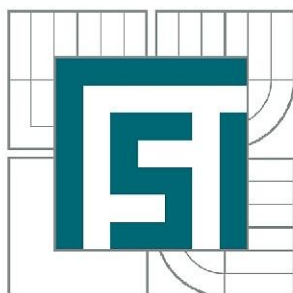


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PEVNOSTNÍ KONTROLA NÁKLADNÍHO PŘÍVĚSU HTV 18

THE FEM ANALYSIS TRUCK TRAILER HTV 18

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL CHALUPA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Chalupa

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pevnostní kontrola nákladního přívěsu HTV 18

v anglickém jazyce:

The FEM analysis truck trailer HTV 18

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte pevnostní kontrolu a návrh konstrukčních úprav nosného rámu nákladního přívěsu HIPOCAR HTV 18 pro přepravu EURO palet a volně loženého zboží. Navrhněte případné vhodné varianty možných úprav. Technické parametry:

- Délka ložné plochy přívěsu 6600 mm až 8900 mm
- Celková hmotnost přívěsu 18000 kg
- Celková hmotnost nástavby a nákladu 15000 kg

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující:

- Pevnostní výpočet rámu pomocí MKP.
- Návrh možných úprav včetně přepočtu stavu napjatosti.
- Porovnání původní a upravené verze rámu přívěsu

Výkresová dokumentace bude obsahovat:

- Výkresy sestav původní a upravené verze rámu přívěsu
- Výkresovou dokumentaci detailů navržených úprav.
- Další výkresová dokumentace dle pokynů vedoucího práce.

Seznam odborné literatury:

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6

PTÁČEK, P., KAPLÁNEK, A.: Přeprava nákladu v silniční dopravě, CERN, Brno, 2002, ISBN 80-7204-257-2

Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 25.10.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Předmětem této diplomové práce je pevnostní kontrola nákladního přívěsu HIPOCAR HTV 18 a návrh úprav. Pro pevnostní kontrolu byla zvolena metoda konečných prvků. Podle výsledků pevnostní kontroly byl model rámu upraven. Následně byla provedena pevnostní kontrola upraveného rámu.

KLÍČOVÁ SLOVA

pevnostní kontrola, MKP, přívěs, HTV 18,

ABSTRACT

The subject of this master's thesis is the strength analysis of the cargo trailer HIPOCAR HTV 18 and proposed modifications. For the strength analysis was selected finite element method. The frame model was modified by the results of the strength analysis. After that has been carried out the strength analysis of the modified frame.

KEYWORDS

strength analysis, FEM, trailer, HTV 18



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHALUPA, P. *Pevnostní kontrola nákladního přívěsu HTV 18*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2014

.....

Pavel Chalupa



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji všem lidem, kteří mi napsání této diplomové práce umožnili a usnadnili. Především děkuji Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. a Ing. Jiřímu Kumžákovi.



OBSAH

Úvod	10
1 Cíle práce	11
2 Popis přívěsu a jeho rámu	12
2.1 Popis rámu	12
2.2 Použité profily	12
2.3 Příslušenství	15
2.4 Použité materiály a technologie	15
3 Zátěžové stavy	17
3.1 Popis nákladu	17
3.2 Stání, přímá jízda	17
3.3 Brzdění	17
3.3.1 Vyrovnané brzdění	18
3.3.2 Brzdění pouze nákladního automobilu	19
3.3.3 Brzdění pouze přívěsu	19
3.4 Akcelerace	21
3.5 Průjezd zatáčkou	21
3.6 Jízda vzad	22
3.7 Kombinace zátěžových stavů	22
4 MKP model	23
4.1 Tažné oko	23
4.2 Nápravy	24
4.3 Náklad	26
4.4 Zátěžové stavy	26
5 Výsledky pevnostní kontroly	28
5.1 Stání, přímá jízda	28
5.2 Vyrovnané brzdění	29
5.3 Brzdění pouze nákladního automobilu	31
5.4 Brzdění pouze přívěsu	33
5.5 Akcelerace	35
5.6 Průjezd zatáčkou	37
6 Navržené úpravy	42
6.1 Výztuha příčky	42
6.2 Podložka držáku náprav	42
6.3 Podložka výztuhy držáku náprav	43
6.4 Zpevnění oblouků	43



6.5	Prodloužení pásnice podélníků	44
6.6	Změna tloušťky části stojiny podélníku	44
7	Výsledky pevnostní kontroly upraveného rámu	45
7.1	Stání, přímá jízda	45
7.2	Vyrovnané brzdění	46
7.3	Brzdění pouze nákladního automobilu	48
7.4	Brzdění pouze přívěsu	49
7.5	Akcelerace	50
7.6	Průjezd zatáčkou	51
	Závěr	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	57
	Seznam příloh	58
	Seznam výkresů	58



ÚVOD

Při navrhování ocelových konstrukcí se čím dál více projevuje snaha o celkové odlehčení při zachování jednoduchosti výroby a cenové nenáročnosti použitých profilů. V oblasti statických aplikací je hlavním měřítkem výsledná cena. V mobilních aplikacích a zejména pak v oblasti dopravy je tlak na nízkou hmotnost vyšší. Odlehčení silničních vozidel při zachování ostatních parametrů se projevuje úsporou pohonných hmot a u nákladních vozidel i zvýšením užitečné hmotnosti vozidla. V tomto duchu postupují i výrobci vozidel a nástaveb. Nabízejí zákazníkům výrobky z dražších materiálů ale o nižší hmotnosti mnohdy za porovnatelnou cenu.

Zájmem dopravců je převážet co největší náklady při co nejnižší spotřebě pohonných hmot, což koresponduje s nabídkami výrobců vozidel.

Snaha výrobců konstrukcí je podporována používáním výpočtových modelů pro pevnostní kontrolu. Při použití softwaru pracující s metodou konečných prvků a s dostatečnou praktickou zkušeností lze navrhovat nové konstrukce s lepšími vlastnostmi. V případě, kdy přechod výroby na novou konstrukci by znamenal neúměrné finanční zatížení z důvodu změny stávající zavedené výroby, změny používaných postupů či potřebě nahrazení ověřených komponentů, může metoda konečných prvků pomoci optimalizovat současný výrobek.

Firma Hipocar s.r.o. s provozovnou v Pacově se zabývá výrobou a montáží nástaveb pro motorová i přípojná vozidla, úpravami podvozků a v neposlední řadě výrobou tandemových přívěsů. Jedním z nabízených přívěsů je i přívěs s označením HTV 18 (obr.1). [8]



Obr. 1: Přívěs HTV 18 [8]



1 CÍLE PRÁCE

Hlavním cílem této diplomové práce je pevnostní kontrola rámu nákladního přívěsu HIPOCAR HTV 18. Pro tuto kontrolu bude využita metoda MKP. Obsahem pevnostní kontroly je rozbor zátěžových stavů, tvorba modelu a zhodnocení výsledků.

Dalšími cíli diplomové práce jsou návrh možných úprav rámu, přepočet stavu napjatosti a porovnání původní a upravené verze.

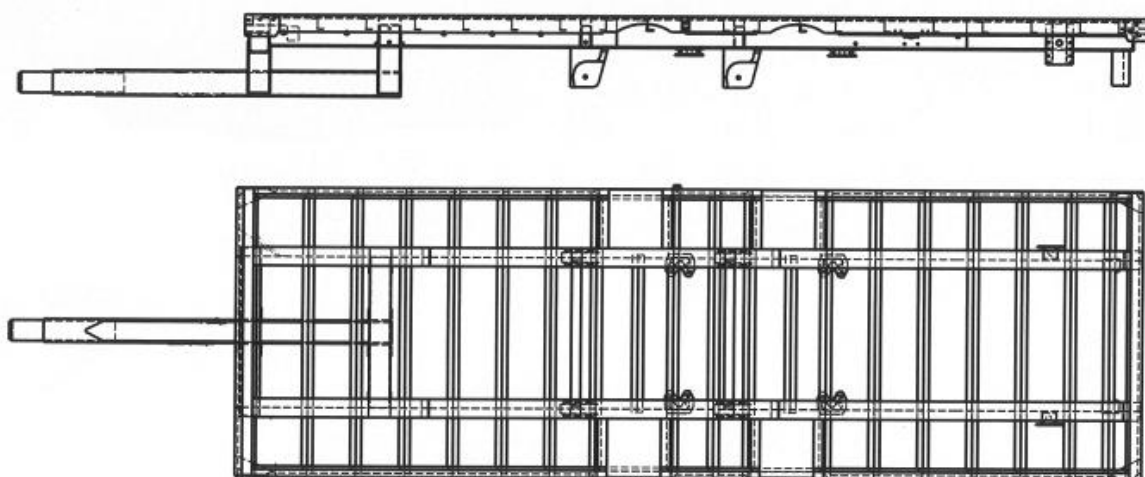


2 POPIS PŘÍVĚSU A JEHO RÁMU

Přívěs, jehož rám je předmětem pevnostní kontroly, nese označení HTV 18. Jedná se o tandemový přívěs o celkové hmotnosti 18 000 kg používaný pro dopravu volně loženého zboží nebo zboží uloženého na EURO paletách.

2.1 POPIS RÁMU

Rám přívěsu HTV 18 je svařovanou konstrukcí ze svařovaných a ohýbaných profilů. Základním nosným prvkem jsou dva podélníky tvaru I, které jsou po celé délce ložné plochy. Po celém obvodu ložné plochy jsou obvodové profily. K těmto profilům je připevněna případná nástavba. Podlaha je nesena zmíněnými obvodovými profily a příčkami. Příčky procházejí přes obě stojiny podélníků až k bočním obvodovým profilům. Součástí ložné plochy jsou ještě nadnápravové plechy, pro svůj tvar nazývané omegy. Schematické znázornění provedení konstrukce rámu je ukázáno na obrázku č. 2.



Obr. 2: Schematický náčrt rámu

Tažná oj je tvořena silnostěnným profilem čtvercového průřezu. Na předním konci je oj prodloužena vsunutým profilem. Oj je zakončena deskou nesoucí tažné oko, která je také vsunuta do profilu oje. Protože oj je namáhána především na ohyb kolem její příčné osy, je v horní a dolní části vyztužena. Ke zbytku rámu je oj připevněna pomocí dvou párů konzol.

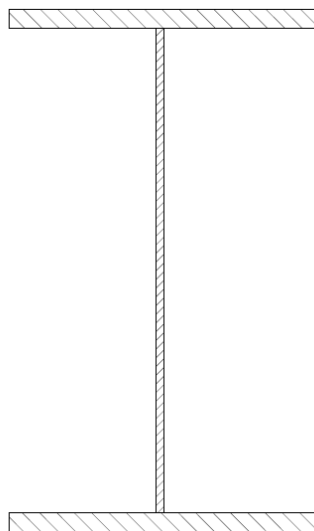
2.2 POUŽITÉ PROFILY

V následující podkapitole jsou stručně popsány základní profily využívané v rámu přívěsu.



HLAVNÍ PODÉLNÝ PROFIL

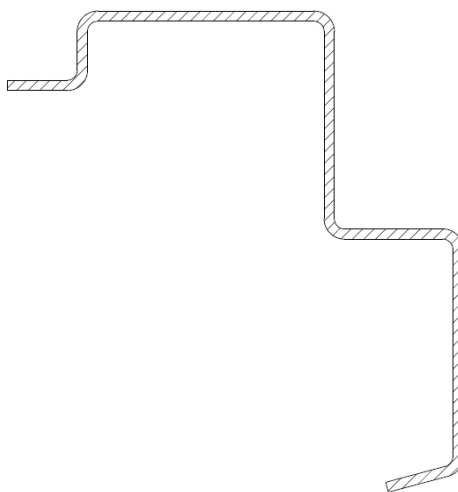
Hlavním nosným prvkem rámu přívěsu jsou dva podélné profily tvaru I (obr. 3). Tento profil je tvořen dvěma pásnicemi a stojinou. Stojina se skládá ze tří tvarových výpalků. Ve stojině jsou přímo plazmou vypáleny otvory pro montáž např. příčných profilů.



Obr. 3: Hlavní podélný profil

OBVODOVÝ PROFIL PŘEDNÍ

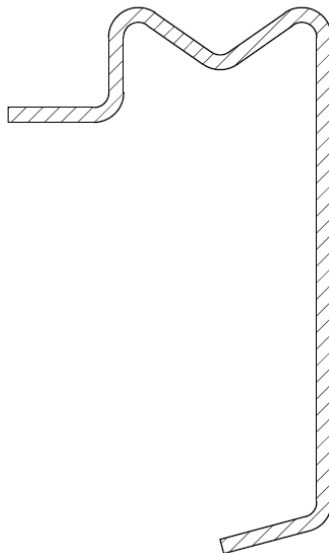
Po obvodu ložné plochy se nachází obvodový profil, který je na každé straně jejího obvodu jinak tvarován. Společné pro všechny tři obvodové profily zůstává zalomení profilu pro uložení desek podlahy. Tyto profily jsou vyráběny ohýbáním tvarového výpalku. Přední profil, znázorněný na obrázku č. 4, je oproti bočnímu i zadnímu vyšší.



Obr. 4: Obvodový profil přední

**OBVODOVÝ PROFIL BOČNÍ**

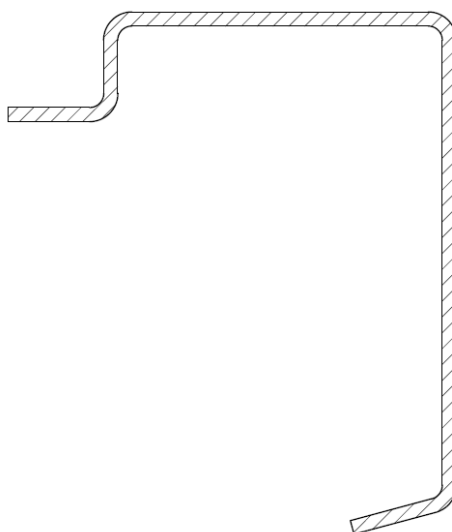
Na svrchní straně bočního profilu (obr. 5) je ohýbáním vytvořená drážka. V drážce jsou otvory pro umístění ok, které slouží jako vázací body pro zajištění nákladu.



Obr. 5: Obvodový profil boční

OBVODOVÝ PROFIL ZADNÍ

Zadní obvodový profil (obr. 6) je vyráběn stejným způsobem jako výše zmíněné obvodové profily.



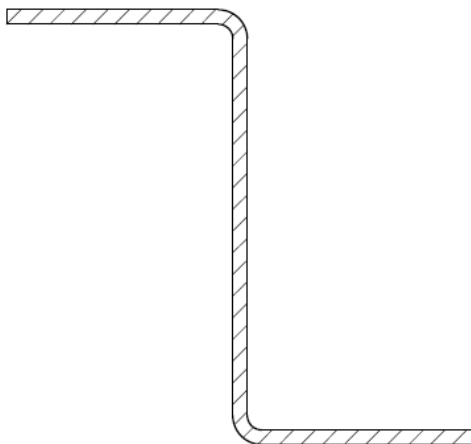
Obr. 6: Obvodový profil zadní



PROFIL PŘÍČEK

Na obrázku č. 7 je zobrazen profil ve tvaru Z. Tento profil je použit pro příčky rámu. Výhodou zvoleného tvaru je absence vázaného kroucení. V rámu je použito celkem osmnáct příček, z čehož jsou dvě zkráceny (příčky mezi koly) a dvě zrcadlově otočeny z důvodu lepšího napojení k omegám.

Příčky jsou vyráběny ohýbáním vystřižených plechů. Konce příček jsou zařezávány tak, aby bylo možné přivařit k bočnímu obvodovému profilu.



Obr. 7: Profil příček

NĚKTERÉ DALŠÍ POUŽITÉ PROFILY

Na rámu přívěsu jsou dále použity silnostěnné profily čtvercového průřezu. Je jimi tvořena tažná oj a jsou použity i pro upevnění konzol oje. Konzoly oje a příčky náprav jsou z výpalku ohýbány do profilů tvaru U.

2.3 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Součástí přívěsu jsou dvě nápravy BPW typu SKHBF 9010 s kotoučovou brzdou TSB3709. Ukázka z katalogového listu je součástí příloh. Dále tažné oko Rockinger typu RO57244. Další příslušenství je u přívěsu volitelné a závisí na konkrétní konfiguraci.

2.4 POUŽITÉ MATERIÁLY A TECHNOLOGIE

Většina dílů, z kterých se skládá rám přívěsu, je vypalován plazmovým hořákem z plechů z oceli QStE 420TM. Výjimkou jsou uzavřené profily, které jsou nakupovány a následně řezány a příčky, které jsou stříhány z plechů z oceli S355. Konstrukce rámu je svařovaná technologií MAG. Po svaření je celý povrch pokovován metodou žárového zinkování.



Hodnoty dovoleného napětí pro použité materiály jsou stanoveny dle normy ČSN EN 1993-1-1:

Výpočet dovoleného napětí pro ocel QStE 420 TM:

$$f_{yd \text{ QStE } 420 \text{ TM}} = \frac{f_{y \text{ QStE } 420 \text{ TM}}}{f_M} \quad [\text{MPa}] \quad [7] \quad (1)$$

$$f_{yd \text{ QStE } 420 \text{ TM}} = \frac{420}{1,15} = 365,22 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{f_{yd \text{ QStE } 420 \text{ TM}} = 365 \text{ MPa}}$$

kde

$f_{y \text{ QStE } 420 \text{ TM}} = 420 \text{ MPa}$; charakteristická hodnota meze kluzu pro ocel QStE 420 TM

$f_M = 1,15$; součinitel spolehlivosti [7]

Výpočet dovoleného napětí pro ocel S355:

$$f_{yd \text{ S355}} = \frac{f_{y \text{ S355}}}{f_M} \quad [\text{MPa}] \quad [7] \quad (2)$$

$$f_{yd \text{ S355}} = \frac{355}{1,15} = 308,70 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{f_{yd \text{ S355}} = 309 \text{ MPa}}$$

kde

$f_{y \text{ S355}} = 355 \text{ MPa}$; charakteristická hodnota meze kluzu pro ocel S355

$f_M = 1,15$; součinitel spolehlivosti [7]



3 ZÁTĚŽOVÉ STAVY

Tato kapitola pojednává o základních stavech z pohledu zatížení rámu přívěsu, kterým je vystavován v průběhu jeho životnosti.

3.1 POPIS NÁKLADU

Nákladní přívěs HTV 18 je určen pro přepravu EURO palet a volně loženého zboží. Pro účely pevnostní kontroly rámu přívěsu je uvažován náklad o nejvyšší možné hmotnosti. Dle zadání je hmotnost nákladu a nastavby stanovena na 15 000 kg. Z důvodu předpokládané řádově nižší hmotnosti nastavby v porovnání s hmotností nákladu bude dále uvažován, pro potřeby pevnostní kontroly, pouze náklad o hmotnosti rovnající se hmotnosti nastavby a nákladu.

3.2 STÁNÍ, PŘÍMÁ JÍZDA

Při stání a při přímé jízdě s přívěsem nevznikají žádná podélná ani příčná zrychlení zatěžující rám přívěsu. Svislým zatěžujícím zrychlením je gravitační zrychlení. V případě jízdy je přívěs dále zatěžován rázovým zrychlením od přejíždění nerovností vozovky. Toto rázové zatížení je však pohlcováno pružností pneumatik a systémem pružení a tlumení kmitů jednotlivých náprav. Z důvodu, že pevnostní kontrola je zaměřena pouze na rám přívěsu, není třeba toto rázové zatížení uvažovat.

Při tomto zátěžovém stavu přenášejí pneumatiky pouze svislou sílu. V tažném oku bude zachycována pouze síla vzniklá od podélného nevyvážení přívěsu. Protože konečné vyvážení přívěsu není otázkou rámu, není třeba toto zatížení důkladně porovnávat s povolenou hodnotou. Na místě je jen řádové porovnání těchto hodnot. Pevnostní kontrola tohoto stavu může být ovlivněna tímto zjednodušením, ale dotčené části přívěsu budou kontrolovány při kontrole jiných zátěžových stavů např. stavu brzdění.

Tento stav se nejeví jako stav nebezpečný a ani by se v něm neměly vyskytovat kritické hodnoty. Přesto je přezkoumání tohoto stavu žádoucí nejen pro základní kontrolu, ale i pro představu namáhání rámu při navrhování možných konstrukčních úprav rámu.

3.3 BRZDĚNÍ

V případě brzdění zůstává svislé zrychlení stejné jako při předchozím stavu, stavu přímá jízda. Dále však při tomto stavu vzniká setrvačné zrychlení působící na náklad i přívěs. Setrvačné zrychlení je důsledkem zpomalování rychlosti jízdy soupravy. Největší zpomalení a tedy i zatěžující podélné zrychlení je možné odvodit z normy ČSN EN 12195-1 *Zajišťování břemen na silničních vozidlech – Bezpečnost – Část 1: Výpočet zajišťovacích sil*. V této normě v kapitole 4 *Koeficienty zrychlení* jsou uvedeny koeficienty, které po vynásobení gravitačním zrychlením udávají jednotlivá zrychlení v jednotlivých směrech v průběhu silniční dopravy. Výsledné zrychlení zahrnuje i dle normy potřebnou míru bezpečnosti. V normě uvedené koeficienty platí pouze pro dopravu vozidla s celkovou hmotností nad 3 500 kg, což je případ kontrolovaného přívěsu.[5]



Zmíněná norma je sice závazná, ale pouze pro zajištění břemene. Přesto však dává ucelený pohled na zrychlení vznikající při různých druzích dopravy. Dalším důvodem pro použití zmíněných koeficientů je fakt, že koeficienty odpovídají, nebo dokonce přesahují mezní stavy zrychlení z pohledu fyzikální podstaty či z pohledu dynamiky vozidel.

Tabulka 1: Koeficienty zrychlení v průběhu silniční dopravy [5]

Zajištění v	Koeficienty zrychlení				
	c_x , podélně		c_y , příčně		c_z , svisle dolů
	vpřed	vzad	pouze posunutí	naklápění	
podélném směru	0,8	0,5	–	–	1,0
příčném směru	–	–	0,5	0,5/0,6 ^a	1,0
^a Viz 5.1.					

Při náběhu brzdného účinku nebo při poruše brzdové soustavy mohou nastat tři krajní případy vzájemného působení nákladního automobilu a přívěsu při brzdění

3.3.1 VYROVNANÉ BRZDĚNÍ

Prvním a nejběžnějším případem je vyrovnané brzdění obou vozidel soupravy. V tomto případě uvažujeme zpomalení soupravy jako nejvyšší možné a tedy s koeficientem zrychlení 0,8. V tažném oku nepředpokládáme vzhledem k vyrovnanému brzdění žádnou podélnou sílu. Tažné oko bude přenášet pouze svislou sílu, která bude navýšená, oproti stavu jízdy, o sílu zachytávající moment způsobený polohou těžiště nad rovinou tažného oka. Pneumatiky přívěsu budou přenášet svislé zatížení a brzdnou sílu.

Výpočet zpomalení pro stav vyrovnané brzdění:

$$a_{x1} = c_{x\text{ vpřed}} \cdot g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (3)$$

$$a_{x1} = 0,8 \cdot 9,81 = 7,848 \, m \cdot s^{-2}$$

$$a_{x1} = 7,85 \, m \cdot s^{-2}$$

kde

$$c_{x\text{ vpřed}} = 0,8; \text{ koeficient zrychlení podélně vpřed [5]}$$

$$g = 9,81 \, m \cdot s^{-2}; \text{ gravitační zrychlení}$$



3.3.2 BRZDĚNÍ POUZE NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU

Tento stav může nastat při poruše brzdového systému přívěsu, poruše brzdíče přívěsu nákladního automobilu nebo malé účinnosti brzd přívěsu.

Výsledné zpomalení nebude tak vysoké jako v předchozím případě. Zpomalení lze snížit o poměr maximální možné celkové hmotnosti tažného vozidla a celkové hmotnosti soupravy. Dle vyhlášky č. 341/2002 Sb. *Vyhláška Ministerstva dopravy a spojů o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* je maximální možná hmotnost tažného vozidla 30 000 kg pro případ plně naloženého přívěsu. [4] Pneumatiky přenášejí pouze svislé zatížení. Tažné oko přenáší jak svislou sílu tak i brzdnou sílu.

Výpočet zpomalení pro stav brzdění pouze nákladního automobilu:

$$a_{x2} = \frac{m_{NA\ max}}{m_{S\ max}} \cdot c_{x\ vpřed} \cdot g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (4)$$

$$a_{x2} = \frac{30\ 000}{48\ 000} \cdot 0,8 \cdot 9,81 = 4,905 \ m \cdot s^{-2}$$

$$a_{x2} = 4,91 \ m \cdot s^{-2}$$

kde

$m_{NA\ max} = 30\ 000 \ kg$; maximální hmotnost tažného vozidla v soupravě s přívěsem o hmotnosti 18 000 kg [4]

$m_{S\ max} = 30\ 000 \ kg$; maximální hmotnost soupravy [4]

$c_{x\ vpřed} = 0,8$; koeficient zrychlení podélně vpřed [5]

$g = 9,81 \ m \cdot s^{-2}$; gravitační zrychlení

3.3.3 BRZDĚNÍ POUZE PŘÍVĚSU

Brzdná soustava je konstruována tak, aby při přerušení přívodu vzduchu mezi nákladním automobilem a přívěsem došlo k zabrzdění přívěsu. Tento stav může například nastat při odpojení spojovací hadice vlivem vibrací nebo mechanického poškození hadice a následného úniku tlakového vzduchu.

Výsledné zpomalení taktéž nebude stejně vysoké jako při vyrovnaném brzdění a vypočítá se obdobným způsobem jako v minulém případě. Změnou ve výpočtu bude nahrazení hmotnosti původně brzdícího automobilu za hmotnost brzdícího přívěsu, tedy hmotnost 18 000 kg. Při výpočtu zpomalení by měla být uvažována nejmenší hmotnost nákladního automobilu. Pneumatiky přenášejí nejen svislou sílu ale také brzdný účinek. Tažné oko přenáší jak svislou sílu tak i brzdnou sílu, která je vyvolána zpomalováním nákladního automobilu. Při výpočtu



této brzdné síly by měla být uvažována nejvyšší hmotnost automobilu, aby byla vypočítána nejvyšší síla. Protože jsou oba požadavky na výpočtovou hmotnost v protikladu, je pro výpočet zpomalení stanovena hmotnost nákladního automobilu 18 000 kg a pro výpočet síly 30 000 kg. Tím je pokryta většina možných kombinací.

Výpočet zpomalení pro stav brzdění pouze přívěsu:

$$a_{x3} = \frac{m_P}{m_P + m_{NAa}} \cdot c_{x\text{ vpřed}} \cdot g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (5)$$

$$a_{x3} = \frac{18\,000}{18\,000 + 18\,000} \cdot 0,8 \cdot 9,81 = 3,924 \, m \cdot s^{-2}$$

$$a_{x3} = 3,92 \, m \cdot s^{-2}$$

kde

$m_P = 18\,000 \, kg$; hmotnost naloženého přívěsu

$m_{NAa} = 18\,000 \, kg$; hmotnost tažného vozidla pro výpočet zpomalení stavu brzdění pouze přívěsu

$c_{x\text{ vpřed}} = 0,8$; koeficient zrychlení podélně vpřed [5]

$g = 9,81 \, m \cdot s^{-2}$; gravitační zrychlení

Výpočet síly brzdící nákladní automobil:

$$F_{x3} = \frac{m_P}{m_P + m_{NAF}} \cdot c_{x\text{ vpřed}} \cdot g \cdot m_{NAF} \quad [N] \quad (6)$$

$$F_{x3} = \frac{18\,000}{18\,000 + 30\,000} \cdot 0,8 \cdot 9,81 \cdot 30\,000 = 88\,290 \, N$$

$$F_{x3} = 88 \, kN$$

kde

$m_P = 18\,000 \, kg$; hmotnost naloženého přívěsu

$m_{NAF} = 30\,000 \, kg$; hmotnost tažného vozidla pro výpočet síly brzdící automobil

$c_{x\text{ vpřed}} = 0,8$; koeficient zrychlení podélně vpřed [5]

$g = 9,81 \, m \cdot s^{-2}$; gravitační zrychlení



3.4 AKCELERACE

K největší hodnotě zrychlení při akceleraci dochází v okamžiku rozjíždění. Tomuto zátěžovému stavu odpovídá koeficient zrychlení 0,5. [5] Tažná síla automobilu je přenášena přes tažné oko ve formě podélné síly. Pneumatiky v tomto případě přenášejí pouze svislé zatížení.

Výpočet zrychlení pro stav akcelerace:

$$a_{x4} = c_{x\text{ vzad}} \cdot g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (7)$$

$$a_{x4} = 0,5 \cdot 9,81 = 4,905 \, m \cdot s^{-2}$$

$$a_{x4} = 4,91 \, m \cdot s^{-2}$$

kde

$$c_{x\text{ vzad}} = 0,5; \text{ koeficient zrychlení podélně vzad [5]}$$

$$g = 9,81 \, m \cdot s^{-2}; \text{ gravitační zrychlení}$$

3.5 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při projíždění zatáčkou nevzniká žádné podélné zrychlení, ale je třeba uvažovat dostředivé zrychlení, které vyvolává odstředivou setrvačnou sílu. Velikost koeficientu příčného zrychlení použijeme opět z tabulky č. 1. Tedy 0,5. [5] Tažné oko v tomto případě přenáší svislou a příčnou sílu. Pneumatiky musí přenést svislé zatížení a příčnou sílu.

Výpočet zrychlení pro stav průjezd zatáčkou:

$$a_y = c_y \cdot g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (8)$$

$$a_y = 0,5 \cdot 9,81 = 4,905 \, m \cdot s^{-2}$$

$$a_y = 4,91 \, m \cdot s^{-2}$$

kde

$$c_y = 0,5; \text{ koeficient zrychlení příčně [5]}$$

$$g = 9,81 \, m \cdot s^{-2}; \text{ gravitační zrychlení}$$



3.6 JÍZDA VZAD

Při jízdě vzad přicházejí v úvahu pouze stav rozjíždění a stav brzdění. Tyto stavy však nevyvolávají větší zatížení, než které zahrnují stavy předcházející. Z tohoto důvodu nebude pro jízdu vzad prováděna pevnostní kontrola.

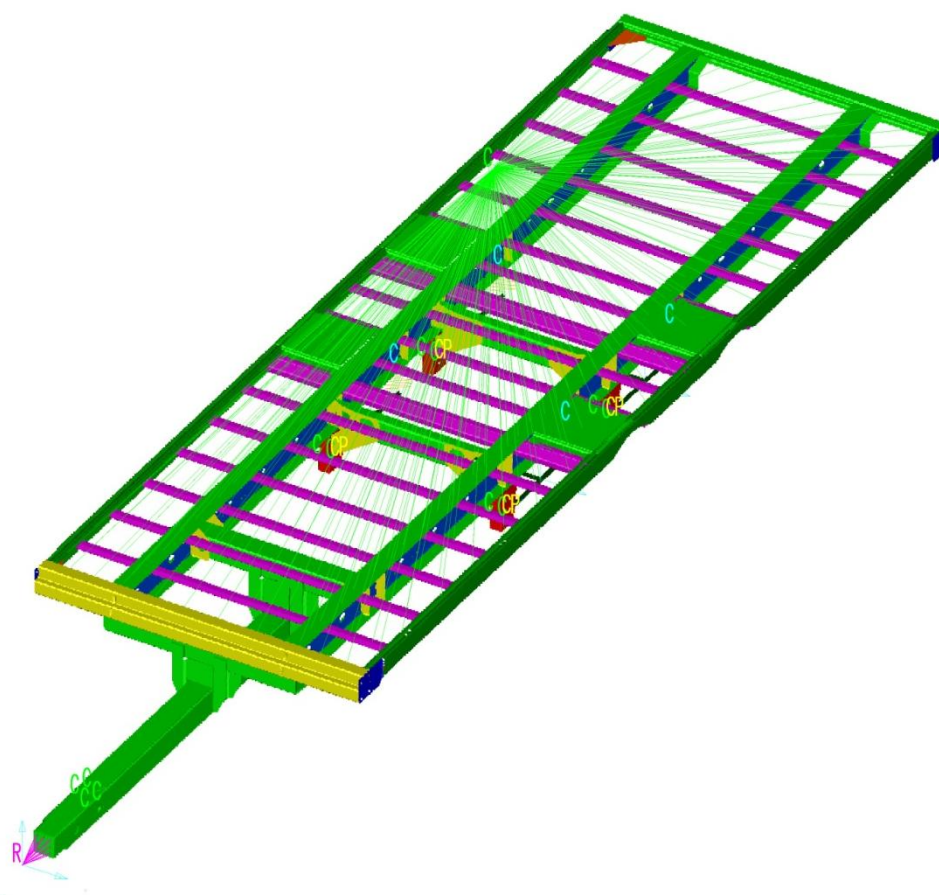
3.7 KOMBINACE ZÁTĚŽOVÝCH STAVŮ

Některé z popsaných zátěžových stavů mohou nastat zároveň. Jedná se například o stav brzdění v zatáčce. Norma ČSN EN 12195-1 nahlíží na tyto stavy jako na superpozice jednotlivých základních stavů, avšak s nižší intenzitou. Tento přístup lze popsat i tak, že v zatáčce není možné využití plného účinku brzd, protože pneumatiky by jej nedokázaly přenést. Pevnostní kontrola tedy nebude uvažovat kombinované zátěžové stavy.



4 MKP MODEL

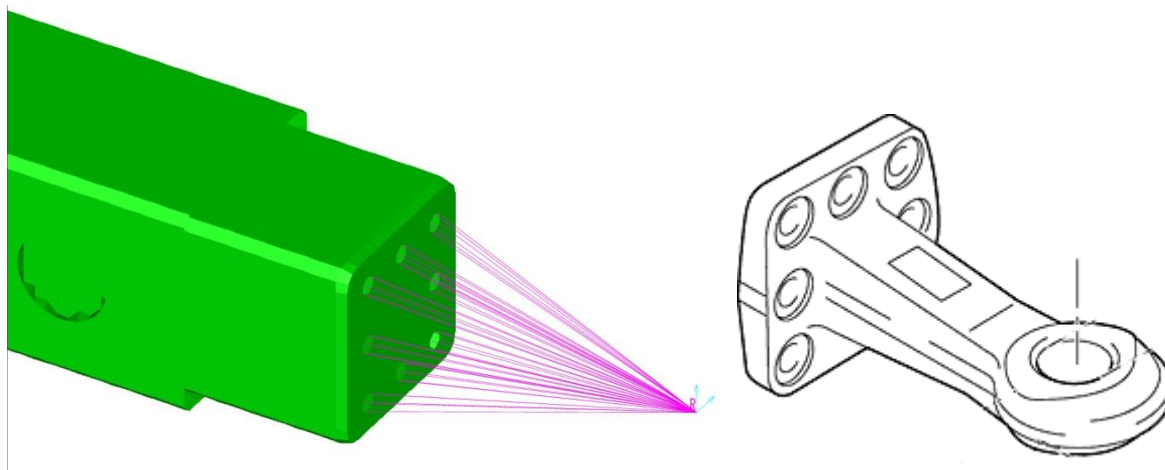
Model pro konečnoprvkovou metodu je vytvořen v prostředí programu NX I-deas 6.1 od společnosti Siemens. Rám přívěsu je tvořen jako střednicový skořepinový model. Jednotlivé plochy tohoto modelu jsou rozděleny sítí na skořepinové prvky. Základní nastavená velikost prvku byla volena 10 mm, avšak v jednotlivých místech modelu je hodnota velikosti prvků rozdílná. Celkový počet prvků se blíží číslu 350 000. Komplexní pohled na model nabízí obrázek č. 8. Náklad a součásti přívěsu, které nespádají do pevnostní kontroly, jsou v modelu nahrazeny prvky s podobnými vlastnostmi. O jednotlivých náhradách pojednávají následující podkapitoly.



Obr. 8: MKP model rámu

4.1 TAŽNÉ OKO

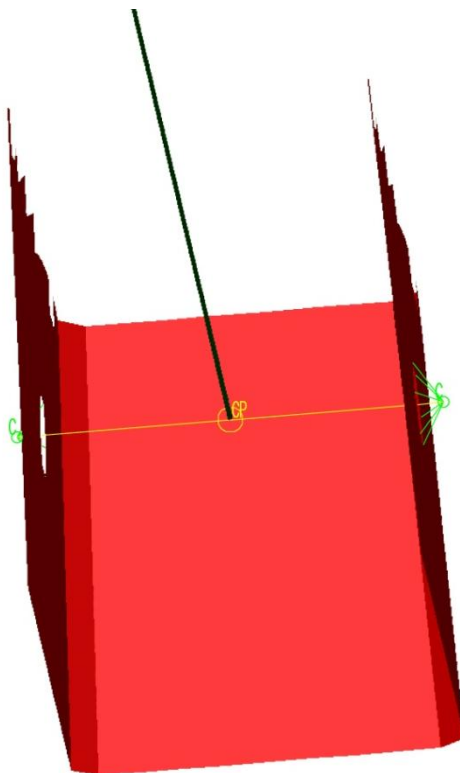
Protože toto oko se nakupuje od specializovaného výrobce, není třeba ho modelovat a provádět na něm pevnostní kontrolu. V modelu je nahrazeno několikanásobným nehmotným prvkem o nekonečné tuhosti (prvek Rigid). Tento prvek má střed v místě otvoru pro tažný kolík a konce v místech děr pro šrouby na koncové desce oje. Na obrázku č. 9 je zobrazeno tažné oko a jeho náhrada v MKP modelu. V místě středu oka je vazba. Její parametry budou uvedeny v kapitole 4.4 *Zátěžové stavy*.



Obr. 9: Tažné oko[12]

4.2 NÁPRAVY

Nápravy přívěsu jsou další součástí přívěsu, které není třeba kontrolovat, avšak je přes ně do rámu přenášeno zatížení. Pro správné definování rozložení zatížení je jejich náhrada neodmyslitelná.

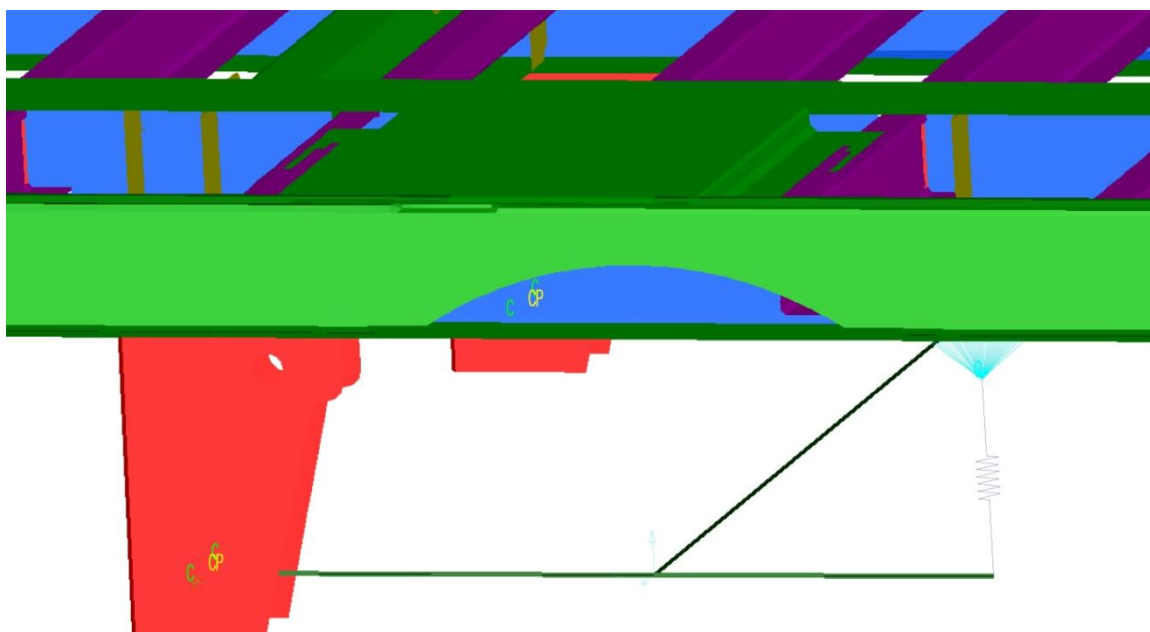


Obr. 10: Nahrazení čepu nápravy



Na obrázku č. 10 je vidět nahrazení čepu nápravy. Nahrazení čepu i jeho spojení s rámem je realizováno prvky, které se mohou deformovat v závislosti na deformaci modelu (prvek Constraint). Nápravnice i ramena jsou nahrazena prvkem Rigid. Tento prvek spojuje střed čepu, konec ramene v místě umístění měchu a konce nápravnice. Mezi prvkem nahrazujícím rameno nápravy a prvkem náhrady čepu je modelován kloub. Tento kloub umožňuje natáčení ramene kolem osy čepu tak, jak je tomu ve skutečnosti.

Vzduchový měch, sloužící k odpružení, je nahrazen jednoosou pružinou (prvek Spring). Silové zatížení od měchu je do rámu přenášeno prvkem Constraint. Výběr bodů na rámu, kde je tento prvek připojen, je volen tak, aby co nejvěrněji napodobil podložku měchu. Tato podložka je taktéž součástí nápravy, a proto postačí její nahrazení. Celé nahrazení nápravy je zobrazeno na obrázku č. 11.



Obr. 11: Nahrazení nápravy

Vazby představující styk pneumatik s vozovkou jsou umístěny na konce prvků nahrazujících nápravnice. V kapitole 4.4 *Zátěžové stavy* budou podrobněji popsány parametry těchto vazeb.

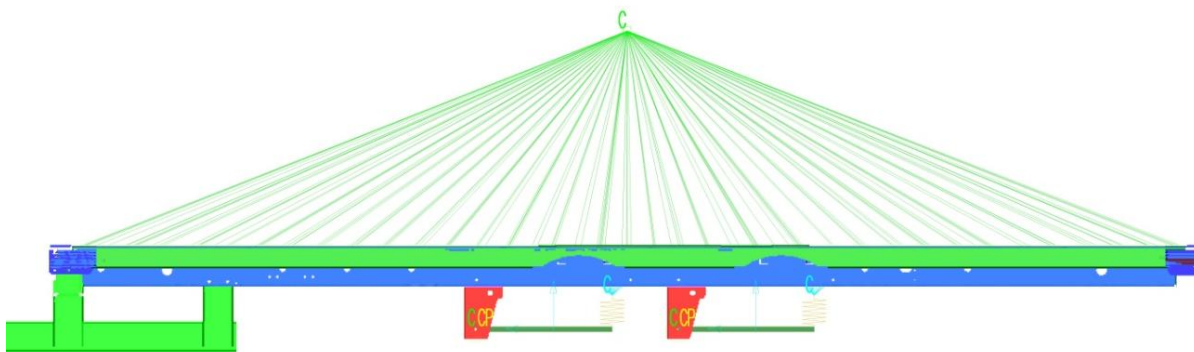
V modelu nebylo realizováno nahrazení tlumičů, z důvodu pouze statické kontroly na jejíž výsledek nemá přítomnost tlumičů vliv. Taktéž nahrazení pneumatik v modelu nemá podstatný vliv na výsledek analýzy.

Ačkoliv držáky náprav jsou součástí nápravy a jejich kontrola není vyžadována, jsou modelovány jako skořepina, protože v případě jejich nahrazení nehmotnými prvky by bylo výsledné zatížení rámu zkresleno.



4.3 NÁKLAD

Pro nahrazení nákladu byl volen prvek s charakteristickou hmotností (Lumped mass). Tento prvek je umístěn v těžišti nákladu. Prvku je přiřazena hmotnost nákladu a nástavby tedy 15 000 kg. Náklad je na přívěsu položen z části na nosných prvcích rámu a z větší části na dřevěných deskách podlahy. Pro zjednodušení rozložení nákladu je použit prvek Constraint, který je napojen na rám v místech, kde je skutečně náklad položen a na místech, které nesou desky podlahy (obr. 12).



Obr. 12: Nahrazení nákladu a jeho rozložení

Protože nejsou voleny všechny body tohoto kontaktu, ale pouze jejich výběr, může v těchto bodech vznikat špičkové napětí, které plyne ze zjednodušení modelu rámu přívěsu. Celkové zatížení rámu toto zjednodušení však neovlivní.

4.4 ZÁTĚŽOVÉ STAVY

V MKP modelu byly jednotlivé zátěžové stavy modelovány pomocí zrychlení, vazeb a silových účinků. Tabulka č. 2 *Zátěžové stavy* je sestavena podle třetí kapitoly popisující jednotlivé kontrolované zátěžové stavy. Smysl podélného zrychlení odpovídá určení v normě ČSN EN 12195-1. Pro stav průjezdu zatáčkou je simulováno projíždění pravotočivou zatáčkou.

Tabulka 2: Zátěžové stavy

Kontrolované zátěžové stavy	Zatížení zrychlením [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]				Posuvné zatížení tažného oka			Posuvné zatížení pneumatik		
	svislé	podélné		příčné	svislé	podélné	příčné	svislé	podélné	příčné
		vpřed	vzad							
Stání, jízda	9,81	-	-	-	vazba	-	-	vazba	-	-
Vyrovnané brzdění	9,81	7,85	-	-	vazba	-	-	vazba	vazba	-
Brzdění NA	9,81	4,91	-	-	vazba	vazba	-	vazba	není	-
Brzdění přívěsu	9,81	3,92	-	-	vazba	88 kN	-	vazba	vazba	-
Akcelerace	9,81	-	4,91	-	vazba	vazba	-	vazba	není	-
Průjezd zatáčkou	9,81	-	-	4,91	vazba	-	vazba	vazba	-	vazba



Z důvodu zjednodušení zadávání zátěžových stavů se volné buňky vazeb v tabulce č. 2 doplní tak, že vzniknou pouze dva případy zadání vazeb. V prvním případě je podélná vazba v tažném oku. V druhém případě je podélná vazba na pneumatice, to znamená, že je simulováno brzdění přivěsu. Tabulka č. 3 je doplněna o popsané vazby.

Tabulka 3: Zátěžové stavy – zadávání stavů

Skupina zadání vazeb	Kontrolované zátěžové stavy	Zatížení zrychlením [m·s ⁻²]				Posuvné zatížení tažného oka			Posuvné zatížení pneumatik		
		svislé	podélné		příčné	svislé	podélné	příčné	svislé	podélné	příčné
			vpřed	vzad							
1.	Brzdění NA	9,81	4,91	-	-	vazba	vazba	vazba	vazba	není	vazba
	Akcelerace	9,81	-	4,91	-	vazba	vazba	vazba	vazba	není	vazba
	Stání, jízda	9,81	-	-	-	vazba	vazba	vazba	vazba	není	vazba
	Průjezd zatáčkou	9,81	-	-	4,91	vazba	vazba	vazba	vazba	není	vazba
2.	Vyrovnané brzdění	9,81	7,85	-	-	vazba	není	vazba	vazba	vazba	vazba
	Brzdění přivěsu	9,81	3,92	-	-	vazba	88 kN	vazba	vazba	vazba	vazba

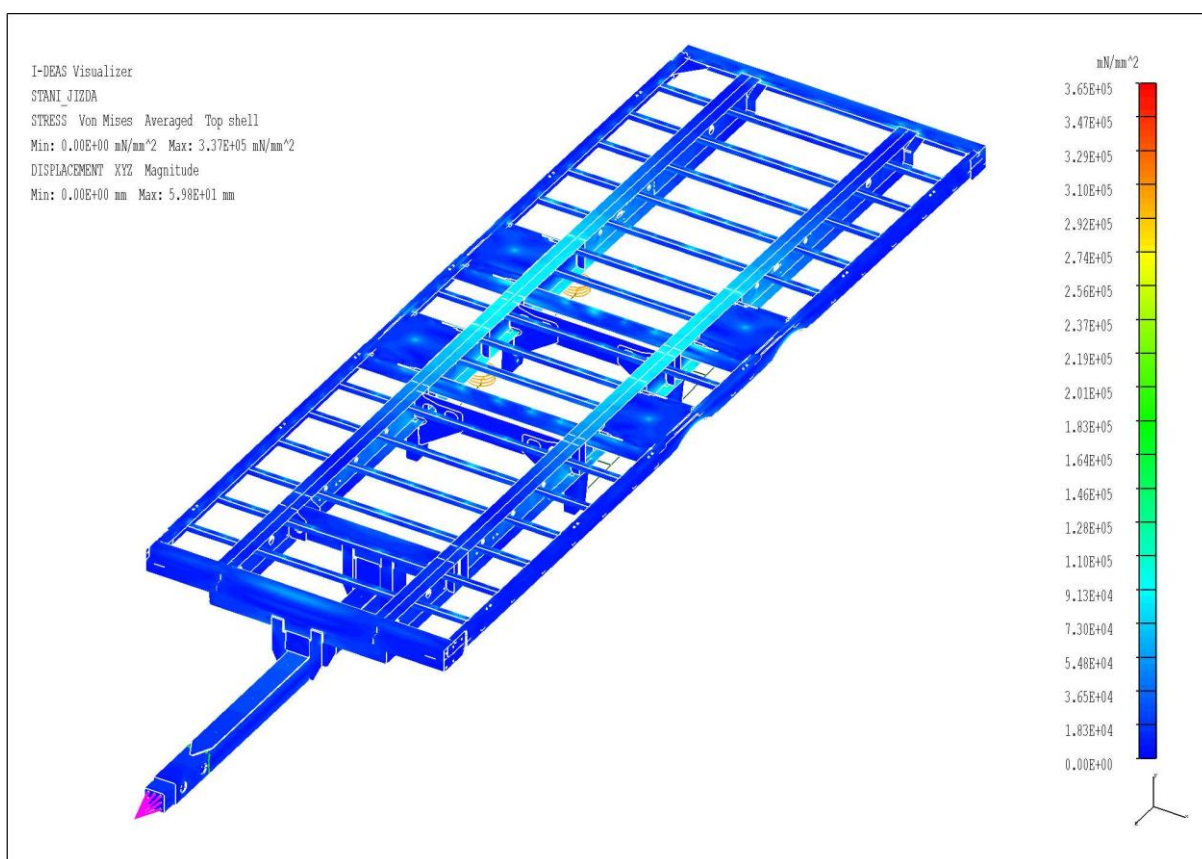


5 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ KONTROLY

V této kapitole jsou vyhodnoceny výsledky MKP kontroly podle jednotlivých zátěžových stavů.

5.1 STÁNÍ, PŘÍMÁ JÍZDA

Stav simulující stání a přímou jízdu je stavem základním k ostatním zátěžovým stavům. Rám přívěsu je zatěžován pouze gravitační silou od své vlastní hmotnosti a od hmotnosti nákladu. Z obr. 13, na kterém je zobrazen stav napjatosti, je patrné, že nedochází k nebezpečným stavům. Nejvyšší napětí je 337 MPa. Napětí se koncentruje na podélnících ve středu ložné plochy a v jejich blízkém okolí.

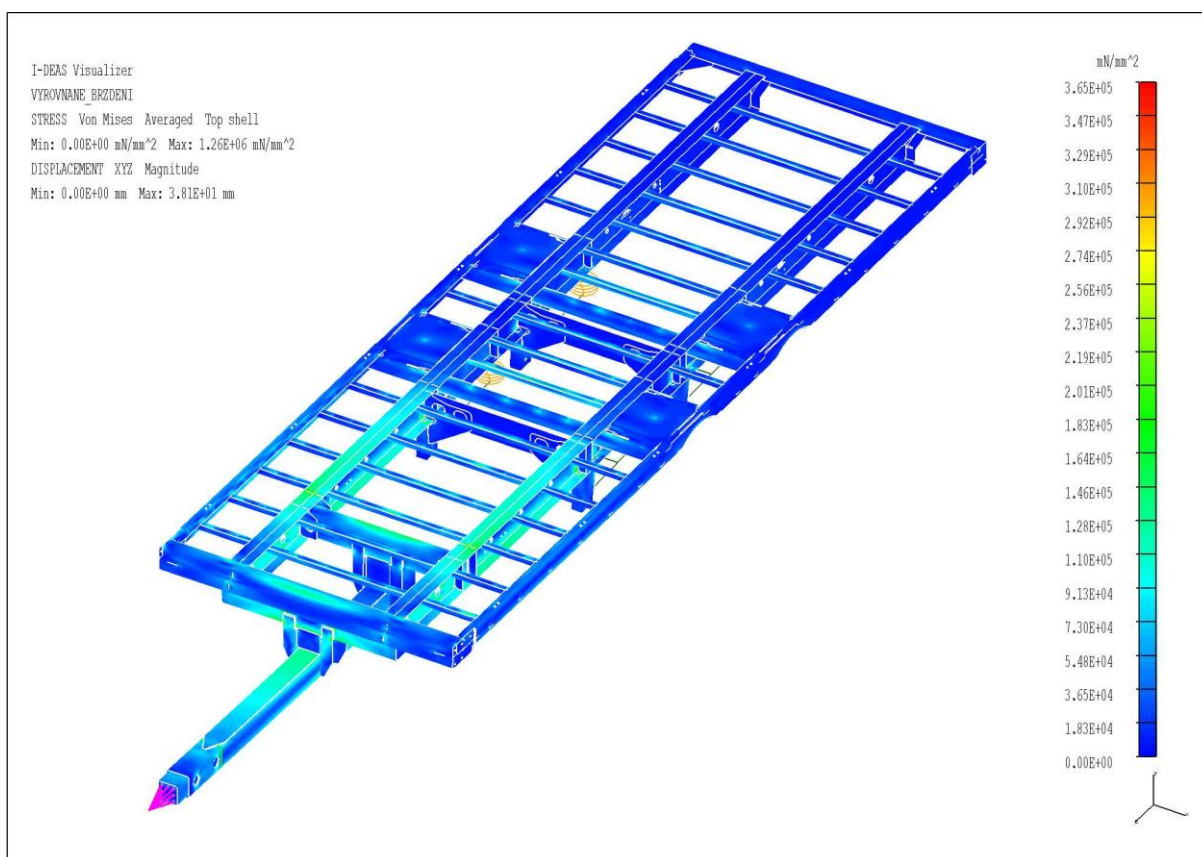


Obr. 13: Zátěžový stav Stání, přímá jízda – původní verze: celkový pohled;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 337 MPa;
max. deformace 59,8 mm, měřítko deformace 1:1

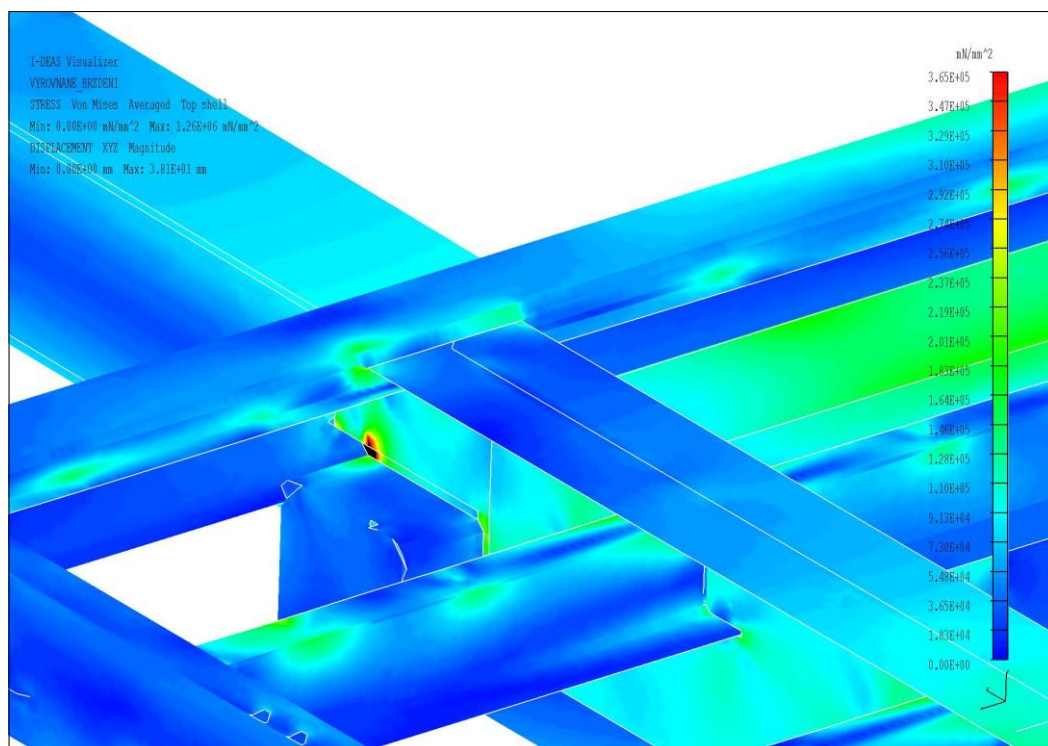


5.2 VYROVNANÉ BRZDĚNÍ

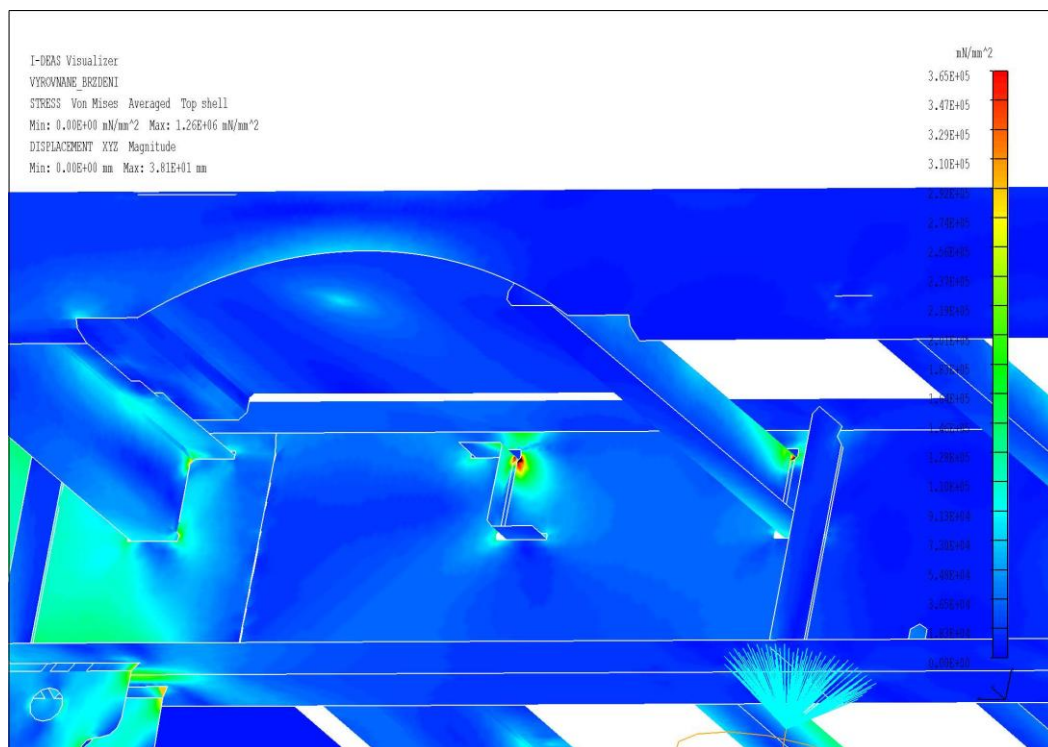
Na obr. 14 je možné vidět, že při stavu, kdy brzdí jak nákladní automobil, tak i přívěs, se napětí koncentruje do přední části ložné plochy a přívěsu. Nejvyšší napětí 1260 MPa se vyskytuje jako špičkové napětí v místě napojení přední části stojiny podélníku s předním jaklem nesoucím konzoly oje. Stav napětí okolo tohoto spoje je zobrazeno na obrázku 15. Dalšími místy, kde byla překročena dovolená hodnota napětí, jsou spojení některých příček se stojinami podélníků. Jedná se konkrétně o příčky 1 až 13, avšak pouze u příček 3, 8 a 9 byla překročena dolní mez kluzu. Obrázek 16. zobrazuje situaci kolem napojení osmé příčky.



*Obr. 14: Zátěžový stav Vyrovnané brzdění – původní verze: celkový pohled;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 1260 MPa;
max. deformace 38,1 mm, měřítko deformace 1:1*



Obr. 15: Zátěžový stav Vyrovnané brzdění – původní verze: první část stojiny podélníku;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 1260 MPa;
max. deformace 38,1 mm, měřítko deformace 1:1

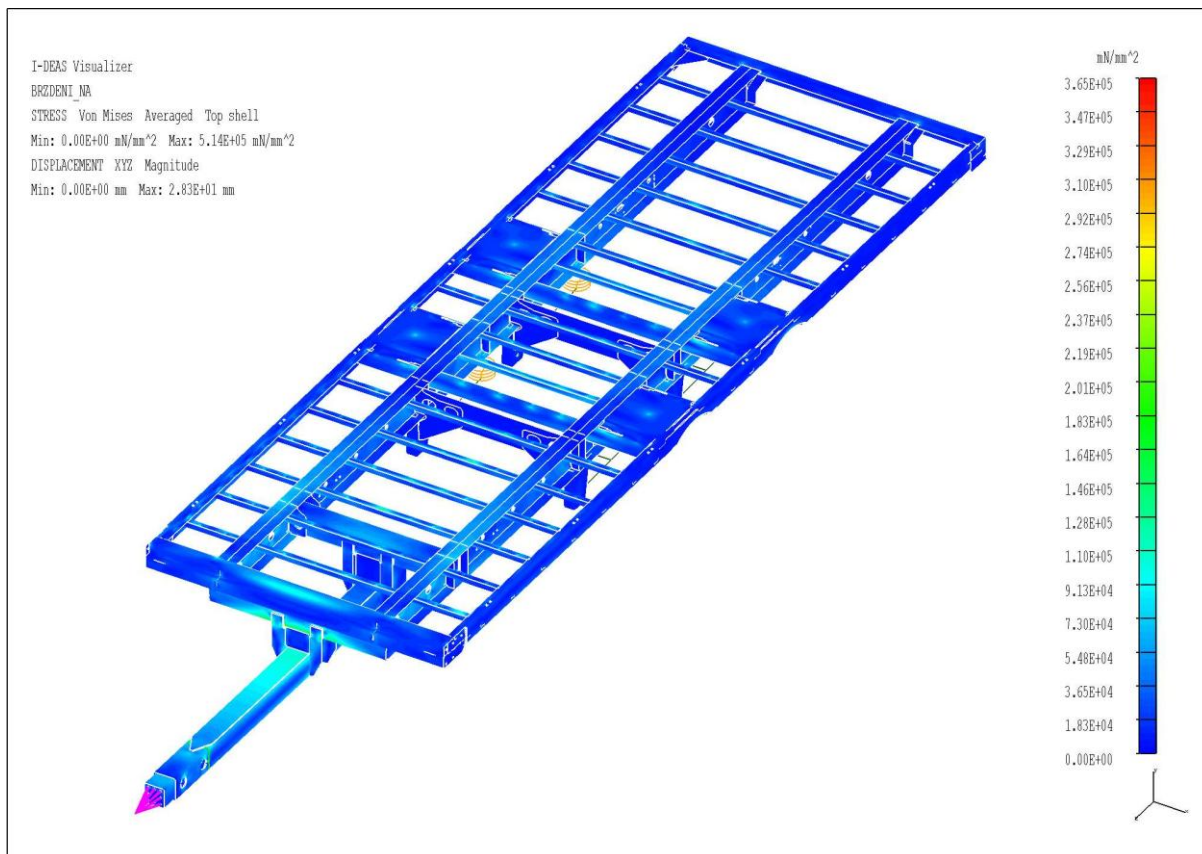


Obr. 16: Zátěžový stav Vyrovnané brzdění – původní verze: příčka;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 1260 MPa;
max. deformace 38,1 mm, měřítko deformace 1:1

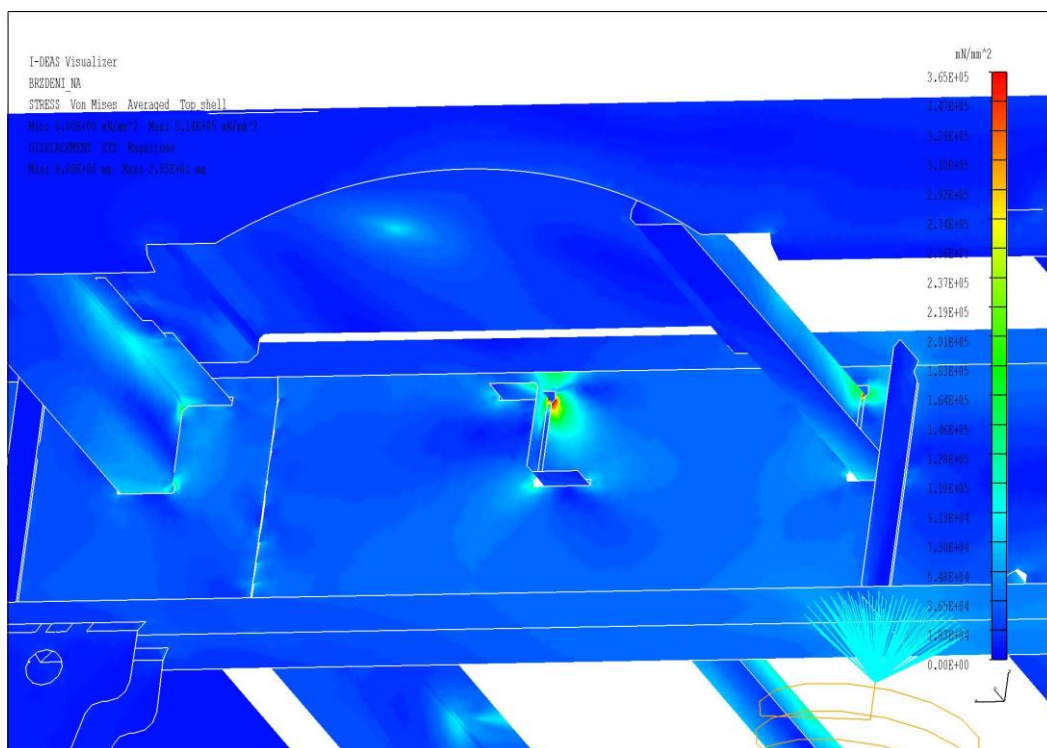


5.3 BRZDĚNÍ POUZE NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU

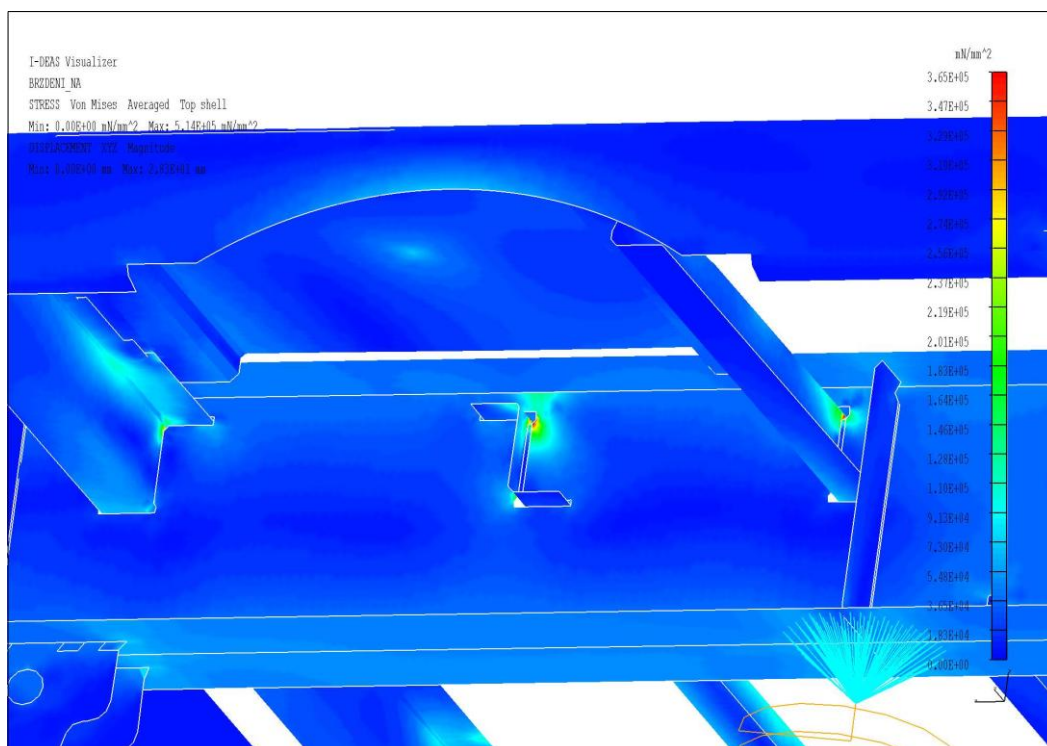
Stav, ve kterém dochází pouze k brzdění nákladního automobilu, nepatří mezi běžné stavy. Ovšem i tato situace může v době životnosti přívěsu nastat. Z obrázku č. 17 je patrné, že se napětí koncentruje na oji a v místech jejího spojení se zbytkem rámu. V těchto místech však nedochází ke kritickým hodnotám napětí. Napětí 514 MPa se nachází v místech napojení 8. příčky na stojinu (obr. 18). Dovolené napětí je ještě přesaženo v obdobném místě u příčky 12 (obr. 19). Obě zmiňované příčky se nacházejí mezi koly přívěsu.



Obr. 17: Zátěžový stav Brzdění pouze nákladního automobilu – původní verze: celkový pohled;
 redukované napětí dle HMM, max. napětí 514 MPa;
 max. deformace 28,3 mm, měřítko deformace 1:1



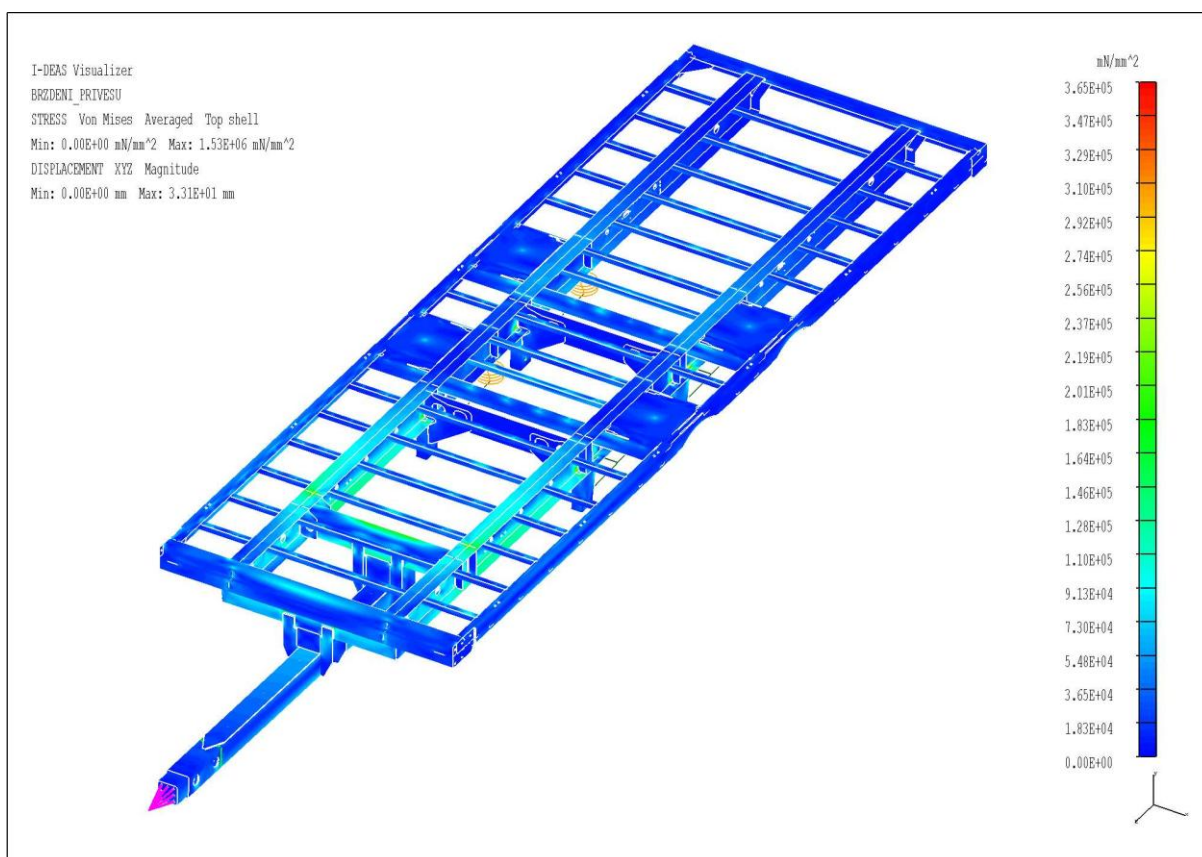
Obr. 18: Zátěžový stav Brzdění pouze nákladního automobilu – původní verze: příčka 8;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 514 MPa;
max. deformace 28,3 mm, měřítko deformace 1:1



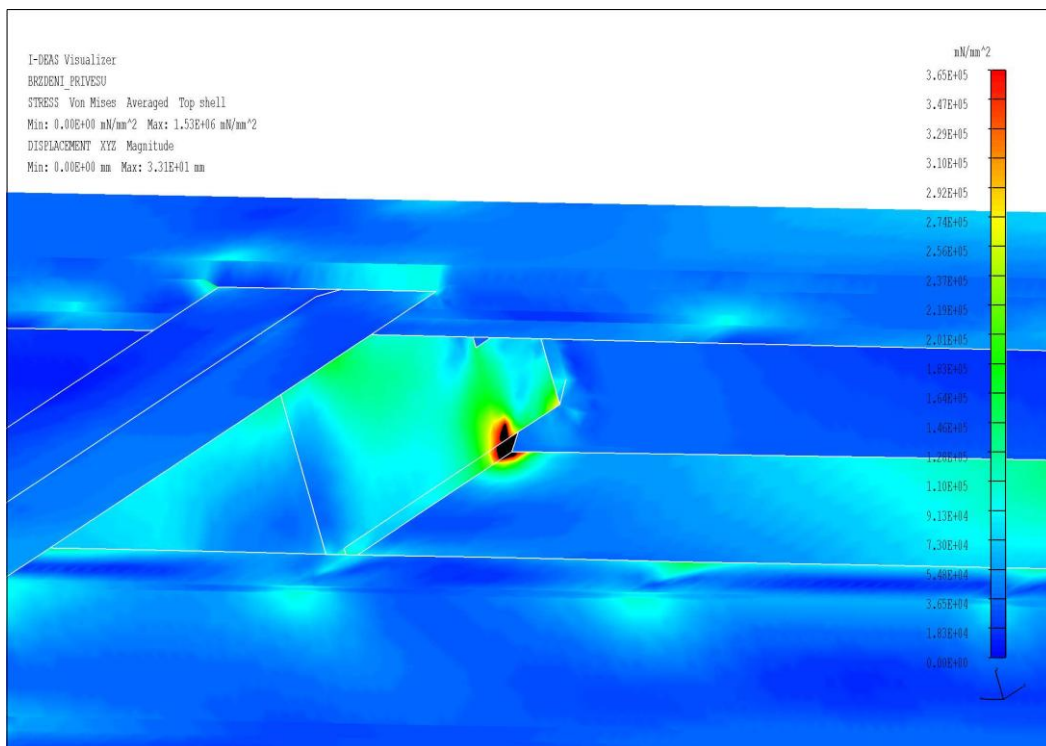
Obr. 19: Zátěžový stav Brzdění pouze nákladního automobilu – původní verze: příčka 12;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 514 MPa;
max. deformace 28,3 mm, měřítko deformace 1:1

5.4 BRZDĚNÍ POUZE PŘÍVĚSU

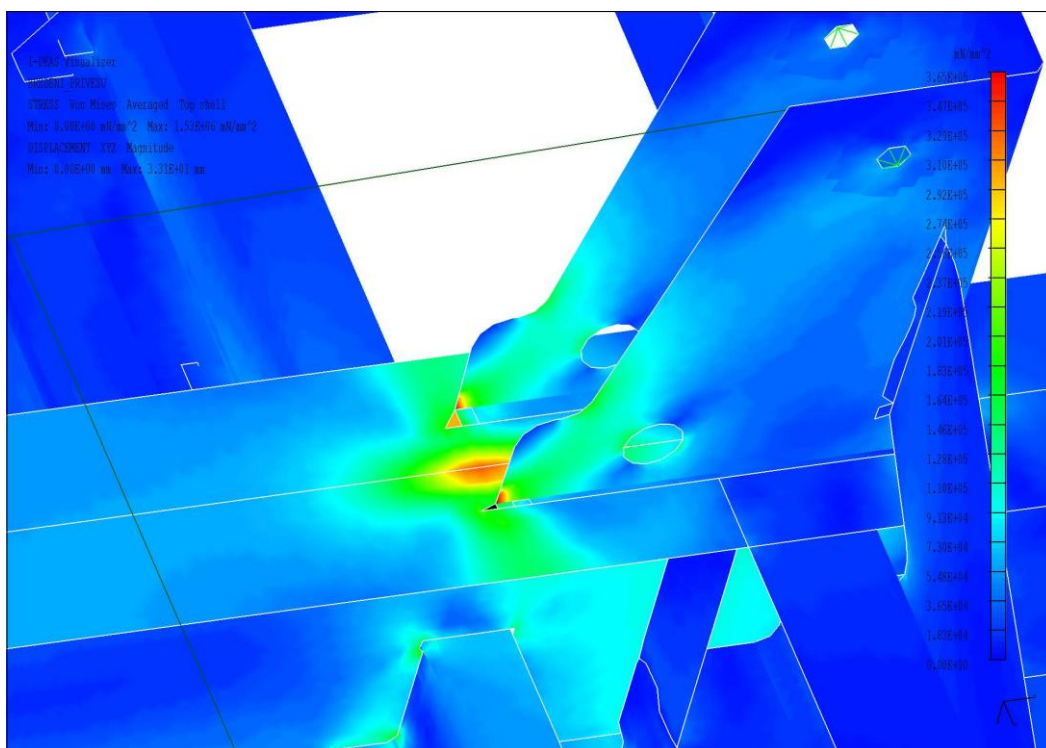
Také stav, kdy dochází k brzdění pouze přívěsu, nepatří k běžným stavům. Je však rizikový v tom, že u tohoto stavu, jako jediného z kontrolovaných stavů, nastává vždy mezní situace. Je to způsobeno nemožností ovládnutí brzdného účinku. Napětí je opět koncentrované do přední části přívěsu, což potvrzuje obrázek 20. Maximální hodnota napětí 1530 MPa se vyskytuje v již popisovaném bodě napojení stojiny podélníku a předního jaklu (obr. 21). Vysoké napětí, které však nepřesahuje mez kluzu, se nachází v oblasti dolní pásnice podélníku nad držáky náprav (obr. 22).



Obr. 20: Zátěžový stav Brzdění pouze přívěsu – původní verze: celkový pohled;
redukováné napětí dle HMM, max. napětí 1530 MPa;
max. deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1



Obr. 21: Zátěžový stav Brzdění pouze přívěsu – původní verze: první část stojiny podélníku;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 1530 MPa;
max. deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1

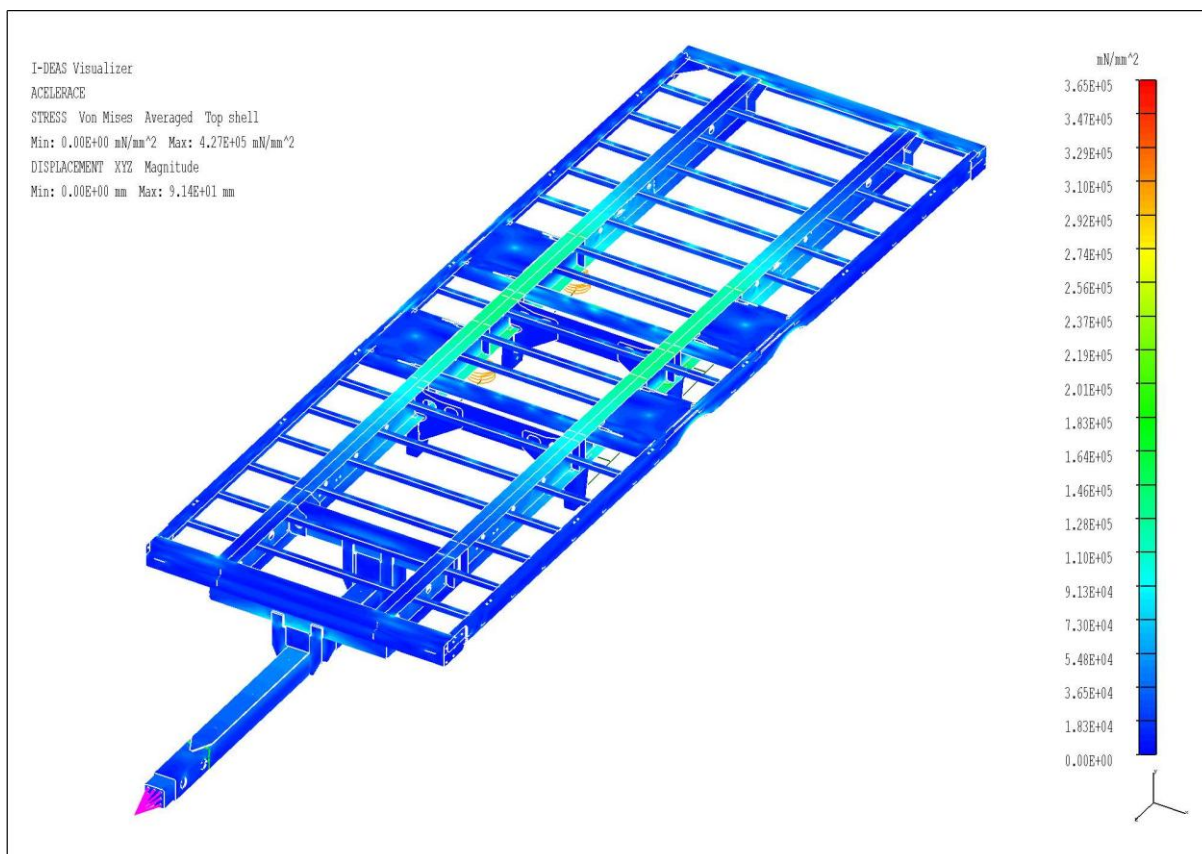


Obr. 22: Zátěžový stav Brzdění pouze přívěsu – původní verze: držák nápravy;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 1530 MPa;
max. deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1

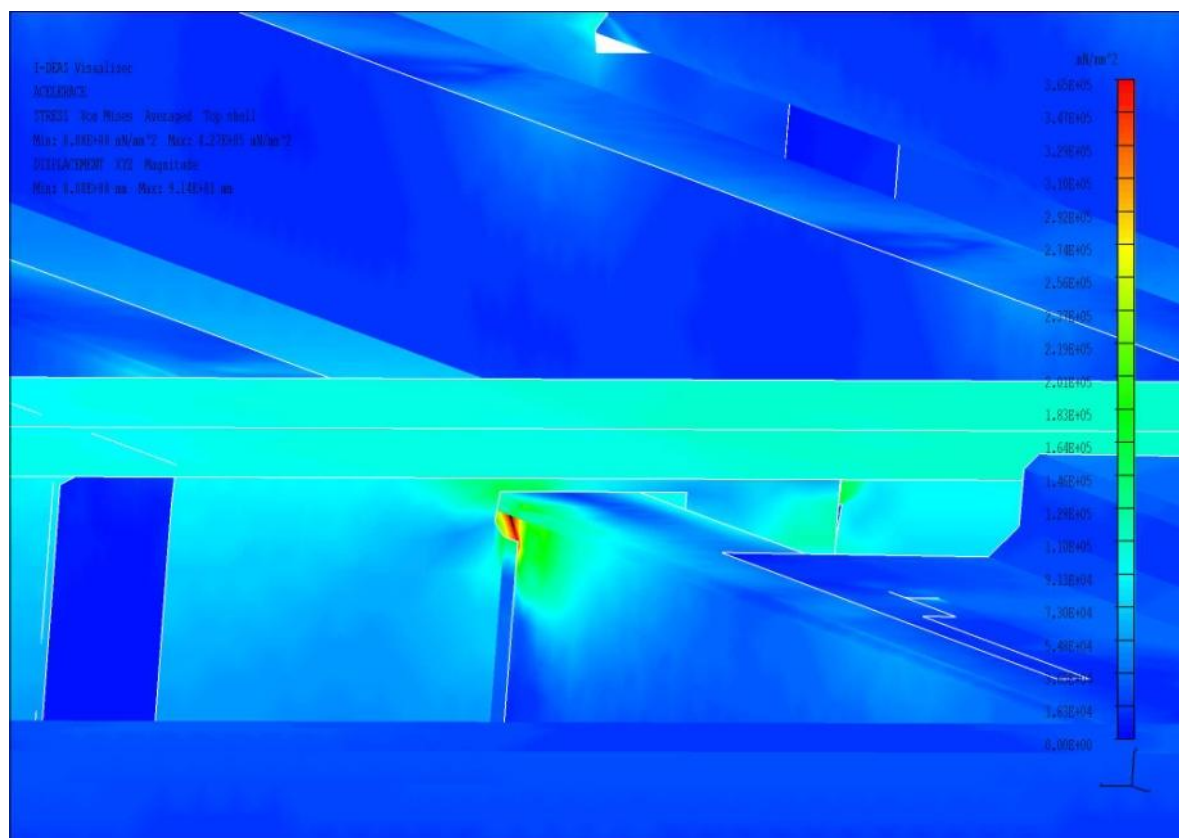


5.5 AKCELERACE

Při zrychlování je nejvyšší napětí 427 MPa. Jedná se však pouze o špičkové napětí nacházející se jen v jediném uzlovém bodě v obou napojení příčky 7 na stojinu podélníku (obr. 24). Napětí, jak je patrné z obrázku č. 23, je koncentrováno do střední části ložné plochy. Především na pásnice podélníků.



Obr. 23: Zátěžový stav Akcelrace – původní verze: celkový pohled;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 427 MPa;
max. deformace 9,14 mm, měřítko deformace 1:1

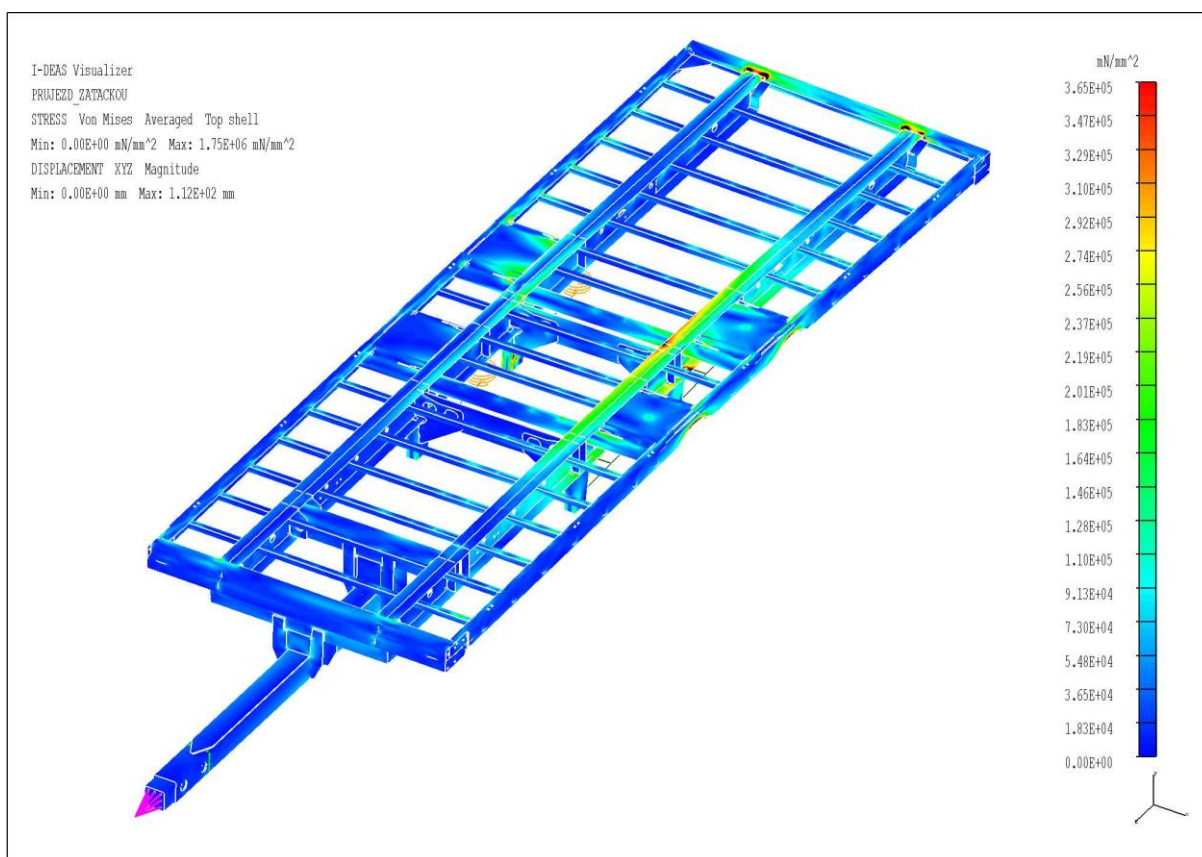


Obr. 24: Zátěžový stav Akceleraace – původní verze: příčka 7;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 427 MPa;
max. deformace 9,14 mm, měřítko deformace 1:1

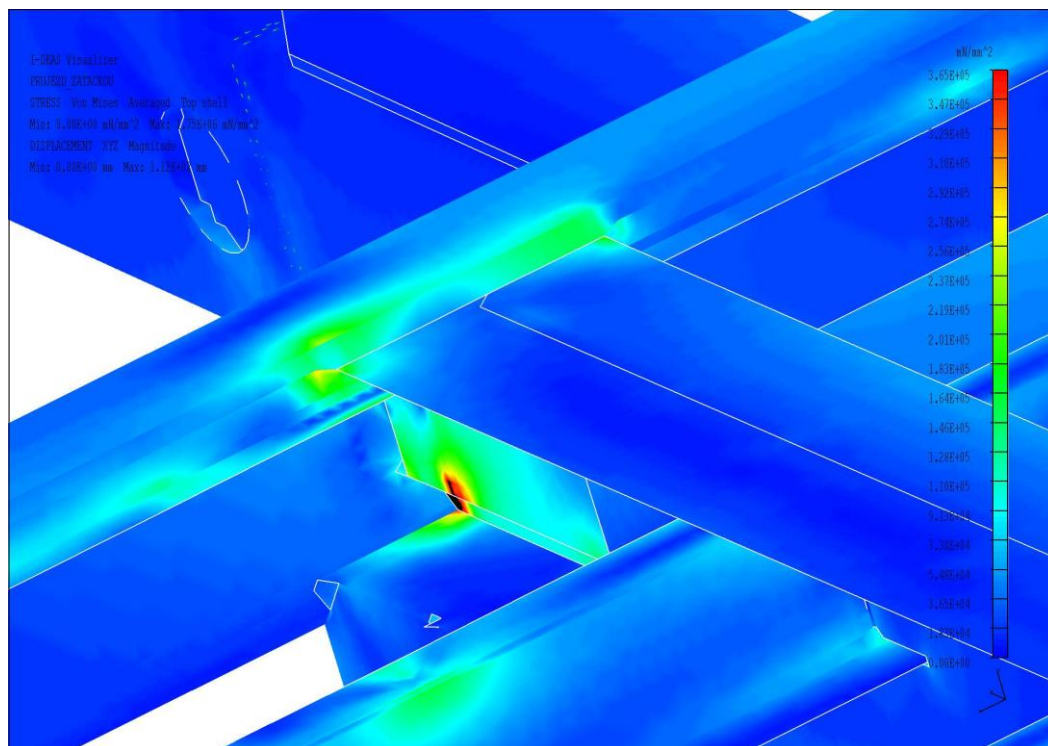


5.6 PRŮJEZD ZATÁČKOU

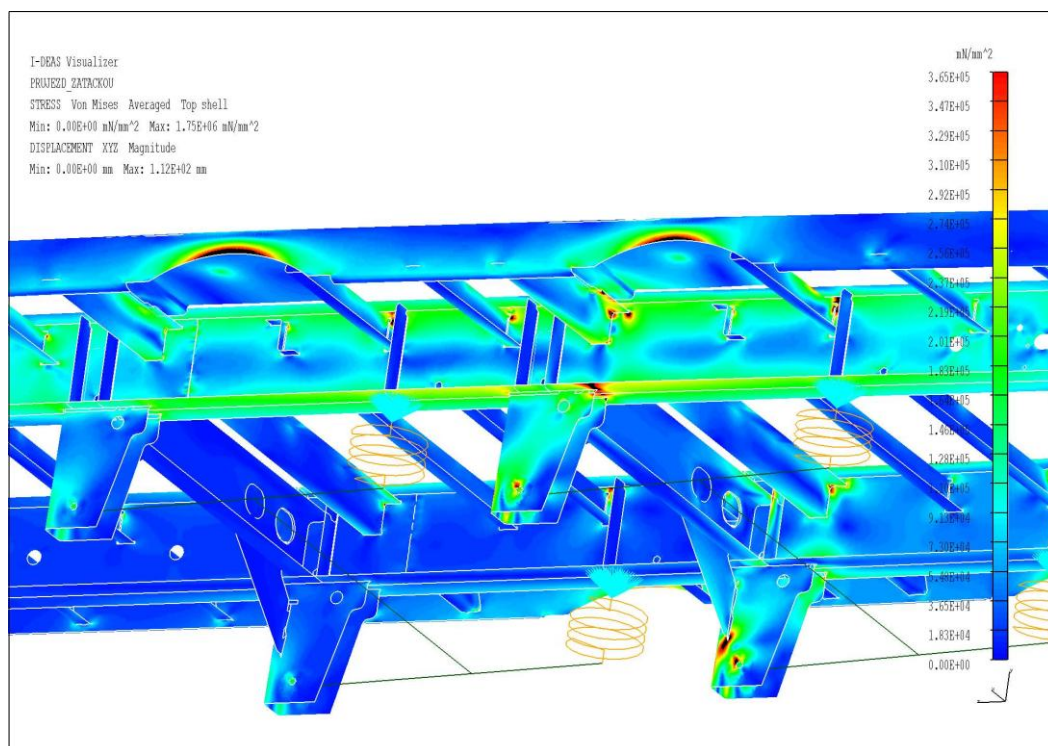
Posledním a zároveň nejkritičtějším z kontrolovaných stavů je stav při průjezdu zatáčkou a to co do velikosti nejvyššího napětí, 1750 MPa, i počtu míst přesahující dovolené napětí (obr. 25). Místo s nejvyšším napětím je opět napojení stojiny s předním jaklem. Toto napětí detailněji zobrazuje obrázek č. 26. V místech spojení příček se stojinou je rovněž překročeno dovolené napětí. U příček 3 až 6 jde o levou, tedy více zatíženou stranu. U příček 9, 10, 11 a 13 jde již o obě strany. Dokonce v místě příčky 11 dosahuje napětí úrovně nejvyššího napětí pro tento stav.



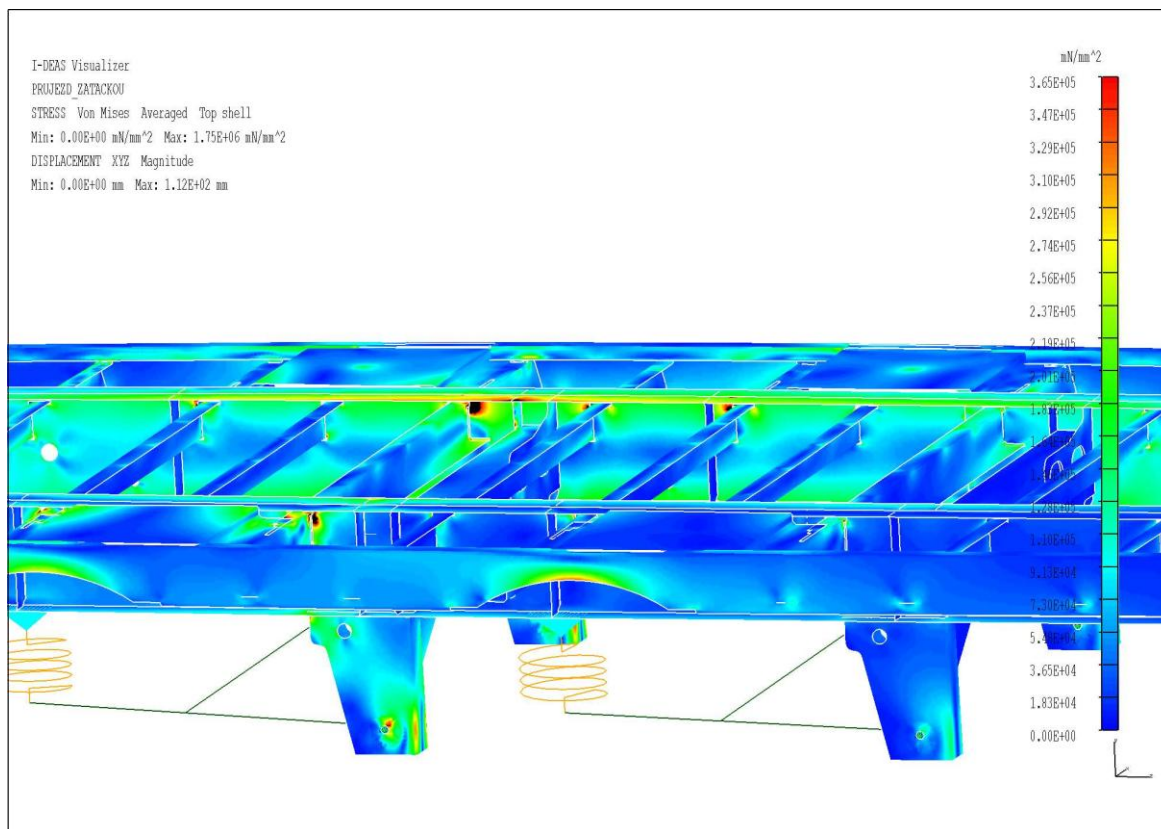
Obr. 25: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – původní verze: celkový pohled;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 1750 MPa;
max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1



Obr. 26: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – původní verze: první část stojiny podélníku; redukované napětí dle HMM, max. napětí 1750 MPa; max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1

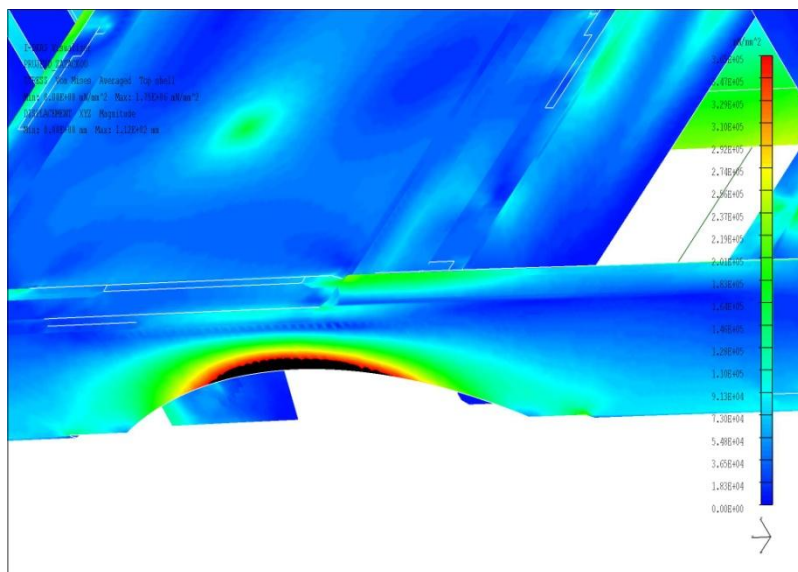


Obr. 27: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – původní verze: pohled na držáky náprav; redukované napětí dle HMM, max. napětí 1750 MPa; max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1

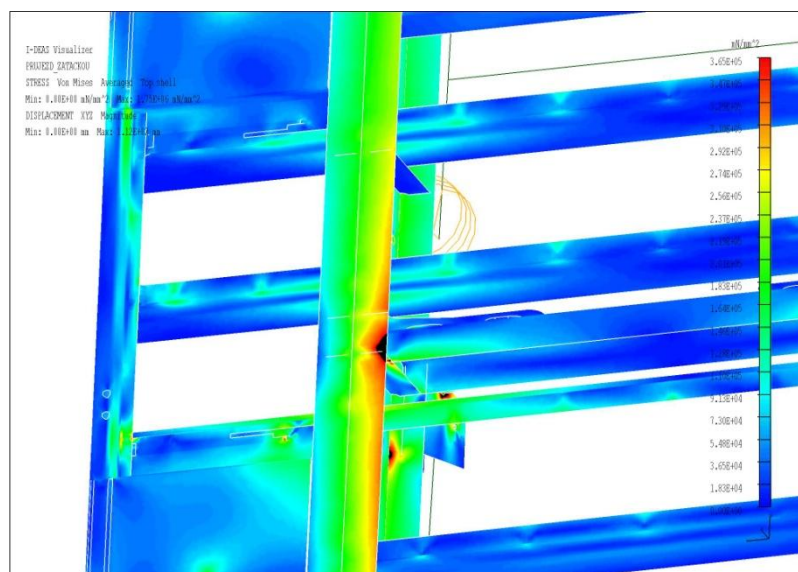


Obr. 28: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – původní verze: boční pohled;
redukováné napětí dle HMH, max. napětí 1750 MPa;
max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1

Napětí dosahující 550 MPa se nachází ve vrcholu oblouků v bočním obvodovém profilu na levé straně (obr. 29). O 50 MPa méně je na horní pásnici levého podélníku nad příčkou zadní nápravy (obr. 30). Na obrázku č. 32 je detailněji zobrazeno spojení horní pásnice podélníku se zadním obvodovým profilem. Toto napojení taktéž vykazuje napětí nad mezi kluzu.

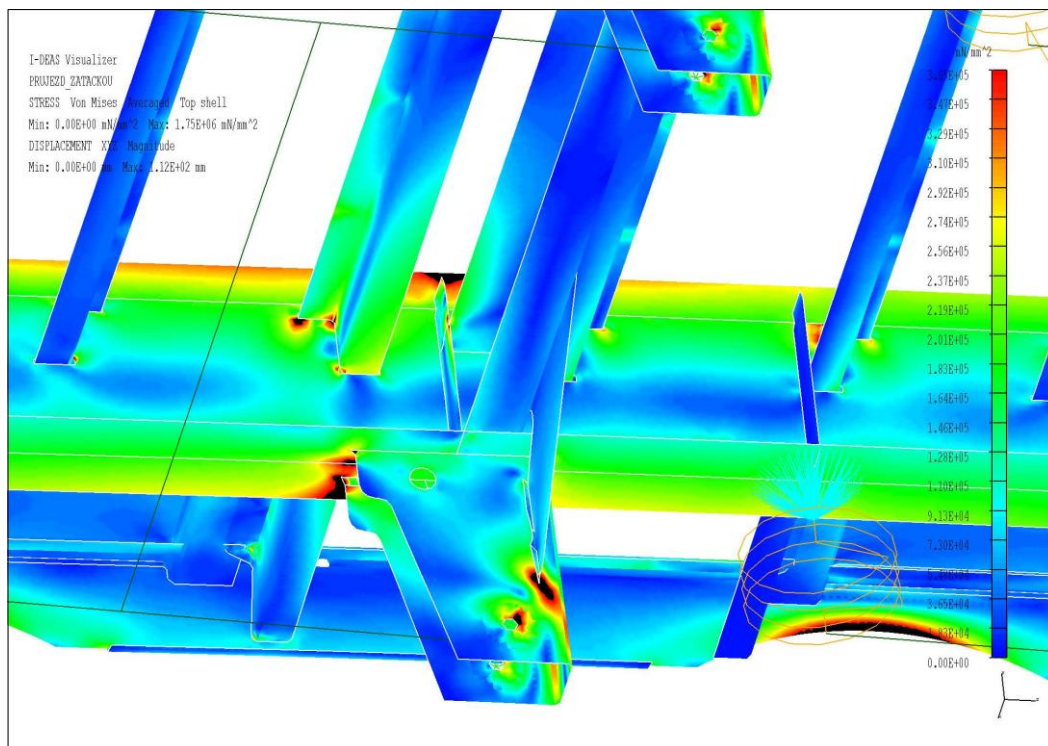


Obr. 29: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – původní verze: LP oblouk;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 1750 MPa;
max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1

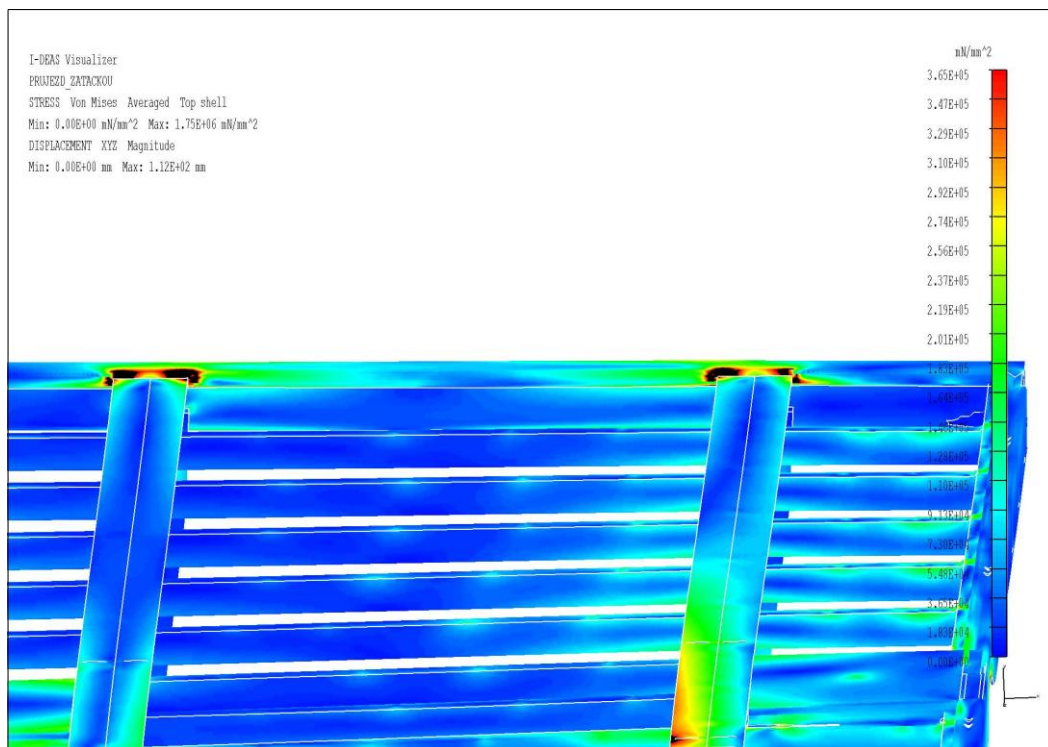


Obr. 30: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – původní verze: střed LH pásnice podélníku;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 1750 MPa;
max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1

Poslední oblastí s překročeným dovoleným napětím je zadní náprava. Konkrétně pásnice nad držákem nápravy, držák nápravy v místě výztuhy a výztuha podélníku. Místem, kde je indikováno také vyšší napětí než dovolené, je díra pro čep v držácích náprav. Je to způsobeno nedokonalostí nahrazení čepu, který není součástí kontrolovanou v této práci. Popisované výsledky MKP analýzy jsou také vidět na obrázcích 27, 28 a 31.



Obr. 31: Zátěžový stav Průjezd zatačkou – původní verze: zadní náprava;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 1750 MPa;
max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1



Obr. 32: Zátěžový stav Průjezd zatačkou – původní verze: zadní část;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 1750 MPa;
max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1

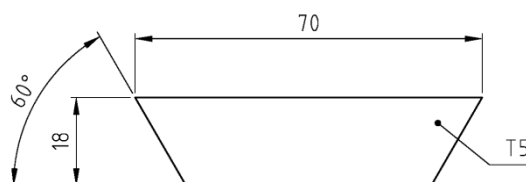


6 NAVRŽENÉ ÚPRAVY

Podle výsledků MKP analýzy vyhodnocených v kapitole 5 byly navrženy, namodelovány, vypočítány a zhodnoceny konstrukční úpravy rámu. V této práci budou popsány pouze ty úpravy, které vedly ke zlepšení výsledného stavu napjatosti.

6.1 VÝZTUHA PŘÍČKY

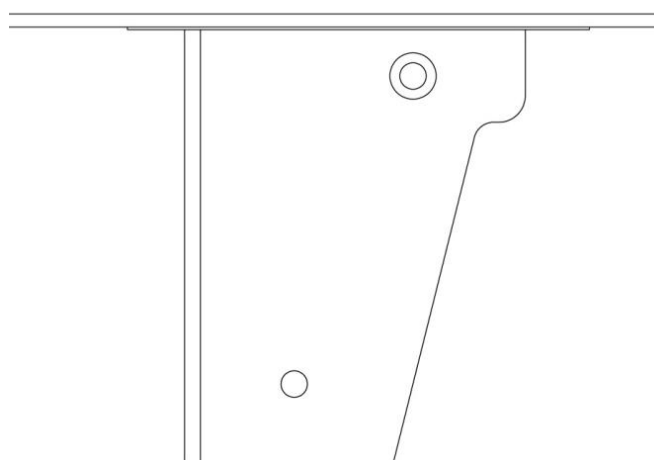
Opakovaným místem, kde byla překročena dovolená hodnota napětí, bylo napojení příček na stojinu podélníků. Z tohoto důvodu byla navržena výztuha, která spojuje horní pásnici příčky s horní pásnicí podélníků. Výztuha je zobrazena na obrázku 33. Použití této výztuhy je doporučeno minimálně u příček 2 a 3, tedy v oblasti zadního jaklu nesoucího konzoly oje a u příček 7 až 13, oblast náprav. V modelu je simulováno jejich použití z venkovní strany podélníku. Pouze u zkrácených příček 8 a 12 jsou namodelovány na vnitřní straně podélníků. U příčky 13 jsou modelovány z obou stran. Tloušťka těchto výztuh je 5 mm.



Obr. 33: Výztuha příčky

6.2 PODLOŽKA DRŽÁKU NÁPRAV

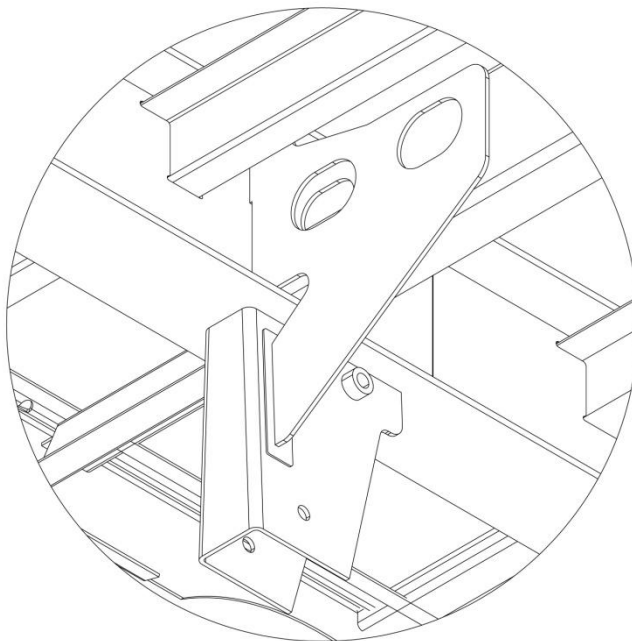
Dalším místem, kde docházelo k nežádoucím stavům z hlediska napjatosti je pásnice nad držákem zadní nápravy. Jako úprava tohoto místa je navržena 5mm podložka nad držák. Šířka podložky je větší než šířka držáku, ale menší než šířka pásnice podélníku. Do délky přesahuje držák z obou stran. Na obrázku 34 je pohled na držák nápravy s podložkou.



Obr. 34: Podložka držáku náprav

6.3 PODLOŽKA VÝZTUHY DRŽÁKU NÁPRAV

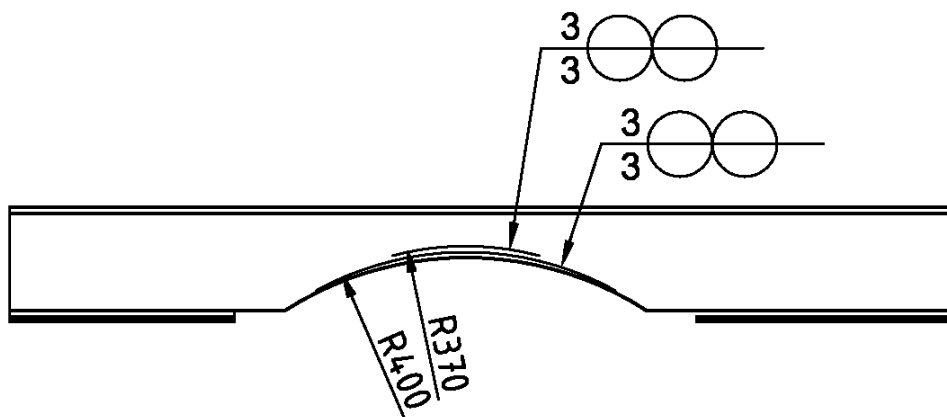
U držáků náprav se vyskytoval ještě jeden problém a to v místě napojení jejich výztuhy. Šlo o špatné rozložení napětí zejména na spodní straně svaru. Aby se zamezilo tomuto stavu, je přidána podložka, která pomůže s tímto rozložením. Podložka je modelována u všech čtyř držáků. Pro dostatečné rozložení postačovala podložka o tloušťce 2 mm. Poloha podložky je naznačena na obrázku č. 35.



Obr. 35: Podložka výztuhy držáku náprav

6.4 ZPEVNĚNÍ OBLOUKŮ

Především ve stavu průjezd zatáčkou se jeví vyříznutí oblouků v bočním obvodovém profilu jako významné oslabení tohoto profilu. Jako kompenzace je navrženo zesílení profilu na okraji výřezu a zejména v jeho horní části. Tento návrh může být proveden například návarem, lemem, či přidáním jiného způsobu zesílení. V MKP modelu byl simulován návar dle obrázku č. 36.

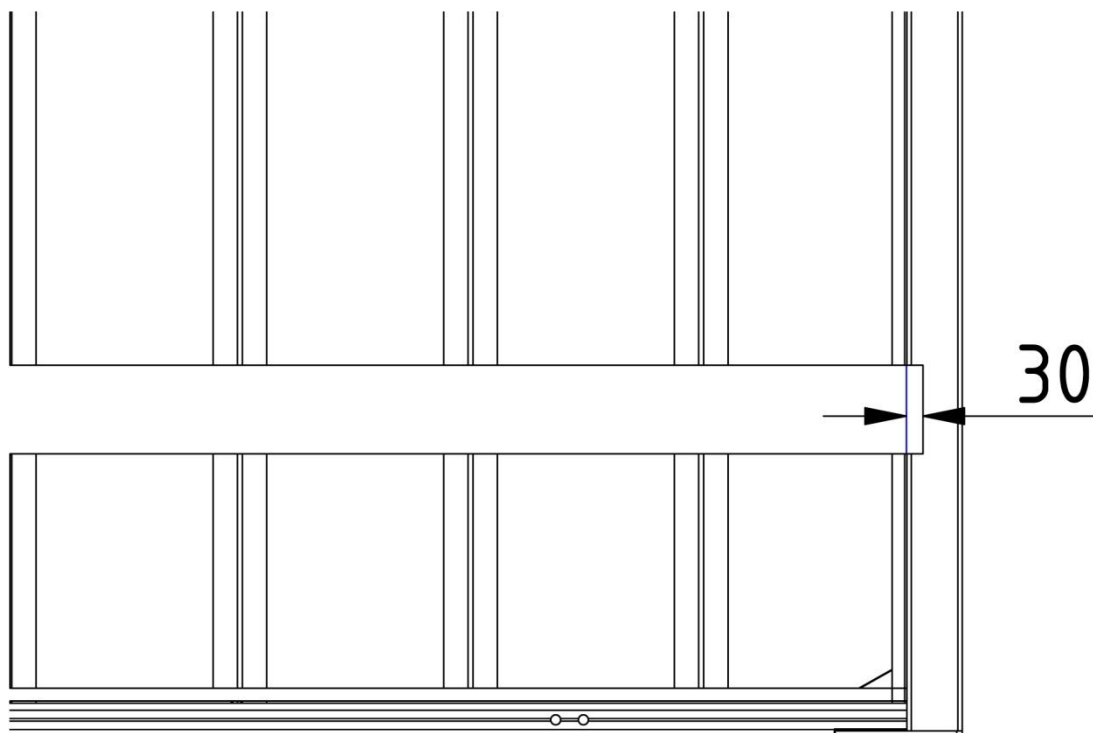


Obr. 36: Schéma návaru



6.5 PRODLOUŽENÍ PÁSNICE PODÉLNÍKŮ

Jako další navrženou úpravou rámu je prodloužení horní pásnice podélníku do předem vyříznutého otvoru v zadním obvodovém profilu. Touto změnou dojde k lepšímu přenosu krouticího momentu mezi pásnicí a profilem. Na obrázku 37 je modrou barvou naznačeno původní ukončení podélníku.



Obr. 37: Prodloužení pásnice

6.6 ZMĚNA TLOUŠTKY ČÁSTI STOJINY PODÉLNÍKU

Posledním upravovaným místem je oblast svaru stojiny podélníku s předním jaklem. Problém s rozložením napětí lze řešit zesílením stojiny v místě předního konce svaru výztuhou. Jinou možností je vyrobení celé první části stojiny z plechu o větší tloušťce. Při porovnání výsledku po provedení obou verzí změny není ve výsledcích zásadní rozdíl. O výběru verze může rozhodnout ekonomické či technologické hledisko. V konečném návrhu je zvolena varianta zesílení celé první části stojiny na tloušťku 8 mm.

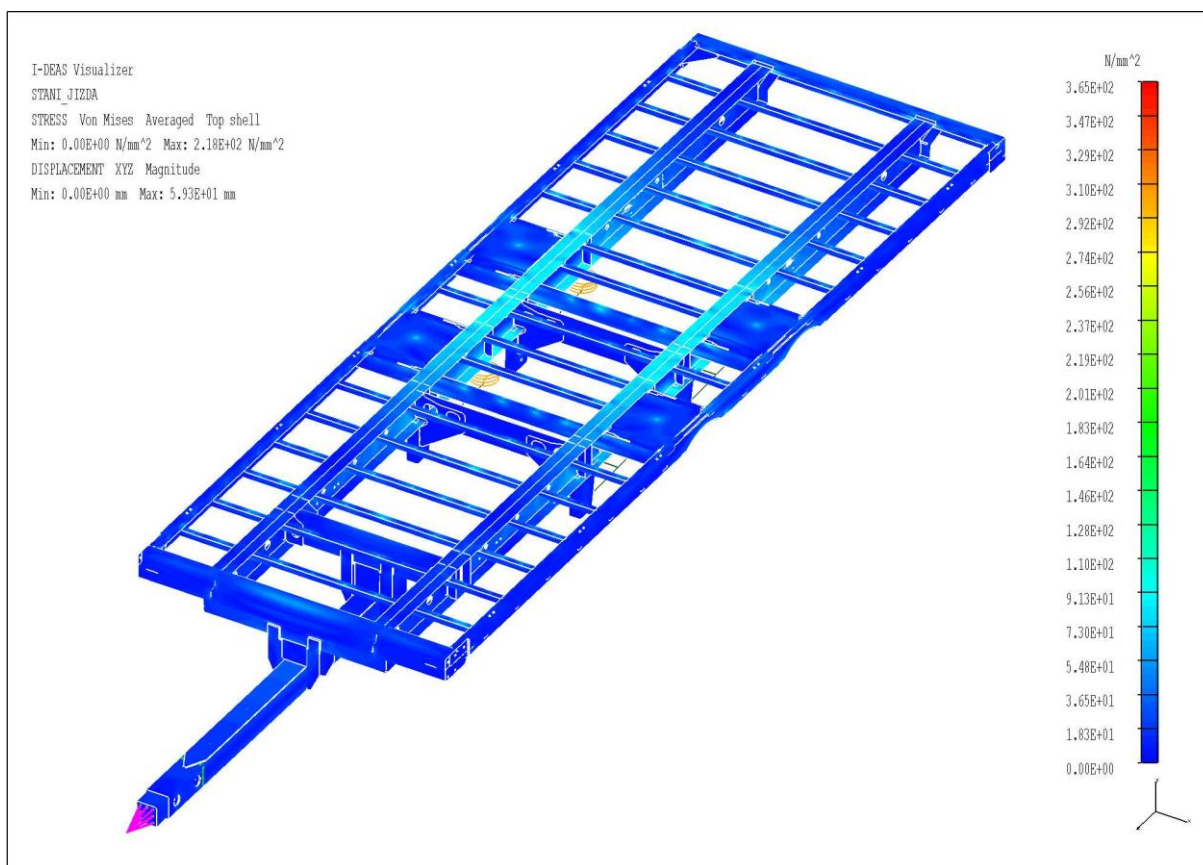


7 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ KONTROLY UPRAVENÉHO RÁMU

Po namodelování všech výše uvedených úprav byl proveden přepočet stavu napjatosti pro všechny kontrolované zátěžové stavy. Výsledky jednotlivých stavů jsou popsány v následujících podkapitolách.

7.1 STÁNÍ, PŘÍMÁ JÍZDA

I přes to, že stav stání a přímá jízda není v původní verzi nebezpečný, došlo zde vlivem změn ke snížení maximálního napětí z 337 MPa na 218 MPa. Rozložení napětí ve střední části zůstalo stejné, jak je vidět z obrázku č. 38.

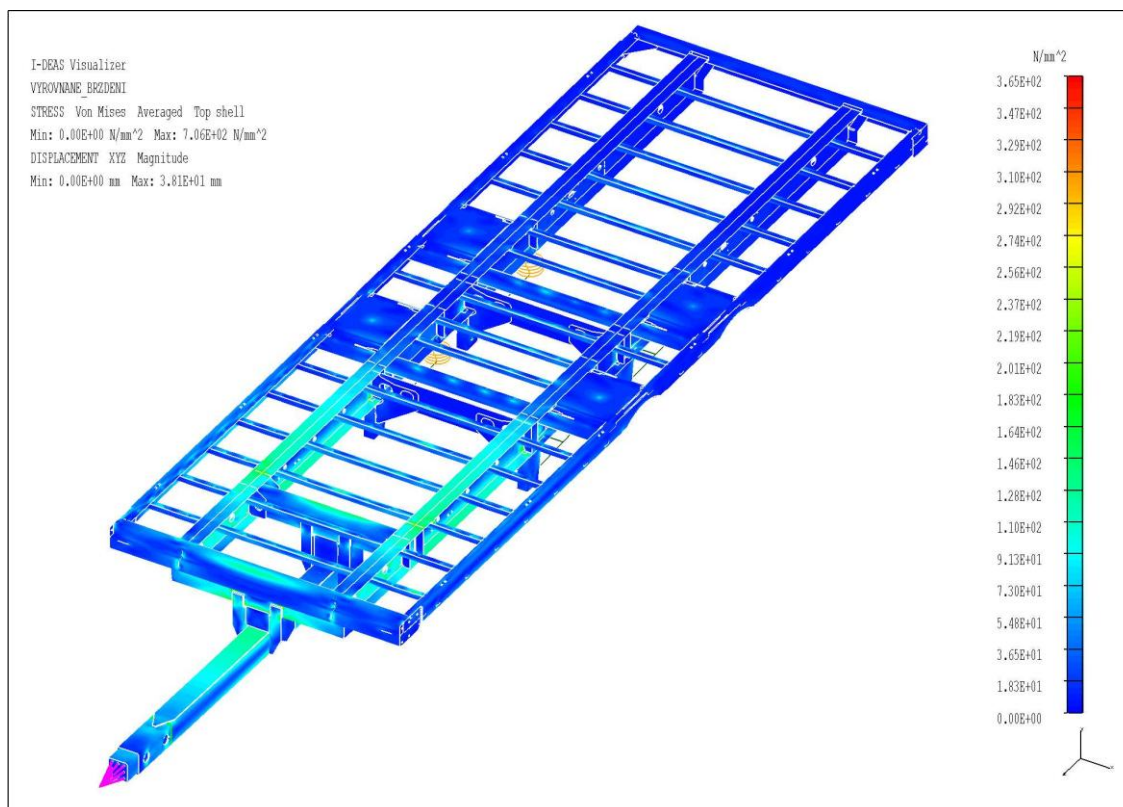


Obr. 38: Zátěžový stav Stání, přímá jízda – upravená verze: celkový pohled;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 218 MPa;
max. deformace 59,3 mm, měřítko deformace 1:1

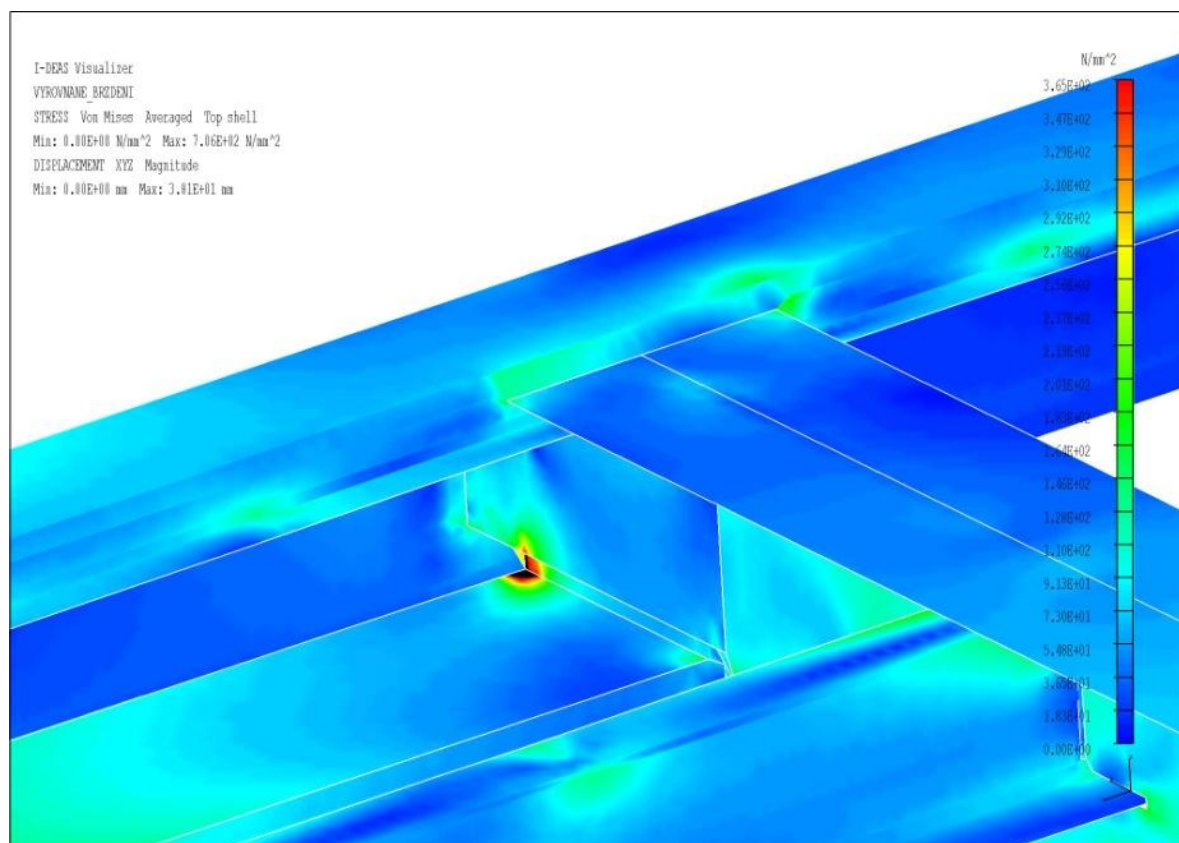


7.2 VYROVNANÉ BRZDĚNÍ

Při tomto zátěžovém stavu se snížilo nejvyšší napětí z 1260 MPa na 706 MPa (obr. 39). Místo zůstalo stejné, tedy spojení stojiny podélníku s předním jaklem (obr. 40). Uvedené napětí se projevuje jako špičkové s poměrně malým rozsahem a z větší části je nejspíše způsobeno nedokonalostí nahrazení skutečného provedení numerickým modelem. Přesáhnuté dovolené napětí u příček v neupraveném rámu se úpravami snížilo pod dovolenou úroveň.



Obr. 39: Zátěžový stav Vyrovnané brzdění – upravená verze: celkový pohled;
redukováné napětí dle HMM, max. napětí 706 MPa;
max. deformace 38,1 mm, měřítko deformace 1:1

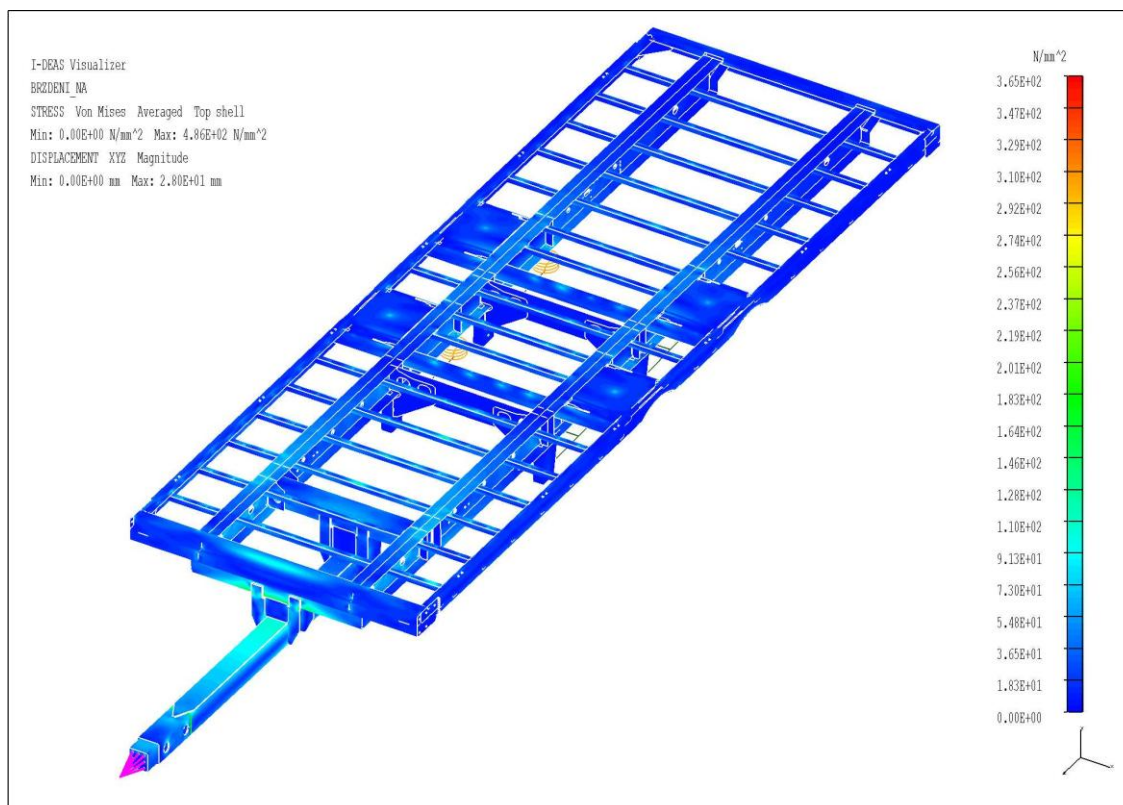


Obr. 40: Zátěžový stav Vyrovnané brzdění – upravená verze: první část stojiny podélníku;
redukované napětí dle HMM, max. napětí 706 MPa;
max. deformace 38,1 mm, měřítko deformace 1:1

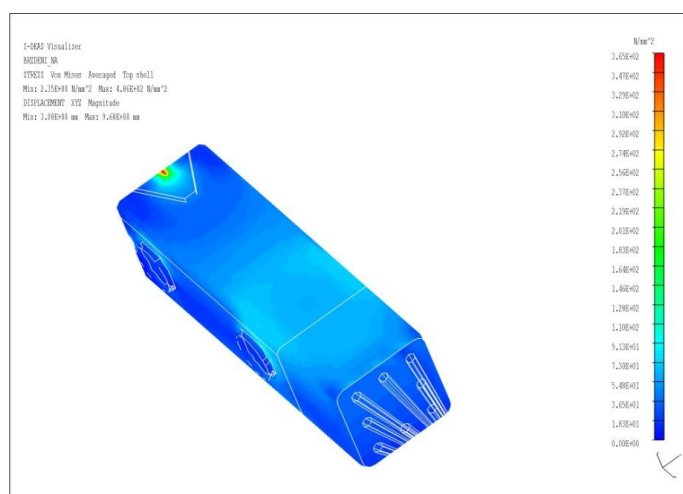


7.3 BRZDĚNÍ POUZE NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU

Problematická místa u 8. a 12. příčky již nedosahují kritických hodnot napětí. Napětí na celém rámu je již pod dovolenou hodnotou (obr. 41). Nejvyšší napětí 486 MPa je špičkové a jednoznačně způsobené zjednodušením modelu v místě vsunutí koncového jaklu oje do jaklu většího. Výřez tohoto napětí ukazuje obrázek č. 42.



Obr. 41: Zátěžový stav Brzdění pouze nákladního automobilu – upravená verze: celkový pohled; redukované napětí dle HMM, max. napětí 486 MPa; max. deformace 28 mm, měřítko deformace 1:1

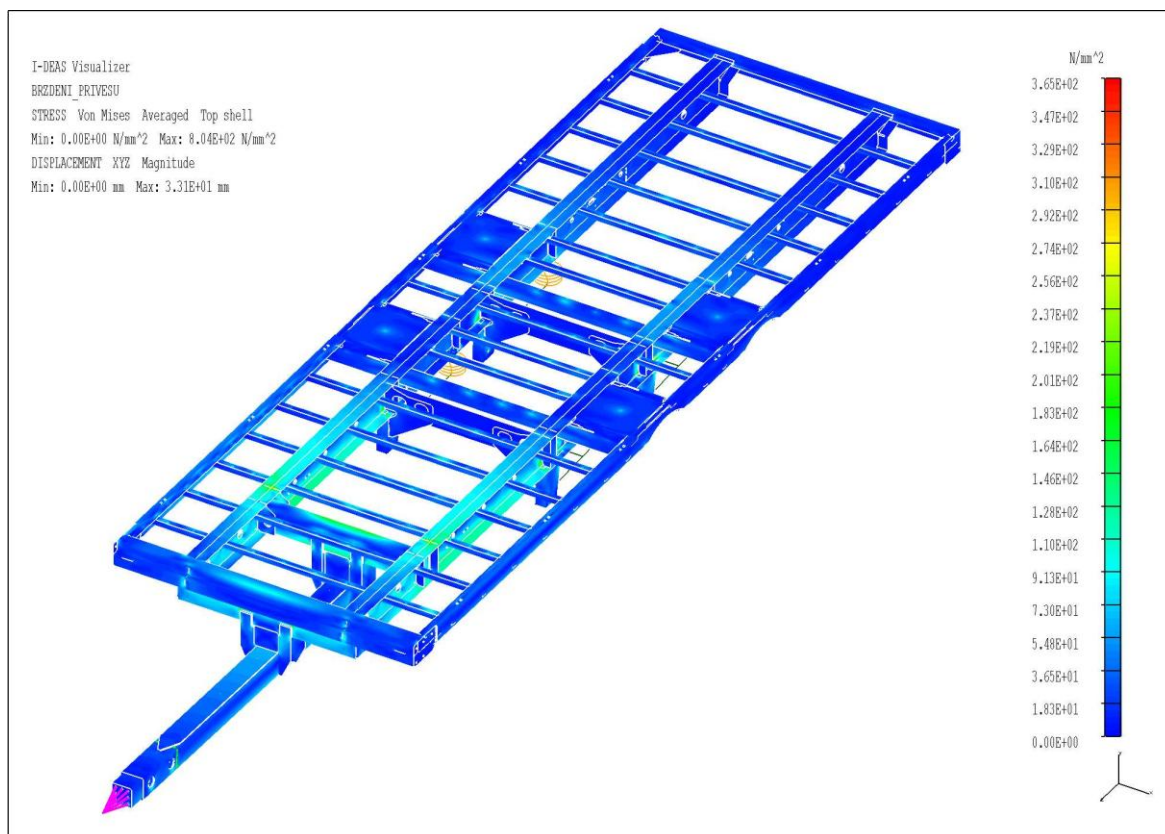


Obr. 42: Zátěžový stav Brzdění pouze nákladního automobilu – upravená verze: oj (část); redukované napětí dle HMM, max. napětí 486 MPa; max. deformace 28 mm, měřítko deformace 1:1

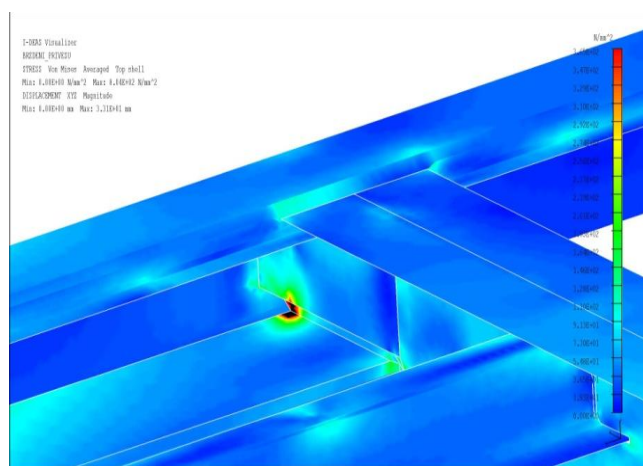


7.4 BRZDĚNÍ POUZE PŘÍVĚSU

Jediná a maximální hodnota napětí přesahující dovolenou mez je pro stav brzdění pouze přívěsu 804 MPa. Nachází se na již popisovaném místě, tedy v místě svaru stojiny s předním jaklem (obr. 44). I zdůvodnění tohoto výsledku bylo již zmíněno výše v kapitole 7.2. Komplexní pohled na průběh napětí nabízí obrázek 43.



Obr. 43: Zátěžový stav Brzdění pouze přívěsu – upravená verze: celkový pohled; redukované napětí dle HMM, max. napětí 804 MPa; max. deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1

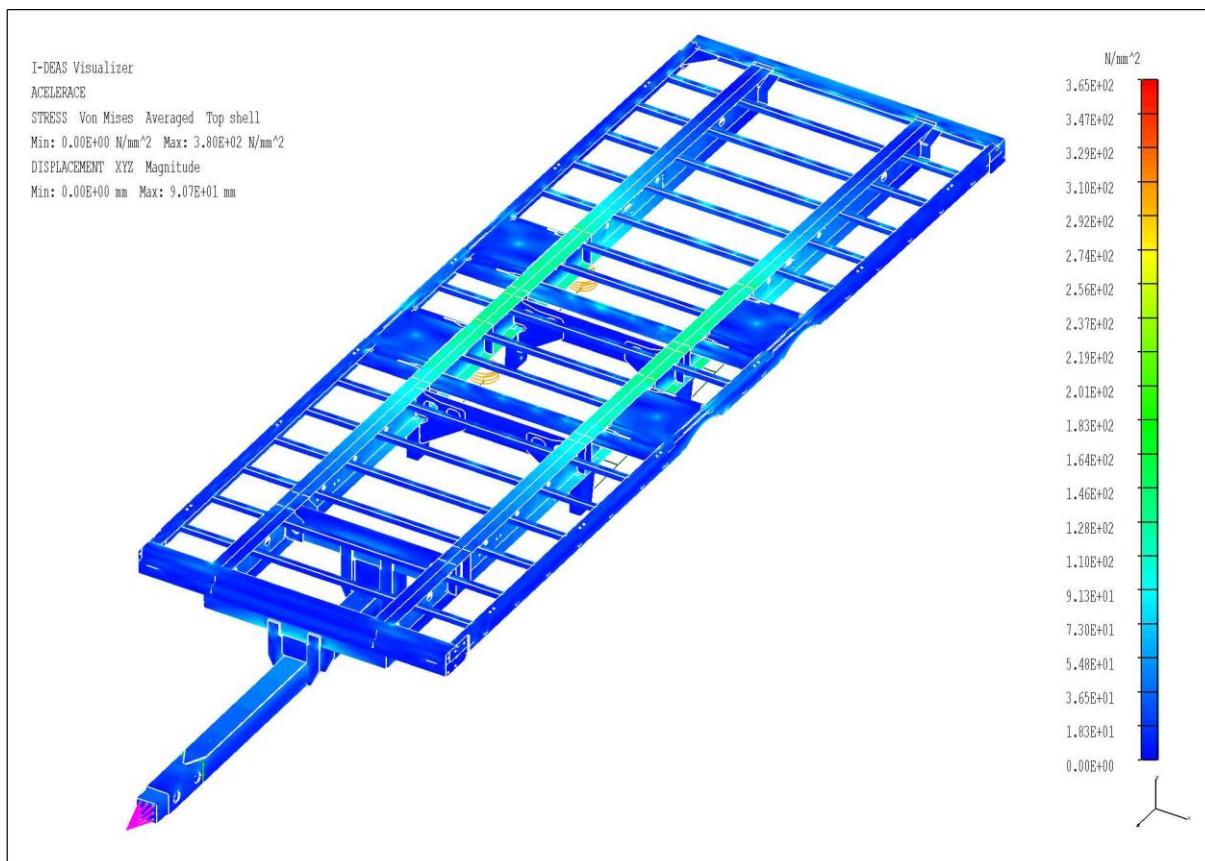


Obr. 44: Zátěžový stav Brzdění pouze přívěsu – upravená verze: první část stojiny podélníku; redukované napětí dle HMM, max. napětí 804 MPa; max. deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1

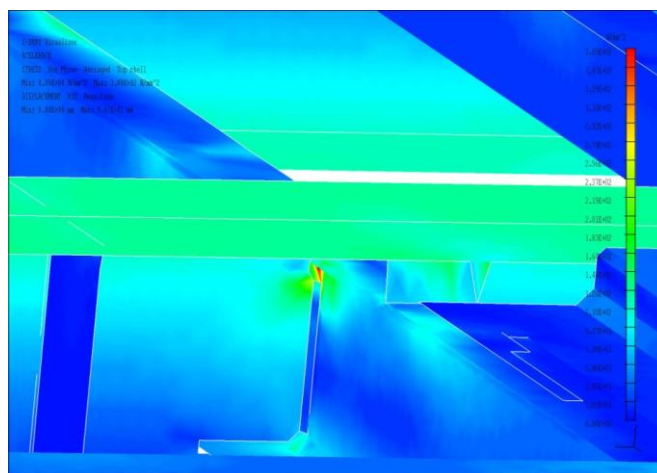


7.5 AKCELERACE

U tohoto stavu (obr. 45) došlo úpravami ke snížení nejvyššího napětí z 427 MPa na 380 MPa. Toto napětí sice překračuje dovolenou úroveň, ale stále je pod mezí kluzu. Protože jde o napětí pouze v jediném bodě (obr. 46), jde pouze o důsledek zjednodušení modelu.



Obr. 45: Zátěžový stav Akcelrace – upravená verze: celkový pohled;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 380 MPa;
max. deformace 90,7 mm, měřítko deformace 1:1

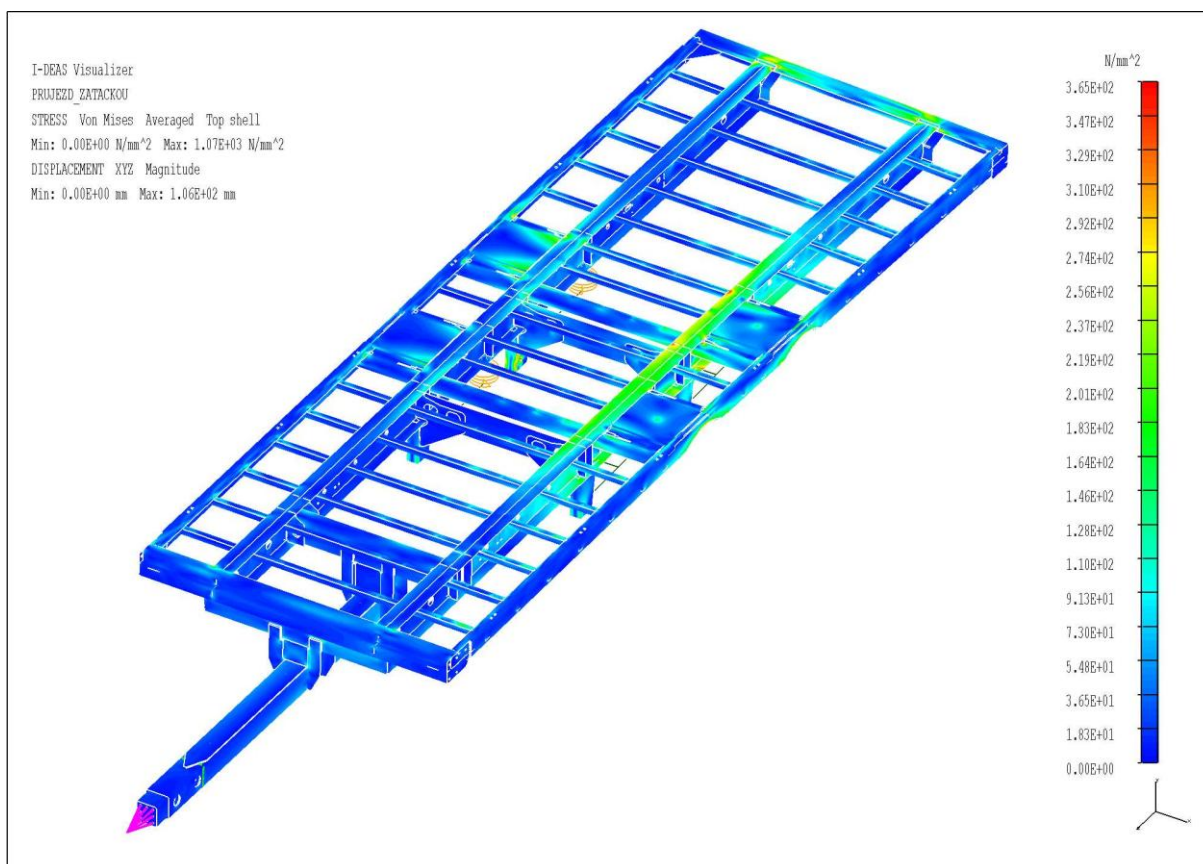


Obr. 46: Zátěžový stav Akcelrace – upravená verze: příčka 7;
redukované napětí dle HMH, max. napětí 380 MPa;
max. deformace 90,7 mm, měřítko deformace 1:1



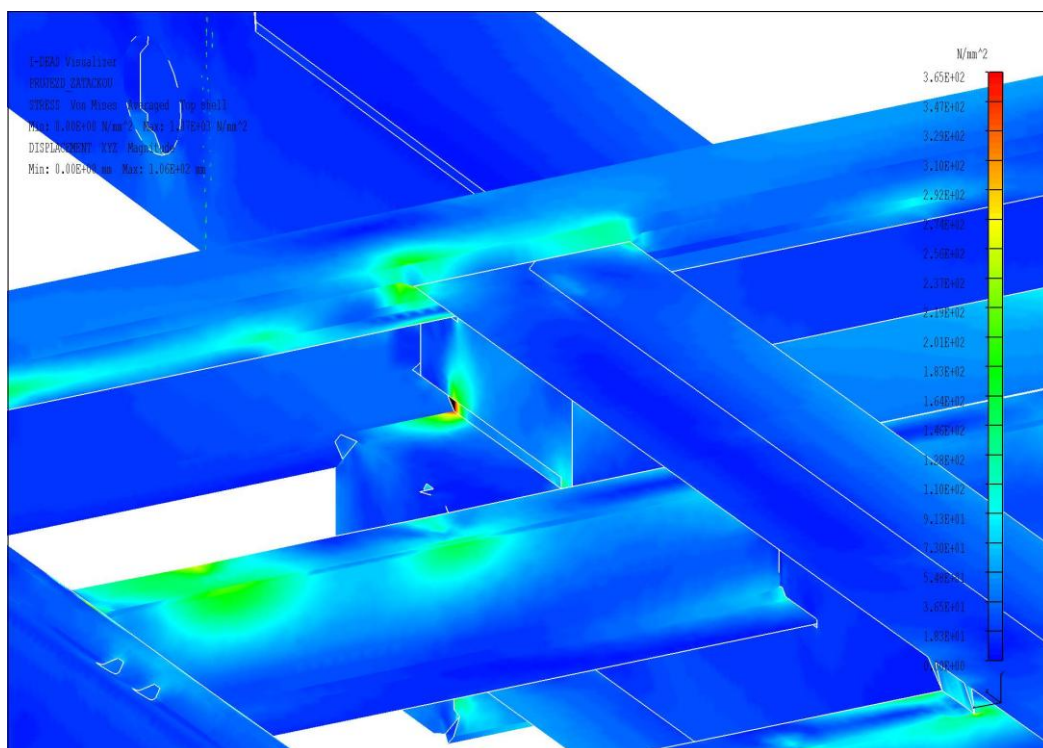
7.6 PRŮJEZD ZATÁČKOU

I ve stavu průjezdu zatáčkou došlo vlivem úprav ke zklidnění. Výsledek přepočtu tohoto stavu je na obrázku 47. Nejvyšší napětí kleslo na 1070 MPa. Je to sice stále vysoká hodnota, ale jedná se opět z větší části o nedokonalost nahrazení skutečného stavu numerickým modelem. Místem s nejvyšším napětím je spojení příčky 11 s přidanou výztuhou (obr. 51).

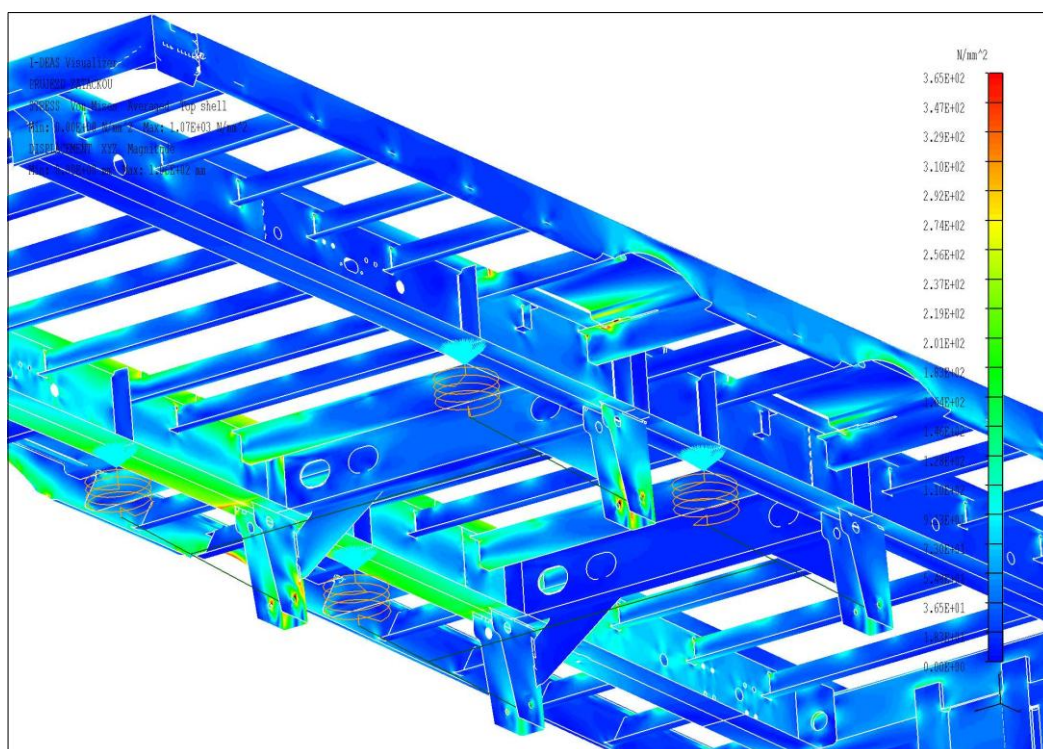


Obr. 47: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – upravená verze: celkový pohled;
redukováno napětí dle HMM, max. napětí 1070 MPa;
max. deformace 106 mm, měřítko deformace 1:1

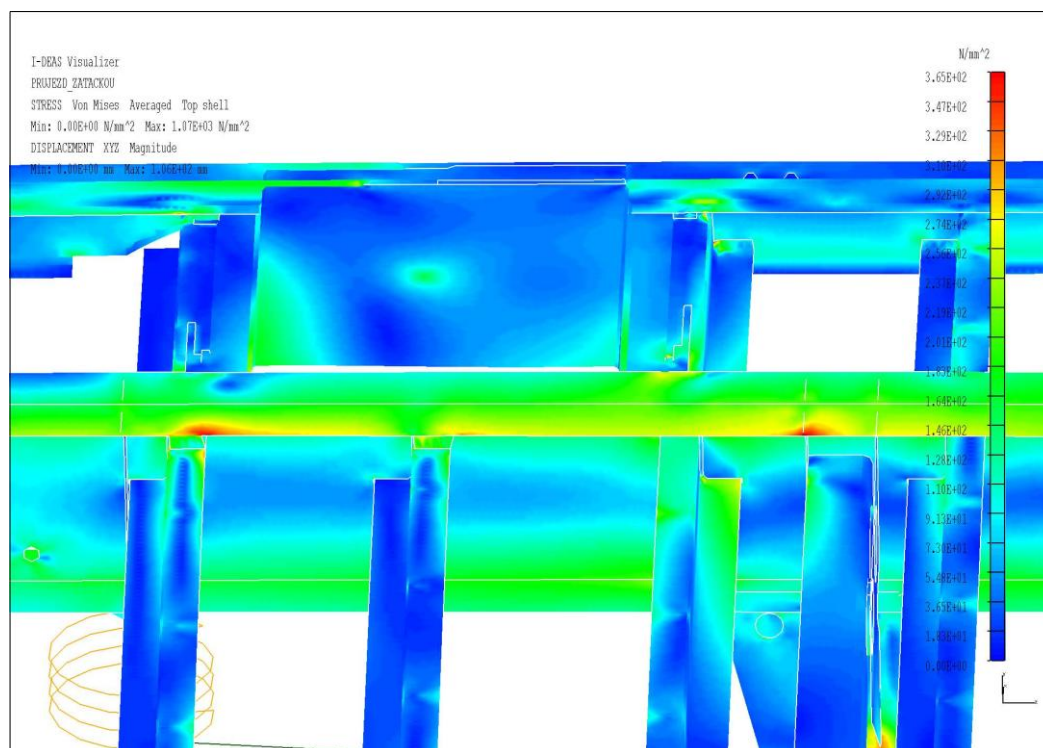
Ostatní místa, která v původní verzi nevyhověla, jsou nyní na hranici dovoleného napětí se špičkami pod mezí kluzu (obr 49, 50). Pouze u napojení stojiny s předním jaklem dosahuje napětí k 600 MPa (obr. 48). Zhodnocení této špičkové hodnoty je uvedeno výše.



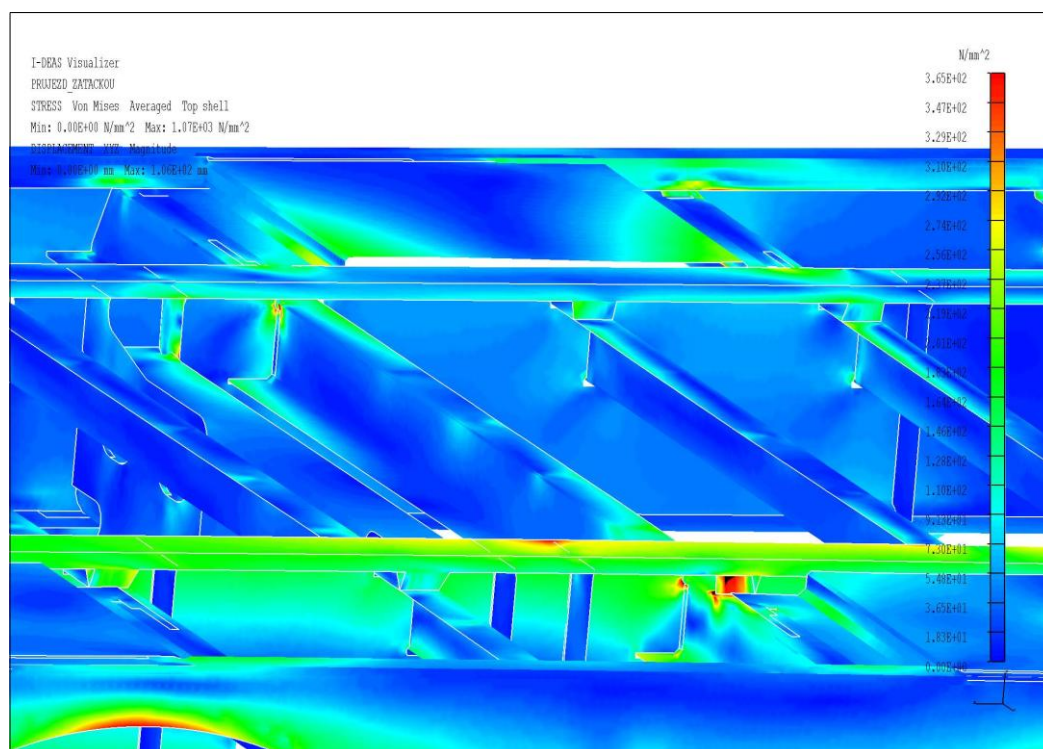
Obr. 48: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – upravená verze: první část stojiny podélníku;
redukováno napětí dle HMM, max. napětí 1070 MPa;
max. deformace 106 mm, měřítko deformace 1:1



Obr. 49: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – upravená verze: spodní pohled;
redukováno napětí dle HMM, max. napětí 1070 MPa;
max. deformace 106 mm, měřítko deformace 1:1

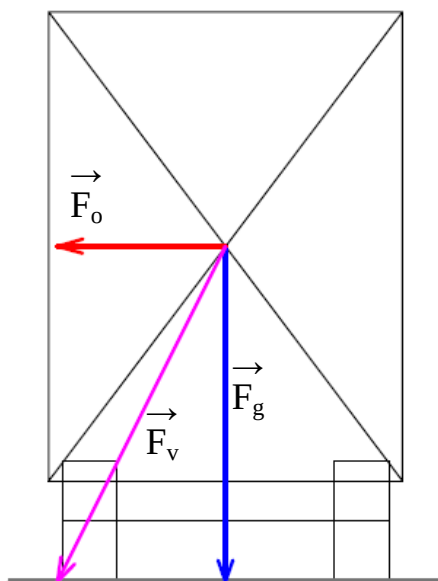


Obr. 50: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – upravená verze: střední část podélníku;
reduované napětí dle HMM, max. napětí 1070 MPa;
max. deformace 106 mm, měřítko deformace 1:1



Obr. 51: Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – upravená verze: průřez 11;
reduované napětí dle HMM, max. napětí 1070 MPa;
max. deformace 106 mm, měřítko deformace 1:1

Výsledky ze stavu průjezdu zatáčkou nejsou zcela ideální. Stojí však za zvážení, nakolik jsou výsledky tohoto stavu ovlivněny zjednodušením modelu. Další důvod pro uznání výsledku za bezpečný je porovnání mezního stavu průjezdu zatáčkou s boční stabilitou přívěsu. Na obrázku č. 52 je schematicky nakreslen grafický výpočet stability. Modrou barvou je znázorněna gravitační síla, červenou odstředivá síla (dle kap. 3.5 má poloviční velikost oproti gravitační síle) a fialovou jejich výslednice. Z obrázku vyplývá, že při výpočtovém stavu průjezd zatáčkou již hrozí převrácení přívěsu. Tento stav tedy není běžně dosažitelný.



Obr. 52: Grafický výpočet stability



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byla pevnostní kontrola rámu přívěsu HTV 18 pro přepravu volně loženého zboží a zboží na EURO paletách. Na začátku práce je uveden stručný popis rámu a profilů, ze kterých je tvořen. Pro určení zatěžujícího namáhání bylo nutné nejprve definovat mezní zátěžové stavy, kterým může být přívěs vystaven v době své životnosti. Následuje popis výpočtového modelu pro MKP analýzu. Popis obsahuje ukázkou provedení náhrad částí přívěsu, které nepodléhají pevnostní kontrole, náhradu nákladu a parametry zátěžových stavů.

V páté kapitole jsou popsány výsledky kontroly. Popisována jsou zejména místa, kde bylo napětí vyšší než dovolené napětí. Uvedená místa jsou zobrazena na obrázcích, které jako výstup výsledků poskytuje program NX I-Deas. Dle výsledků a charakteru namáhání jednotlivých míst byly navrženy úpravy stávající verze rámu. Následně byly úpravy namodelovány. Výsledky MKP analýzy upravené verze rámu přívěsu jsou popsány v kapitole sedm.

Při porovnání výsledku MKP analýzy původního a upraveného rámu je patrné, že prostřednictvím úprav došlo ke snížení nejvyšších hodnot napětí na rámu. V případě zátěžového stavu stání, přímá jízda je nejvyšší hodnota napětí pod dovolenou úroveň jak u původní tak i u upravené verze. U stavu akcelerace a stavu, kdy brzdí pouze tažné vozidlo, se úpravami snížilo napětí pod dovolenou mez.

Výsledky stavů vyrovnané brzdění, brzdění pouze přívěsu a průjezd zatáčkou jsou vzhledem k nahrazení skutečného provedení numerickým modelem ovlivněny v místech s maximálním napětím. Ve všech třech stavech je nejvyšší hodnota napětí nad mezí kluzu. Konkrétně jde o místo spojení první části stojiny podélníku s předním jaklem nosícím konzoly oje a spojení jedenácté příčky s přidanou výztuhou. Napětí však bude rozložené více než udává skořepinový model a špička nebude tak vysoká.

Úpravy rámu byly navrhovány tak, aby nedošlo ke zásadní změně ve stávající konstrukci. Tyto změny nelze použít u již vyrobených přívěsů, protože musí být pozměněn technologický postup výroby. Pro lepší výsledky napjatosti rámu by bylo nutné přistoupit k výraznějším změnám v konstrukci.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [2] PTÁČEK, P., KAPLÁNEK, A.: *Přeprava nákladu v silniční dopravě*, CERN, Brno, 2002. ISBN 80-7204-257-2.
- [3] Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001.
- [4] Vyhláška Ministerstva dopravy č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 11. července 2002.
- [5] ČSN EN 12195-1. *Zajišťování břemen na silničních vozidlech - Bezpečnost - Část 1: Výpočet zajišťovacích sil*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2003.
- [6] ČSN EN 12640. *Fixace nákladu na silničních vozidlech - Vázací body na vozidlech pro přepravu zboží - Minimální požadavky a zkoušení*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2002.
- [7] ČSN EN 1993-1-1. *Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2006.
- [8] HIPOCAR. *Příloha 08informačního dokumentu č. 4C2-02* Pacov: HIPOCAR. 2013
- [9] BPW. *Disc tech 370mm*. [online]. 2010. Dostupné z WWW: <http://www.bpw.es/files/disc_370mm_tech.pdf>
- [10] BPW. *Luftfederachsen mit Scheibenbremse TSB 3709*. Wiehl: BPW. 2013
- [11] HIPOCAR [online]. 2011. Dostupné z WWW: <<http://hipocar.cz/>>
- [12] JOST. *Catalogue - Towing eyes*. [online]. 2014. Dostupné z WWW: <<http://catalogues.jost-world.com/en/rockinger-nutzfahrzeuge/towing-eyes.html>>
- [13] JOST. *M.o.d.u.l C* [online]. 2012. Dostupné z WWW: <http://jic.jost-world.com/static/upload/pdf/FLY/JOST_Modul_C_e_web.pdf>
- [14] ROCKINGER. *Drawbar eye RO 57244* [online]. 2012. Dostupné z WWW: <http://jic.jost-world.com/static/upload/pdf/M+B/ROE_57244_MuB_88055_gb_12-2000.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{x1}	$[m \cdot s^{-2}]$	zpomalení pro stav vyrovnané brzdění
a_{x2}	$[m \cdot s^{-2}]$	zpomalení pro stav brzdění pouze nákladního automobilu
a_{x3}	$[m \cdot s^{-2}]$	zpomalení pro stav brzdění pouze přívěsu
a_{x4}	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro stav akceleraace
a_y	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro stav průjezd zatáčkou
$c_{x\text{ vpřed}}$	[-]	koeficient zrychlení podélně vpřed
$c_{x\text{ vzad}}$	[-]	koeficient zrychlení podélně vzad
c_y	[-]	koeficient zrychlení příčně
f_M	[-]	součinitel spolehlivosti
$f_{y\text{ QStE 420 TM}}$	[MPa]	charakteristická hodnota meze kluzu pro ocel QStE 420 TM
$f_{y\text{ S355}}$	[MPa]	charakteristická hodnota meze kluzu pro ocel S355
$f_{yd\text{ QStE 420 TM}}$	[MPa]	dovolené napětí pro ocel QStE 420 TM
$f_{yd\text{ S355}}$	[MPa]	dovolené napětí pro ocel S355
F_g	[N]	gravitační síla
F_o	[N]	odstředivá síla
F_v	[N]	výslednice sil
F_{x3}	[N]	síla brzdící nákladní automobil
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
$m_{NA\text{ a}}$	[kg]	hmotnost tažného vozidla pro výpočet zpomalení stavu brzdění pouze přívěsu
$m_{NA\text{ F}}$	[kg]	hmotnost tažného vozidla pro výpočet síly brzdící automobil
$m_{NA\text{ max}}$	[kg]	maximální hmotnost tažného vozidla v soupravě s přívěsem o hmotnosti 18 000 kg
m_P	[kg]	hmotnost naloženého přívěsu
$m_{S\text{ max}}$	[kg]	maximální hmotnost soupravy



SEZNAM PŘÍLOH

Katalogový list nápravy.....	P1
Zátěžový stav Stání, přímá jízda – původní verze: celkový pohled	P2
Zátěžový stav Vyrovnané brzdění – původní verze: celkový pohled.....	P3
Zátěžový stav Brzdění pouze nákladního automobilu – původní verze: celkový pohled	P4
Zátěžový stav Brzdění pouze přívěsu – původní verze: celkový pohled	P5
Zátěžový stav Akcelerace – původní verze: celkový pohled	P6
Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – původní verze: celkový pohled	P7
Zátěžový stav Stání, přímá jízda – upravená verze: celkový pohled.....	P8
Zátěžový stav Vyrovnané brzdění – upravená verze: celkový pohled	P9
Zátěžový stav Brzdění pouze nákladního automobilu – upravená verze: celkový pohled..	P10
Zátěžový stav Brzdění pouze přívěsu – upravená verze: celkový pohled	P11
Zátěžový stav Akcelerace – upravená verze: celkový pohled	P12
Zátěžový stav Průjezd zatáčkou – upravená verze: celkový pohled	P13

SEZNAM VÝKRESŮ

Seznam výkresů sestav - původní verze

Rám přívěsu HTV 18.....	S1
kusovník	S1-K

Seznam výkresů sestav - upravená verze

Rám přívěsu HTV 18 - Ú	S1-Ú
kusovník	S1-K-Ú

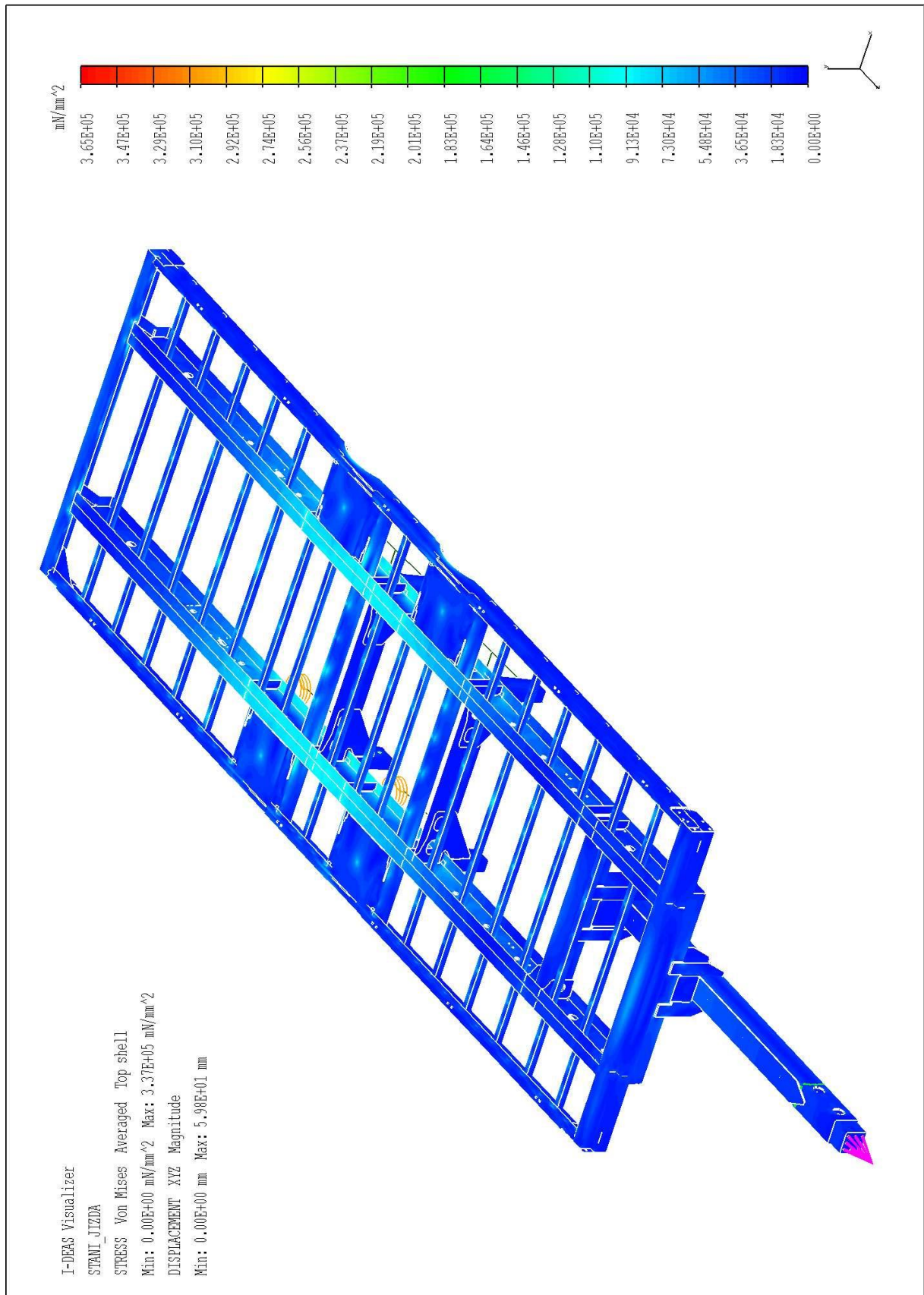
Seznam výrobních výkresů - upravená verze

Výztuha příčky	V20-Ú
Podložka výztuhy nápravy.....	V15-3-Ú
Podložka držáku náprav.....	V1-13-Ú



ZÁTĚŽOVÝ STAV STÁNÍ, PŘÍMÁ JÍZDA – PŮVODNÍ VERZE: CELKOVÝ POHLED

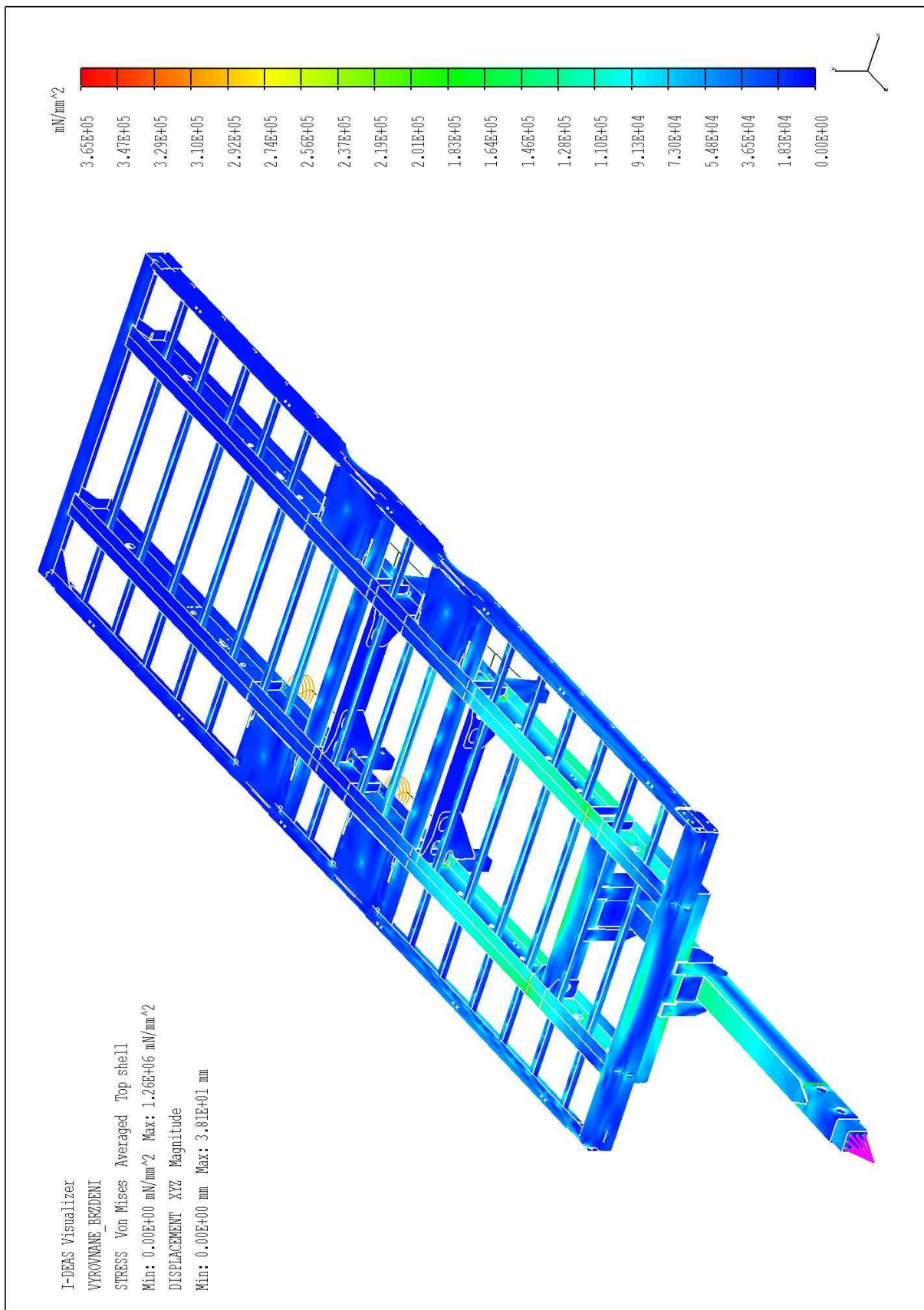
redukované napětí dle HMM, max. napětí 337 MPa;
max. deformace 59,8 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV VYROVNANÉ BRZDĚNÍ – PŮVODNÍ VERZE: CELKOVÝ POHLED

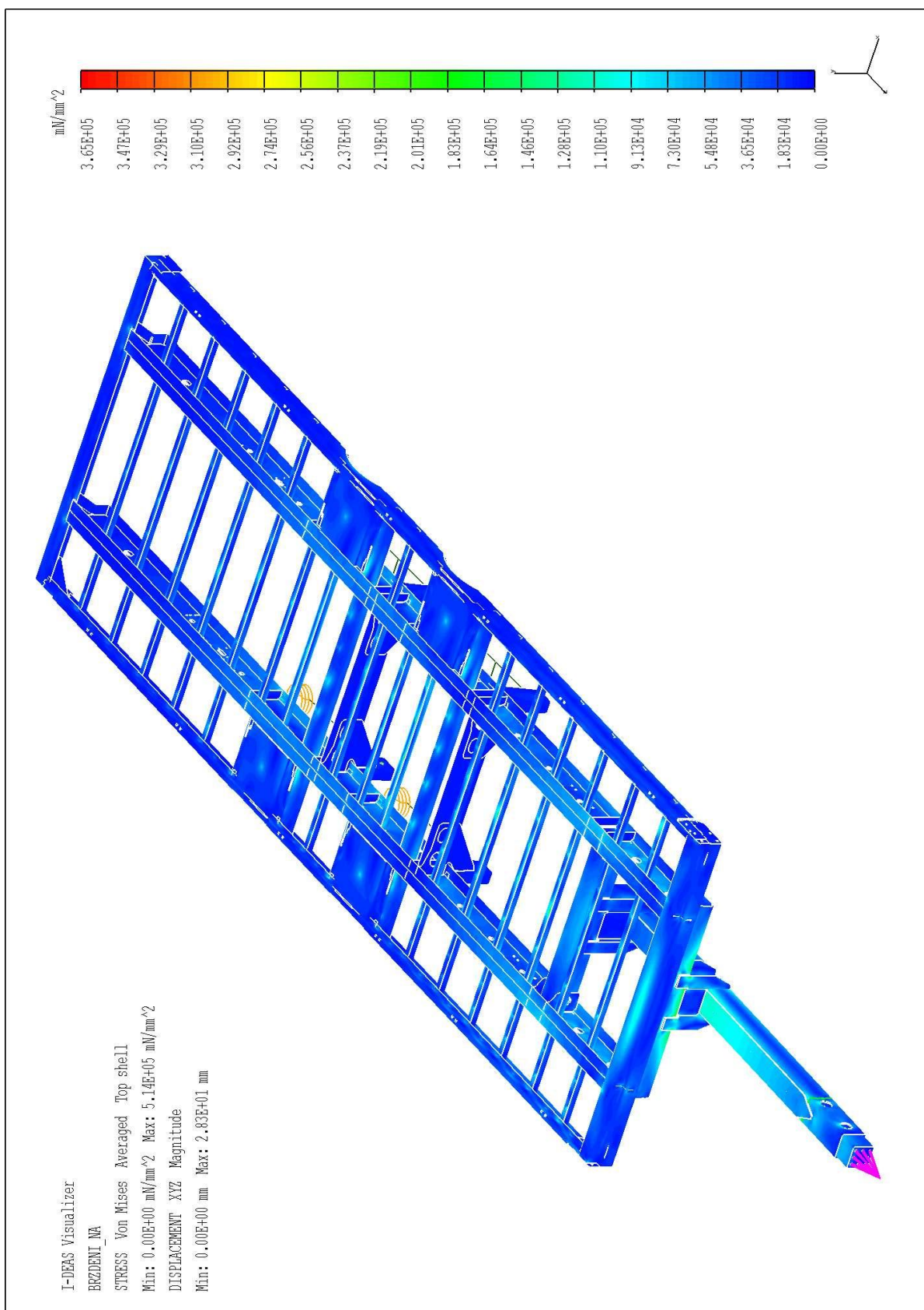
redukované napětí dle HMM, max. napětí 1260 MPa;
max. deformace 38,1 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV BRZDĚNÍ POUZE NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU – PŮVODNÍ VERZE: CELKOVÝ POHLED

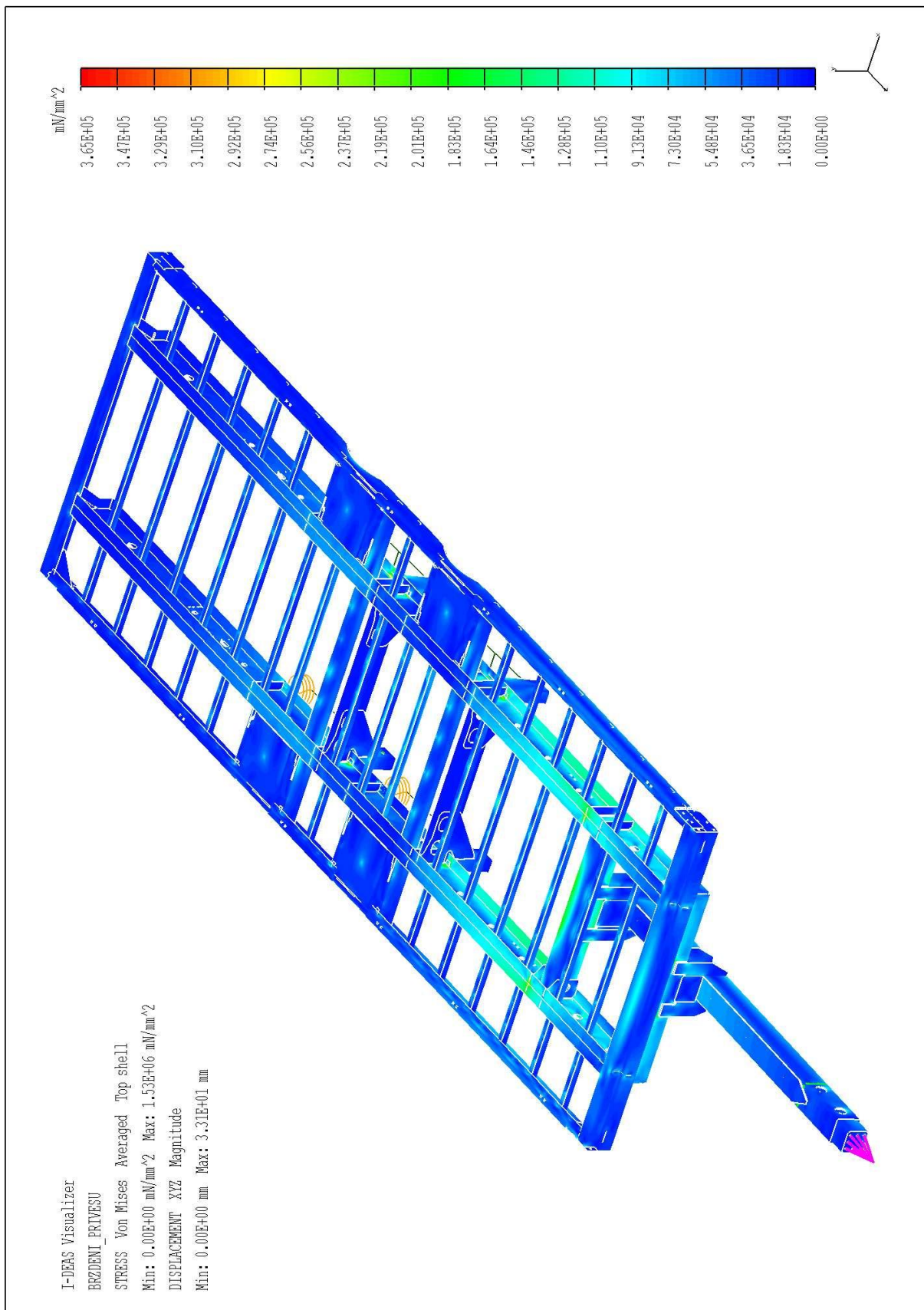
redukované napětí dle HMH, max. napětí 514 MPa;
max. deformace 28,3 mm, měřítko deformace 1:1





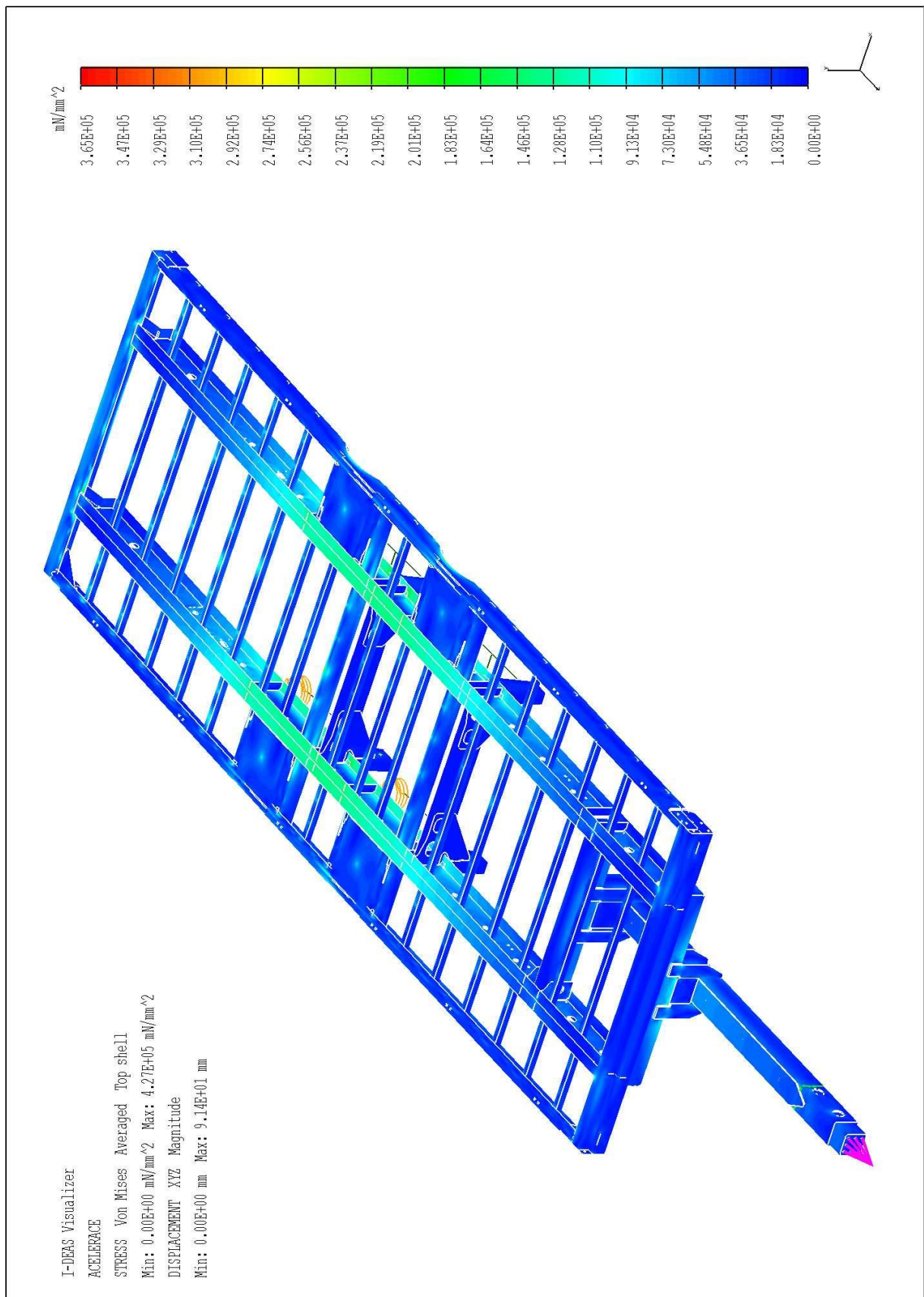
ZÁTĚŽOVÝ STAV BRZDĚNÍ POUZE PŘÍVĚSU – PŮVODNÍ VERZE: CELKOVÝ POHLED

redukované napětí dle HMM, max. napětí 1530 MPa;
max. deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1



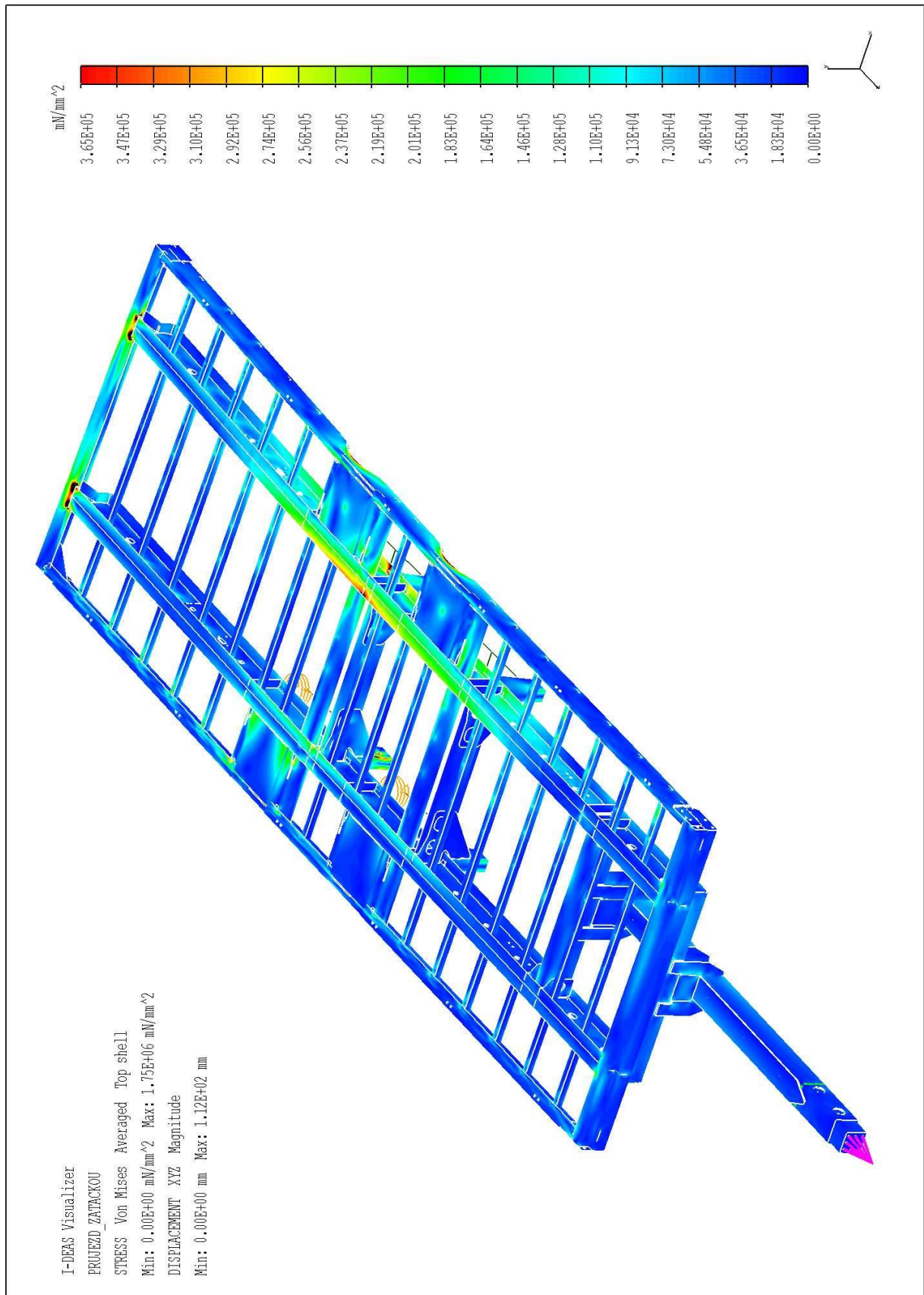
**ZÁTĚŽOVÝ STAV AKCELERACE – PŮVODNÍ VERZE: CELKOVÝ POHLED**

redukované napětí dle HMM, max. napětí 427 MPa;
max. deformace 9,14 mm, měřítko deformace 1:1



**ZÁTĚŽOVÝ STAV PRŮJEZD ZATÁČKOU – PŮVODNÍ VERZE: CELKOVÝ POHLED**

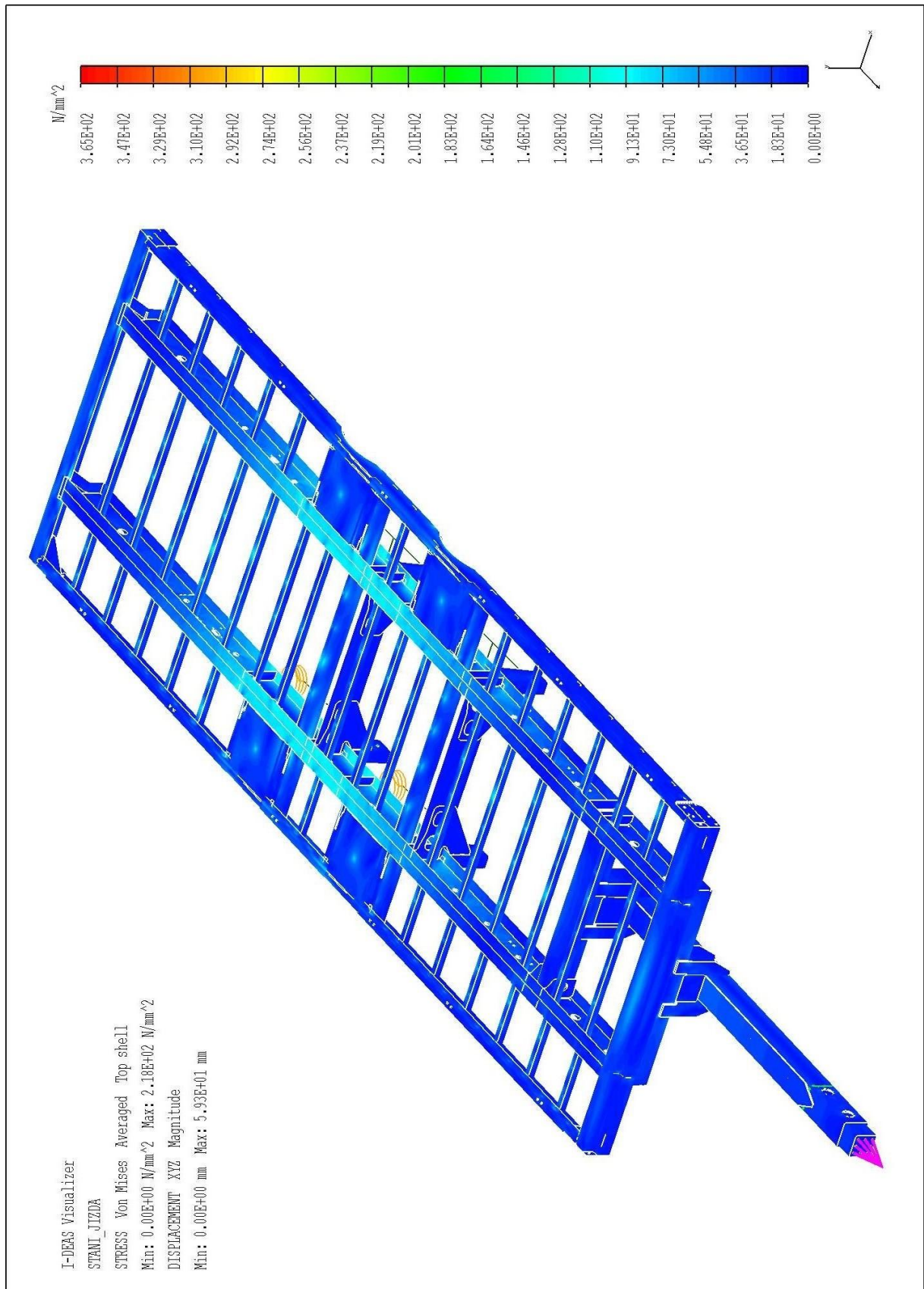
redukované napětí dle HMH, max. napětí 1750 MPa;
max. deformace 112 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV STÁNÍ, PŘÍMÁ JÍZDA – UPRAVENÁ VERZE: CELKOVÝ POHLED

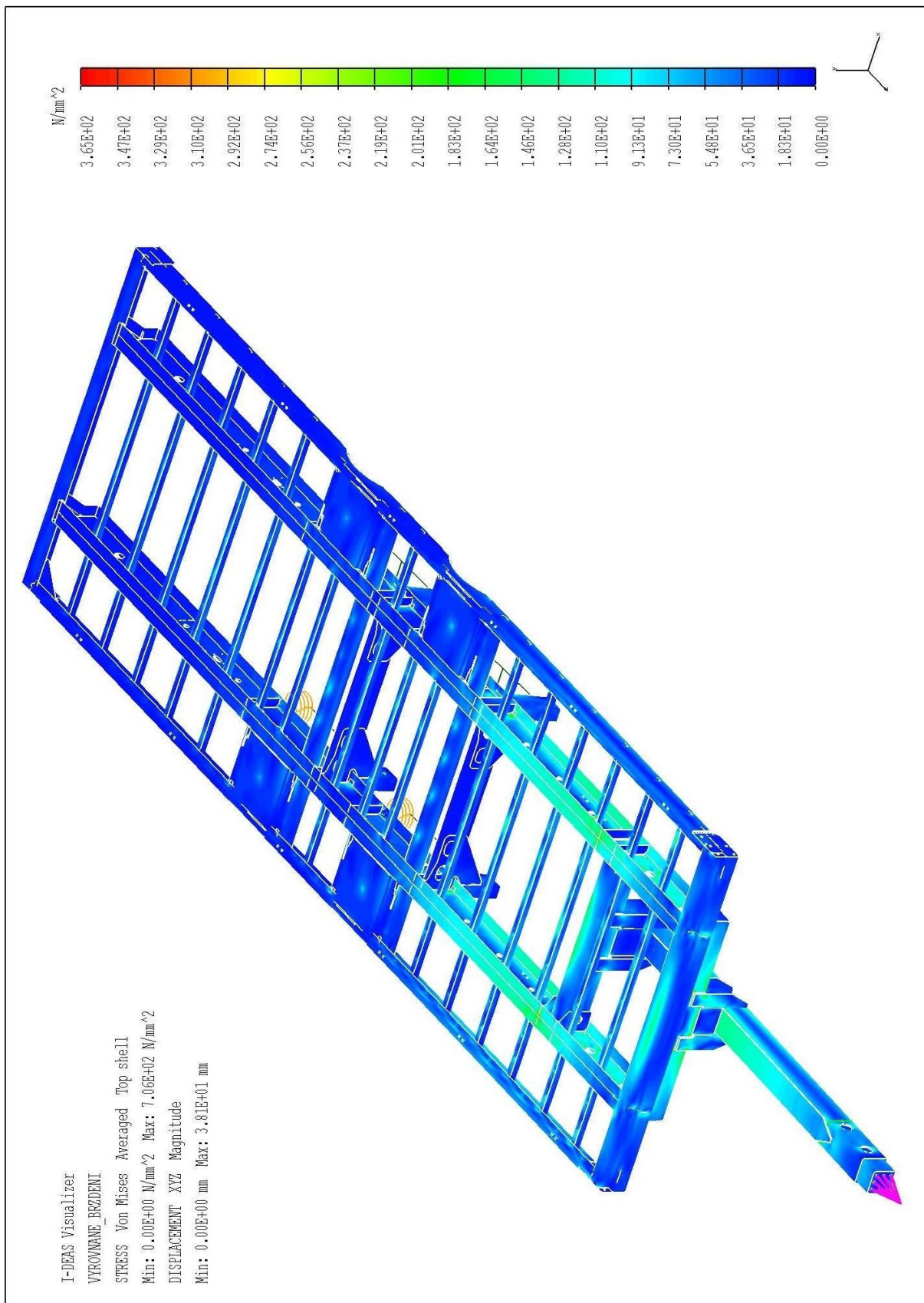
redukované napětí dle HMM, max. napětí 218 MPa;
max. deformace 59,3 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV VYROVNANÉ BRZDĚNÍ – UPRAVENÁ VERZE: CELKOVÝ POHLED

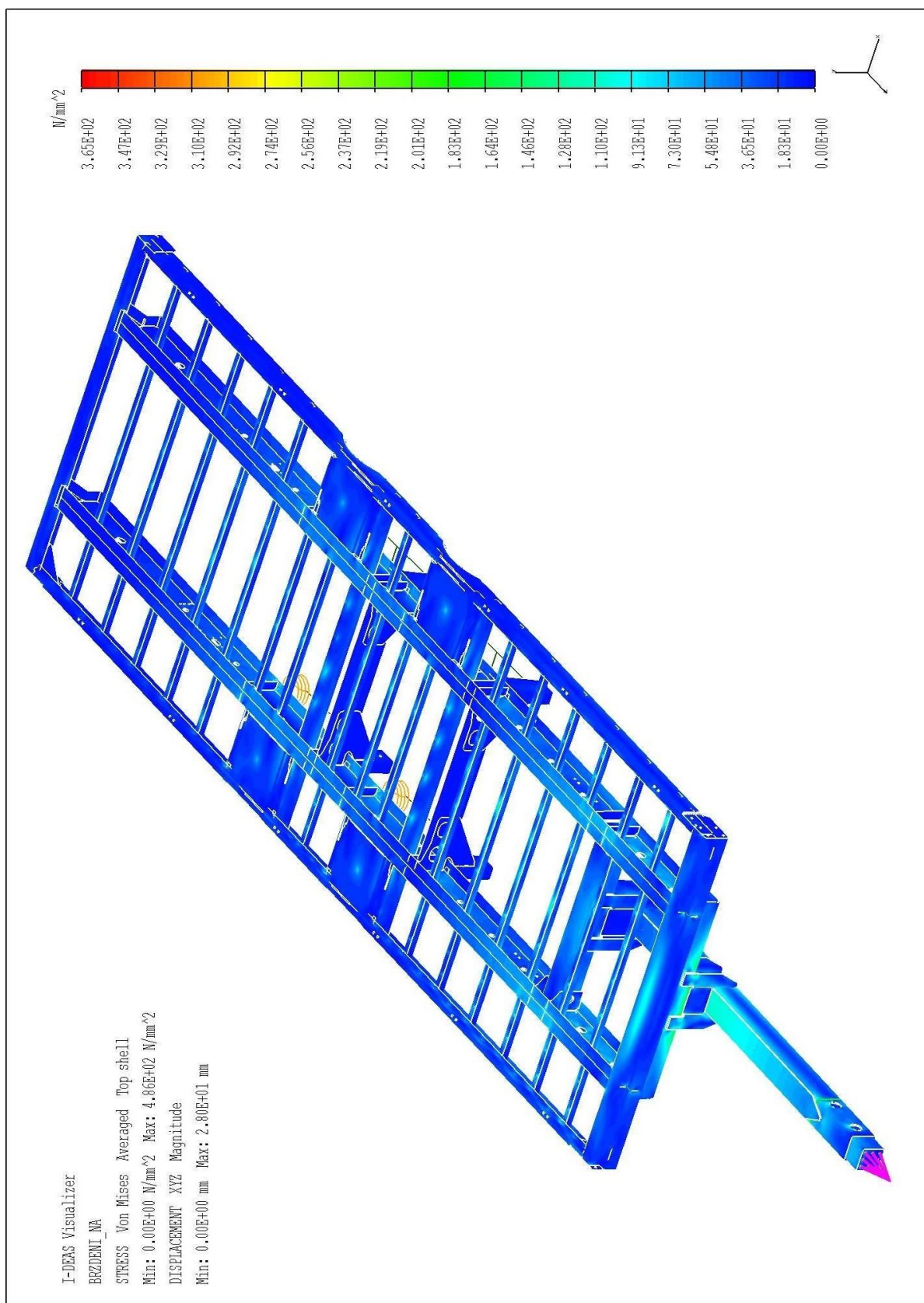
redukované napětí dle HMH, max. napětí 706 MPa;
max. deformace 38,1 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV BRZDĚNÍ POUZE NÁKLADNÍHO AUTOMOBILU – UPRAVENÁ VERZE: CELKOVÝ POHLED

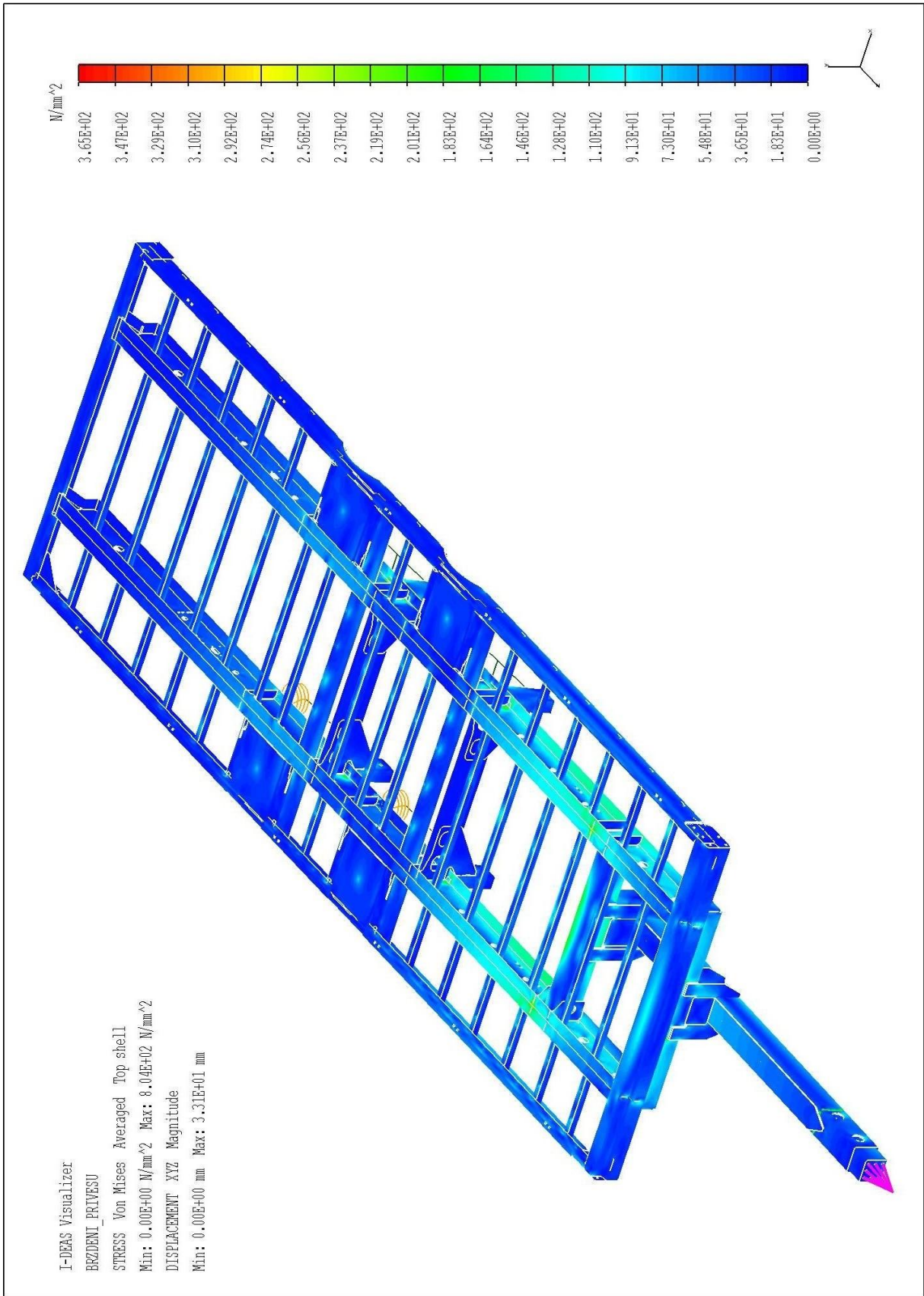
redukované napětí dle HMH, max. napětí 486 MPa;
max. deformace 28 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV BRZDĚNÍ POUZE PŘÍVĚSU – UPRAVENÁ VERZE: CELKOVÝ POHLED

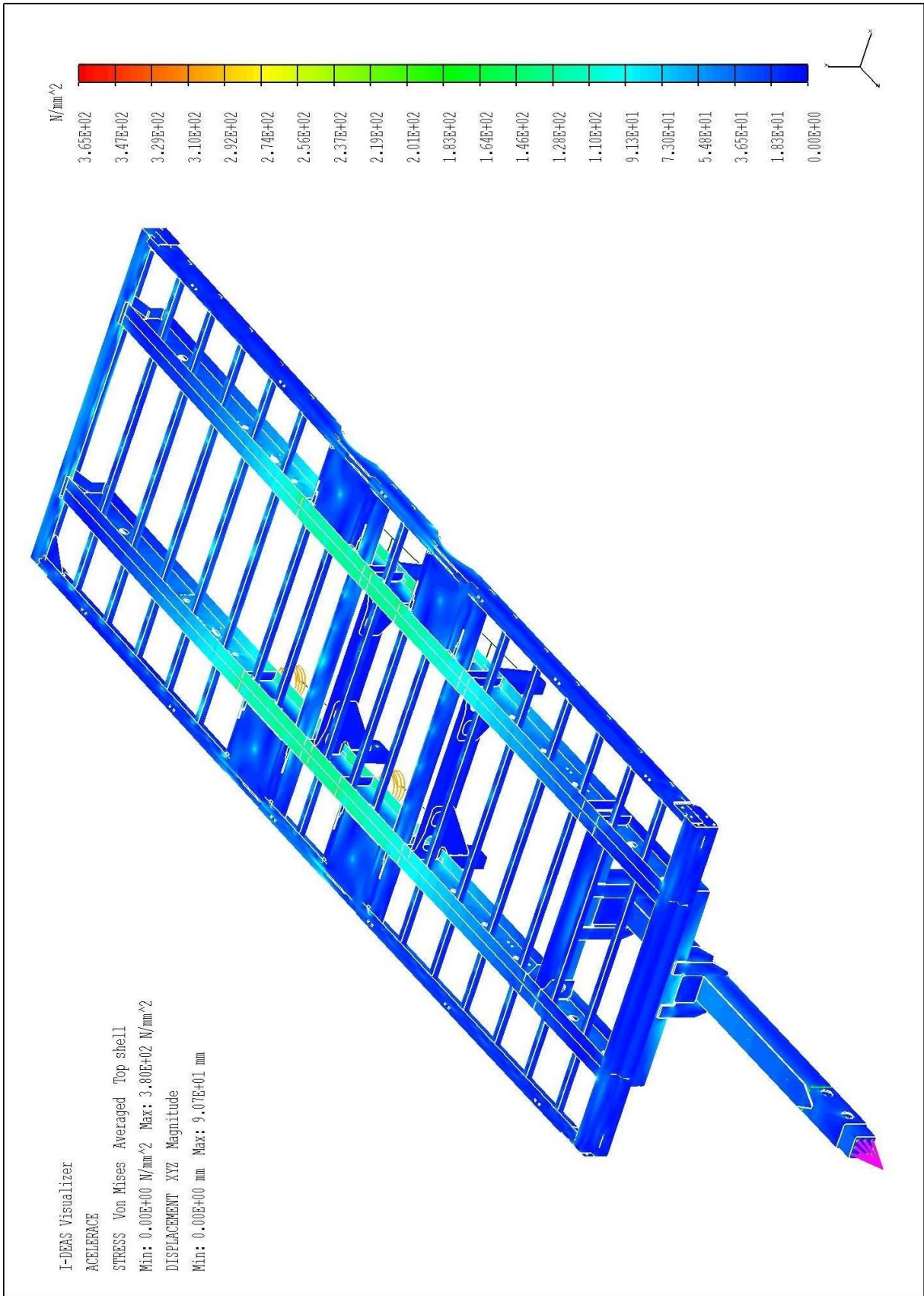
redukované napětí dle HMM, max. napětí 804 MPa;
max. deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV AKCELERACE – UPRAVENÁ VERZE: CELKOVÝ POHLED

redukované napětí dle HMM, max. napětí 380 MPa;
max. deformace 90,7 mm, měřítko deformace 1:1





ZÁTĚŽOVÝ STAV PRŮJEZD ZATÁČKOU – UPRAVENÁ VERZE: CELKOVÝ POHLED

redukované napětí dle HMM, max. napětí 1070 MPa;
max. deformace 106 mm, měřítko deformace 1:1

