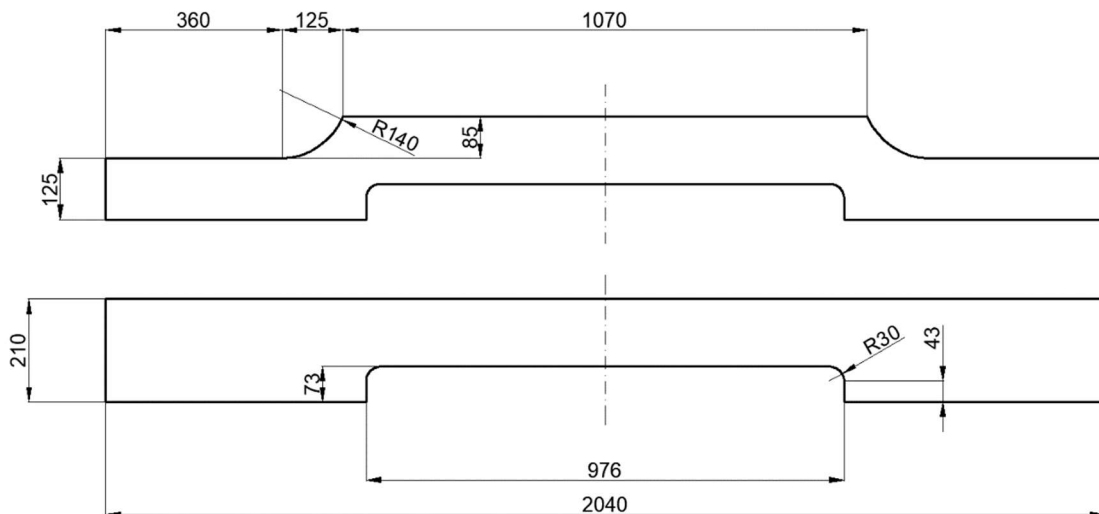
Obr. 52 Horní plech čelníku – původní provedení.



Obr. 53 Horní plech čelníku – optimalizované provedení

### 5.1.3 Úprava spodního plechu čelníku

Viditelné namáhání spodního čelníkového plechu bylo zaznamenáno pouze v zatěžovacích stavech, kdy působila tlaková síla na nárazníky, zejména pak při působení tlakové síly 50 mm pod úroveň nárazníků, viz kapitola 4.4.2. Při současné absenci výztuh za nárazníky nebylo nutné v této oblasti ponechat původní šířku plechu 215 mm. Plech byl zúžen na hodnotu 125 mm, větší zúžení by znamenalo zvýšení hodnoty napětí v místě styku s hlavními podélníky. Ve výpočetním modelu je toto spojení provedeno jinak, než je tomu ve skutečnosti z důvodu použití ploch namísto objemových prvků. Proto byla raději zvolena vyšší šířka plechu, aby vypočtené napětí bylo na bezpečnější straně. Původní a optimalizované provedení je uvedeno na obr. 54.



Obr. 54 Spodní plech čelníku – původní provedení (dole) a optimalizované provedení (nahore).

### 5.1.4 Úprava svislých plechů čelníku

Svislé plechy čelníku jsou zobrazeny na obr. 21 v kapitole 3.3. Po odstranění nárazníků bylo možné těmto plechům snížit tloušťku z původních 10 mm na 6 mm, což znamenalo snížení hmotnosti téměř o polovinu. Dále byl levý plech zkrácen, jelikož absencí nárazníků by bylo možné stupačku pro posunovače posunou blíže do středu vozu. Levý plech byl právě kvůli stupačce pro posunovače původně delší než pravý, v optimalizovaném provedení mají oba plechy stejné rozměry, které odpovídají původním rozměrům pravého plechu. Další zkrácení nebylo možné, jelikož je ke svislým plechům navařena pata kontejnerového trnu.

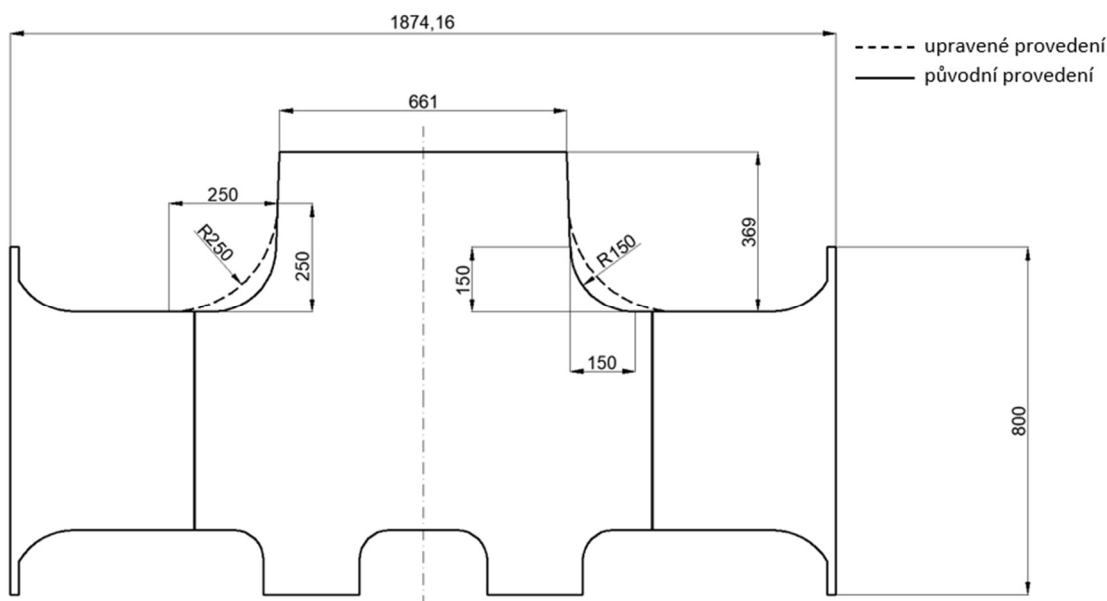
### 5.1.5 Dodatečná úprava horního plechu hlavního příčnicku

Výše zmíněné úpravy předstávkové části rámu vozu měly za následek zvýšení napětí v rádiusech horního plechu hlavního příčnicku. Už při prvotních výpočtech bylo napětí v této oblasti blízko dovolené hodnotě viz kapitola 4.4.5. Pouhým odstraněním výztuh za nárazníky se hodnota napětí dostala až na úroveň dovoleného napětí a dalšími úpravami se dostalo napětí až téměř na hodnotu kritickou vůči mezi pevnosti. Vypočtené napětí po provedených konstrukčních úpravách čelníku je uvedeno v tab. 7

Tab. 7 Vypočtené napětí (dolní) v rádiusech horního plechu hlavního příčnicku po úpravě čelníku.

Původní	296 MPa
Po odstranění výztuh za nárazníky	308 MPa
Po všech výše uvedených úpravách	323 MPa

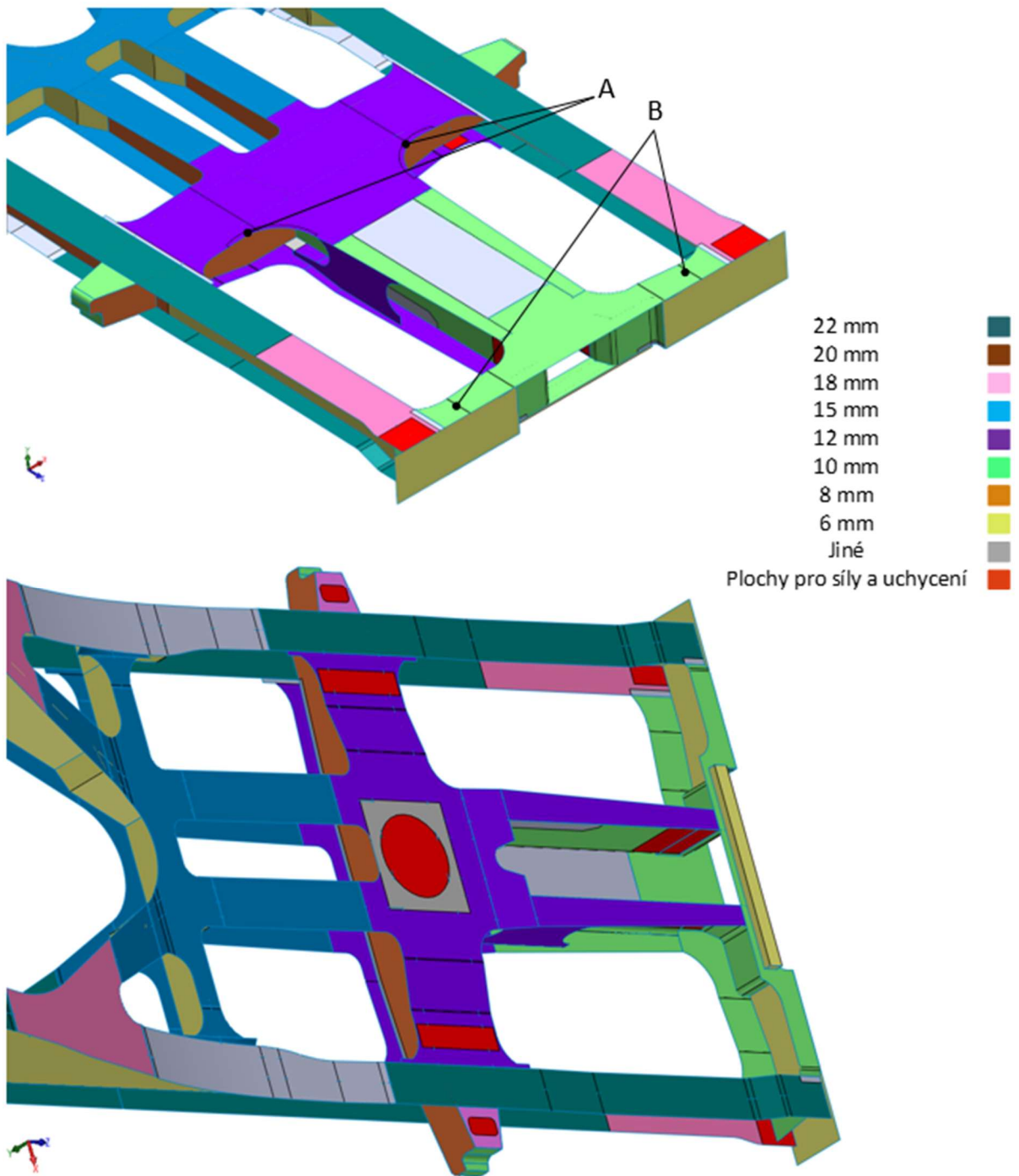
Úpravami čelníku došlo ke snížení jeho tuhosti, což zapříčinilo, že prostorem pro spřáhlo se do hlavního příčnicku přenášela vyšší síla, která v konečném důsledku způsobila zvýšené napětí. Aby mohly být úpravy čelníku uskutečněny musel být horní plech hlavního příčnicku upraven, úprava je uvedena na obr. 55.



Obr. 55 Dodatečná úprava horního plechu hlavního příčnicku

### 5.1.6 Výpočetní model

Výpočetní model upravené představkové části je uveden na obr. 56. Zbylá část vozu je totožná s výpočetním modelem uvedeným v kapitole 4.1.

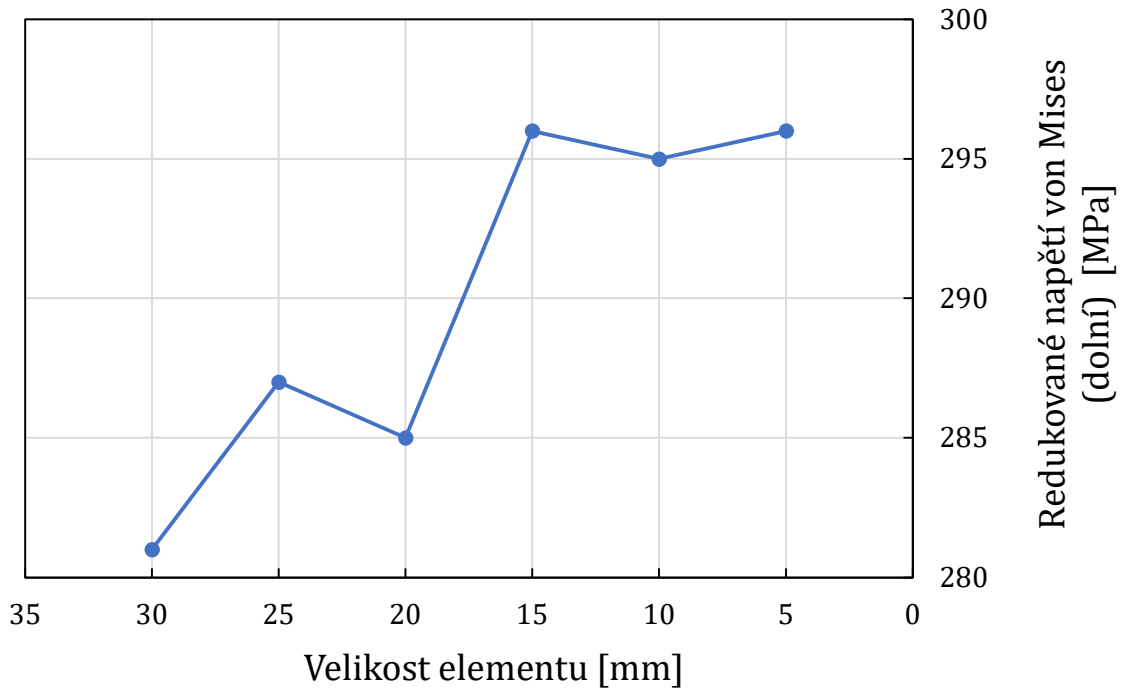


Obr. 56 Výpočetní model optimalizovaného návrhu 1 s vyznačením kritických míst a s barevným rozlišením tloušťky plechů.

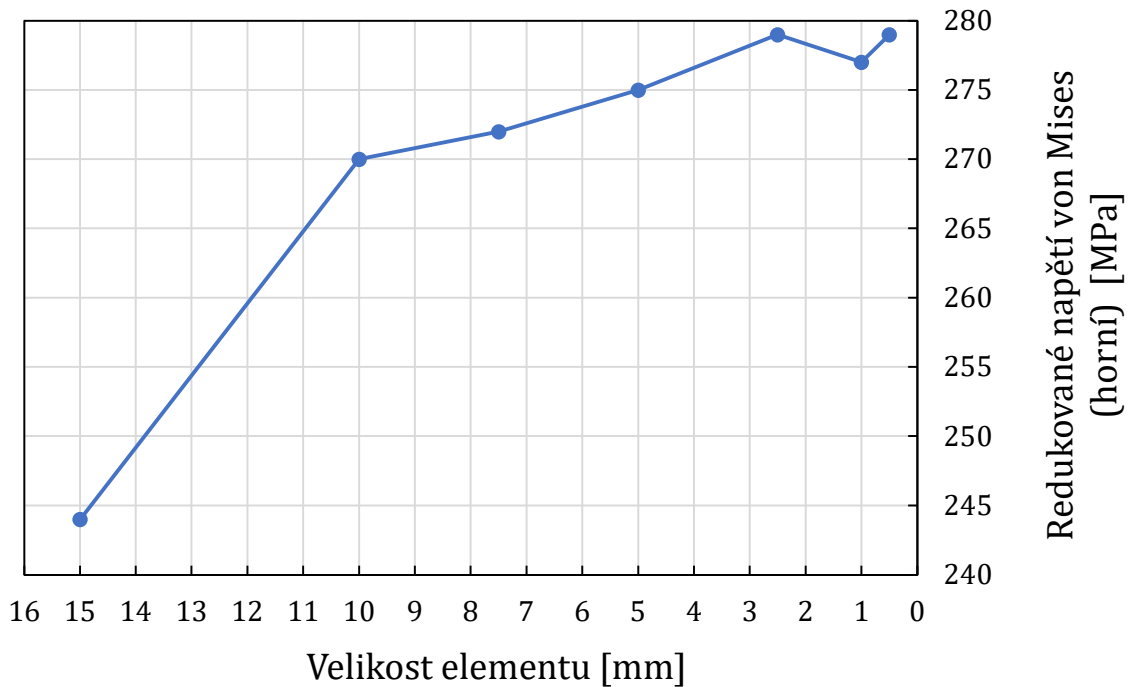
Ve výpočetním modelu byla identifikována dvě kritická místa, na obr. 56 označená jako *A* a *B*. Jedná se o spodní záhyb horního plechu čelníku a rádius horního plechu hlavního příčnicku. V těchto místech bylo použito zjemnění sítě z původních 40 mm. Pro místo *A* byla zvolena síť velikosti 15 mm a pro místo *B* byla zvolena síť 2,5 mm. Grafy konvergence sítě v obou zmíněných

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

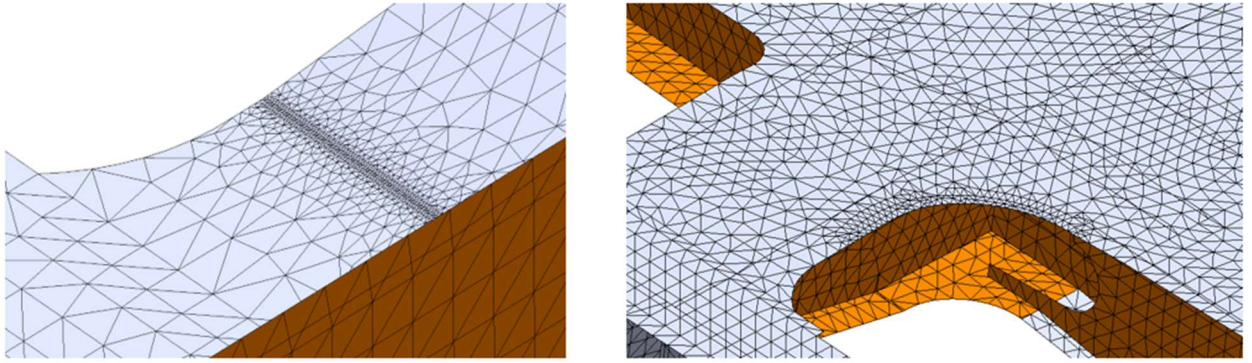
kritických místech jsou uvedeny na obr. 57 a obr. 58. Pro získání grafů konvergence sítě byl použit zatěžovací stav s podélnou tlakovou silou působící na uložení spřáhla, viz tab. 8 v kapitole 5.3. Detail zjemnění sítě v obou kritických místech je zobrazen na obr. 59.



Obr. 57 Graf konvergence sítě v místě A.



Obr. 58 Graf konvergence sítě v místě B.



Obr. 59 Zjemnění sítě v místě A (vpravo) a zjemnění sítě v místě B (vlevo).

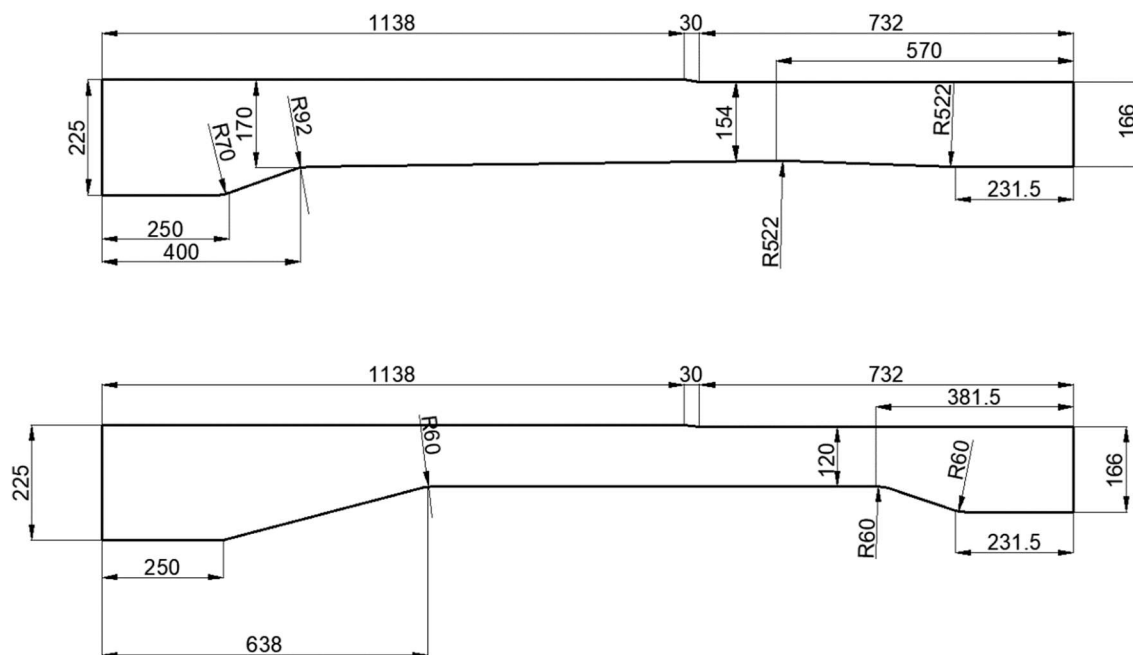
## 5.2 Optimalizovaný návrh 2

Druhý optimalizovaný návrh navazuje na ten první, provedený v rámci kapitoly 5.1. K úpravám čelníku zde přibyly úpravy hlavních podélníků v představkové části. Při přenosu podélných sil výhradně DAC se veškeré tlakové síly přenáší z tlačných narážek v prostoru pro spřáhlo přímo do hlavního příčníku. Hlavní podélníky se v tomto případě přenosu sil neúčastní, což lze zpozorovat z výsledků analýzy v kapitole 4.4.4. Při působení tažné síly je situace obdobná, viz kapitola 0. V zatěžovacích stavech uvedených v kapitolách 4.4.1 a 4.4.2, kde působí tlaková síla na nárazníky nebo pod úrovní nárazníků je však viditelný nárůst napětí ve spodní pásnici hlavních podélníků. Při absenci nárazníků lze tedy dimenzovat hlavní podélníky v představkové oblasti vesměs jen na svislá zatížení, jelikož podélné síly namáhají hlavní podélníky jen nepatrně.

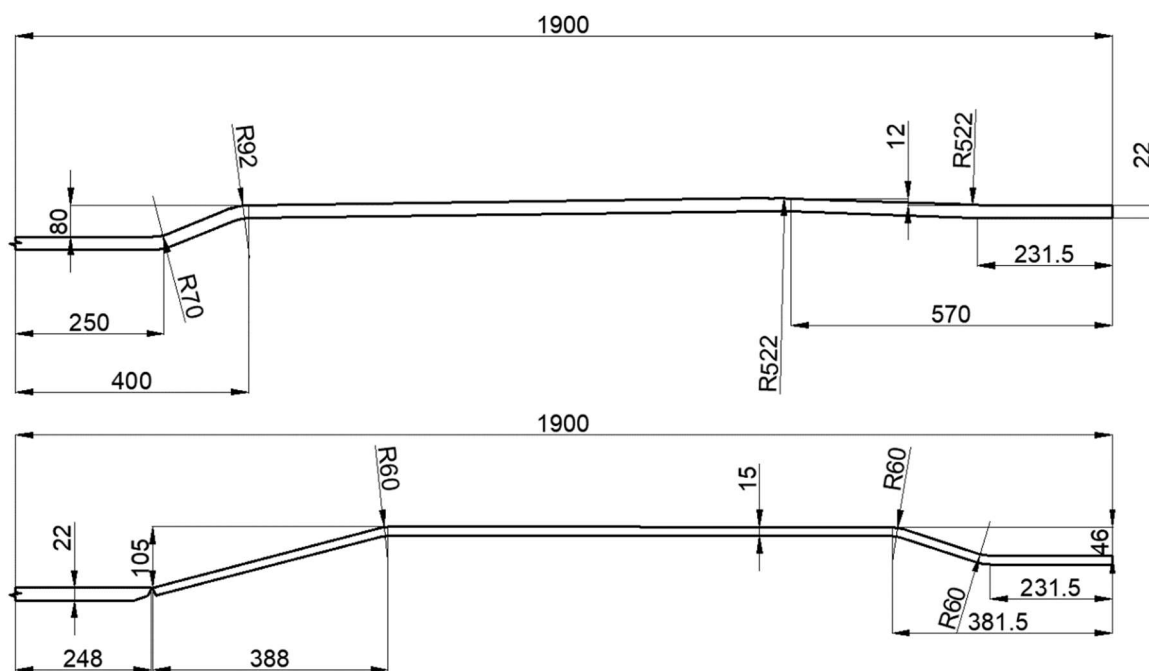
### 5.2.1 Úprava hlavních podélníků v představkové části

V rámci optimalizace hlavních podélníků byly horní pásnice ponechány v původním provedení a zásadní úpravy byly provedeny ve spodních pásnicích a ve stojinách. Optimalizace stojiny nepředstavovala zásadní úsporu hmotnosti, jelikož se jedná pouze o plech tloušťky 6 mm, ale vzhledem k tomu, že při optimalizaci spodní pásnice, by muselo dojít i k úpravě stojiny, bylo žádoucí u ní taktéž provést hmotnostní optimalizaci. Podle tvaru stojiny byla následně navržena spodní pásnice, jejíž tloušťka byla zároveň snížena z původních 22 mm na 15 mm. Spodní pásnice ovšem nekončí v představkové části, ale pokračuje dál do středu vozu, muselo by tedy dojít uříznutí původní spodní pásnice ve vhodném místě, kde by poté nová pásnice byla k té původní přivařena.

Nákresy původní a upravené verze obou součástí jsou uvedeny na obr. 60 a obr. 61. Na obr. 61 je nakresleno výše zmíněné rozhraní původní uříznuté pásnice s tloušťkou 22 mm a nově navržené pásnice s tloušťkou 15 mm.



Obr. 60 Stojina hlavního podélníku v původním (nahore) a optimalizovaném (dole) provedení.

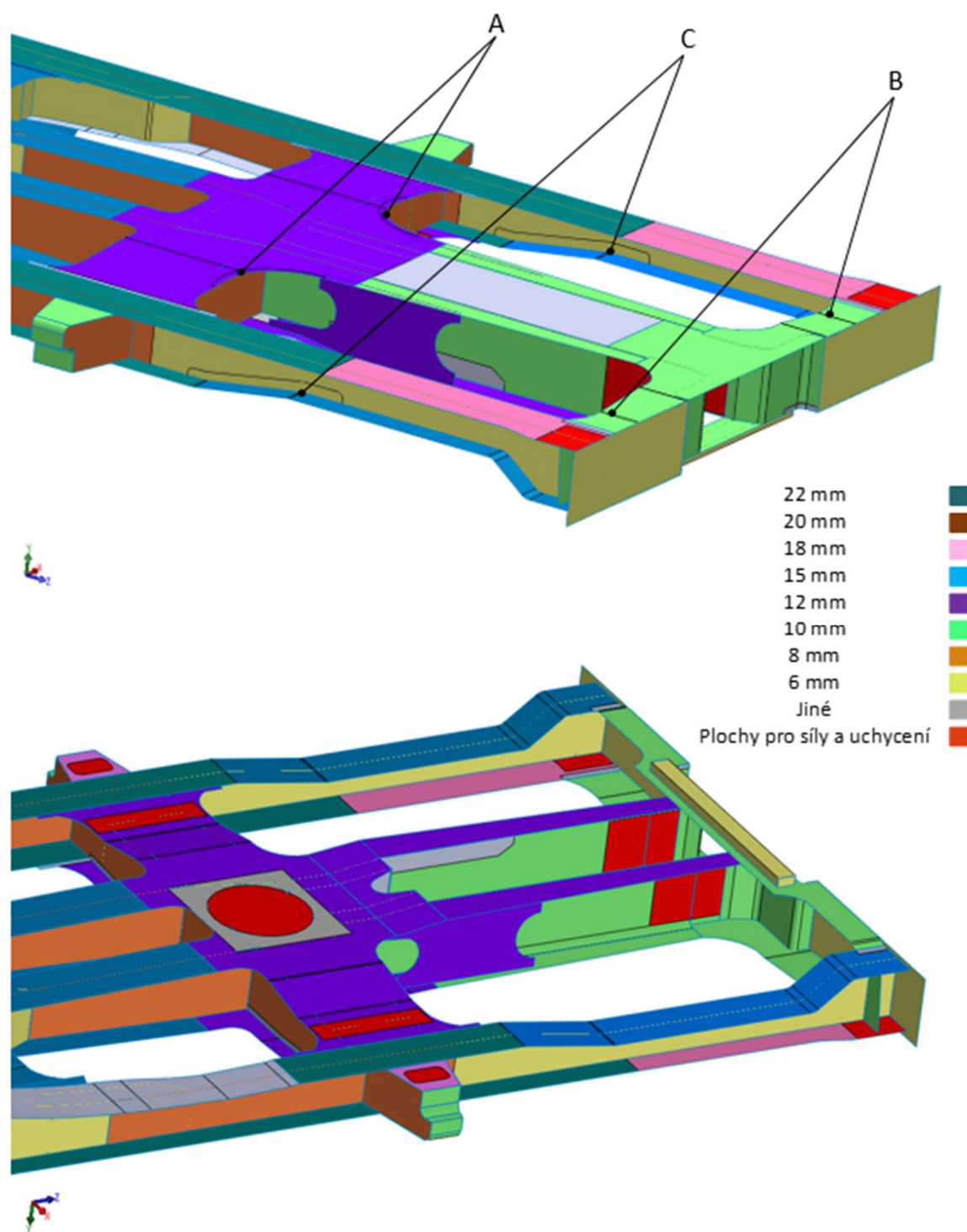


Obr. 61 Spodní pásnice hlavního podélníku v předstávkové oblasti v původním (nahore) a optimalizovaném (dole) provedení.



## 5.2.2 Výpočetní model

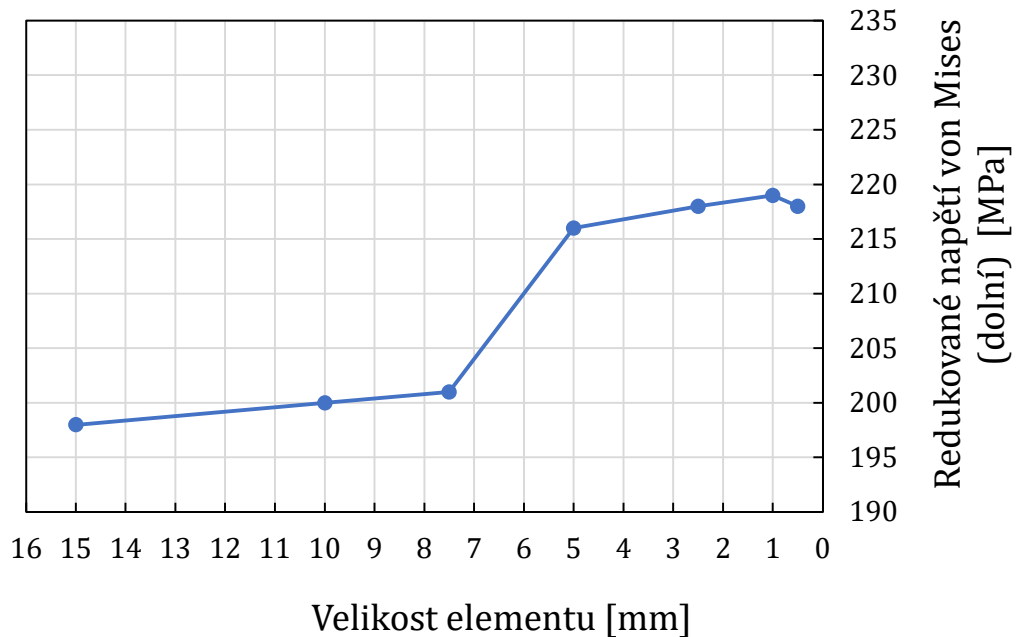
Výpočetní model s úpravou hlavních podélníků je uveden na obr. 62, kde jsou zároveň uvedena všechna sledovaná kritická místa *A*, *B* a *C*. Kritická místa *A* a *B* pochází z prvního optimalizovaného návrhu, viz kapitola 5.1.6. Místo *C* bylo identifikováno jako nejkritičtější místo této upravené konstrukce.



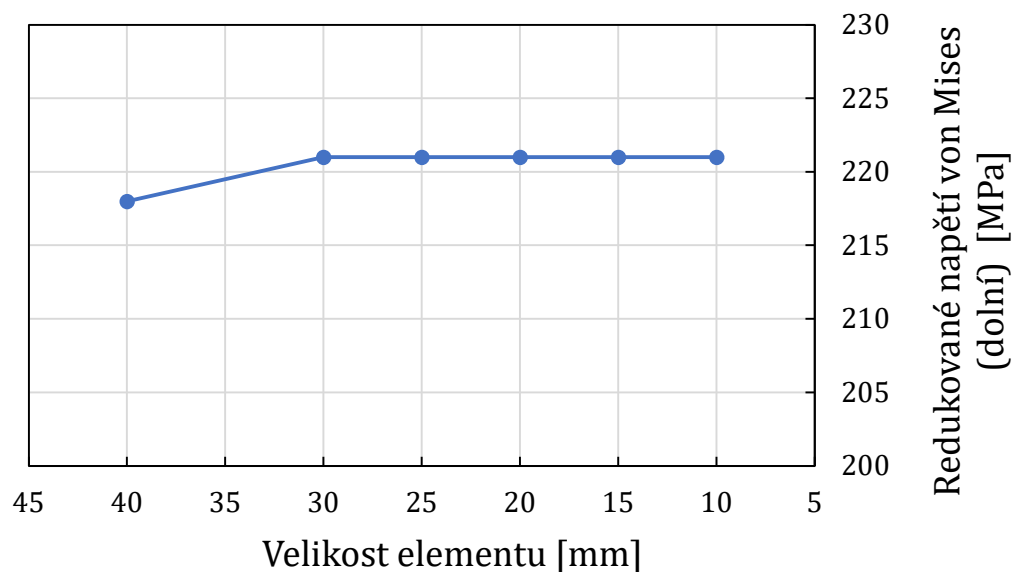
Obr. 62 Výpočetní model optimalizovaného návrhu 2 s vyznačením kritických míst a barevným rozlišením tloušťky plechů.

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

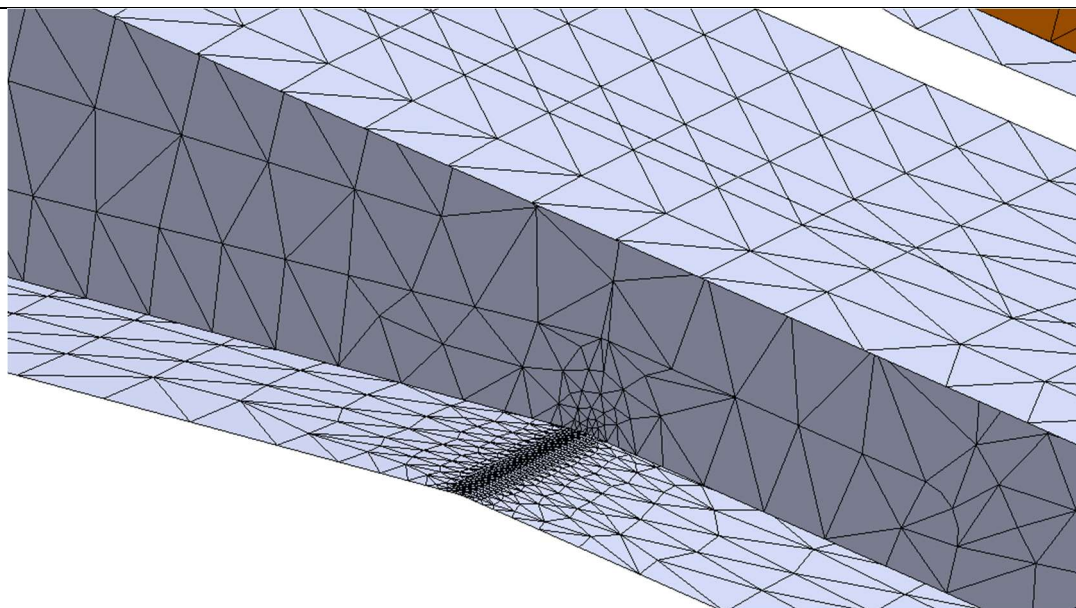
V místě C bylo použito dvojího zjemnění sítě. Sít' byla zjemněna v ohybu spodní pásnice podélníku a taky na rozdělovací křivce ve stojně, detail zjemnění sítě lze vidět na obr. 65. Nejprve bylo použito zjemnění sítě pouze v ohybu spodní pásnice, kde byla nakonec zvolena velikost elementu sítě 2,5 mm, viz graf konvergence sítě na obr. 63. Posléze bylo s již zjemněnou sítí v záhybu spodní pásnice, zavedeno zjemnění do rozdělovací křivky ve stojně hlavního podélníku. Z obr. 64 však vyplývá, že toto zjemnění nemělo na výsledek zásadní vliv, a proto byla sít' zjemněna pouze na 30 mm. Pro získání grafů konvergence byl využit zatěžovací stav s výjimečným svislým zatížením bez jakékoliv podélné síly, viz tab. 8 v kapitole 5.3.



Obr. 63 Graf konvergence sítě v záhybu spodní pásnice hlavního podélníku v místě C.



Obr. 64 Graf konvergence sítě ve stojně podélníku v místě C při zjemnění sítě v záhybu spodní pásnice 2,5 mm.



Obr. 65 Zjemnění sítě v místě C.

### **5.3 Zatěžovací stavy**

Zatěžovací stavy byly stejně jako v kapitole 4 převzaty z normy [24], s tím rozdílem, že zatěžovací stavy s tlakovou silou na nárazníky byly vynechány. Soupis zatěžovacích stavů je tedy následující:

- tlaková síla na uložení spřáhla (D),
- tahová síla na uložení spřáhla (E),
- maximální provozní zatížení (F),
- zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci (G),
- zdvihání a zvedání ve stanovených místech (H),
- zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa (J).

Kombinace všech použitých uchycení a zatížení v jednotlivých zatěžovacích stavech jsou obsaženy v tab. 8. Detailní popis použitých uchycení je uveden v kapitole 4.2.1, popisy veškerých zatížení působící na rám vozu jsou pak uvedeny v kapitolách 4.2.2, 4.2.3 a 4.2.4.

Tab. 8 Zatěžovací stavy pro pevnostní posouzení optimalizovaných návrhů předstávkové části.

Výpočetní scénář	Uchytení					Zatížení											
	Kulová torna	Společná torna	Vzájemné spojení rámu	Zdvíhací místa – hlavní příčník	Zdvíhací místa – společný podvozek	Odpružené kluznice	Tlaková síla v ose nárazníků (1200 kN)	Tlaková síla 50 mm pod osu nárazníků (900 kN)	Tlaková síla působící na nárazníky úhlopříčně (400 kN)	Tlaková síla působící na uložení spřáhla (1200 kN)	Tahová síla působící na uložení spřáhla (1500 kN)	Svislé zatížení $m_1$	Svislé zatížení $m_2$ – hlavní příčník	Svislé zatížení $m_2$ – společný podvozek	Svislé zatížení $m_3$	Výjimečné svislé zatížení	Kroucení skříň
D	●	●	●			●			●			●			●		
E	●	●	●			●				●		●			●		
F	●	●	●			●						●			●	●	
G		●	●	●								●	●		●		
H				●	●							●	●	●	●		
J			●		●							●	●	●	●		●

## 5.4 Výsledky analýzy optimalizovaného návrhu 1

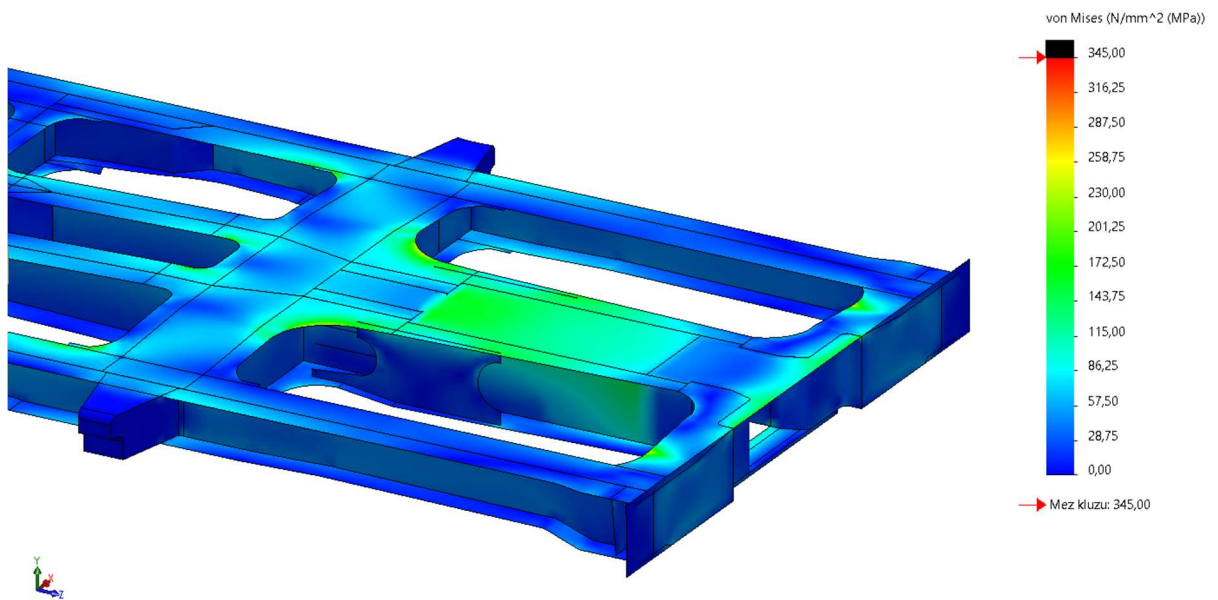
V rámci této kapitoly jsou uvedeny výsledky pevnostní analýzy optimalizovaného návrhu 1, kde byla provedena optimalizace pouze součástí čelníku a dodatečně hlavního příčníku. V kapitole jsou uvedeny výsledky ze zatěžovacích stavů, které byly shledány jako nejkritičtější. Výsledky ostatních zatěžovacích stavů nepředstavovaly zásadní namáhání konstrukce a jsou uvedeny v příloze 1. Hodnotící kritéria, respektive dovolené hodnoty napětí, jsou stejné jako v kapitole 4.4. V rámci jednotlivých podkapitol je věnována zvýšená pozornost kritickým místům konstrukce, která jsou vyznačena na obr. 56 v kapitole 5.1.6.

### 5.4.1 Tahová síla na uchycení spřáhla

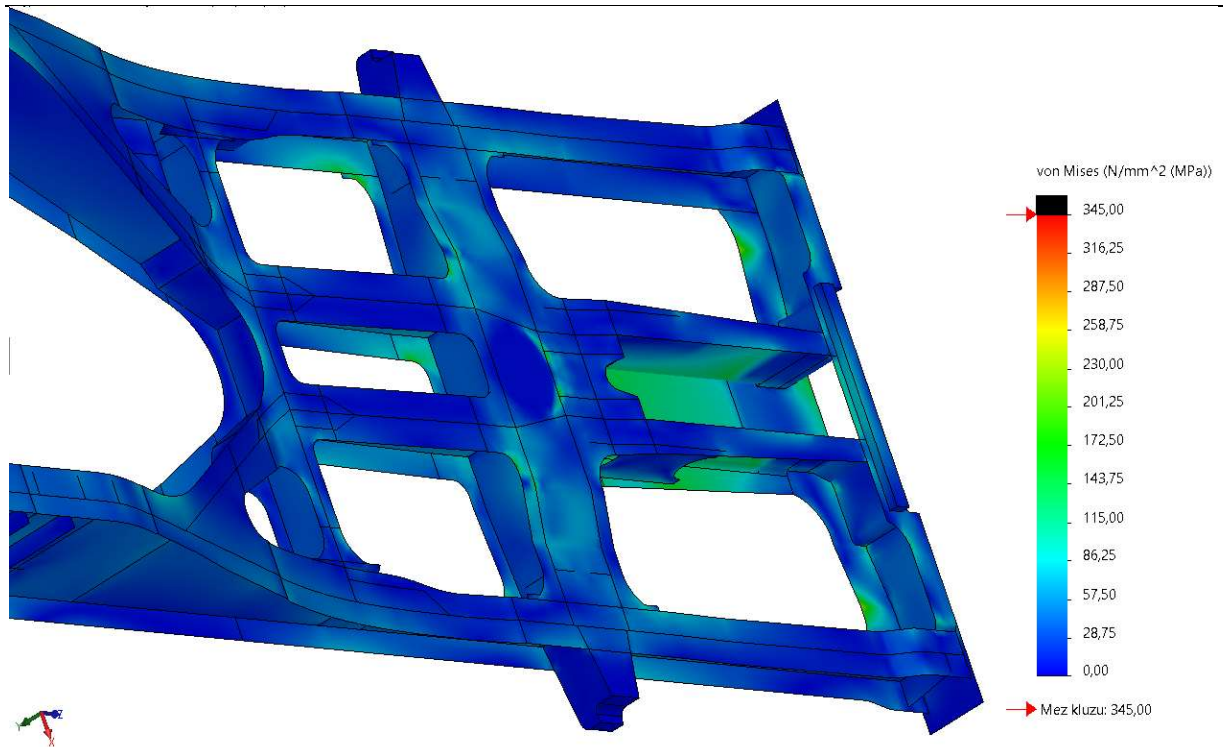
Zatěžovací stav s tahovou silou působící na uložení spřáhla byl z hlediska namáhání představkové části nejkritičtější. Hodnoty napětí vypočtené ve sledovaných místech *A* a *B* jsou uvedeny v tab. 9. Rozložení redukovaného napětí von Mises je uvedeno na obr. 66 a obr. 67. Maximální napětí v obou sledovaných místech je velmi blízko dovolené hodnotě, zejména dolní napětí ve sledovaném místě *A*, kde byla vypočtena hodnota 289 MPa. Krom horního plechu hlavního příčnicku, který musel být dodatečně upraven, viz kapitola 5.1.5, nezpůsobila optimalizace čelníku viditelné zvýšení napětí ve zbylé části vozu.

Tab. 9 Maximální vypočtené redukované napětí von Mises, zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 1.

Druh napětí	Maximální napětí v místě <i>A</i>	Maximální napětí v místě <i>B</i>
Horní	274 MPa	270 MPa
Membránové	279 MPa	83 MPa
Dolní	289 MPa	99 MPa



Obr. 66 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 1- horní pohled.



Obr. 67 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 1- spodní pohled.

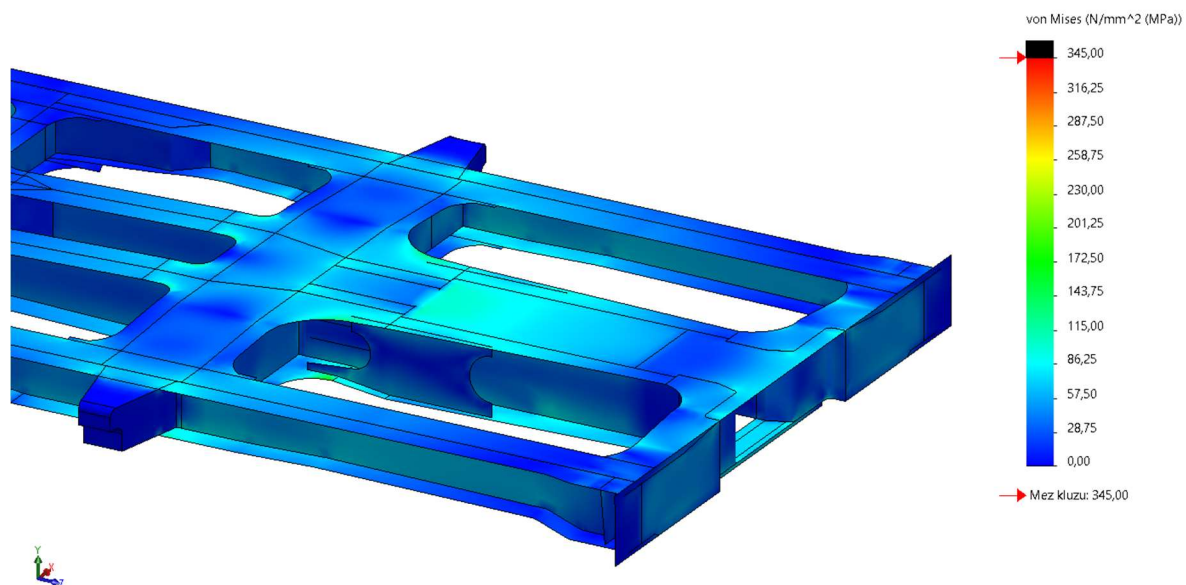
#### 5.4.2 Maximální provozní zatížení

Maximální provozní zatížení způsobilou viditelně menší namáhání konstrukce než zatížení podélnou tahovou silou. Vypočtené napětí ve sledovaných místech *A* a *B* se výrazně nepřiblížilo dovolené hodnotě, jak vyplývá z tab. 10. Rozložení redukovaného napětí von Mises je uvedeno na obr. 68 a obr. 69.

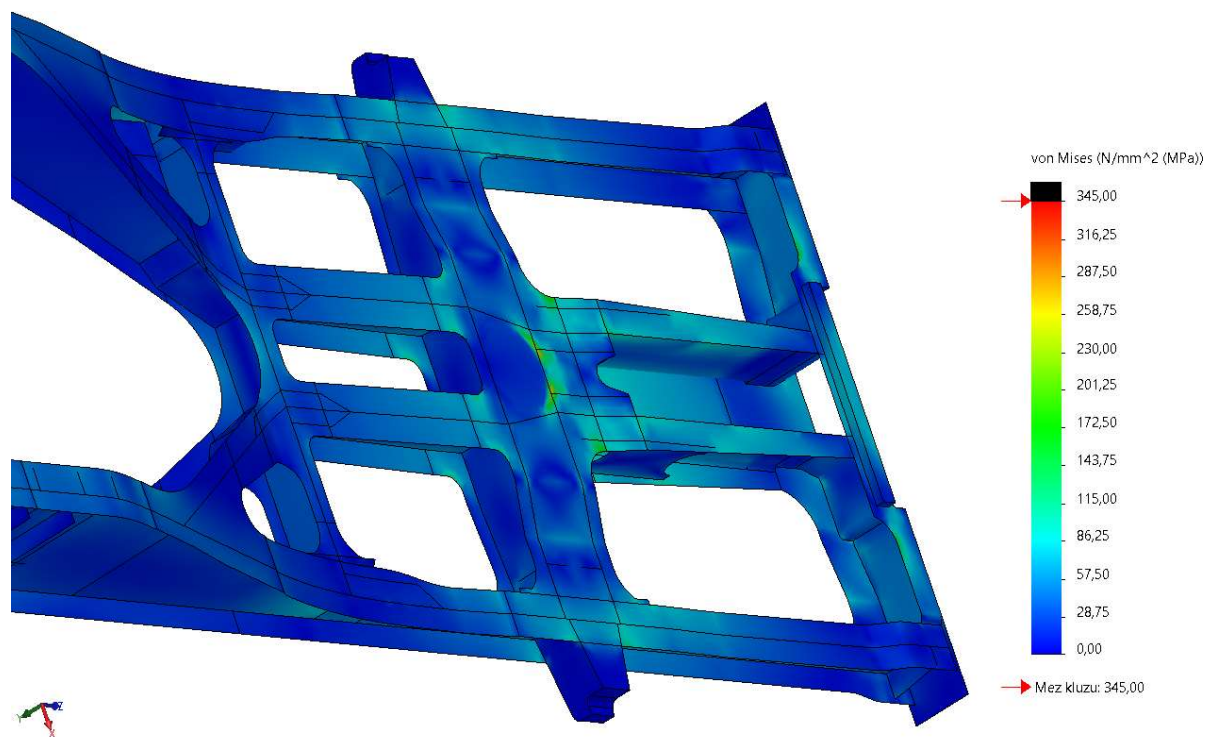
Ohybová tuhost rámu v předstávkové oblasti nebyla zásadně ovlivněna, jak lze vidět na obr. 70. Maximální svislé posunutí bylo přibližně 12 mm, což odpovídá vypočtenému svislému posunutí původní konstrukce vozu, viz obr. 44 v kapitole 4.4.6.

Tab. 10 Maximální vypočtené redukované napětí von Mises, zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 1.

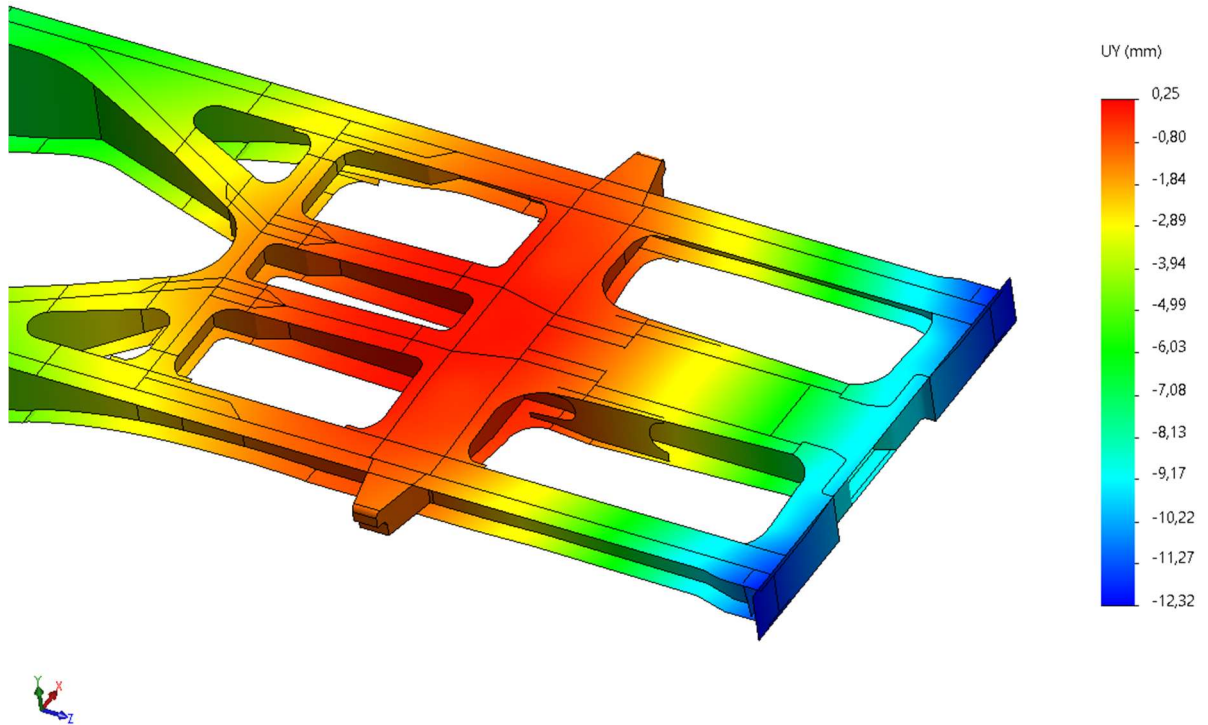
Typ napětí	Maximální napětí v místě <i>A</i>	Maximální napětí v místě <i>B</i>
Horní	166 MPa	116 MPa
Membránové	166 MPa	31 MPa
Dolní	166 MPa	58 MPa



Obr. 68 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 1- horní pohled.



Obr. 69 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 1- spodní pohled.



Obr. 70 Svislé posunutí, zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 1.

## 5.5 Výsledky analýzy optimalizovaného návrhu 2

V níže uvedených podkapitolách jsou uvedeny výsledky pevnostních výpočtů optimalizovaného návrhu 2, kde byly, oproti optimalizovanému návrhu 1, navíc upraveny i hlavní podélníky v předstávkové části. Podobně jako u předchozího návrhu jsou v rámci této kapitoly popsány pouze kritické zatěžovací stavy, rozložení napětí ve zbylých zatěžovacích stavech je uvedeno na obrázcích v příloze 2. Při vyhodnocování napětí v níže popsaných zatěžovacích stavech byla věnována pozornost kritickým místům konstrukce, ta jsou znázorněna na obr. 62 v kapitole 5.2.2. Uvažovaná dovolená hodnota napětí byla stejná jako v předešlých případech, viz kapitola 4.4 a kapitola 5.4.

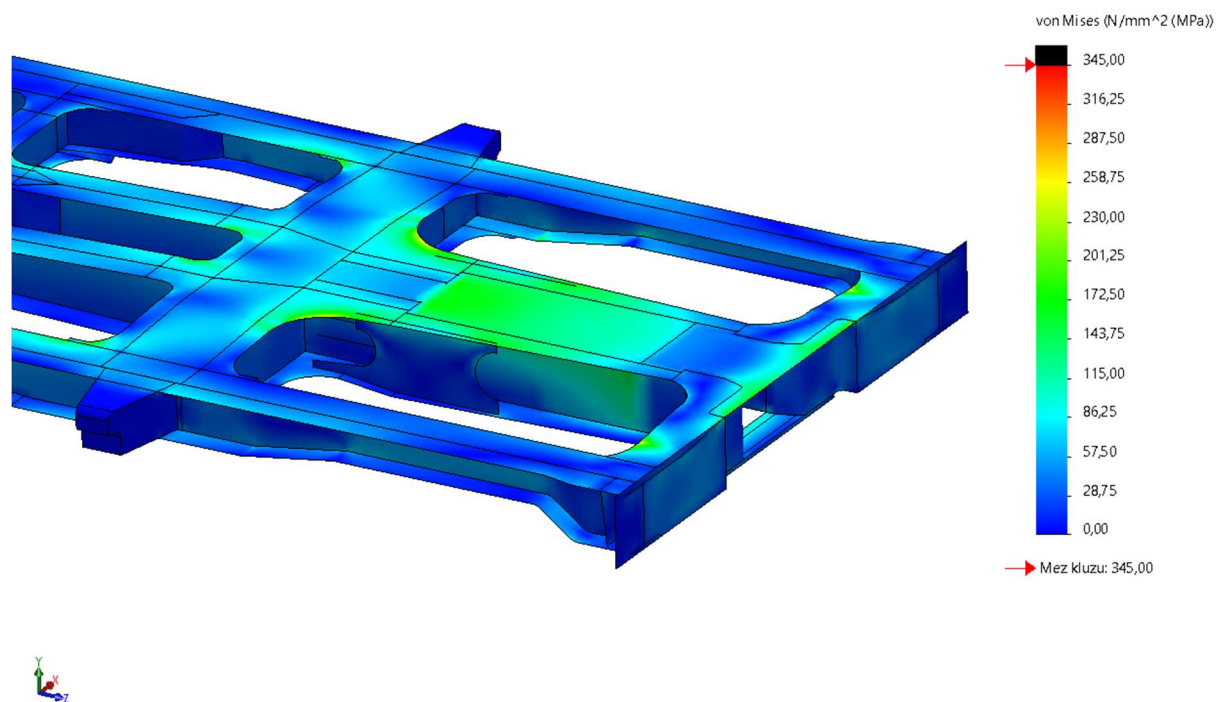
### 5.5.1 Tahová síla působící na uchycení spřáhla

Zatížení podélnou silou nevyvolalo v podélnících výrazné zvýšení napětí, maximální vypočtené napětí v místě *C* činilo pouze 156 MPa. Ovšem úpravou hlavních podélníků došlo ke zmenšení jejich tuhosti, což zapříčinilo nárůst napětí ve sledovaných místech *A* a *B* oproti optimalizovanému návrhu 1. Dolní napětí v místě *A* dosáhlo téměř dovolené hodnoty 308 MPa. Maximální vypočtená napětí jsou uvedena v tab. 11, rozložení redukovaného napětí von Mises je zobrazeno na obr. 71 a obr. 72.

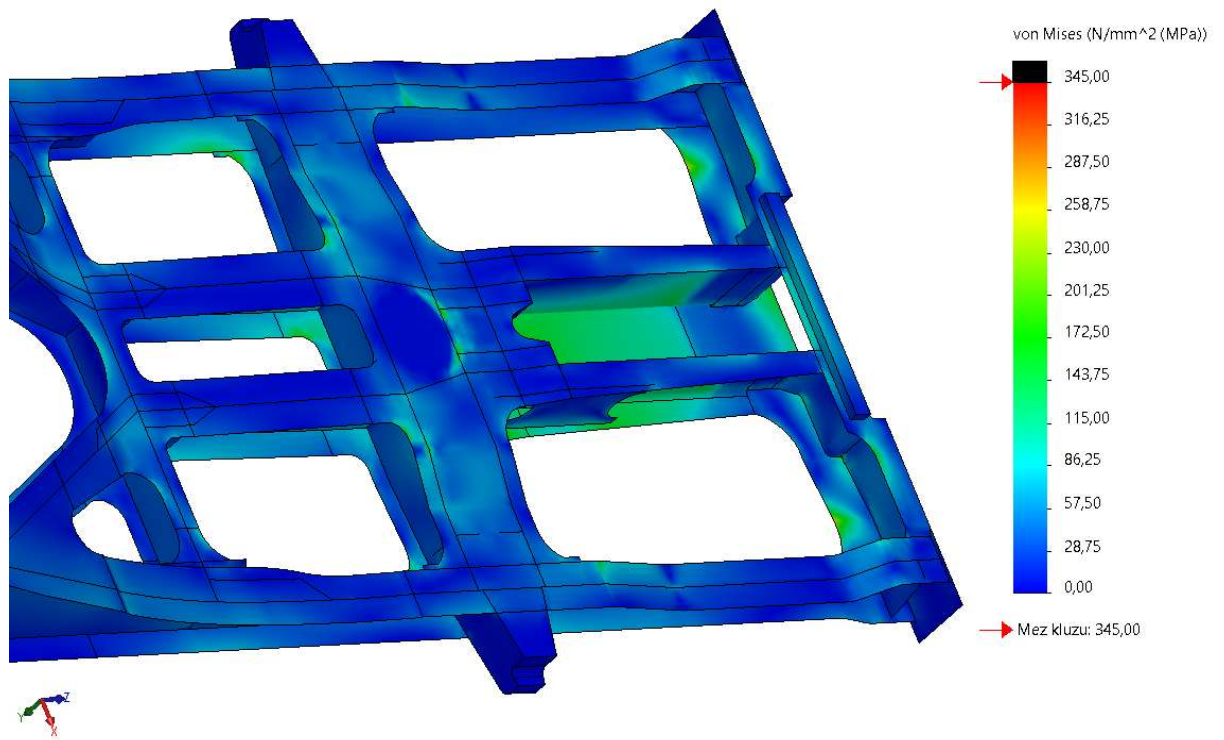


Tab. 11 Maximální vypočtené redukované napětí von Mises, zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 2.

Druh napětí	Maximální napětí v místě A	Maximální napětí v místě B	Maximální napětí v místě C
Horní	286 MPa	279 MPa	112 Mpa
Membránové	290 MPa	90 MPa	125 Mpa
Dolní	297 MPa	103 MPa	156 Mpa



Obr. 71 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 2 - horní pohled.



Obr. 72 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla – optimalizovaný návrh 1, spodní pohled.

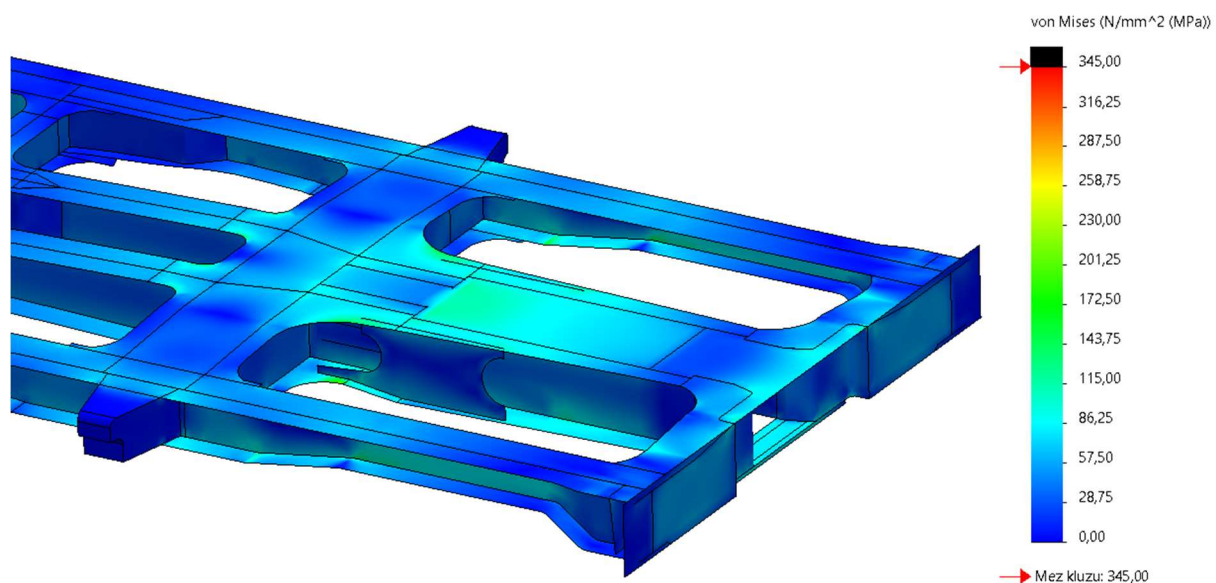
### 5.5.2 Maximální provozní zatížení

V případě zatěžovacího stavu s výjimečným svislým zatížením bylo sledované místo *C* shledáno jako nejkritičtější, maximální napětí v tomto místě je však výrazně nižší než napětí dovolené. Dle očekávání došlo k nárůstu napětí v místech *A* a *B* oproti optimalizovanému návrhu 1, nicméně přírůstek činil pouze cca 20 MPa. Vypočtená maximální napětí jsou uvedena v tab. 12, rozložení redukovaného napětí je na obr. 73 a obr. 74

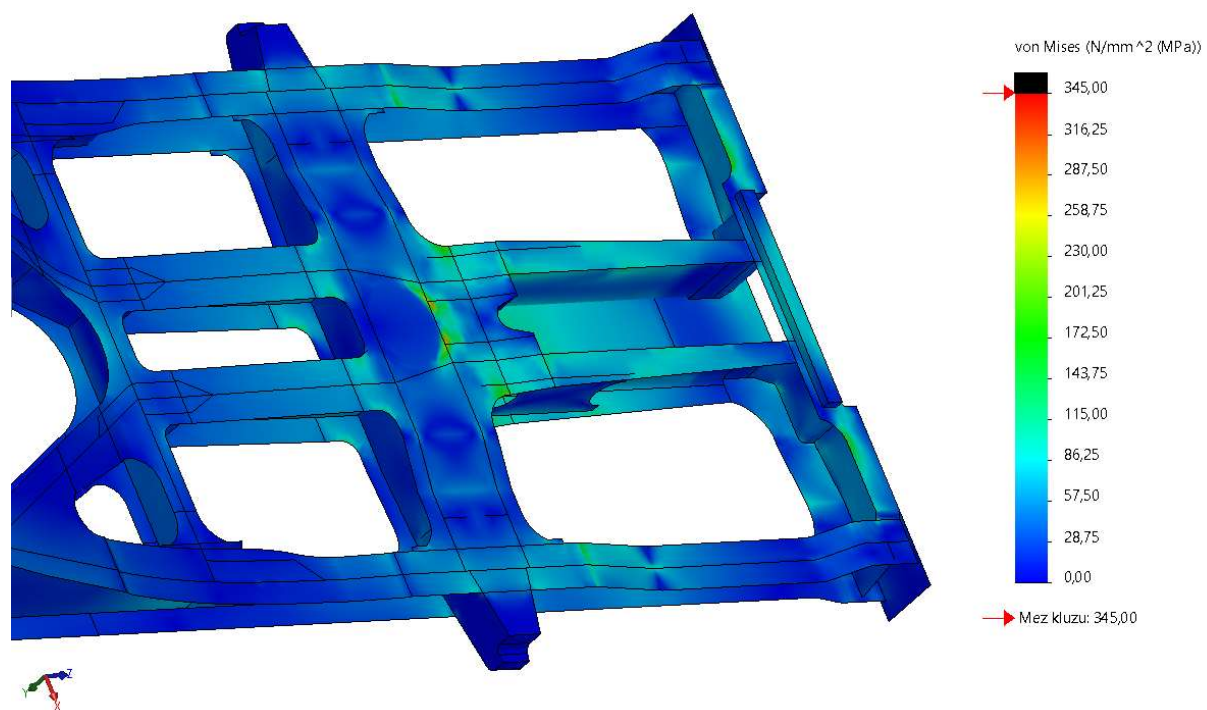
Tab. 12 Maximální vypočtené redukované napětí von Mises, zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení – optimalizovaný návrh 2.

Druh napětí	Maximální napětí v místě A	Maximální napětí v místě B	Maximální napětí v místě C
Horní	183 MPa	132 MPa	185 MPa
Membránové	184 MPa	34 MPa	201 MPa
Dolní	186 MPa	58 MPa	221 MPa

**Analýza konstrukce spodku kontejnerového vozu pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem**

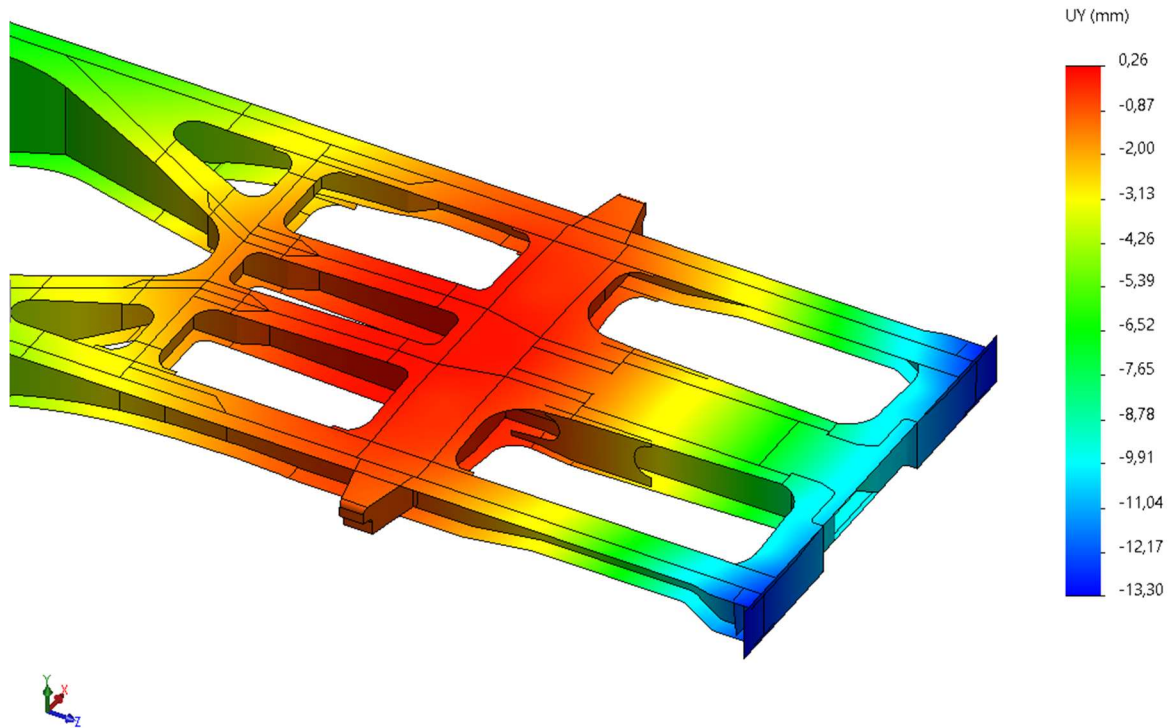


Obr. 73 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení – optimalizovaný návrh 2, horní pohled.



Obr. 74 Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení – optimalizovaný návrh 2, horní pohled.

Úpravou hlavních podélníků došlo ke snížení ohybové tuhosti rámu v předstávkové části. Maximální průhyb rámu v tomto místě činil více než 13 mm, jak lze vidět níže na obr. 75. Oproti původnímu návrhu zde došlo ke zvýšení průhybu přibližně o 1 mm, nelze tedy konstatovat, že by se úpravou hlavních podélníků ohybová tuhost rámu zásadně snížila.



Obr. 75 Svislé posunutí, zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 1.

## 5.6 Shrnutí získaných výsledků

Porovnání hmotností původních a upravených dílů optimalizovaného návrh 1 je uvedeno v tab. 13. Největší úspory materiálu bylo dosaženo optimalizací svislých plechů čelníku, u kterých byla snížena hmotnost téměř o polovinu, čehož bylo docíleno snížením tloušťky z 10 mm na 6 mm. V případě horního plechu čelníku byla snížena hmotnost přibližně o 13 kg, ovšem optimalizovaný návrh je z hlediska výroby značně složitější než ten původní a úspora na materiálu může být v konečném důsledku vyrušena zvýšenou cenou výroby. Spodní plech čelníku byl odlehčen o necelých 6 kg, což je ještě méně než v případě horního plechu. Na druhou stranu jsou konstrukční úpravy spodního plechu čelníku jednoduché a finančně nenáročné. Dodatečná úprava horního plechu hlavního příčníku představuje značnou nevýhodu celé optimalizace předstávkové části, jelikož bylo potřeba upravit díl, u kterého nedochází k hmotnostní optimalizaci, zvýšení hmotnosti o necelé 2 kg je v tomto případě tedy zanedbatelnou nevýhodou.

Tab. 13 Hmotnosti původních a optimalizovaných plechů – optimalizovaný návrh 1.

<b>Díl</b>	<b>Hmotnost [kg]</b>
Horní plech čelníku – původní	56,97
Horní plech čelníku – optimalizovaný	43,74
Dolní plech čelníku – původní	28,08
Dolní plech čelníku – optimalizovaný	21,94
Horní plech hlavního příčnicku – původní	123,18
Horní plech hlavního příčnicku – upravený	124,92
Svislé plechy čelníku – původní	40,03
Svislé plechy čelníku – upravené	22,60

Odstraněním zaoblených výztuh a výztuh za nárazníky bylo odebráno téměř 16 kg materiálu. Z tab. 14 je patrné, že odebráním zaoblených výztuh dojde k odlehčení o přibližně 3 kg, což je v konečném důsledku zanedbatelná hodnota. Odebrání výztuh za nárazníky se vzhledem k absenci nárazníků jevílo logické, avšak výztuhy za nárazníky jsou v případě tohoto vozu zásadní pro vyztužení celého čelníku a už jen jejich odstraněním došlo ke zvýšení napětí v horním plechu hlavního příčnicku nad dovolenou hodnotu. Lze tedy konstatovat, že hmotností optimalizace spočívající pouze v odstranění výztuh za nárazníky je v tomto případě značně nevýhodná.

Tab. 14 Hmotnosti odebraných dílů – optimalizovaný návrh 1.

<b>Díl</b>	<b>Hmotnost [kg]</b>
Zaoblené výztuhy	3,14
Výztuhy za nárazníky	13,81

Optimalizací hlavních podélníků v předstávkové části bylo navíc odebráno dalších téměř 40 kg materiálu. Z tab. 15 vyplývá, že většina z odebrané hmotnosti byla ze spodní pásnice, kde byla snížena tloušťka z původních 22 mm na 15 mm. Optimalizace stojiny nepřinesla zásadní úsporu materiálu, nicméně její úprava byla vzhledem k novému tvaru a tloušťce spodní pásnice nutná. Celkově je optimalizace podélníků v předstávkové oblasti poměrně složitá vzhledem k úspoře materiálu, kterou přináší, nelze tedy konstatovat, že by byla ospravedlnitelná.

Tab. 15 Hmotnosti původních a optimalizovaných dílů – optimalizovaný návrh 2.

Díl	Hmotnost [kg]
Stojina hlavního podélníku v představkové oblasti – původní	15,45
Stojina hlavního podélníku v představkové oblasti – optimalizovaná	13,56
Spodní pásnice hlavního podélníku v představkové oblasti – původní	66,47
Spodní pásnice hlavního podélníku v představkové oblasti – optimalizovaná	48,87

Konečné hodnoty úspory materiálu jsou uvedeny v tab. 16. Optimalizací čelníku byl představek vozu odlehčen o 52,01 kg, respektive celý vůz byl odlehčen o 104,02 kg. Optimalizací čelníku i hlavních podélníku činilo odlehčení 181,96 kg. Vzhledem k hmotnosti prázdného vozu, která činí 27,5 t, jsou tyto hodnoty zcela zanedbatelné, jelikož tvoří 0,37 %, respektive 0,66 % celkové hmotnosti vozu.

Tab. 16 Výsledné odlehčení pro jednotlivé optimalizované návrhy.

Optimalizovaný návrh	Odlehčení [kg]
Optimalizovaný návrh 1	52,01
Optimalizovaný návrh 2	90,98

Závěrem lze tedy konstatovat, že v případě vybraného kontejnerového vozu typu Sggrss 80' by optimalizace představkové části pro přenos podélných sil výhradně DAC nepřinesla zásadní odlehčení konstrukce ani zásadní finanční úsporu ve výrobě. Tato úspora hmotnosti však může sloužit jako jistá hmotností rezerva pro instalaci komponentů, které budou nedílnou součástí vozů vybavených DAC a tím zajistit, že nedojde ke zvýšení hmotnosti prázdného vozu. Úprava stávající konstrukce u jiných kontejnerových vozů by mohla zapříčinit to, že dojde k zvýšení napětí v některém z dílů, který nepodléhá optimalizaci, podobně jako v případě horního plechu hlavního příčnicku u vozu analyzovaného v této diplomové práci. Odlišných výsledků by mohlo být dosaženo v případě nového návrhu celého rámu vozu, zejména v případě konstrukce s hlavními podélníky umístěnými uprostřed, viz kapitola 3.1. Dále je vhodné zmínit, že analyzovaný vůz je podle normy [24] řazen do kategorie FII, rámy vozů kategorie FII musí být dimenzovány na podélnou tlakovou sílu minimálně 1200 kN čili zatížení tlakem není z hlediska konstrukce těchto vozů nejkritičtější. V případě vozů kategorie FI, jejichž rámy musí být dimenzovány na podélnou tlakovou sílu minimálně 2000 kN, je tento zatěžovací stav zásadní a optimalizací vozů kategorie FI by právě díky této skutečnosti mohlo dojít k většímu odlehčení. Je však nepravděpodobné, že by došlo k zásadnímu odlehčení rámu vozu.

## 6 Závěr

V rámci diplomové práce byla provedena optimalizace představkové části šestinápravového kontejnerového vozu Sggrss 80' pro přenos podélných sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem.

V první části práce byla metodou konečných prvků provedena analýza současné konstrukce výše zmíněného kontejnerového vozu. Z 3D modelu vozu, dodaného výrobcem, byl vytvořen zjednodušený výpočetní model, který obsahoval následující úpravy:

- nahrazení objemových prvků plochami,
- odstranění prvků nesouvisející s přenosem sil (úchytky, nosné prvky brzdové výstroje, nárazníky, táhlové ústrojí, stupačky pro posunovače, ...atd.),
- zjednodušení součástí pro přenos sil na skříň vozu,
- redukce modelu na poloviční.

Prvotní analýza současné konstrukce vozu se skládala z celkem devíti statických zatěžovacích stavů, které odpovídají zatěžovacím stavům používaným u pevnostních zkoušek nákladních vozů.

Pomocí výsledků analýzy současné konstrukce byla navržena dvě optimalizovaná řešení představkové části vozu pro přenos sil výhradně digitálním automatickým spřáhlem. První návrh obsahoval konstrukční úpravy pouze čelníku a dodatečně hlavního příčnicku, druhý návrh byla navíc provedena úprava hlavních podélníků v představkové části vozu.

U prvního optimalizovaného návrhu byly provedeny tyto konstrukční zásahy:

- odstranění výztuh za nárazníky,
- odstranění zaoblených výztuh mezi prostorem pro spřáhlo a čelníkem,
- úprava horního plechu čelníku,
- úprava spodního plechu čelníku,
- úprava svislých plechů čelníku.

Dodatečná úprava hlavního příčnicku byla vynucena zvýšením napětí nad dovolenou mez, což bylo způsobeno snížením tuhosti čelníku provedenými úpravami. Celková úspora hmotnosti v prvním optimalizovaném návrhu činila 52,01 kg.

V rámci druhého optimalizovaného návrhu byly navíc upraveny spodní pásnice a stojiny hlavních podélníků. Oproti prvnímu optimalizovanému návrhu zde byla navíc odebrána hmotnost 38,97 kg, což v konečném součtu odpovídá úspoře materiálu 90,98 kg.

Obě výše uvedené úspory materiálu tvoří pouze 0,37 %, respektive 0,66 % hmotnosti prázdného vozu, nejedná se tedy o zásadní úsporu materiálu. Nicméně vytvořené úspora může sloužit jako hmotnostní rezerva pro zástavbu komponentů souvisejících s instalací DAC a tím zajistit, že nedojde ke zvýšení hmotnosti prázdného vozu. Nakonec je vhodné zmínit, že v případě jiných typů nákladních vozů nebo v případě návrhu celého rámu pro přenos sil výhradně DAC by úspora materiálu mohla dosáhnout větších hodnot, to je ovšem otázkou dalšího výzkumu.

## Seznam literatury

- [1] Railway-News: Digital Automatic Coupling Project Enters Test Phase [online]. [cit. 2023-03-12]. Dostupné z: <https://railway-news.com/digital-automatic-coupling-project-enters-test-phase/>
- [2] European Digital Automatic Coupler: first step towards one type selection. *Europe's Rail* [online]. [cit. 2022-11-06]. Dostupné z: <https://rail-research.europa.eu/press-releases/european-digital-automatic-coupler-first-step-towards-one-type-selection/>
- [3] ČSN EN 16019 Železniční aplikace – Automatické spřáhlo – Požadavky na provedení, specifická geometrie rozhraní a zkušební metoda. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [4] Spřáhlo Scharfenberg. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2022-10-29]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Sp%C5%99%C3%A1hlo\\_Scharfenberg](https://cs.wikipedia.org/wiki/Sp%C5%99%C3%A1hlo_Scharfenberg)
- [5] ČSN EN 16839 Železniční aplikace – Železniční vozidla – Uspořádání čelníku. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
- [6] IZER, J. a kol. Kolejové vozy. 1. vydání. Bratislava: ALFA, 1986.
- [7] UIC 530-1 Constructional conditions for wagons to be observed with a view to fitting the automatic coupler of the Member Railways of the UIC and OSJD respectively, UIC, 1982.
- [8] SOUKUP L.: Digitální automatické spřáhlo pro evropskou železnici. In: Vědeckotechnický sborník Správy železnic č. 5/2021. Praha: Správa železnic, státní organizace, 2021. ISSN 2694-9172
- [9] Development of a concept for the EU-wide migration to a digital automatic coupling system (DAC) for rail freight transportation: Annex 3 to Final Report DAC Specification and Test Concept Version 1.01. [online]. In: Federal Ministry of Transport and Digital Infrastructure (BMVI), 2020 [cit.2022-11-01]. Dostupné z: [https://www.bmdv.bund.de/SharedDocs/DE/Anlage/E/final-report-dac-study-annex.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://www.bmdv.bund.de/SharedDocs/DE/Anlage/E/final-report-dac-study-annex.pdf?__blob=publicationFile)
- [10] ČSN EN 12663-2 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 2: Nákladní vozy, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [11] POHL, J. – MICHÁLEK, T.: Provoz nákladních vlaků délky 740 m, díl I. Vědeckotechnický sborník ČD, 46/2018. ISSN 1214-9047.
- [12] SCHISCHKOFF, M. - JOBSTFINKE, D. - DISCHER, S. - COLAO, C. – RAUER, J. – HECHT, M.: Investigation of the dynamic parameters of the DAC, System analysis with consideration of the EP brake. Technischen Innovationskreis Schienengüterverkehr, 2020.
- [13] ČSN EN 15839+A1 Železniční aplikace – Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel – Nákladní vozy – Zkoušky jízdní bezpečnosti při působení podélných tlakových sil, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.



- [14] Pilot project for the demonstration, testing and approval of the digital automatic coupler for rail freight traffic, Interim Report: Completion of Phase I, Phase I – Summary and Presentation of Result [online]. In: Federal Ministry of Transport and Digital Infrastructure (BMVI), 2022 [cit.2023-03-12]. Dostupné z: [https://bmdv.bund.de/SharedDocs/EN/Documents/E/dac-demonstrator-interim-report-completion-of-phase-1.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://bmdv.bund.de/SharedDocs/EN/Documents/E/dac-demonstrator-interim-report-completion-of-phase-1.pdf?__blob=publicationFile)
- [15] ČSN ISO 668 Kontejnery řady 1 – Třídění, rozměry a brutto hmotnosti, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 2015.
- [16] Tatravagónka: Sggns 80' XL [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://tatravagonka.sk/file/2022/08/Sggnss-s-80XL-nahlad.pdf>
- [17] Parostroj: Nové vozy Sggmrss pro ČD [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: [https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Sggmrss/Sggmrss\\_LOSTR.php3](https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Sggmrss/Sggmrss_LOSTR.php3)
- [18] Wascosa: 40' container flat wagon, Sgmmns [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: [https://www.wascosa.ch/wagenpark/pdf/en/intermodalwagen/containertragwagen/containerwagen\\_40\\_en\\_ffs\\_201911.pdf](https://www.wascosa.ch/wagenpark/pdf/en/intermodalwagen/containertragwagen/containerwagen_40_en_ffs_201911.pdf)
- [19] Tatravagónka: Sggrss 80' [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2019/05/tv\\_produktny\\_list\\_inter\\_modal\\_sggrss80\\_aj\\_nj\\_sj\\_rj\\_0\\_415\\_n.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2019/05/tv_produktny_list_inter_modal_sggrss80_aj_nj_sj_rj_0_415_n.pdf)
- [20] Greenbrier Europe: FEA 60'4-axle UK intermodal wagon [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.greenbrier-europe.com/2022/10/08/fea-60-4-axle-uk-intermodal-wagon/>
- [21] Tatravagónka: Sgns(s) 60' [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2021/09/Sgnss-60\\_nahlad.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2021/09/Sgnss-60_nahlad.pdf)
- [22] Greenbrier Europe: Sggns 80'4-axle intermodal wagon [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.greenbrier-europe.com/2022/10/08/sggnss-80-4-axle-intermodal-wagon/>
- [23] Technická dokumentace Tatravagónky, a.s. k analyzovanému vozu Sggrss 80'.
- [24] ČSN EN 12663-1 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy), Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [25] VOLTR, P. et al. Innovative Monitoring and Predictive Maintenance Solutions on Lightweight Wagon: D3.2 MODELLING AND ANALYSES OF NOVEL LIGHTWEIGHT DESIGN SOLUTIONS. INNOWAG Consortium, 2019.
- [26] Návod pro SOLIDWORKS: Gravitace [online]. [cit. 2023-04-23]. Dostupné z: [https://help.solidworks.com/2019/czech/SolidWorks/cworks/c\\_Gravity.htm?id=509858d96e7a4006891767460a4d4124#Pg0](https://help.solidworks.com/2019/czech/SolidWorks/cworks/c_Gravity.htm?id=509858d96e7a4006891767460a4d4124#Pg0)
- [27] Návod pro SOLIDWORKS: Zobrazení výsledků napětí pro skořepiny [online]. [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: [https://help.solidworks.com/2019/czech/SolidWorks/cworks/c\\_Modeling\\_Shell\\_Problems.htm](https://help.solidworks.com/2019/czech/SolidWorks/cworks/c_Modeling_Shell_Problems.htm)
- [28] Ovako STEEL NAVIGATOR: Material data sheet S355J2 [online]. [cit. 2023-04-24]. Dostupné z: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/s355j2/>

# Seznam příloh

## Příloha 1

Přílohy 1a až 1f obsahují obrázky napětí z pevnostní analýzy optimalizovaného návrhu 1 v jednotlivých zatěžovacích stavech.

### Příloha 1a

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 1.

### Příloha 1b

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 1.

### Příloha 1c

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 1.

### Příloha 1d

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci, optimalizovaný návrh 1.

### Příloha 1e

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech, optimalizovaný návrh 1.

### Příloha 1f

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa, optimalizovaný návrh 1.

## Příloha 2

Přílohy 2a až 2f obsahují obrázky napětí z pevnostní analýzy optimalizovaného návrhu 2 v jednotlivých zatěžovacích stavech

### Příloha 2a

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 2.

### Příloha 2b

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 2.

**Příloha 2c**

Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 2.

**Příloha 2d**

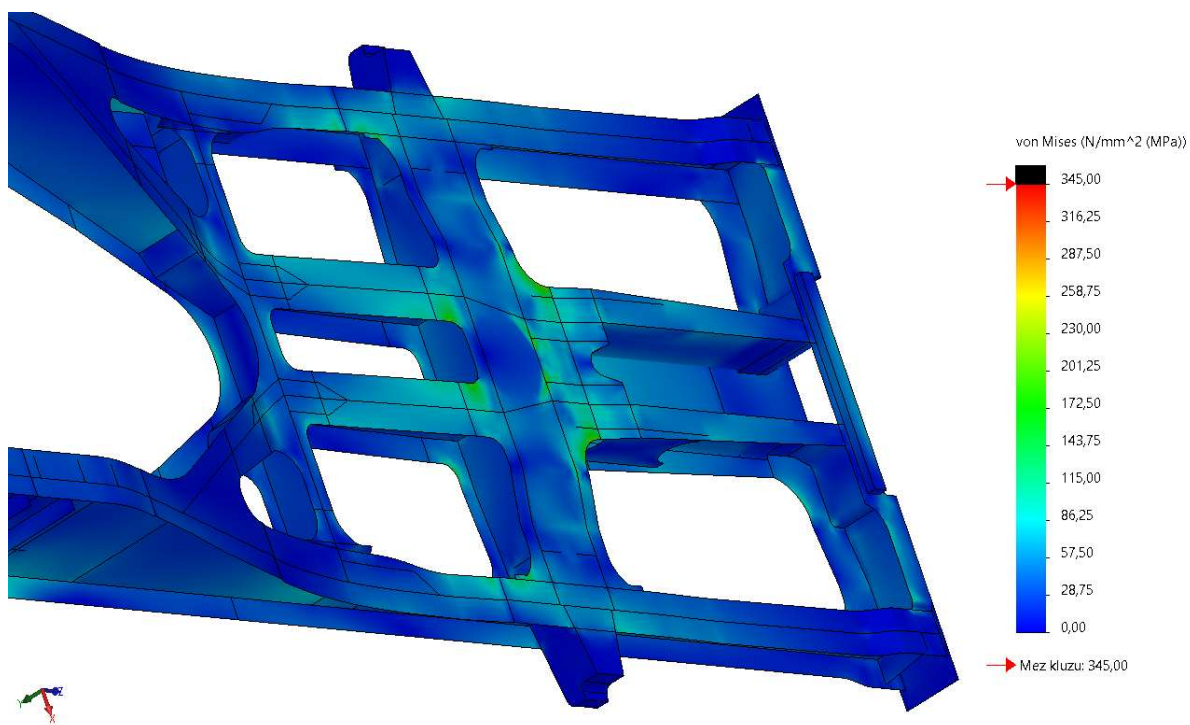
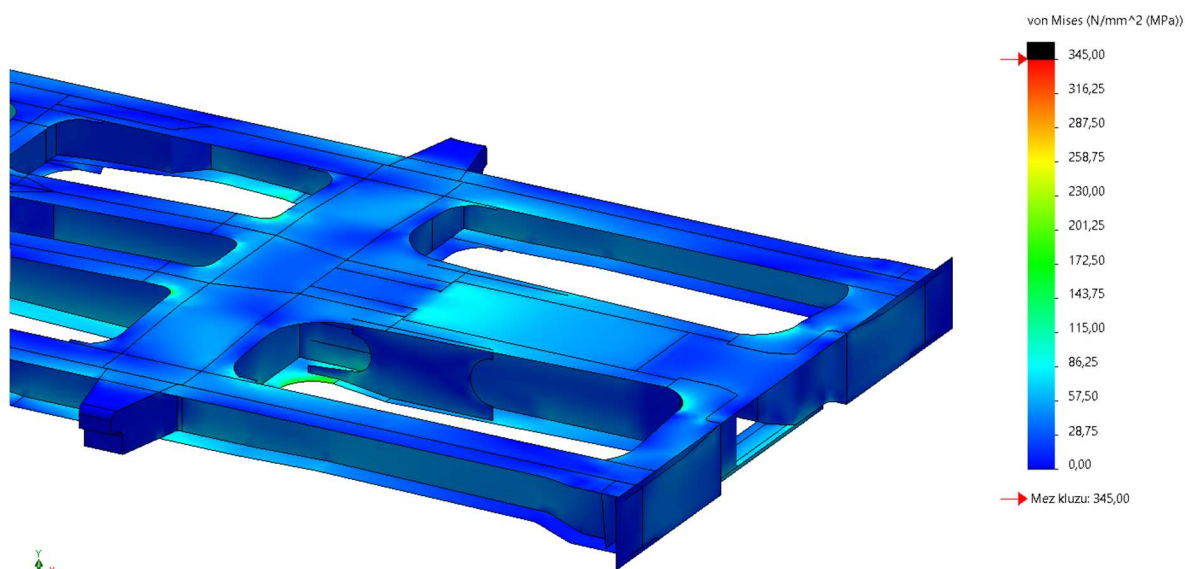
Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci, optimalizovaný návrh 2.

**Příloha 2e**

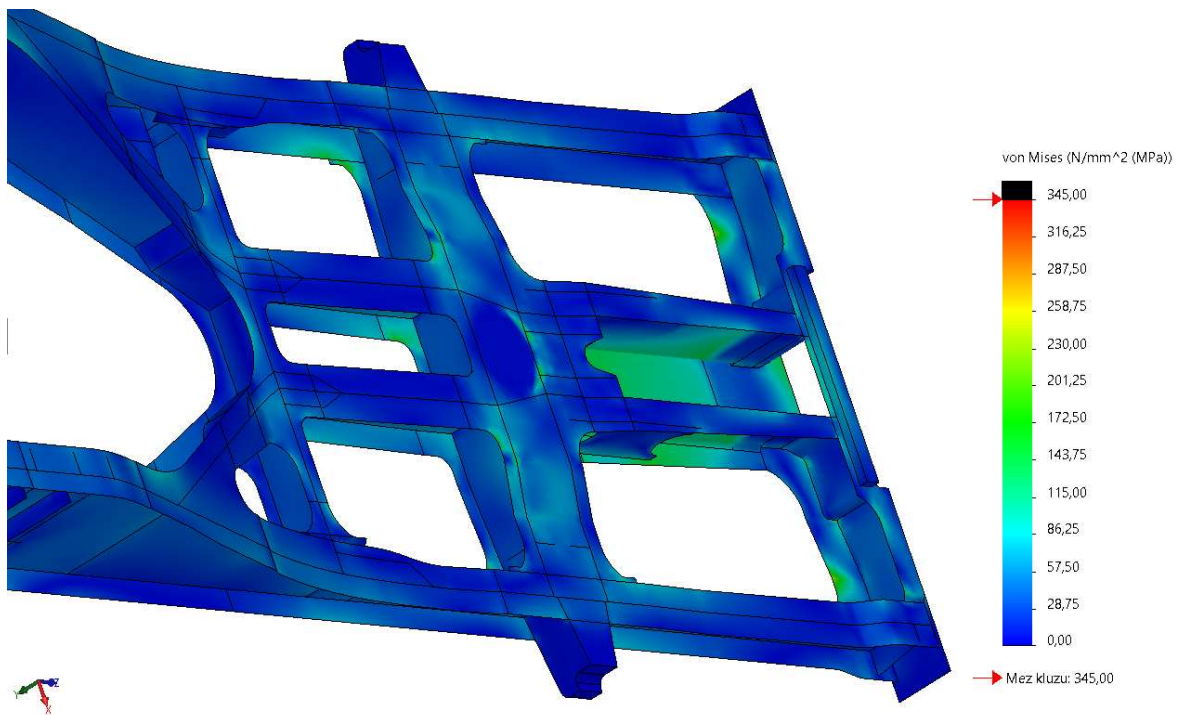
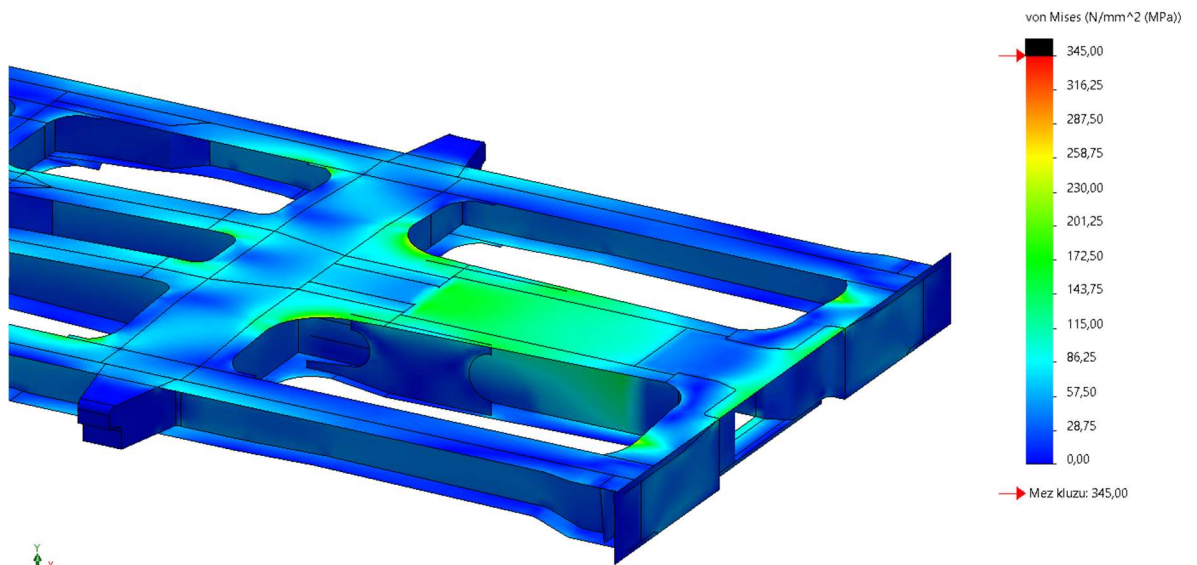
Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech, optimalizovaný návrh 2.

**Příloha 2f**

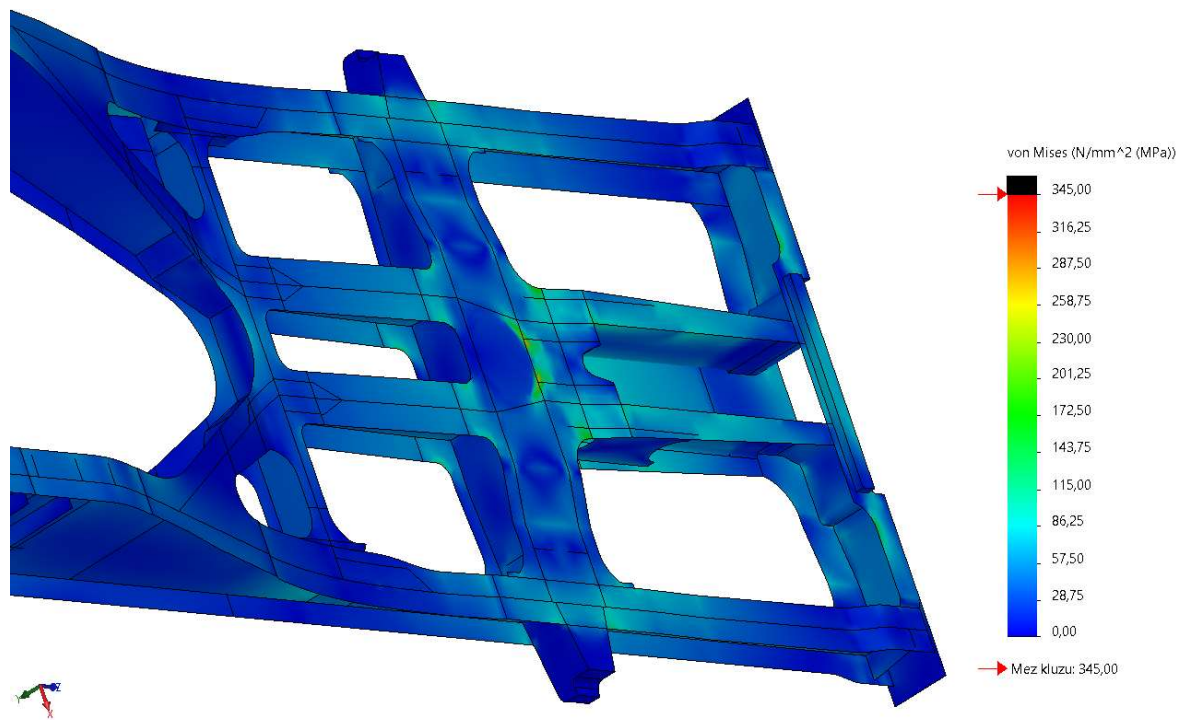
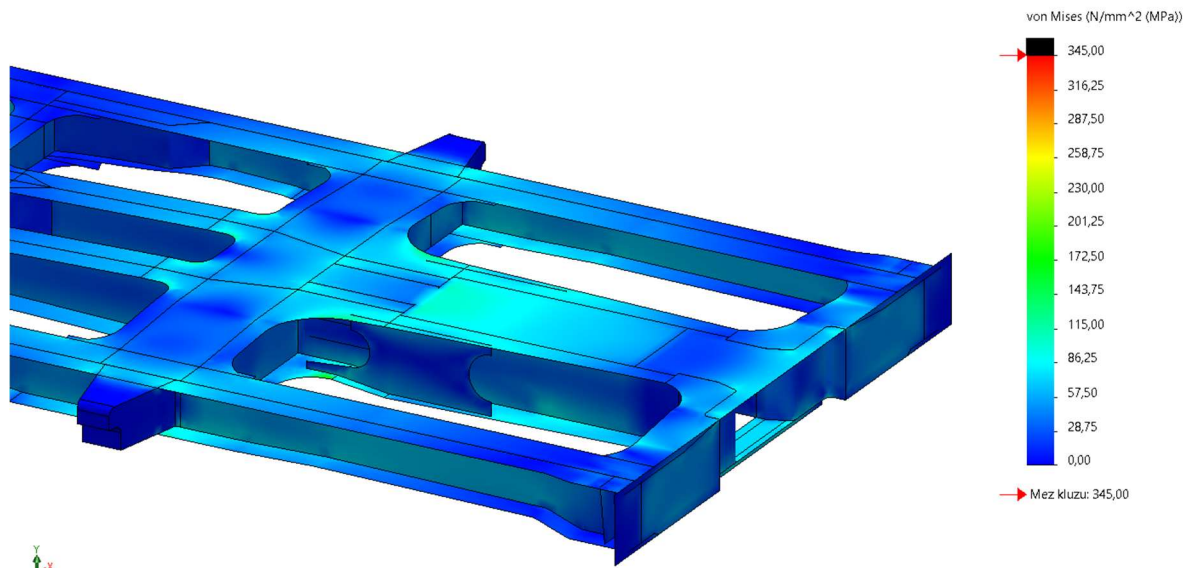
Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa, optimalizovaný návrh 2.



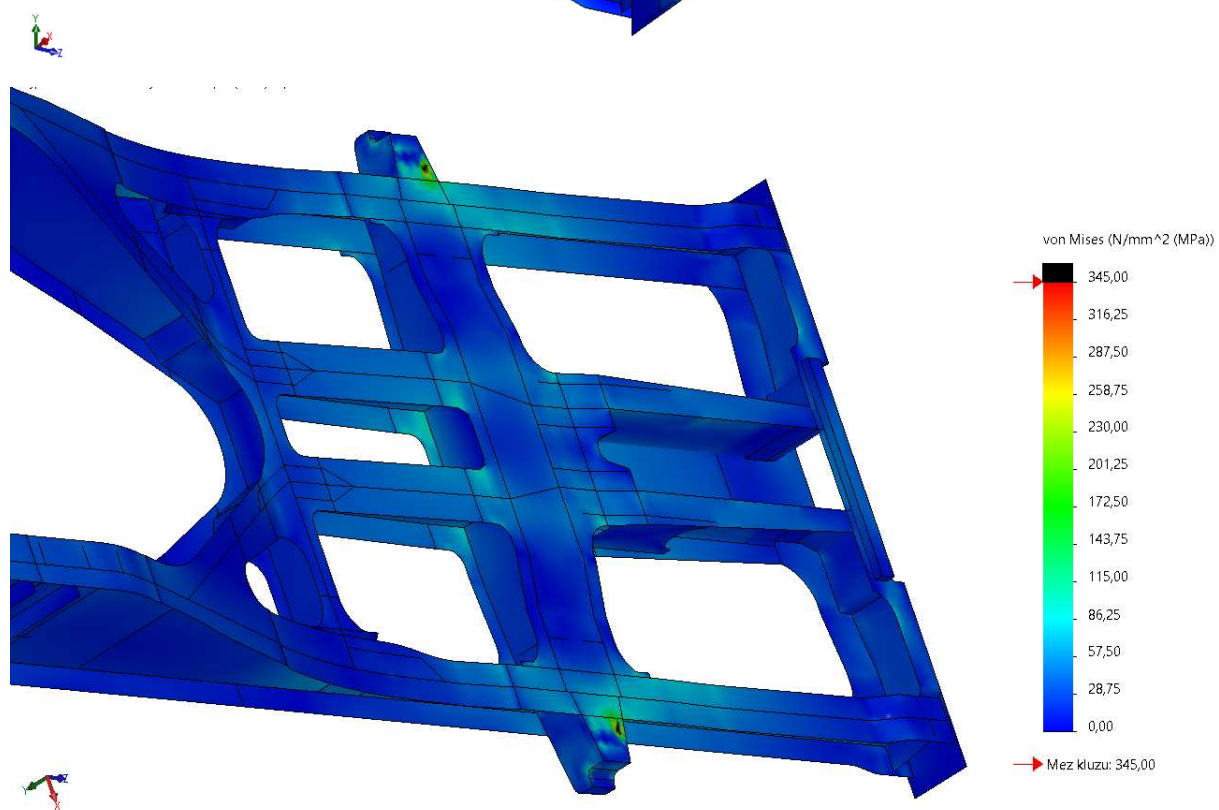
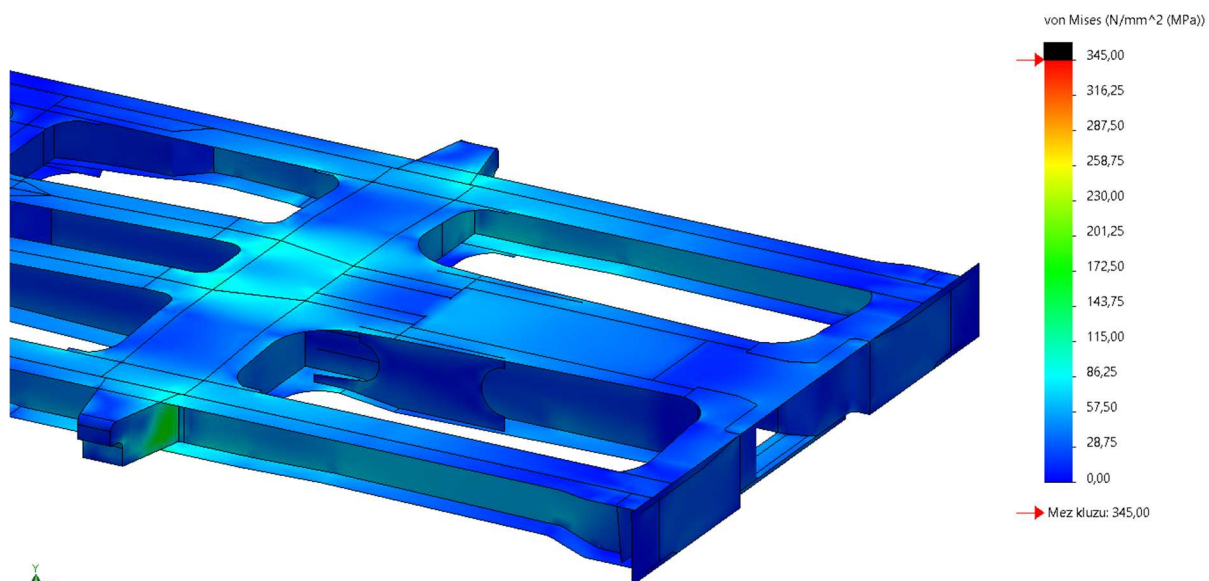
**Příloha 1a:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 1.



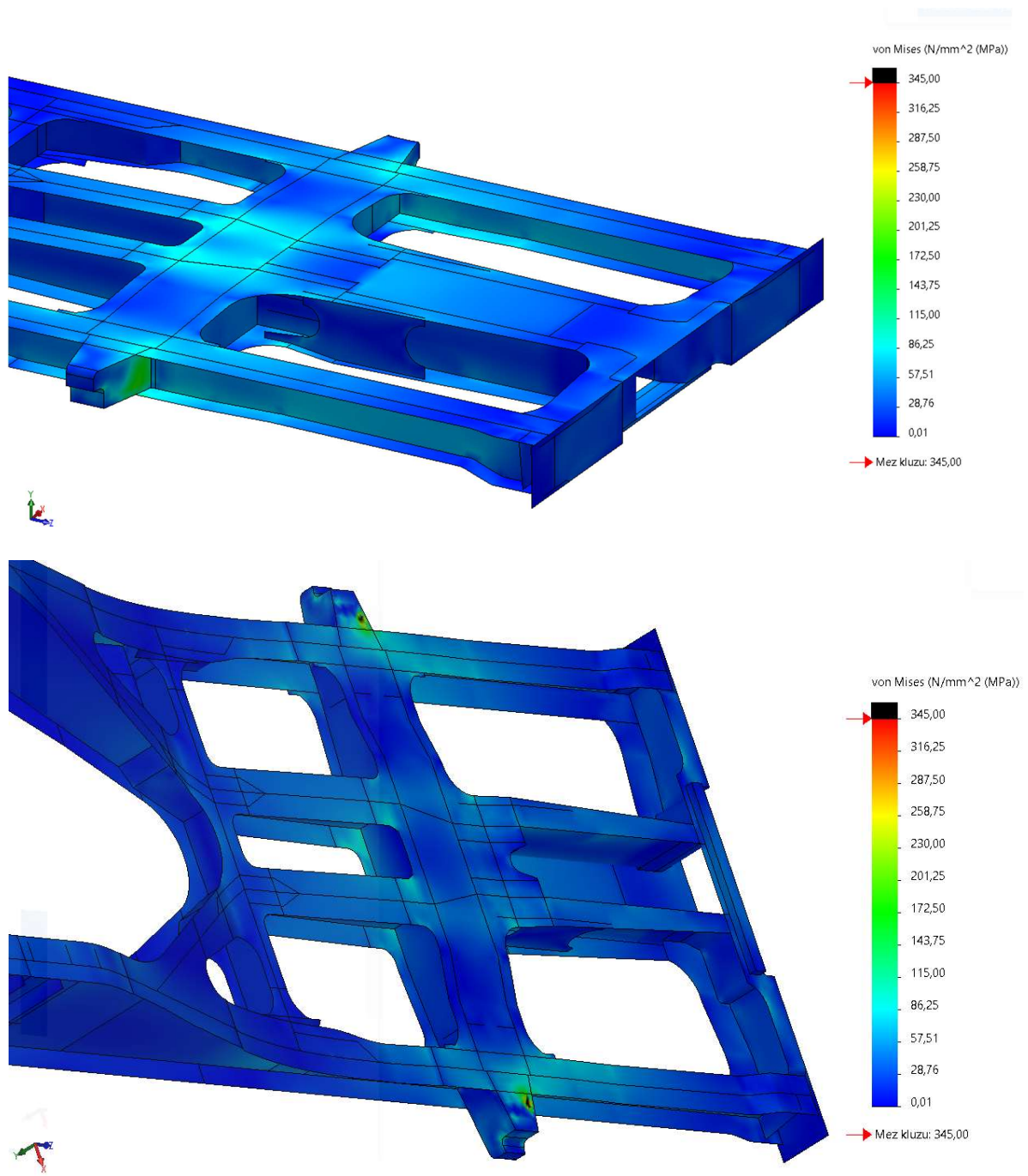
**Příloha 1b:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 1.



**Příloha 1c:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 1.

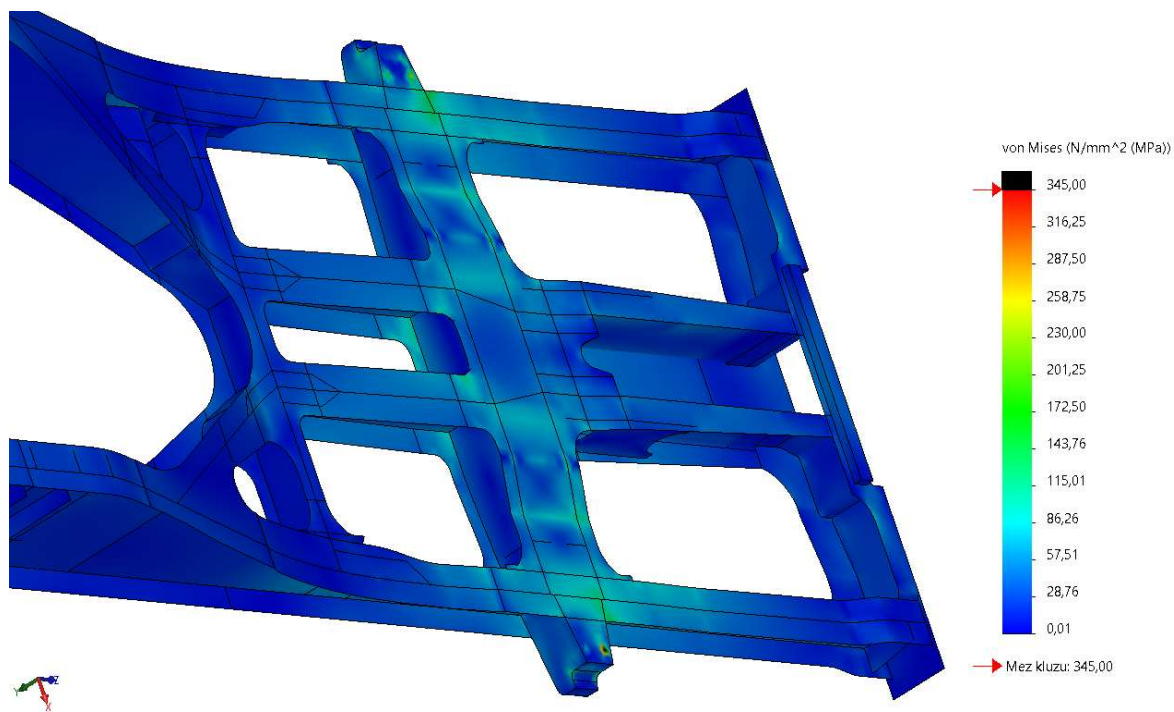
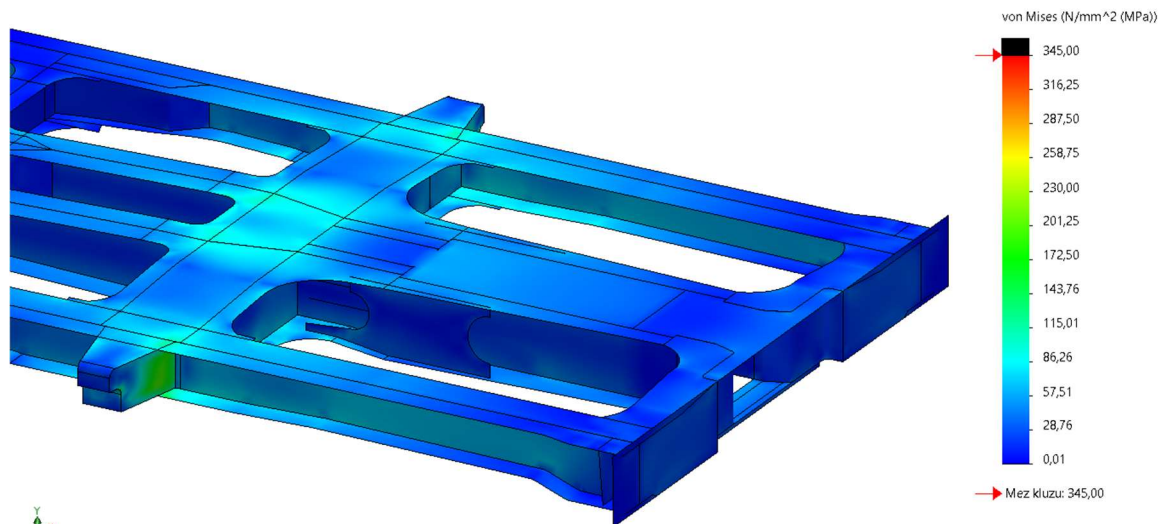


**Příloha 1d:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci, optimalizovaný návrh 1.

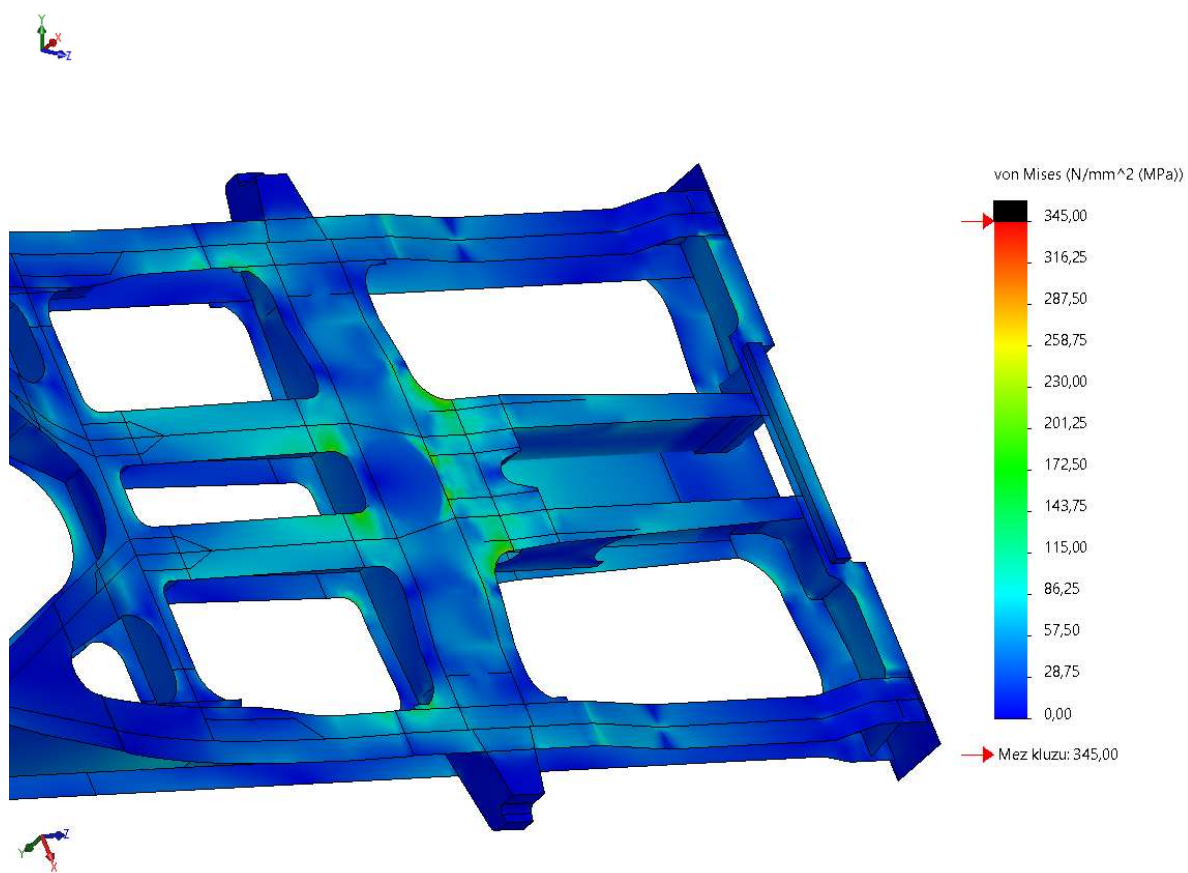
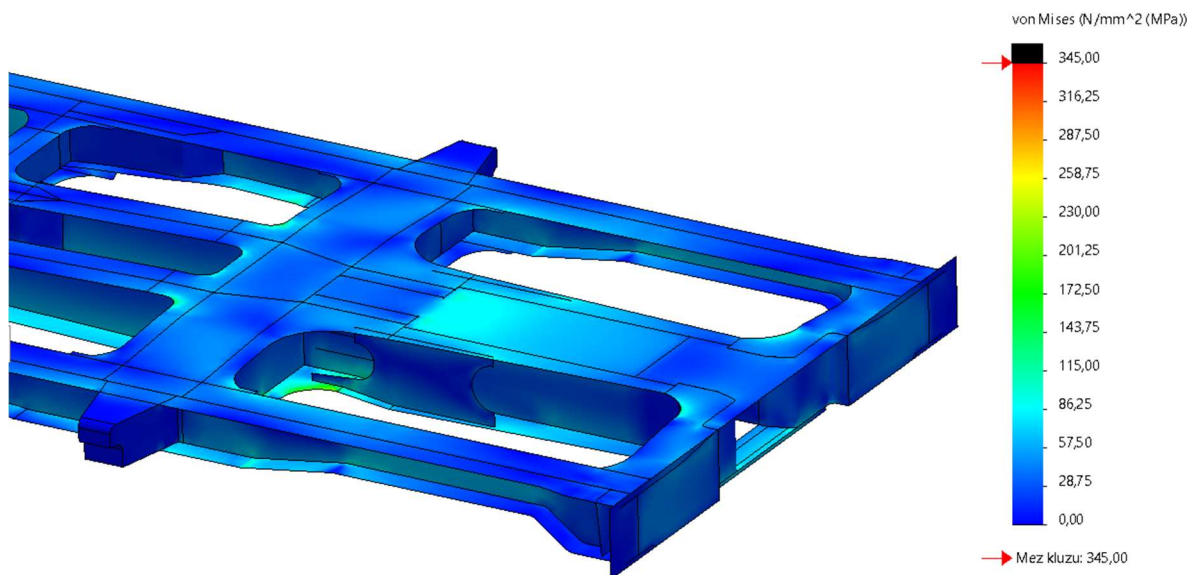


**Příloha 1e:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech, optimalizovaný návrh 1.

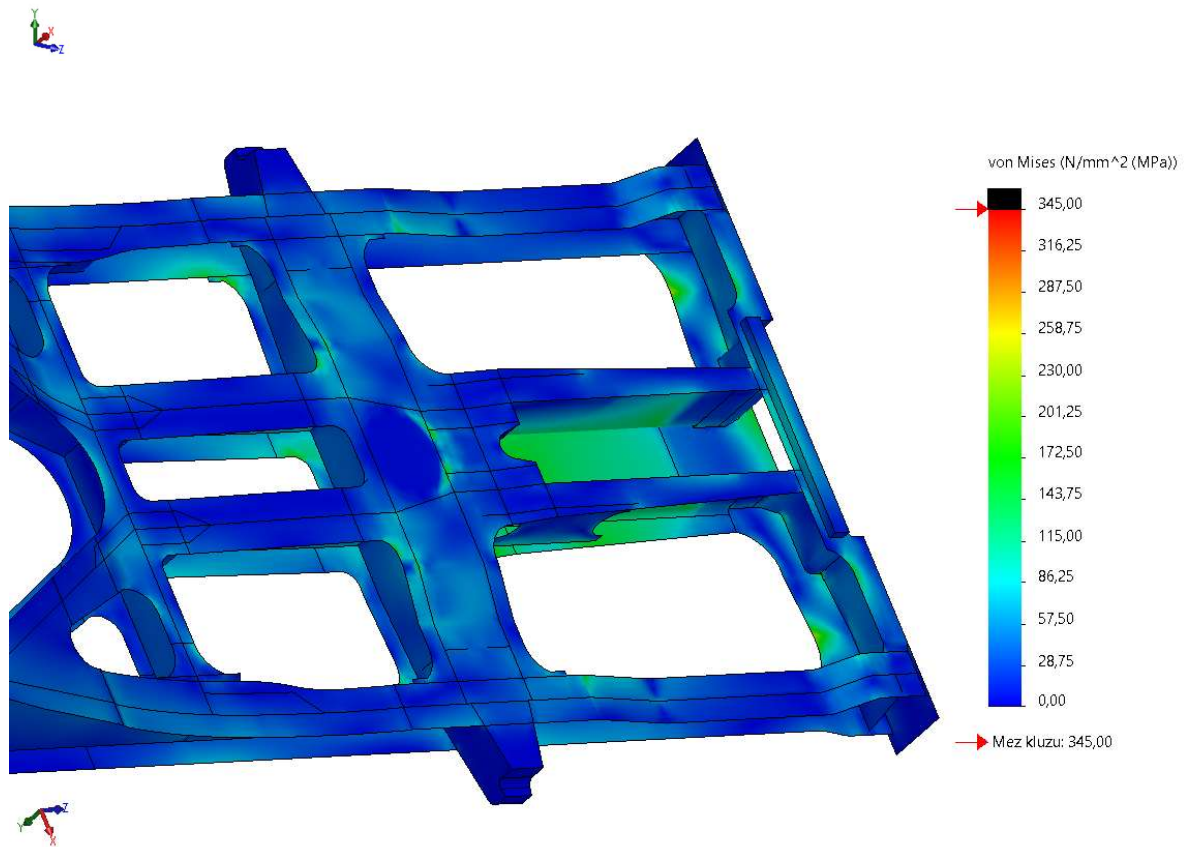
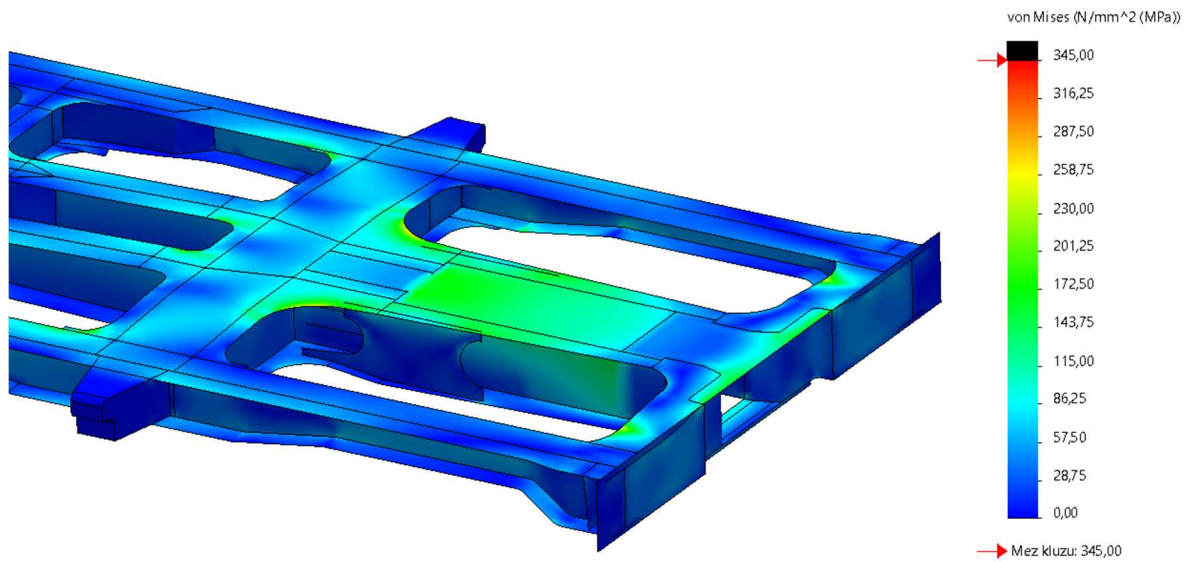




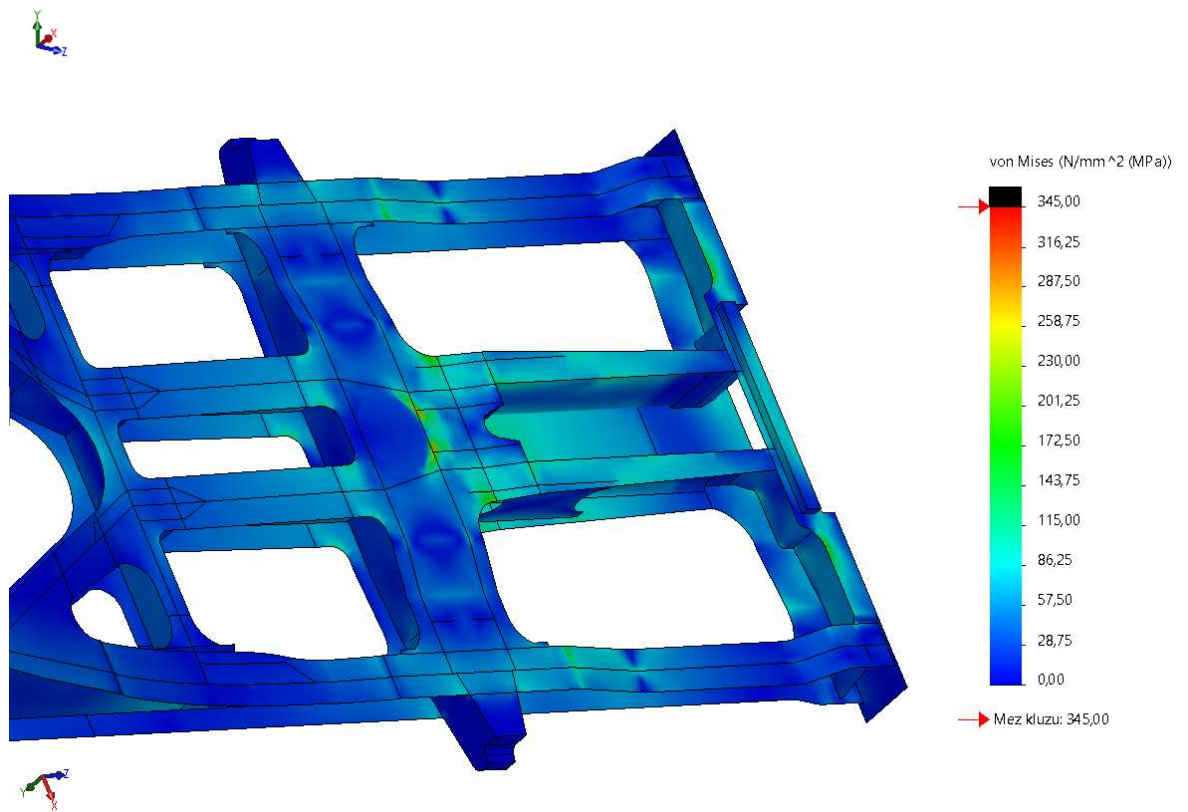
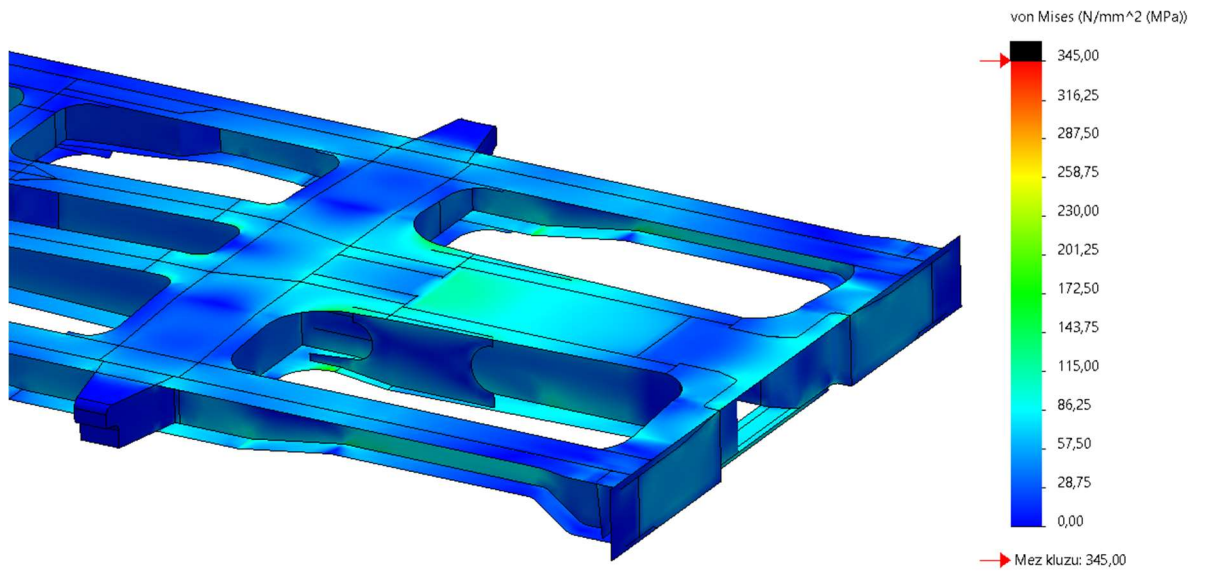
**Příloha 1f:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa, optimalizovaný návrh 1.



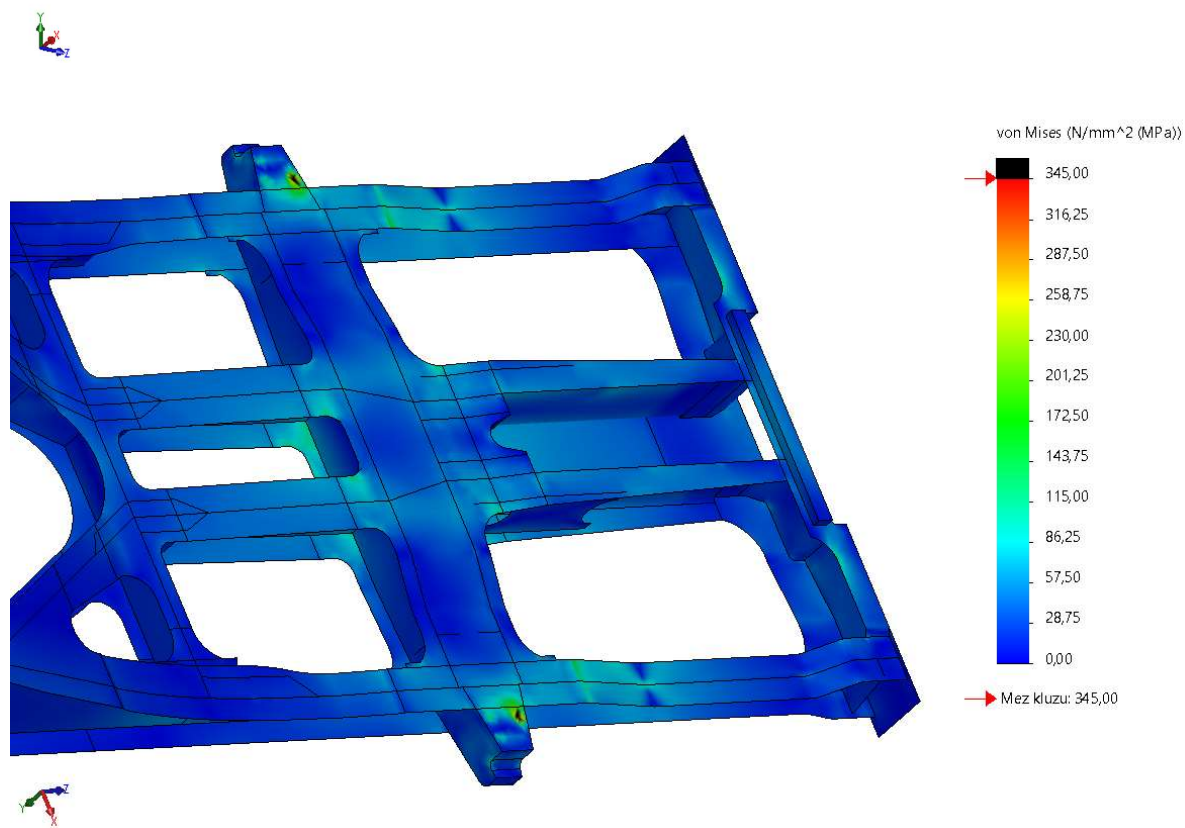
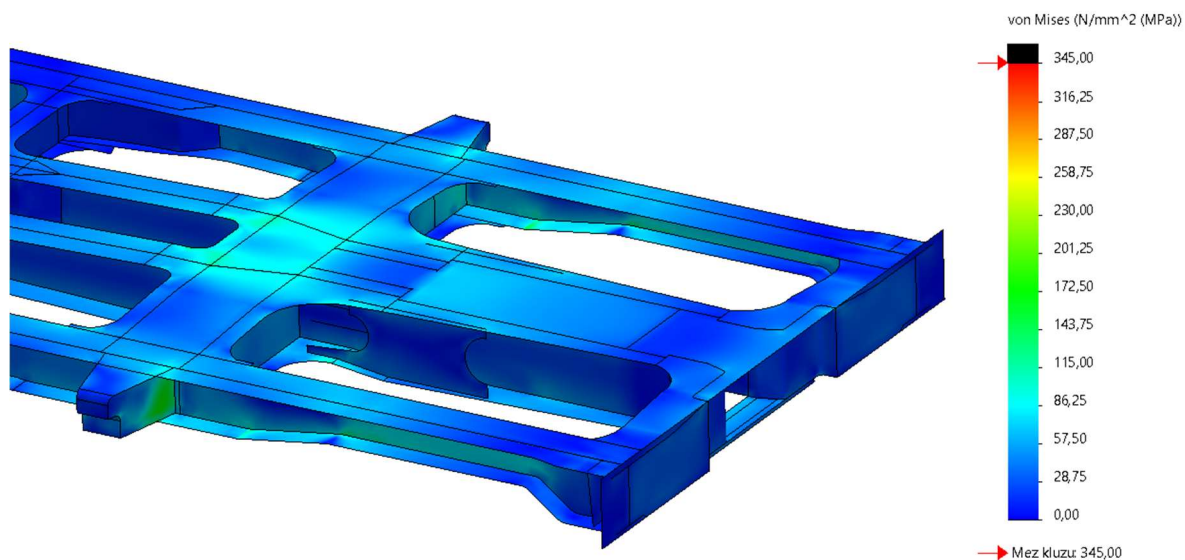
**Příloha 2a:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tlaková síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 2.



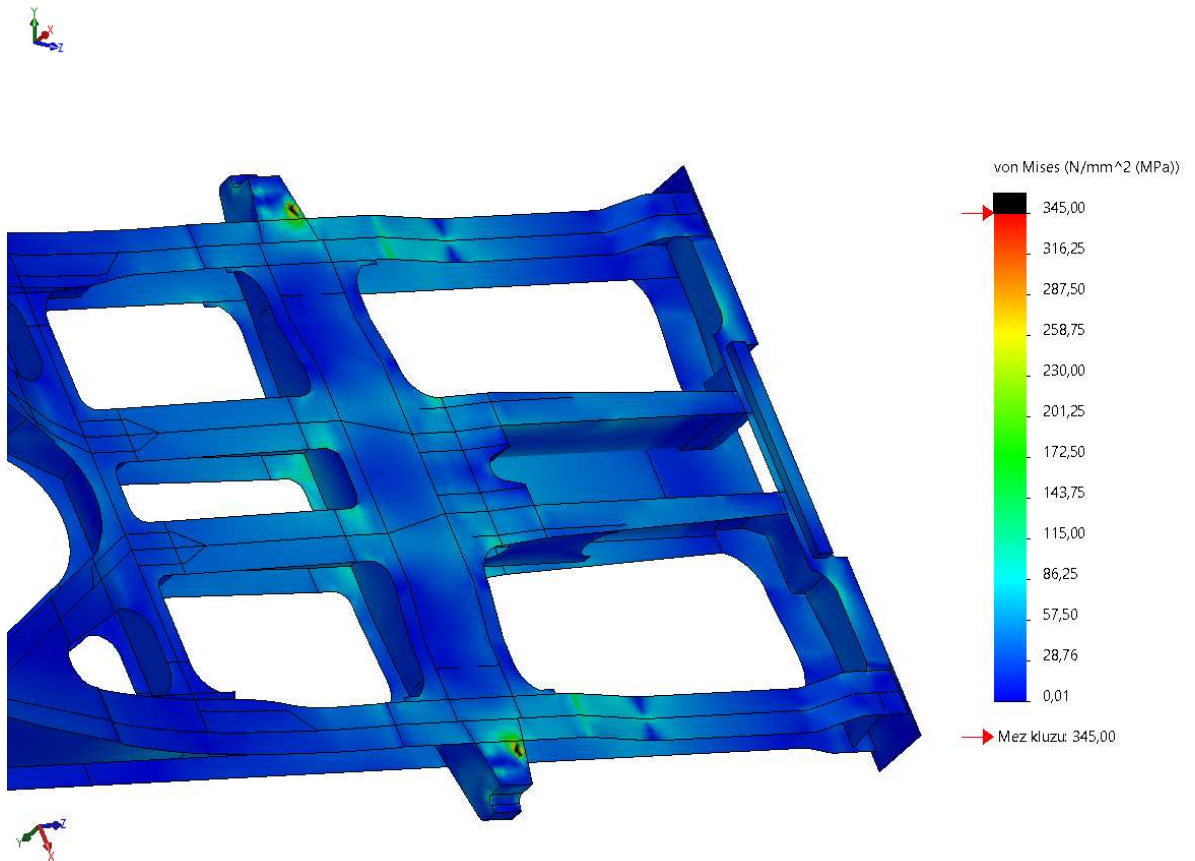
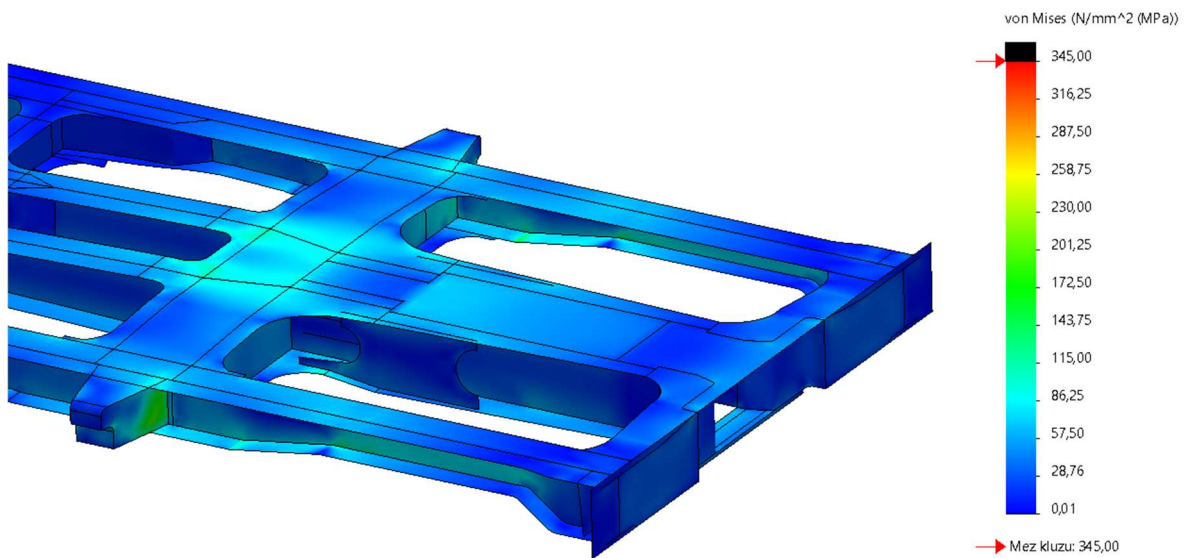
**Příloha 2b:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Tahová síla na uchycení spřáhla, optimalizovaný návrh 2.



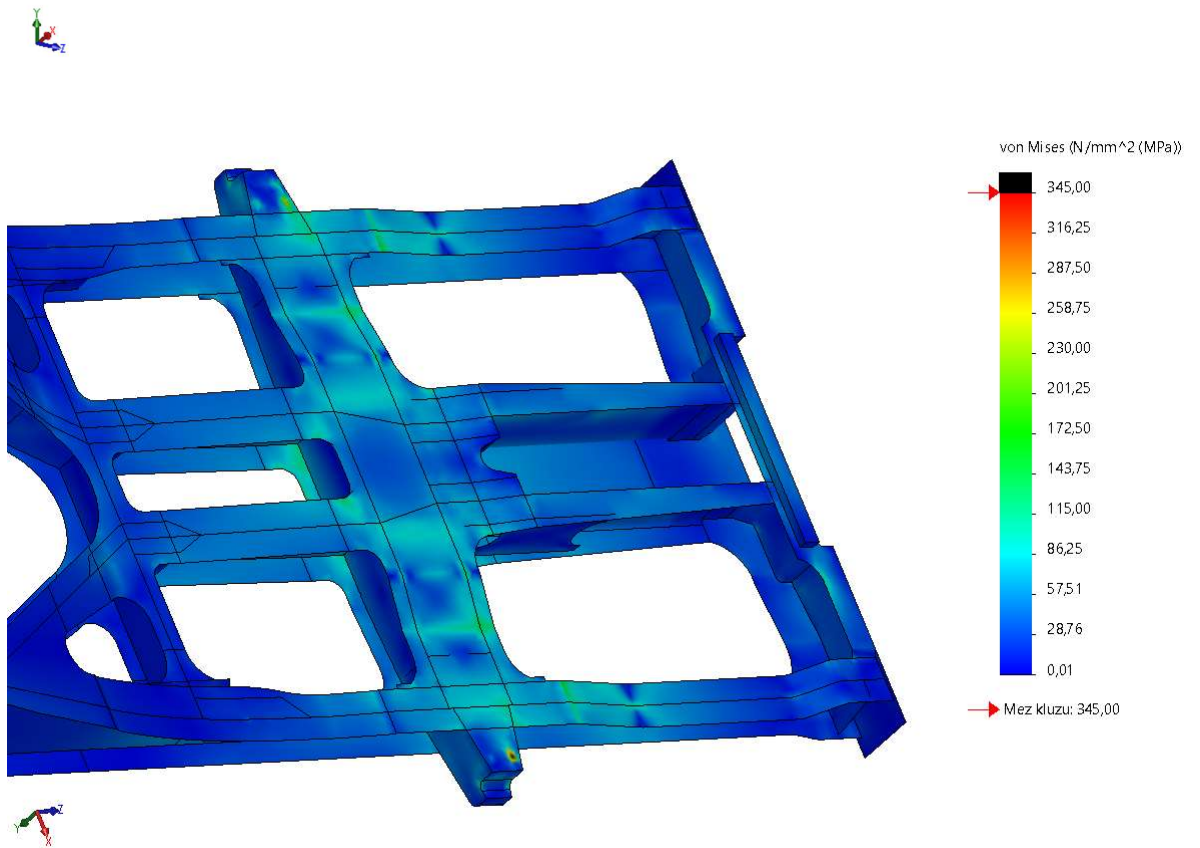
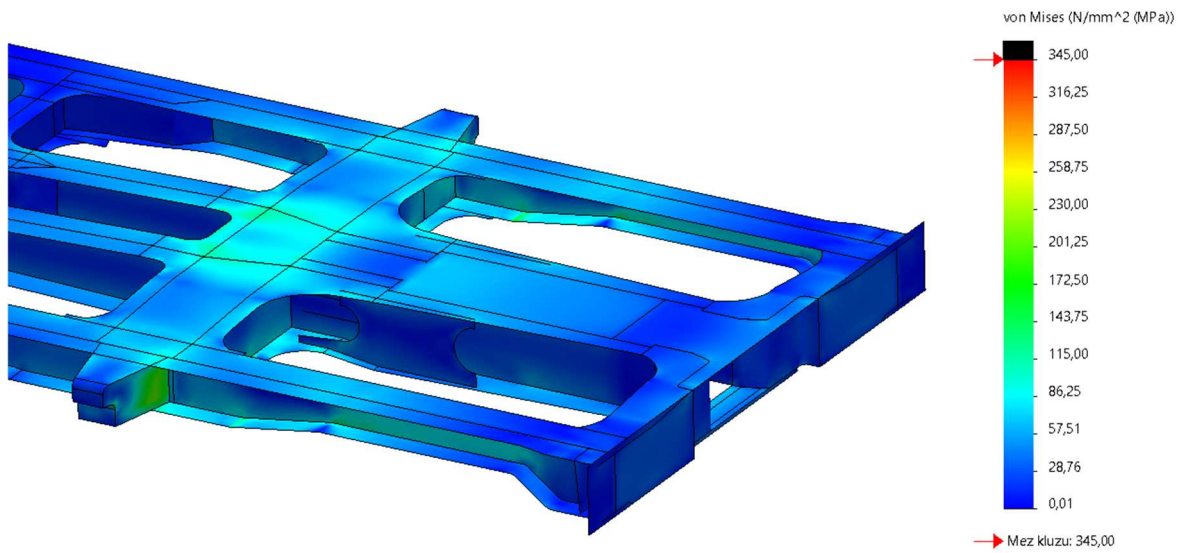
**Příloha 2c:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Maximální provozní zatížení, optimalizovaný návrh 2.



**Příloha 2d:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci, optimalizovaný návrh 2.



**Příloha 2e:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání ve stanovených místech, optimalizovaný návrh 2.



**Příloha 2f:** Redukované napětí von Mises (horní), zatěžovací stav: Zdvihání a zvedání při posunutí opěrného místa, optimalizovaný návrh 2.