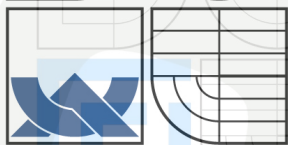




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

RÁM PŘÍVĚSU PRO PŘEPRAVU ODVALOVACÍCH KONTEJNERŮ

TRAILER FRAME FOR TRANSPORT OF CONTAINER WITH DRIVING DRUM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ONDŘEJ VLASÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2009

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a s použitím uvedených zdrojů.

V Brně dne 10. května 2009

.....
Ondřej Vlasák

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá pevnostní kontrolou rámu třínápravového přívěsu pro přepravu odvalovacích kontejnerů. Celková hmotnost přívěsu je 27 000 kg. Tento výpočet je proveden pomocí metody konečných prvků v programu I-DEAS. Dále byla posouzena nebezpečná místa a navržena jejich optimalizace. Součástí této práce je výkresová dokumentace navržených změn.

Klíčová slova:

Přívěs, rám, ACTS přeprava, MKP

Annotation:

This diploma thesis deals with the strength analysis of three-axle frame for containers with driving drum. Total weight of the trailer is 27 000 kg. Finite elements method was used for this calculation in programme I-DEAS. Dangerous parts of the construction were examined and their optimization was proposed. The final part consists of the drawing documentation of the recommended design changes.

Key words:

Trailer, frame, ACTS transport, FEM

Obsah

1. Úvod.....	4
2. Provedení přívěsu.....	5
2.1. Rám.....	5
2.2. Nápravy	6
2.3. Brzdňý systém	7
3. Přeprava a manipulace s kontejnerem.....	7
3.1. Princip nakládky kontejneru	7
3.2. Odvalovací kontejner	8
4.2. Program I-DEAS	11
5. Aplikace MKP na tuto úlohu	12
5.1. Přípravná fáze (Preprocessing).....	12
5.1.1. Tvorba výpočtové sítě (meshing).....	12
5.1.2. Problematika vazeb	13
5.1.3. Zatěžování.....	13
5.2. Řešení (Solution)	14
5.3. Fáze vyhodnocovací (Postprocessing).....	14
6.1. Odvalování kontejneru po pojezdových plechách.....	14
6.1.1. Výpočet síly F_p při styku válečku s pojezdovým plechem.....	15
6.2. Kontejner je naložen na přívěsu na dosedacích plochách	19
6.2.1. Stojící přívěs.....	23
6.2.2. Brzdění	23
6.2.3. Akcelerace	23
6.2.4. Průjezd zatáčkou	23
7. Výsledky zatěžování MKP:	24
7.1. Najíždění kontejneru.....	26
7.1.1. Najíždění kontejneru – 800 mm od počátku (bod 3).....	27
7.1.2. Najíždění kontejneru – 2200 mm od počátku (bod 6)	28
7.1.3. Najíždění kontejneru – 2700 mm od počátku (bod 7)	30
7.1.4. Najíždění kontejneru – 3700 mm od počátku (bod 8)	32
7.1.5. Najíždění kontejneru – 5800 mm od počátku (bod 11)	33
7.1.6. Najíždění kontejneru – 6300 mm od počátku (bod 12)	35
7.2. Zatěžovací stavy s naloženým přívěsem	36
7.2.1. Stojící kontejner	36
7.2.2. Brzdění.....	38
7.2.3. Akcelerace.....	39
7.2.3. Průjezd zatáčkou	41
8. Optimalizace stávajícího řešení	42
9. Závěr	44
10. Seznam použitých symbolů.....	45
11. Literatura:	46
Seznam příloh.....	47
Seznam výkresové dokumentace	47

1. Úvod

Přepravní systém

Pro přepravní systém, umožňující kombinovat dopravu silnice-železnice, používáme zkratku ACTS (z německého Abroll Container Transport System). V rámci tohoto systému jsou využívány odvalovací kontejnery, které jsou přepravovány na speciálně upravených železničních vozech či na automobilových návěsích a přívěsích. Jedná se o prostředek sloužící k přepravě volně loženého materiálu, například železného šrotu, stavebního či jiného odpadu, zeminy. Setkáme se s následujícími typy provedení: valník, kontejner, skříň nebo cisterna. V silniční přepravě je možné transportovat na jednom automobilu pouze jeden kontejner. V případě použití přívěsu či návěsu se přepravní kapacita zvětšuje.



obr.1 – ACTS dopravní systém

Nosič kontejnerů

Pro přepravu odvalovacích kontejnerů vyrábí firma Svan Chrudim, spol. s.r.o., točnicové přívěsy, se kterými má již dlouholeté zkušenosti. Nyní se je chystá pro požadavek trhu začít vyrábět v třínápravovém provedení, čímž má vzrůst maximální nosnost transportovaného kontejneru. Celková hmotnost plánovaného provedení má být 27 000 kg, z toho celková hmotnost plně naloženého kontejneru 23 500 kg. Z tohoto důvodu si firma Svan Chrudim, zadala požadavek na provedení statického pevnostního výpočtu, který je předmětem šetření této diplomové práce.

Je nutno podotknout, že koncepce rámu je úpravou stávajícího dvounápravového provedení, kde došlo pouze k prodloužení přívěsu pro potřebu umístění třech náprav a k žádným zásadním modifikacím nedošlo. Dvounápravové provedení nebylo nikdy podrobena analýze MKP.

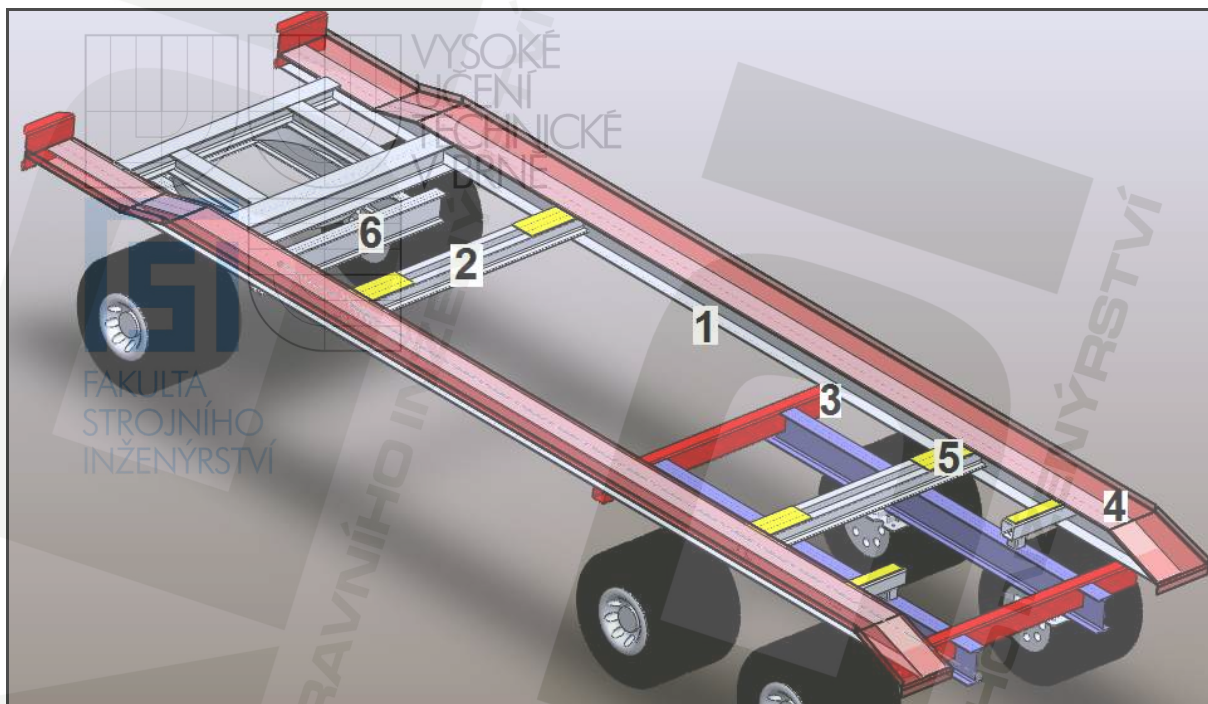
Tento výpočet se týká jednak vyšetření průběhu nakládacího procesu, kde předmětem zkoumání má být dostatečný počet zkoumaných míst reprezentujících skutečné namáhání při nakládce. Dále ověření zatěžovacích stavů přívěsu s již naloženým a zajištěným přívěsem na ložné ploše - stojícího, při brzdění, akceleraci a průjezdu zatáčkou. Cílem tohoto šetření je stanovení možných nebezpečných míst na konstrukci přívěsu, které po konzultaci s firmou Svan Chrudim, spol. s.r.o., budou podrobena optimalizaci a snahou bude i navrhnout možné celkové odlehčení celého přívěsu, což je bezesporu současným trendem materiálové i finanční úspory v celkovém řešení.

2. Provedení přívěsu

2.1. Rám

Rám přívěsu je z konstrukčního hlediska svařencem z ocelových profilů různých tvarů a rozměrů. Materiály svarku jsou dva druhy ocelí: 11523 dle ČSN 42 0002 (S 355 J0 dle EN ISO 10219) jen pro dva hlavní podélné nosníky a 11373 dle ČSN 42 0002 (S 235 J2 dle EN ISO 10219) pro ostatní profily [6]. Obě oceli se vyznačují zaručenou svařitelností. Toto řešení je ve srovnání s konkurencí dost nezvyklé, většina výrobců volí na příčné nosníky oceli o vyšší mezi kluzu než má ocel 11 373. Výhodou svařování je oproti jiným řešením (šroubové spoje, nýtování) vyšší tuhost rámu, avšak za cenu vneseného zbytkového napětí do konstrukce. Tento rám není oproti některým konkurenčním žíhán pro odstranění pnutí. Poté je rám otryskán a opatřen buď antikoročním nátěrem nebo pozinkován.

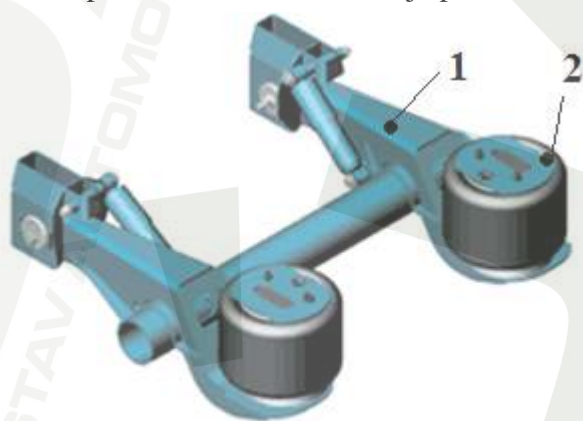
Rám je složen ze dvou hlavních podélných nosníků z I-profilů (viz obr. 2, poz.1). Tyto profily jsou příčně spojeny několika dalšími příčkami, konkrétně profily tvaru I a U (viz obr. 2, poz. 2 a 3). V místech spojů na několika místech najdeme zpevňující žebra z plechů jednotné tloušťky 8mm. Na hlavních nosnících je navařen plech tloušťky 6 mm, po kterém najíždí kontejner na přívěs (viz obr. 2, poz. 4). Po najetí kontejner usedne na dosedací plochu, která je tvořena osmi opěrnými body v podobě plechů navařených na příčných nosnících, které je zároveň vyztužují. Opěrné body tvoří šest míst opatřených dosedacími plochy tloušťky 8 mm (viz obr. 2, poz. 5), na přední nosník z I-profilu dosedá kontejner přímo.



obr. 2 – 3D model přívěsu

2.2. Nápravy

Točnicové přívěsy mají v přední části umístěnu oj, která je přivařena spolu s přední nápravou na spodní rámeček z ocelových I profilů, který je přišroubován na spodní část kuličkové otoče, přičemž horní část otoče je přišroubována na hlavní rám vozu.



obr 3. - uložení náprav na měchách

V kategorii celkové hmotnosti nad 25 tun, kam spadá námi zkoumaný přívěs, je nutno dodržet předepsané maximální měrné zatížení na vozovku. Proto je zapotřebí použít tři náprav. V tomto případě se kola zadních dvou náprav smýkají po vozovce při zatáčení. Stejně tomu je i v případě tandemových přívěsů a vícenápravových přívěsů. Firma Svan u svých přívěsů volí odpružení nejčastěji pomocí vzduchových vaků neboli měchů (viz obr. 3). Tento systém je v současnosti hojně

využíván, každé kolo je samostatně zavěšeno buď na parabolické pružině nebo v našem případě na nosníku z uzavřeného tenkostěnného profilu (viz obr. 3, poz. 1) a odpružení je provedeno pomocí měchu (viz obr. 3, poz. 2), který je součástí systému společného

pneumatického obvodu. Systém dovoluje překonávání velkých nerovností vozovky, změnit světlu výšku přívěsu, což se hodí při nakládání kontejneru, kde můžeme „sladit“ výšku automobilu a přívěsu do jedné roviny. Dále je při transportu prázdného přívěsu možno zvednout kola jedné ze zadních náprav a zmenšit tím opotřebování pneumatik.

2.3. Brzdný systém

Přívěs je vybaven provozními brzdami napojenými na pneumatický systém a jeho každá náprava je brzděna. Je zde využita pokročilá technika elektronického řízení brzdění pro celou soupravu (EBS z anglického electronic braking system). Přívěsy staršího data výroby využívají pouze systém proti blokování kol ABS (z anglického Anti Blocking System). Odpojenému přívěsu se o jeho zabrzdění starají parkovací brzdy.

3. Přeprava a manipulace s kontejnerem

3.1. Princip nakládky kontejneru

Postup nakládky se sestává z následujících úkonů: Kontejner ležící na zemi si řidič nákladního automobilu vybaveného systémem na nakládku odvalovacích kontejnerů opatřeného hydraulickým nakládacím mechanismem nasune na ložnou plochu nákladního automobilu. Poté zacouvá k zabrzděnému přívěsu zezadu co nejbližší, k čemuž slouží pryžové dorazové silentbloky. Z ložné plochy automobilu potom řidič nasouvá kontejner na zabrzděný přívěs po nájezdových plechách na hlavních podélných nosnících (viz obr. 4, krok 2 a 3). Poté kontejner zůstane na dosedacích plechách a je ukotven zajišťovacím mechanismem, který zabrání jeho dalšímu pohybu při následném transportu (viz obr. 4, krok 4). Vycentrování kontejneru na přívěsu je zajištěno tím, že je kontejner naveden dorazy do správné polohy, ve které ho je možno uchytit zajišťovacím mechanismem.



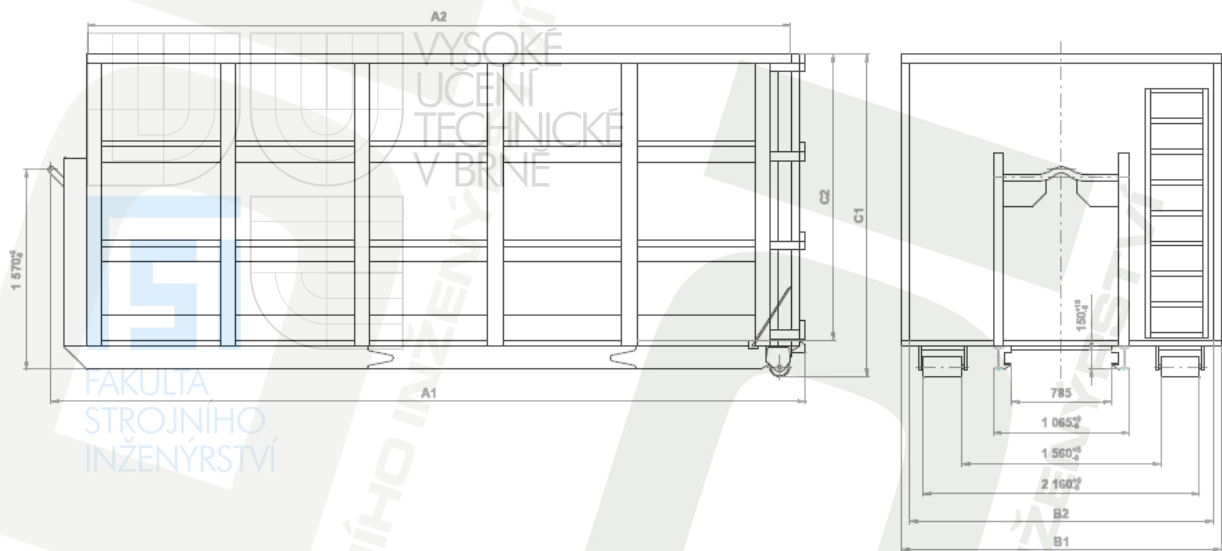
obr. 4- princip nakládky kontejneru.

3.2. Odvalovací kontejner

Tyto kontejnery spadají do normy DIN 30 722 [7], ve které je i kontejner s výškou závěsného třmenu 1570 mm (systém 1570), který je předmětem zkoumání této práce. Tyto kontejnery jsou vyráběny v normalizovaných rozměrech dle normy.



obr.5 – odvalovací kontejner



obr. 6 – kontejner s rozměry dle DIN 30 722 [9]

Tab. 1 - Tabulka rozměrů dle normy DIN 30 722 společnosti CTS-servis, spol. s.r.o [9]

vnitřní délka (A2) [mm]	4000	4500	5000	5500	6000	6250	6500	7000
celková délka (A1) [mm]	4400	4900	5400	5900	6400	6650	6900	7400
vnitřní výška (C2) [mm]					2250			
celková výška (C1) [mm]					2500			
vnitřní šířka (B2) [mm]					2340			
vnější šířka (B1) [mm]					2550			
objem [m3]	21,06	23,69	26,32	28,96	31,59	-	34,22	35,22
hmotnost [kg]	2110	2240	2460	2690	2860	-	3040	3300
celková hmotnost [kg]					27000			

Poznámka: Dále se můžeme v rámci systému ACTS přepravy setkat s jinými typy provedení kontejneru, např. cisterna, ovšem po konzultaci s firmou Svan toto nebylo zahrnuto do DP.

4. Metoda konečných prvků (MKP)

4.1. Popis použité metody, její podstata a vývoj

Metoda konečných prvků - MKP (z anglického Finite Elements Method - FEM) vznikla z potřeby řešení komplexní pružnosti a pevnosti ve stavebním a leteckém inženýrství. Její základy se datují okolo roku 1956, kde ve výzkumném ústavu aeronautické a kosmické mechaniky v Ohio, Spojených státech amerických (Wright Paterson Air Force Base) tým vedený prof. R.W. Cloughem začal pracovat na „měsíčním“ programu Apollo a na vývoji a konstrukci nosných raket. Experimentální pokus z důvodu omezeného rozpočtu nepřicházel do úvahy a proto se jako jediné východisko jevil vývoj numerické metody, která by potřebný vývojový projekt zvládla. Tento vývoj byl dále použit pro armádní účely, proto byl po celou dobu pečlivě tajen a na veřejnost se dostal až na začátku šedesátých let, mezi lety 1965 až 1975 se datuje jeho nejbouřlivější vývoj.

Dnes se za pomoci MKP dostává řešení celá škála úloh mechaniky spojitých těles a soustav, jejichž realizace by nebyla bez jejího využití myslitelná. V rámci její obecné matematické formulace můžeme řešit problémy mechaniky hornin, proudění kapalin a plynů, šíření tepla a záření, stacionárních i nestacionárních elektromagnetických polí a řadu dalších [3].

Charakteristika metody

MKP je numerickou metodou, jejíž cílem je získat přibližné řešení v celém spektru úloh. Z důvodu neřešitelnosti některých konkrétních problémů analytickou cestou, je součástí zjednodušeného numerického výpočtu i odhad odchylky řešení. Zjednodušení spočívá v náhradě mechanických celků tak, aby výsledné srovnání bylo možné porovnat se známými řešeními uvedenými například v tabulkách, katalozích apod. Nacházíme zde řešení přibližných hodnot neznámých veličin pomocí konečného počtu neznámých parametrů. Tomuto postupu se říká diskretizace. Tělesu, popřípadě soustavě těles zde odpovídá soustava menších částí (prvků). Místo řešení problému celého tělesa se tento problém uvažuje pro jeho části, v nichž neznámé funkce (např. deformace) popisujeme malým počtem parametrů ve zvolených bodech (uzlech). Potom je řešení „uceleno“ pro celé těleso. MKP je vědním oborem skládajícím se z následujících částí:

1. teoretická – stanovuje variační principy, odvozuje vztahy pro různé prvky apod.
2. matematická – problematika aplikace vhodných numerických metod, výběr algoritmů

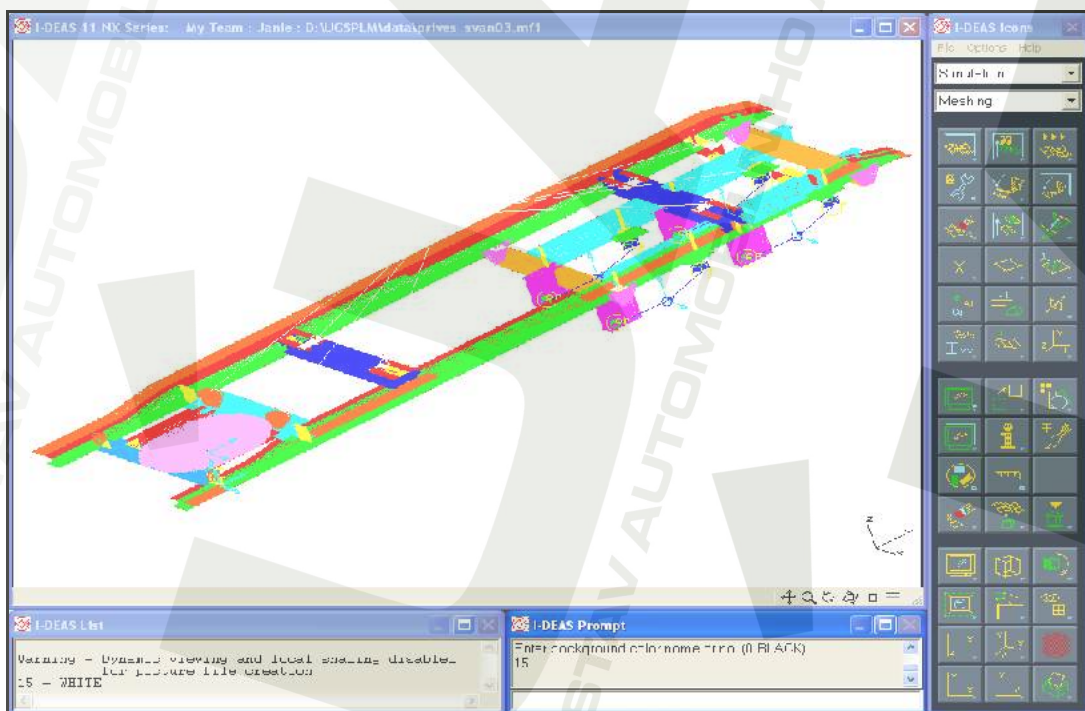
3. inženýrsko-problémová – aplikace MKP na konkrétní problémy inženýrské praxe
4. počítačová – posloužila k aplikaci na řešení problému pevnostního výpočtu rámu.

Počítačová metoda se skládá z těchto částí:

- a) Fáze přípravná (preprocessing) – zde dochází k zadávání vstupních dat, grafického zobrazení členění, výběr vhodných okrajových podmínek, zatížení, případné úpravy dat apod.
- b) Řešení (solution) – výpočet matic prvků, výpočet matic celého systému, sestavení maticových rovnic a jejich řešení
- c) Fáze vyhodnocovací (postprocessing) – výpočty závislých parametrů, výstupní soubory, grafické znázornění výsledků, výstupy výsledků na periferie apod. [3]

4.2. Program I-DEAS

Pro pevnostní analýzu rámu přívěsu pro přepravu odvalovacích kontejnerů byl použit program IDEAS, který i přes jeho uživatelsky méně přívětivé prostředí (obr. 7) dovoluje komplexně řešit mnohé problémy inženýrské praxe. Od prvotního návrhu přes tvorbu modelu, který je tvořen dílčími skupinami, kterým jsou následně přiřazeny materiálové a fyzikální definice přes vytvoření konečně-prvkové sítě bylo přistoupeno k samotnému výpočtu pro různé zatěžovací stavy.



obr. 7 – výpočtový model rámu v prostředí programu I-DEAS

5. Aplikace MKP na tuto úlohu

Při pevnostním výpočtu vytvoříme zjednodušený model rámu přívěsu, tak aby co nejvíce vystihoval jeho reálné vlastnosti. Tímto zjednodušením je myšleno nahrazení skutečného objemového modelu skořepinovým. Jednotlivým komponentům přívěsu nastavíme jejich vlastnosti.

Postup vytváření modelu v programu I-DEAS je rozdělen do následujících kroků.

- a) přípravná fáze (preprocessing): tvorba skořepinového modelu a stanovení zatěžování
- b) řešení (solution) – zadání okrajových podmínek, spuštění výpočtu
- c) fáze vyhodnocovací (postprocessing) – vyhodnocení výpočtu, porovnání zatěžovacích stavů

5.1. Přípravná fáze (Preprocessing)

V tomto kroku došlo k vytvoření geometrie skořepinového modelu, na který bude posléze nanešena síť. Model je vytvořen tak, aby byly vytvořeny plochy pro síťování (meshování) v místech střednic materiálu skutečného modelu.

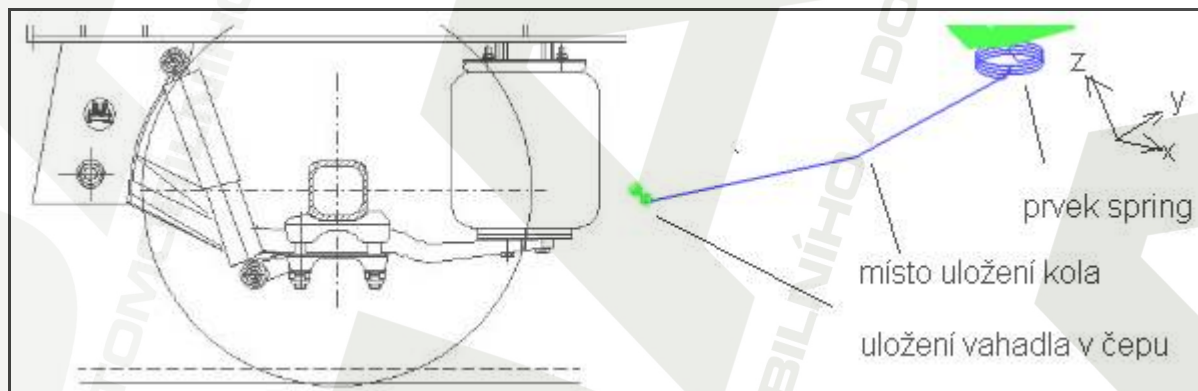
5.1.1. Tvorba výpočtové sítě (meshing)

Jde o matematickou simulaci reálné situace na konstrukci, kdy se množina tvarově jednoduchých elementů sestává v uzlových bodech se známým řešením jejich spojení.

V mém případě byla na skořepinový model „nanesl“ síť. Naším cílem bylo vytvořit síť z co možná největšího počtu čtvercových elementů až do té doby, než jsme se dostali do situace, kdy plocha nejde nasíťovat čtverci, v tomto případě například při síťování trojúhelníkových výztuh. Poté byly vytvářeny lichoběžníkové a trojúhelníkové elementy. Konečná podoba sítě (*mesh*) se skládala z řádově 120 000 převážně čtyřúhelníkových elementů. Dále byly použity prvky *constraint* pro navázání sítě v místech, kde dochází ke kontaktům dvou plechů navzájem „na plocho“. Ideální řešením by byla tato místa řešit jako kontaktní úlohu, avšak složitost celého problému i čas výpočtu by mnohonásobně vzrostly, pro naše potřeby toto zjednodušení postačuje.

5.1.2. Problematika vazeb

V této části je popsáno uchycení modelu do prostoru a nastavení vazeb a okrajových podmínek tak, aby co možno nejlépe kopírovaly skutečnou situaci. V našem případě se jedná o virtuální náhradu uložení náprav a odpružení pomocí vzduchových vaků. Na přední nápravě došlo ke zjednodušení kontaktu předních příčných nosníků a velkopřůměrového ložiska, které je součástí otoče, a sice pomocí prvků *constraint*, které se mohou částečně deformovat oproti prvkům *rigid*, které jsou ideálně tuhé. Samotné odpružení má na starosti prvek *spring*, který nahrazuje odpružení měchy předních náprav, při uchycení do prostoru jsou ponechány volné rotace ve všech směrech a zamezené posuvy, které nahrazují zabrzdění přívěsu. Tato úprava se jevila jako nejideálnější, v jiném případě by bylo zapotřebí namodelovat i rámeček z I profilů, součást přední nápravy, kdy by vstupovala do hry spousta dalších faktorů, jako například vytočení kol přední nápravy po odpojení přívěsu či průjezd zatáčkou. Proto pro náš výpočet byl zvolen tento zjednodušující předpoklad. Pro simulaci uložení zadních náprav byla vytvořena vahadla z prvků *rigid* (viz obr. 8). Prvky *spring* (pružina) zde opět zastupují vzduchové vaky. V místě uložení vahadla je umožněna rotace okolo osy x, v místě jsou povoleny rotace i posuv v ose x a pružina se pohybuje v ose z.



obr. 8 – nahrazení nápravy virtuálními prvky

5.1.3. Zatěžování

Při zatěžování rámu je naším cílem se co nejlépe přiblížit reálnému zatížení konstrukce. Prvek *lumped mass* se jeví jako neoptimálnější náhrada hmotnosti celého kontejneru. Lze ho chápat jako hmotný bod. Toto zatížení je následně vztaženo do daných míst (prvků), se kterými je toto zatížení spojeno. Velikost zatížení je v jednotlivých stavech různá, její velikosti je věnována pozornost v následujících kapitolách.

5.2. Řešení (Solution)

V tomto kroku došlo k nastavení okrajových podmínek, výběru vhodného zatěžovacího stavu a spuštění výpočtu. Tento výpočet byl proveden na počítači s procesorem 1,5 GHz a 752 MB RAM a každý výpočet trval přibližně 20-30 min. Provedeno bylo celkem 13 výpočtů pro stavy najíždění kontejneru, další čtyři pro naložený a zatížený přívěs - stojící, brzdící, akcelerující a projíždějící zatáčkou.

5.3. Fáze vyhodnocovací (Postprocessing)

Po skončení výpočtu zde dojde k vyhodnocení jednotlivých zatěžovacích stavů, jejich případné kombinace a export výsledků.

6. Zatěžování

V kapitole 3.1 je názorně znázorněn princip nakládky kontejneru. Nyní si projdeme jednotlivé zatěžovací stavy, ke kterým během nakládky dochází. Pro přehlednost jsou zatěžovací stavy rozděleny do dvou podskupin:

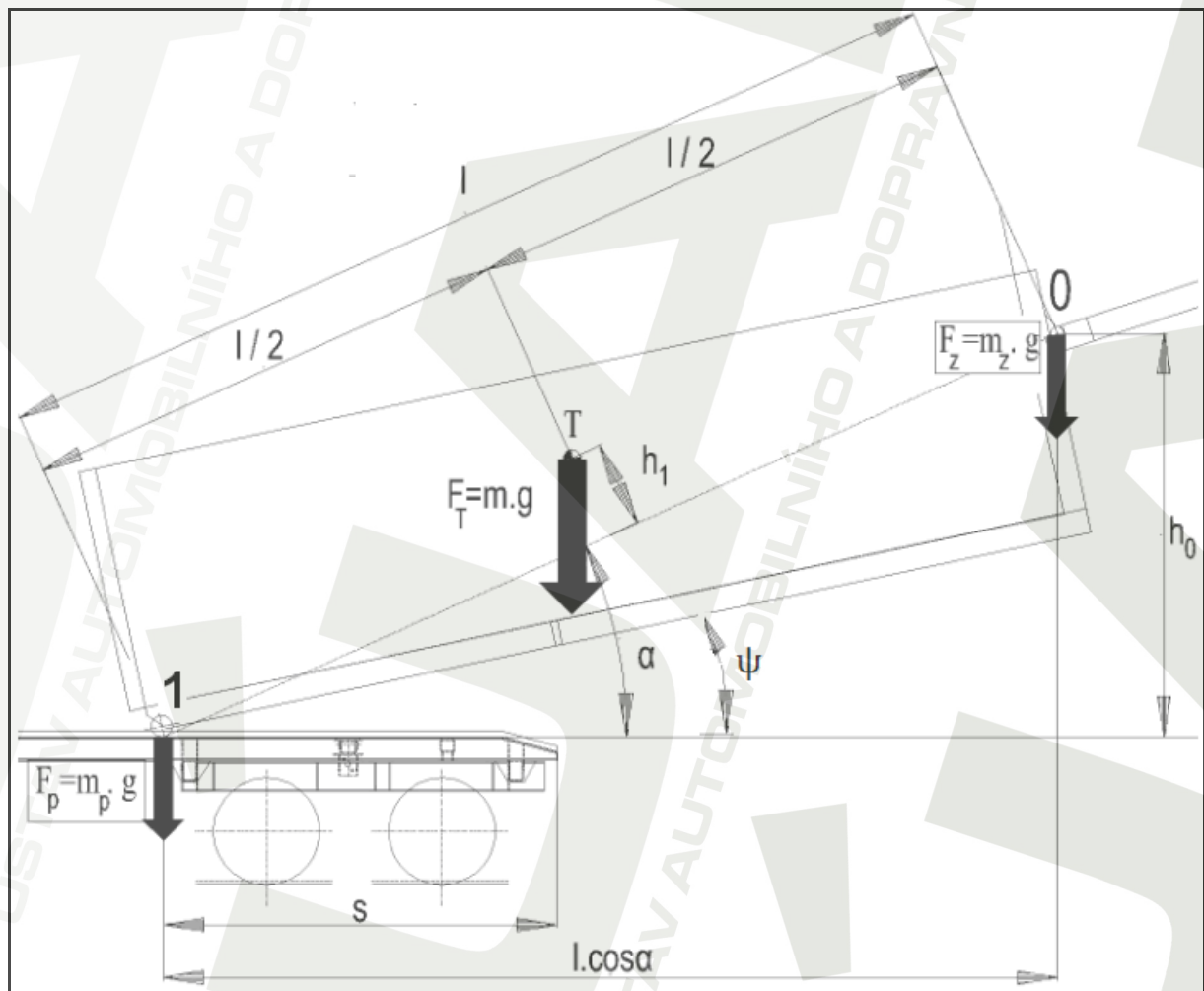
6.1. Odvalování kontejneru po pojezdových plechách

V kapitole 3.1 je na obr. 4 v krocích 2 a 3 vyobrazeno odvalování kontejneru po pojezdových plechách. Principiálně se jedná o liniové zatížení, kdy dochází ke styku válečku, umístěného na spodku kontejneru a pojezdových plechů umístěných na podélných nosnících přívěsu. Liniovým zatížením je míněn stav, kdy dotyková plocha válce a rovinné plochy má tvar přímky. Toto je ovšem ideální stav, v realitě je tato plocha větší a je vypočtena v kapitole 6.1.1. Kontejner je tlačěn silou, kterou vyvíjí hák manipulační „ruky“ umístěné na nákladním vozidle, silové působení na tomto systému není předmětem našeho zkoumání, proberme si podrobně pouze silové působení při styku kontejneru a přívěsu. Pro zjištění síly, kterou působí v první fázi nakládky váleček kontejneru na stykovou plochu, bylo nejprve nezbytné určit rozložení sil váleček-hák, což je popsáno v kapitole 6.1.1. Rozhodnout o silovém rozložení je obtížné z hlediska nejednotné délky kontejnerů a hlavně různé výšky, do které bývají tyto kontejnery zaplňovány materiálem. Proto je věnována pozornost nejnepříznivějším zatěžovacím stavům. Při nakládce je povinností obsluhy zajistit co možná nejrovnoměrnější

rozložení nákladu po celém kontejneru. Ne vždy ovšem k takovému ideálnímu stavu nakládky dochází a nezdědka se setkáme i s překládáním kontejneru například při transportu kusového odpadu bývají nakládány i přes vrchní hranu. Čím výše je kontejner zaplněn, tím výše je těžiště kontejneru a tím větší je zatížení na úkor přívěsu při nakládce i dynamických stavech. Proto je samotné výšce kontejneru připočteno 500 mm jako nejvyšší výška možného přeplnění. Kontejnery slouží, jak už bylo výše zmiňováno nejčastěji k přepravám odpadu, železného šrotu apod., proto nehrozí celkové sesunutí nákladu vlivem naklopení kontejneru při nasouvání na přívěs.

Dále byl zkoumán vliv podélné složky síly při nakládce. Kontejner je při posouvání tlačěn, ovšem vliv této síly je nepatrný, jelikož je zaručeno odvalování válečku, který i po jeho znečištění, např. od bláta či jiných nečistot se začne téměř ihned znovu odvalovat. Vliv této síly byl proto zanedbán.

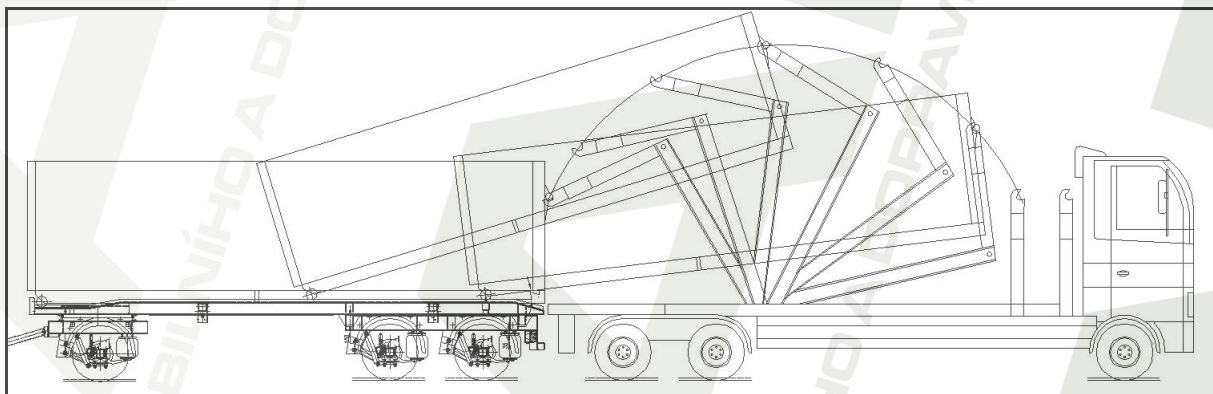
6.1.1. Výpočet síly F_p při styku válečku s pojezdovým plechem



obr. 9 – nakládání kontejneru v průběhu nakládky

Stanovení úhlu naklonění kontejneru

Z předchozího bodu 6.1 vyplývá, že zatěžovací síla F_p závisí na úhlu naklonění kontejneru. Tento úhel není po celé délce posuvu stejný, ale díky koncepci hákového nosiče kontejneru se postupně mění. Je velmi obtížné přesně stanovit tento průběh, závisí především na typu nákladního automobilu, délce kontejneru, výrobci a řadě hákových nosičů kontejneru a v neposlední řadě na zručnosti a zkušenosti obsluhy tohoto mechanismu. Proto je v následující úvaze brána do úvahy nejnepříznivější délka kontejneru, která je možno na tomto nosiči přepravovat, a sice 6500 mm, odpovídající typ automobilu pro přepravu délek kontejnerů do 7500 mm, nosič kontejneru od výrobce Hyva, produkt řady Hyva-Lift S z odpovídající nosnostní kategorie. Za pomoci jejich katalogu [10] byl sestaven model průběhu nasouvání kontejneru na přívěs a z tohoto modelu byly odečteny úhly naklonění kontejneru v námi dále vyšetřovaných bodech.



obr. 10 – nakládací proces

kde:

bod 0	- styk uchopovacího oka kontejneru a háku nakládacího mechanismu	
bod 1	. styk válečku kontejneru a pojezdového plechu	
F_p	- styková síla působící v bodě 1	[N]
m	- hmotnost kontejneru	[kg]
F_z	- síla působící v bodě 0	[N]
l	- délka kontejneru	[m]
α	- úhel odklonu spojnice bodů 0;1 od roviny pojezdového plechu[°]	
h_1	- kolmá vzdálenost těžiště a spojnice bodů 0 a 1	[m]
g	- gravitační zrychlení	[m.s ⁻¹]

známe:

$m = 23\,500\text{ kg}$
$l = 6\,500\text{ mm}$
$\alpha = 0-17^\circ$ (volíme dle tab. 2)
$h_1 = 640\text{ mm}$
$g = 9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

Stanovení momentové rovnováhy k bodu 0 [2]:

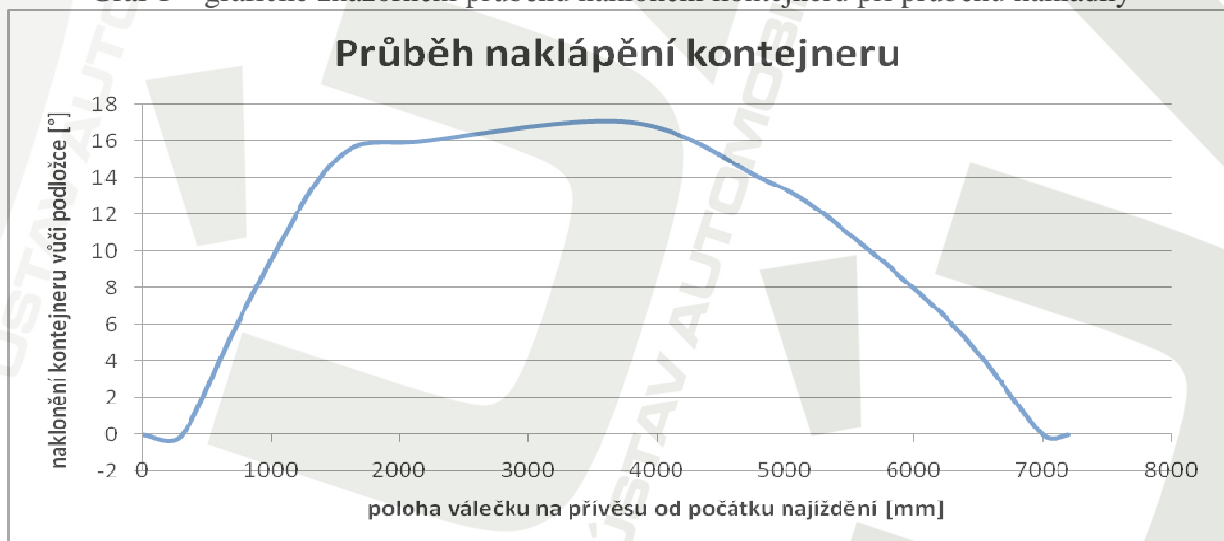
$$F_p \cdot l \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \left(h_1 \cdot \sin \alpha + \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha \right) = 0 \quad (1)$$

$$F_p = \frac{m \cdot g \cdot h_1 \cdot \sin \alpha + m \cdot g \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha}{l \cdot \cos \alpha} = \frac{m \cdot g \cdot h_1}{l} \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{m \cdot g}{2}$$

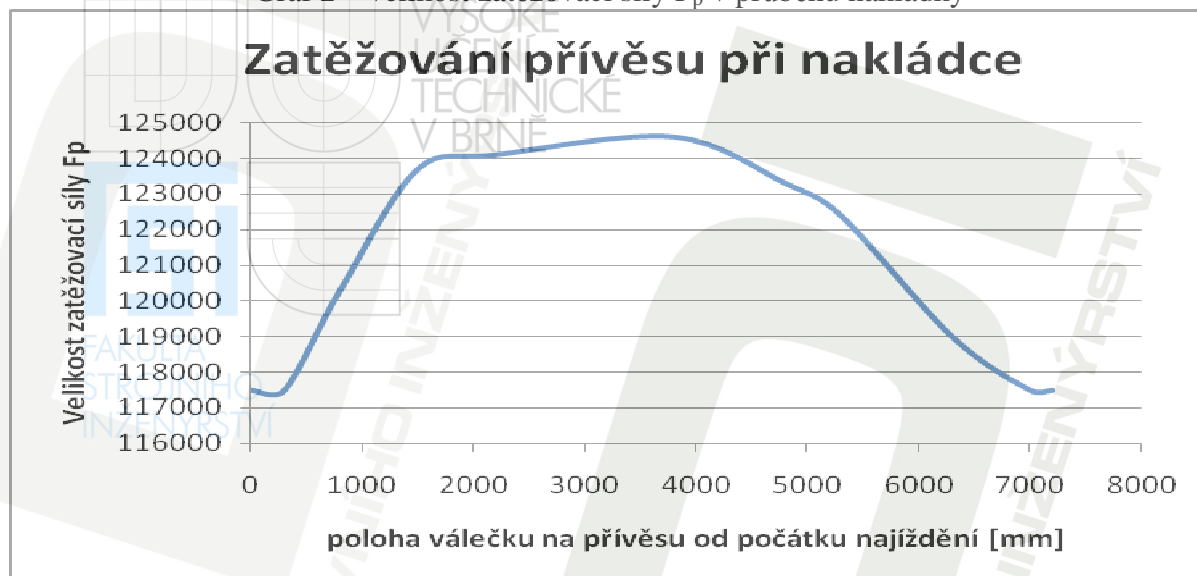
Tab. 2 - zjištěné hodnoty vyšetřovaných veličin v průběhu nakládky

poloha válečku kontejneru na přívěsu od začátku najždění [mm]	0	300	800	1500	2200	3800	4800	5300	6300	7000	7200
úhel naklonění kontejneru α [°]	0	0	7	15	16	17	14	12	6	0	0
procentuální zatížení kontejneru na straně válečku [%]	50	50	51	53	53	53	52,5	52	51	50	50
Velikost zatěžovací síly F_p [N]	117500	117500	120300	123700	124100	124600	123300	122400	119000	117500	117500

Graf 1 – grafické znázornění průběhu naklonění kontejneru při průběhu nakládky



Graf 2 – velikost zatěžovací síly F_p v průběhu nakládky



Stanovení maximálního měrného zatížení při styku válečku a pojezdového plechu

Ve stykové oblasti válečku a kontejneru (liniové zatížení) obvykle vycházejí kontaktní tlaky i několikanásobně vyšší než je dovolené napětí. Naším cílem je provést kontrolu kontaktních Hertzových tlaků, které způsobují povrchové vady, v našem případě téměř okamžité oloupání nátěru na pojezdových plechách a po nějaké době i k *pittingu*- tvorbě únavových povrchových vad způsobených cyklickým namáháním. Dříve než dojde k destruktivnímu opotřebením těchto ploch ale většinou dochází ke skončení životnosti jiných částí přívěsu (podvozku, náprav...), což bylo ověřeno konzultací s firmou Svan.

Výpočet kontaktních tlaků

- 1) výpočet poloviny délky stykové plošky mezi válečkem a pojezdovým plechem [1]:

kde:

b	- délka stykové plošky mezi válečkem a pojezdovým plechem	[mm]
p_{max}	- maximální kontaktní tlak při liniovém zatěžování	[MPa]
F_{max}	- maximální zatěžující síla připadající na jeden váleček	[N]
w	- šířka válečku	[mm]
μ_1	- Poissonovo číslo materiálu ocelového kola	[-]
μ_2	- Poissonovo číslo materiálu ocelové plochy	[-]
E	- modul pružnosti v tahu oceli	[MPa]
d_1	- průměr válečku	[mm]
d_2	- průměr rovného pojezdového plechu	[mm]

známe:

$F_{\max} = 124600/2 = 62300 \text{ N}$
$w = 300 \text{ mm}$
$\mu_1 = 0,292$
$\mu_2 = 0,292$
$E = 207000 \text{ MPa}$
$d_1 = 160 \text{ mm}$
$d_2 = \infty \text{ mm}$

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot w} \cdot \frac{\frac{(1 - \mu_1^2)}{E} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} = 0,432 \text{ [mm]} \quad (2)$$

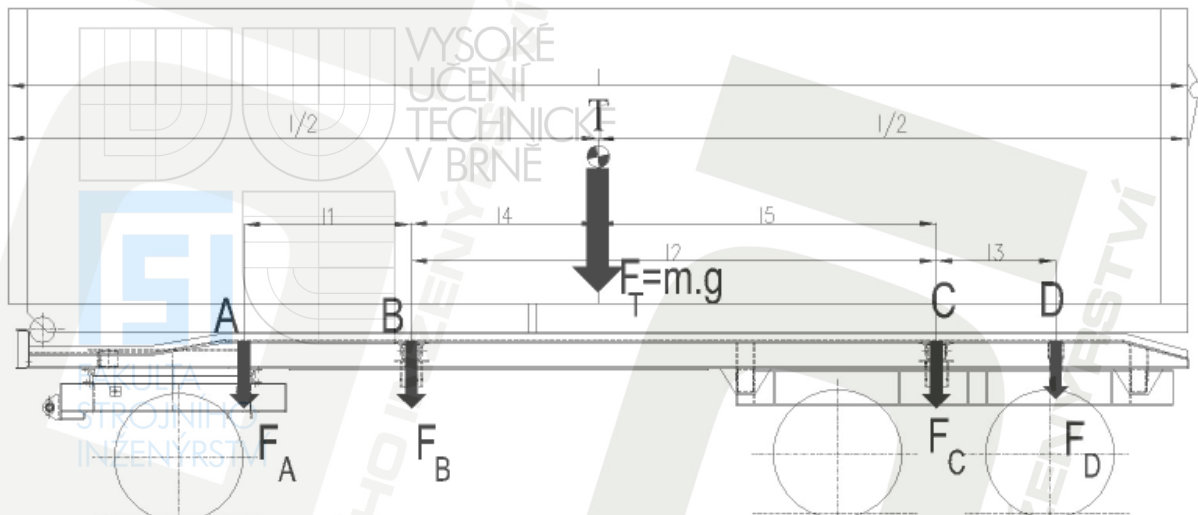
2) Výpočet maximálního kontaktního tlaku při liniovém zatěžování připadající na jednu stykovou plochu [1]

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot b \cdot w} \quad (3)$$

$$p_{\max} = 305,8 \text{ MPa}$$

6.2. Kontejner je naložen na přívěsu na dosedacích plochách

V posledním zatěžovacím stavu se už kontejner nedotýká ložné plochy přes válečky, ale celou tíhu kontejneru přenáší přes dva spodní I-profilu na opěrné dosedací plochy. Pro reálnou simulaci tohoto zatěžovacího stavu musíme znát poměrné rozložení hmotnosti kontejneru na jednotlivé dosedací plechy. K této úvaze opět posloužila momentová věta, kde byla sestavena soustava čtyř rovnic o čtyřech neznámých [4].



obr. 11 – rozložení silového působení naloženého přívěsu

Výpočet silového působení na dosedací plochy:

kde:

- | | | |
|---------------------------|--|------|
| F_A, F_B, F_C, F_D | - silové působení v daných místech A, B, C, D | [N] |
| l | - délka kontejneru | [mm] |
| l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 | - vzdálenosti sloužící k výpočtu (viz obr. 11) | [mm] |

známe:

- $l=7500\text{mm}$
- $l_1=1035\text{mm}$
- $l_2=3245\text{mm}$
- $l_3=738\text{mm}$
- $l_4=1168\text{mm}$
- $l_5=2077\text{mm}$

momentová věta vzhledem k bodu A:

$$1: F_B \cdot l_1 - F_T \cdot (l_1 + l_4) + F_C \cdot (l_1 + l_2) + F_D \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (4)$$

momentová věta vzhledem k bodu B:

$$2: -F_A \cdot l_1 - F_T \cdot l_4 + F_C \cdot l_2 + F_D \cdot (l_2 + l_3) = 0 \quad (5)$$

momentová věta vzhledem k bodu C:

$$3: -F_A \cdot (l_1 + l_2) - F_B \cdot l_2 + F_T \cdot l_5 + F_D \cdot l_3 = 0 \quad (6)$$

momentová věta vzhledem k bodu D:

$$4: -F_A \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_B \cdot (l_2 + l_3) + F_T \cdot (l_5 + l_3) - F_C \cdot l_3 = 0 \quad (7)$$

Po spočtení soustavy čtyř rovnic o čtyřech neznámých se dostáváme k následujícímu řešení:

$$F_A = 7,031 \cdot 10^4 \text{ N}$$

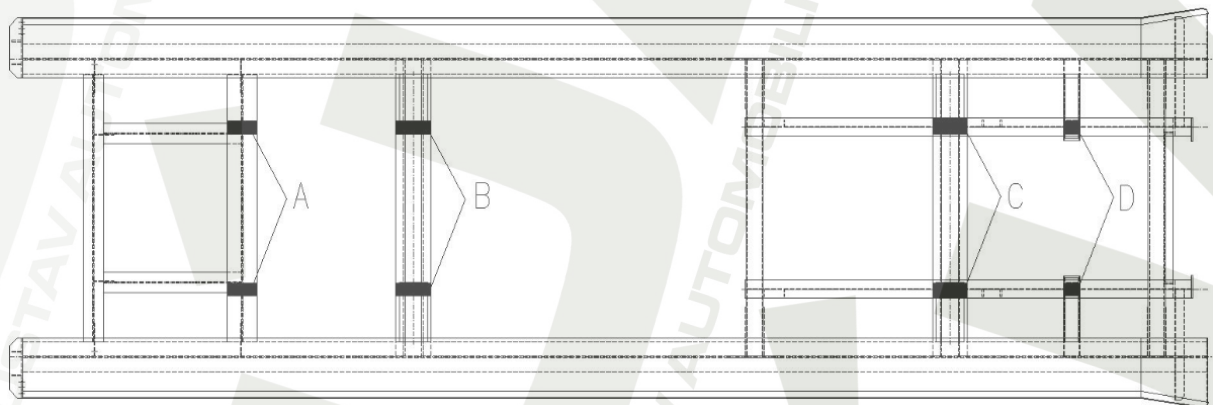
$$F_B = 6,523 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_C = 4,931 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_D = 4,569 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Výpočet zatěžovacího tlaku jednotlivých stykových ploch:

Styk kontejneru a přívěsu je proveden prostřednictvím styku I profilu rozměru 180x82 mm (spodní část kontejneru) a dosedacích plechů tloušťky 8 mm s výjimkou předního nosníku, kde kontejner dosedá přímo na nosník. Kontaktní tlak na stykové plochy je odvozen takto:



obr.12 – stykové plochy v případě naloženého kontejneru

kde:

S_A, S_B, S_C, S_D	- obsahy dvojic dotykových ploch A, B, C, D	[mm ²]
p_A, p_B, p_C, p_D	- tlaky na jednotlivé plochy A, B, C, D	[MPa]

známe:

$$S_A = 29520 \text{ mm}^2$$

$$S_B = 34768 \text{ mm}^2$$

$$S_C = 34768 \text{ mm}^2$$

$$S_D = 16400 \text{ mm}^2$$

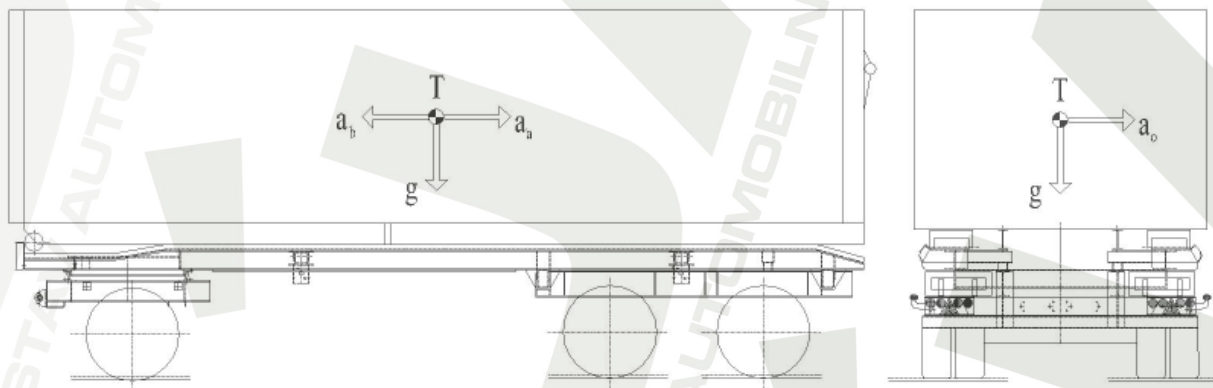
$$p_A = \frac{0,5 \cdot F_A}{S_A} = 1,191 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$p_B = \frac{0,5 \cdot F_B}{S_B} = 0,938 \text{ MPa} \quad (9)$$

$$p_C = \frac{0,5 \cdot F_C}{S_C} = 0,709 \text{ MPa} \quad (10)$$

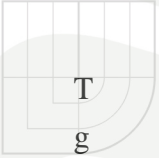

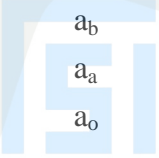

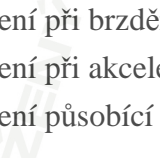
$$p_D = \frac{0,5 \cdot F_D}{S_D} = 1,504 \text{ MPa} \quad (11)$$

Při vyšetřování následujících stavů působí na přívěs setrvačné síly, proto je jejich působení pro lepší představivost znázorněno na obr 13.



obr. 13 – znázornění setrvačných sil působících na přívěs

kde:

	- těžiště soustavy	
	- gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
	- zrychlení při brzdění přívěsu	[m.s ⁻²]
	- zrychlení při akceleraci přívěsu	[m.s ⁻²]
	- zrychlení působící na přívěs při průjezdu zatáčkou	[m.s ⁻²]

6.2.1. Stojící přívěs

Přívěs je zabrzděn parkovacími brzdami a nepohybuje se. Není vystaven účinkům žádných sil kromě gravitační síly.

6.2.2. Brzdění

Požadavky na účinek brzdících sil upravuje norma EHK–13, ES 71/320 a vyhláška č. 102/1995 sb., která stanovuje hodnoty veličin při brzdění. Námi vyšetřovaný přívěs spadá do kategorie N3 a pro ni najdeme maximální hodnotu zpomalení a_b . Tato hodnota odpovídá zpomalení $a_b = 4,4 \text{ m.s}^{-2}$. Pro vytvoření rezervy byla tato hodnota navýšena na 6 m.s^{-2} . [2]

6.2.3. Akcelerace

Při akceleraci bereme v úvahu vliv setrvačných sil v podélném směru při zrychlování přívěsu. Pro výpočet maximální možné hodnoty zrychlení při akceleraci posloužila následující úvaha: Při akceleraci soupravy se dostaneme na zrychlení odpovídající hodnotám blízcím se maximum okolo 2 m.s^{-2} , což je ovšem nepostačující údaj pro stavy například prudkého trnutí při rozjezdu či couvání vysokou rychlostí a následné prudké brzdění. Proto stejně jako v případě brzdění byla hodnota akceleračního zrychlení stanovena na $a_a = 6 \text{ m.s}^{-2}$.

6.2.4. Průjezd zatáčkou

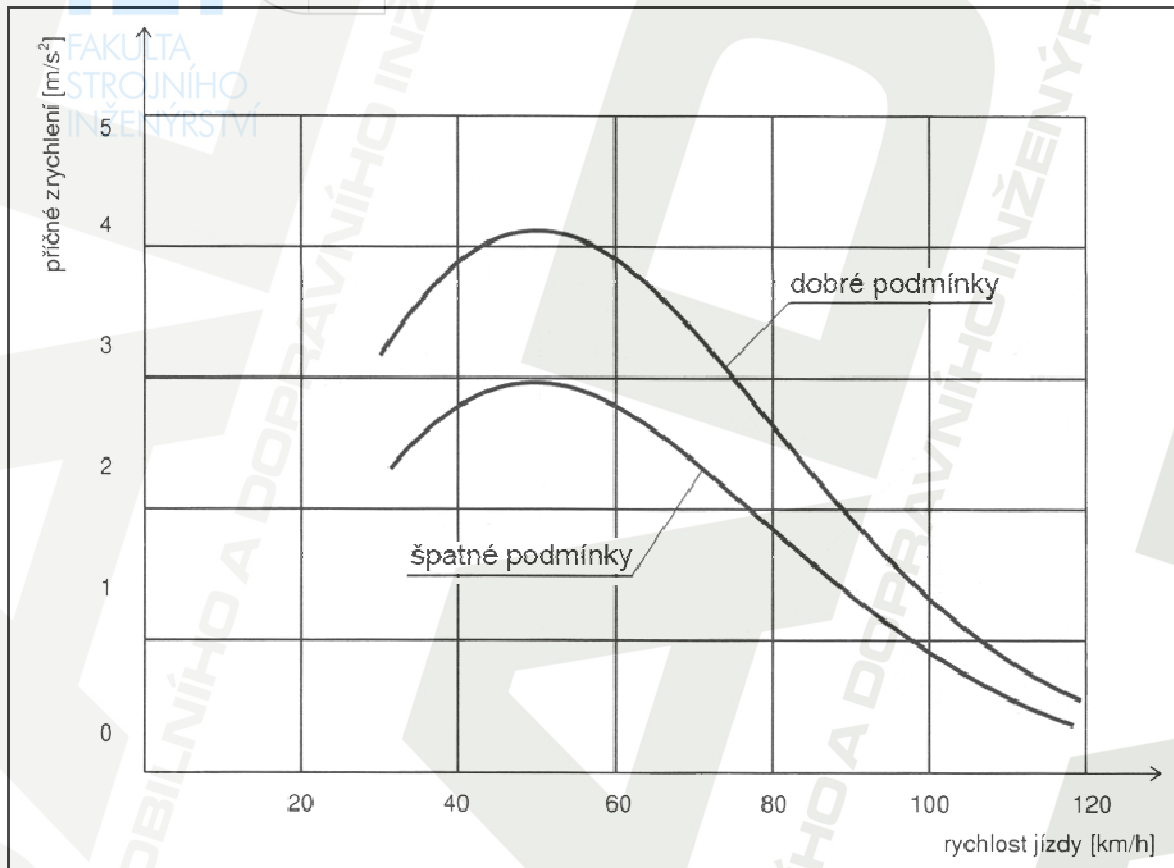
Při průjezdu zatáčkou či vyhýbacímu manévru je nutno uvážit vliv působení setrvačných sil v příčném směru. Pro lepší představivost je jejich působení znázorněno na obr. 13.

Pro provedení silového rozboru působení v příčném směru bylo vycházeno z výsledků měření provedených vzhledem ke způsobu jízdy v provozu dle zdroje [7]. Ten uvádí, že je využito nižších hodnot příčného zrychlení, než by bylo teoreticky realizovatelné vzhledem k podmínkám (např. adheze pneumatik), skutečným důvodem pro nedosahování těchto

hodnot je psychologická bariéra řidiče. Křivka zjištěných příčných zrychlení v závislosti na rychlostech jízdy je znázorněna na grafu 3:

maximum této hodnoty představuje hodnota $4,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. V této práci je pro případ zatěžování při průjezdu zatáčkou bráno zrychlení $a_0 = 5,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Graf. 3 – dosahované hodnoty příčných zrychlení v závislosti na rychlostech jízdy [7]



Další dynamické zatěžování (přejezd nerovností, kombinace výše uvedených stavů) nebylo předmětem zkoumání v této práci a jedná se o natolik rozsáhlou oblast zkoumání, která je nad rámec této diplomové práce

7. Výsledky zatěžování MKP:

Zde je naším úkolem vyhodnotit a porovnat vypočtené napětí pomocí MKP analýzy s napětím dovoleným, k tomuto srovnání posloužila norma ČSN 73 1401 [5]. Dle ní byly stanoveny hodnoty návrhových pevností obou použitých druhů ocelí a dovolená napětí zahrnující dynamický koeficient. Pro to, abychom mohli prohlásit zatěžovací stav za bezpečný, vstupují do výpočtu ještě další faktory, kterými jsou například cyklické zatěžování, které v prostředí I-DEAS a zadaných vstupních hodnotách nelze jednoduše simulovat. I tak nám vypočtené

hodnoty dávají prostor pro stanovení nebezpečných míst, kterými je potřeba se detailněji zabývat.

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [5]:

kde:

R_{e11373}	- dolní mez kluzu oceli 11 373	[MPa]
R_{e11523}	- dolní mez kluzu oceli 11 523	[MPa]
γ_M	- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401)	[-]
k_D	- dynamický součinitel	[-]
f_{yd}	- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu	[-]
f_D	- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	[-]

známe:

$$R_{e11373} = 235 \text{ MPa}$$

$$R_{e11523} = 353 \text{ MPa}$$

$$\gamma_M = 1,15$$

$$k_D = 1,05$$

hodnota návrhových pevností použitých materiálů

$$\text{ocel 11 373} \dots\dots f_{yd11373} = \frac{R_{e11373}}{\gamma_M} = \frac{235}{1,15} = 204 \text{ MPa}$$

$$\text{ocel 11 523} \dots\dots f_{yd11523} = \frac{R_{e11523}}{\gamma_M} = \frac{353}{1,15} = 307 \text{ MPa}$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel použitých materiálů

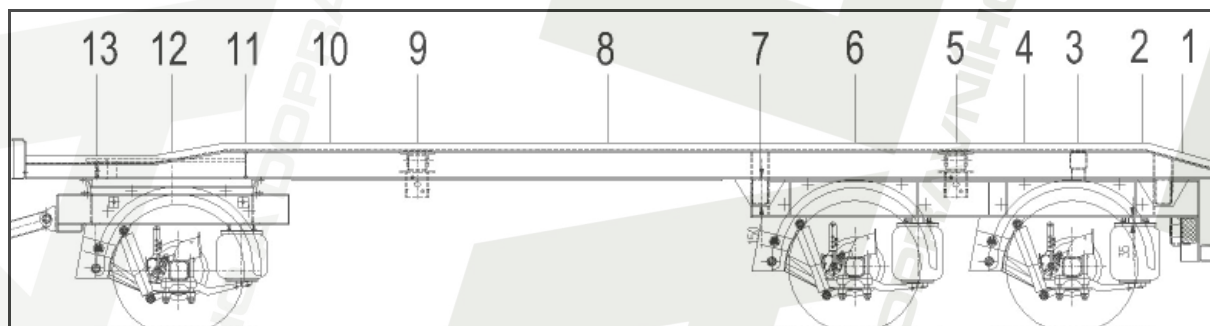
$$\text{ocel 11 373} \dots\dots f_{D11373} = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{204}{1,05} = 194 \text{ MPa}$$

$$\text{ocel 11 523} \dots\dots f_{D11523} = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{307}{1,05} = 292 \text{ MPa}$$

7.1. Najíždění kontejneru

Z předchozích kapitol je již známa velikost působících sil, kterými váleček působí na pojezdový plech a velikost plošky kterou se ho dotýká. Při simulaci v programu I-DEAS byla tato ploška zvětšena kvůli tvorbě velkých lokálních extrémů napětí na stykových ploškách a v jejich bezprostředním okolí, ke kterým reálně nedochází. Navíc při zvětšení této plochy řádově 10x ještě stále dojdeme k výsledkům blízcím se skutečnému stavu.

Vyšetřen byl průběh najížděcího procesu metodou MKP, místa byla zvolena se snahou zjistit možná slabá místa konstrukce, proto byla zvolena vždy před, na i za příčnými nosníky rámu. Pro potřeby této práce nejsou detailněji popsána všechny stavy, pouze ty, které vyšly jako nebezpečné s napětím blízcím se hodnotě návrhové pevnosti a jako místa, která by mohla být předmětem pro následný optimalizační proces. Ostatní stavy jsou pouze zmíněny v tab. 3, k jejich stručnému popisu byly voleny tyto atributy: vyhovující – podezřelý – nevyhovující.



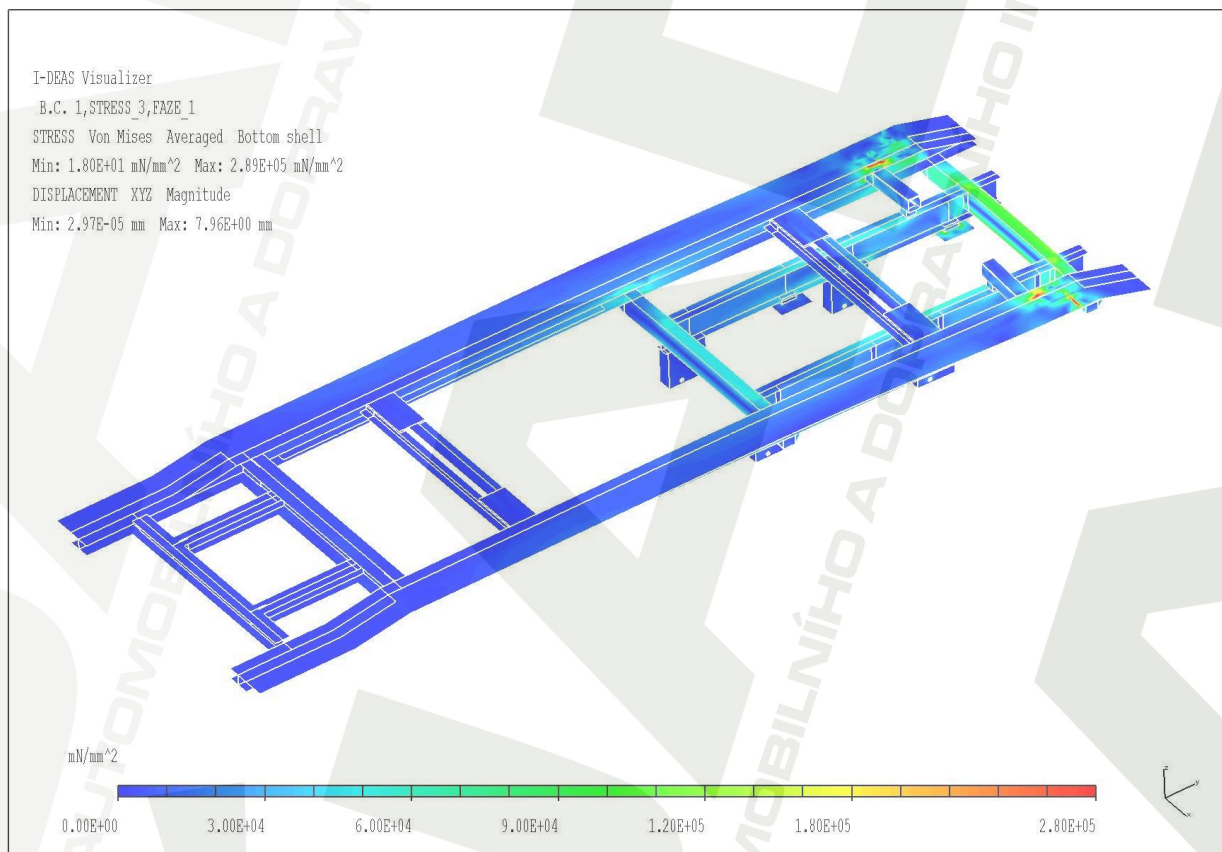
obr. 14 – vyšetřované zatěžovací stavy při najíždění kontejneru

tab. 3 - vyhodnocení zatěžovacích stavů

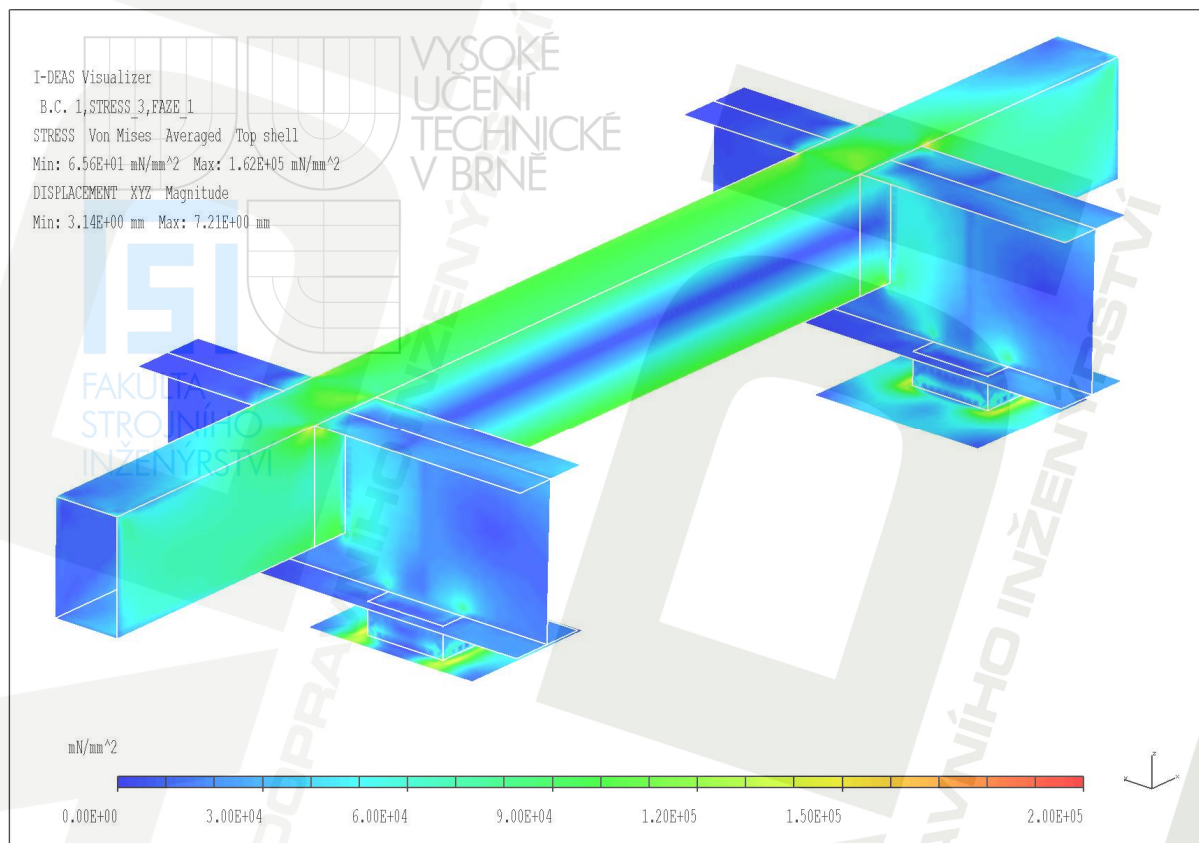
Zatěžovací stav	místo (oblast) největšího napětí	napětí [MPa]	zhodnocení výsledků tohoto stavu
1	zadní nosník obdélníkový profil	do 170	nevyhovující
2	zadní nosník obdélníkový profil	do 170	nevyhovující
3	zadní nosník obdélníkový profil	162	nevyhovující
4	oba nosníky obdélníkový profil	150	podezřelé
5	oba nosníky obdélníkový profil	do 140	vyhovující
6	přední nosník obdélníkový profil	202	nevyhovující
7	přední nosník obdélníkový profil hlavní podélný nosník (11 523)	155 240	podezřelý vyhovující
8	problematická místa napojení předních nosníků z I-profilů	185	nevyhovující
9	hlavní nosník I-profil (11 523)	do 150	vyhovující
10	hlavní nosník I-profil (11 523)	do 150	vyhovující
11	napojení př. nosníků I-profilů	do 190	nevyhovující
12	přední nosníky I-profilů	150	podezřelé
13	přední nosníky I-profilů	150	podezřelé

7.1.1. Najíždění kontejneru – 800 mm od počátku (bod 3)

V prvních fázích najížděcího procesu je přívěs zatížen od poloviny hmotnosti kontejneru a to díky velmi malému nájezdovému úhlu kontejneru. Největší naměřené napětí na rámu a to 289 MPa je zapříčiněno velkým kontaktním tlakem, který působí na styku válečku a pojezdového plechu. Tento tlak je vyšetřen v kapitole 6.1.1 a v dalších zatěžovacích stavech již není zmiňován. Největší napětí na rámu mimo kontaktního, a to 162 MPa je na zadním příčném nosníku z obdélníkového profilu tloušťky 6 mm a to v místech ostrých přechodů a hran. Použitý materiál na tomto nosníku je ocel 11373. Tento stav byl vyhodnocen jako **nebezpečný**.



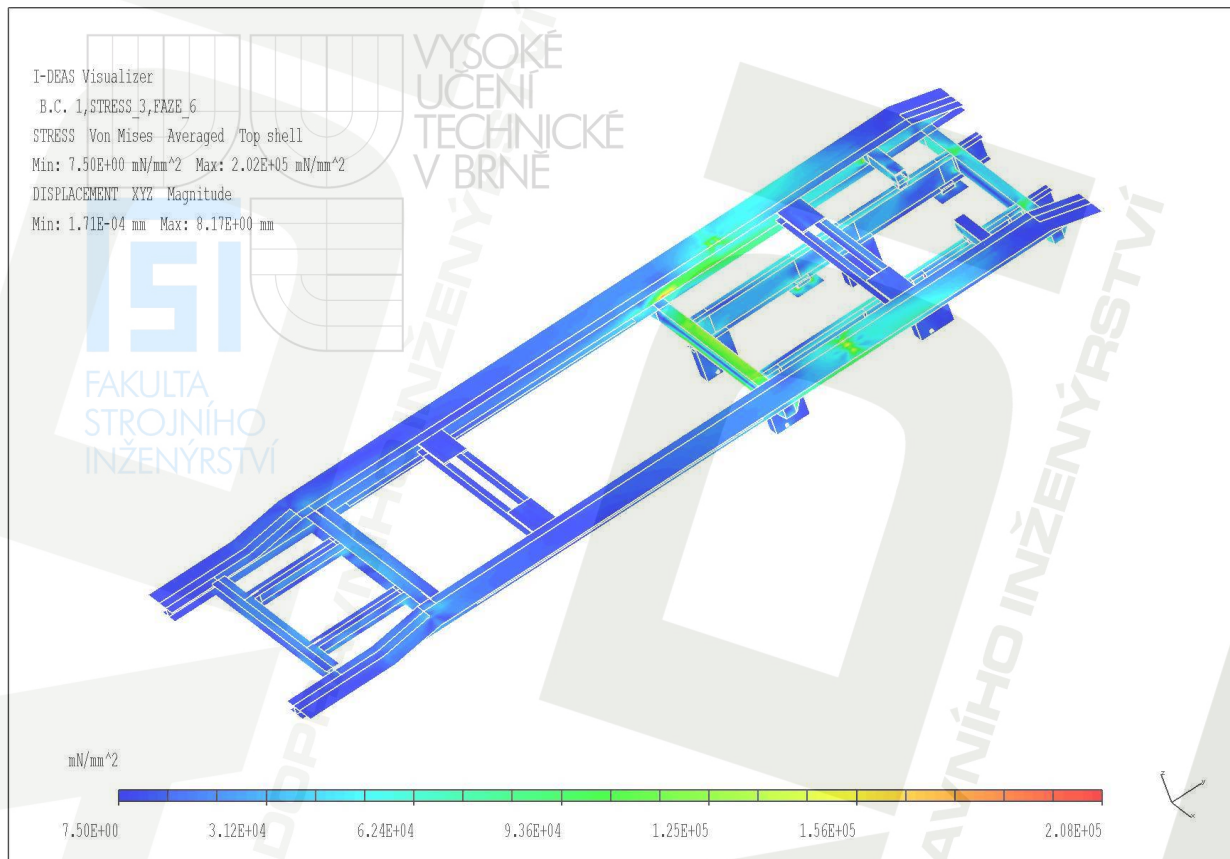
obr. 15 – napětí na rámu, zatěžovací stav 3



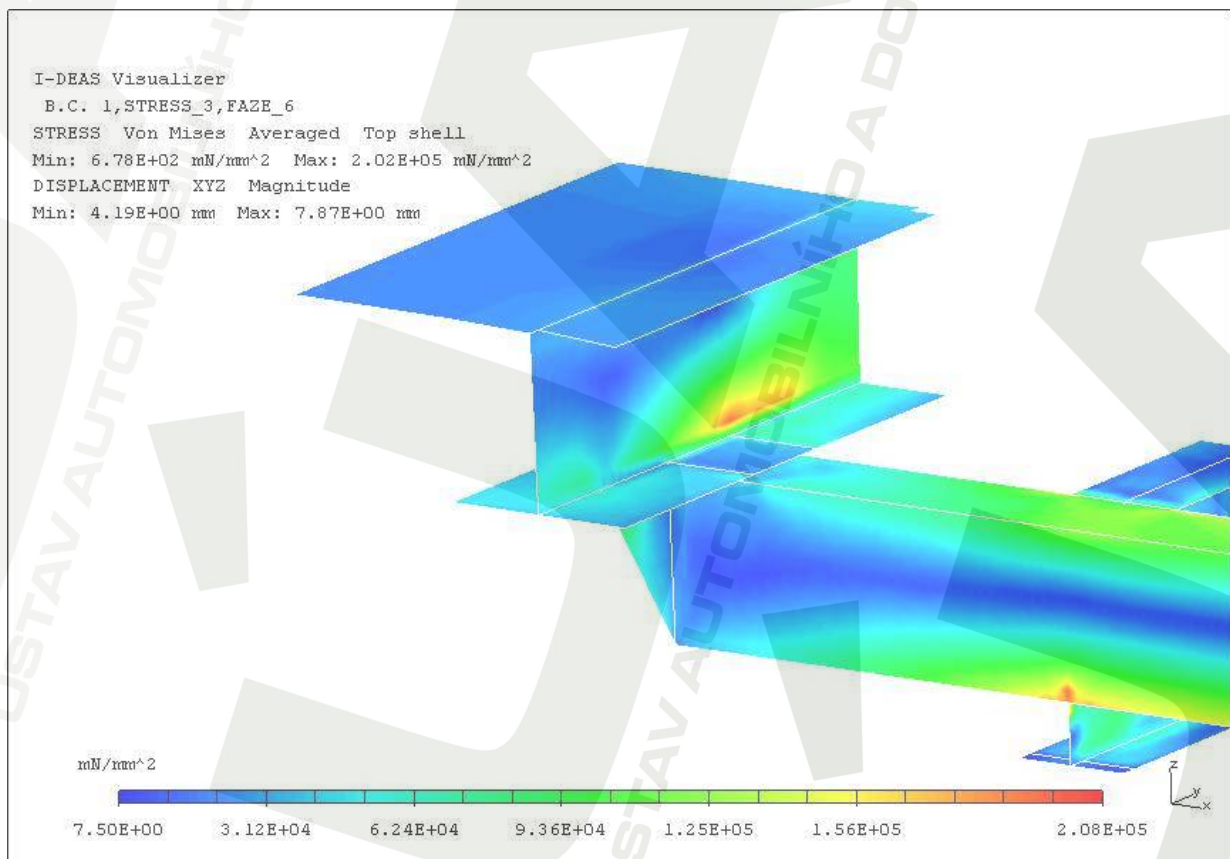
obr. 16 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav 3

7.1.2. Najíždění kontejneru – 2200 mm od počátku (bod 6)

Zde se již kontejner nachází v přibližně ve čtvrtině nakládání, začíná více naklápět, čímž začíná vzrůstat zatěžovací síla na úkor přívěsu. Co v tomto stavu stojí za povšimnutí je napětí v oblasti druhého příčnicku z obdélníkového profilu odzadu. Příčnick dosedá na stojinu do výřezu v I-profilu velmi malou plochou, což není příliš dobré řešení napojení z hlediska velkého kontaktního tlaku. Na zmíněném příčnicku jsou v detailu (obr. 18) vidět místa s napětím dosahujícím hodnot až 202 MPa na nosníku z materiálu 11 373 s mezí kluzu 235 MPa. Tato rezerva **není** zvážena jako dostačující s ohledem na překročení meze návrhové pevnosti materiálu ocel 11 373.



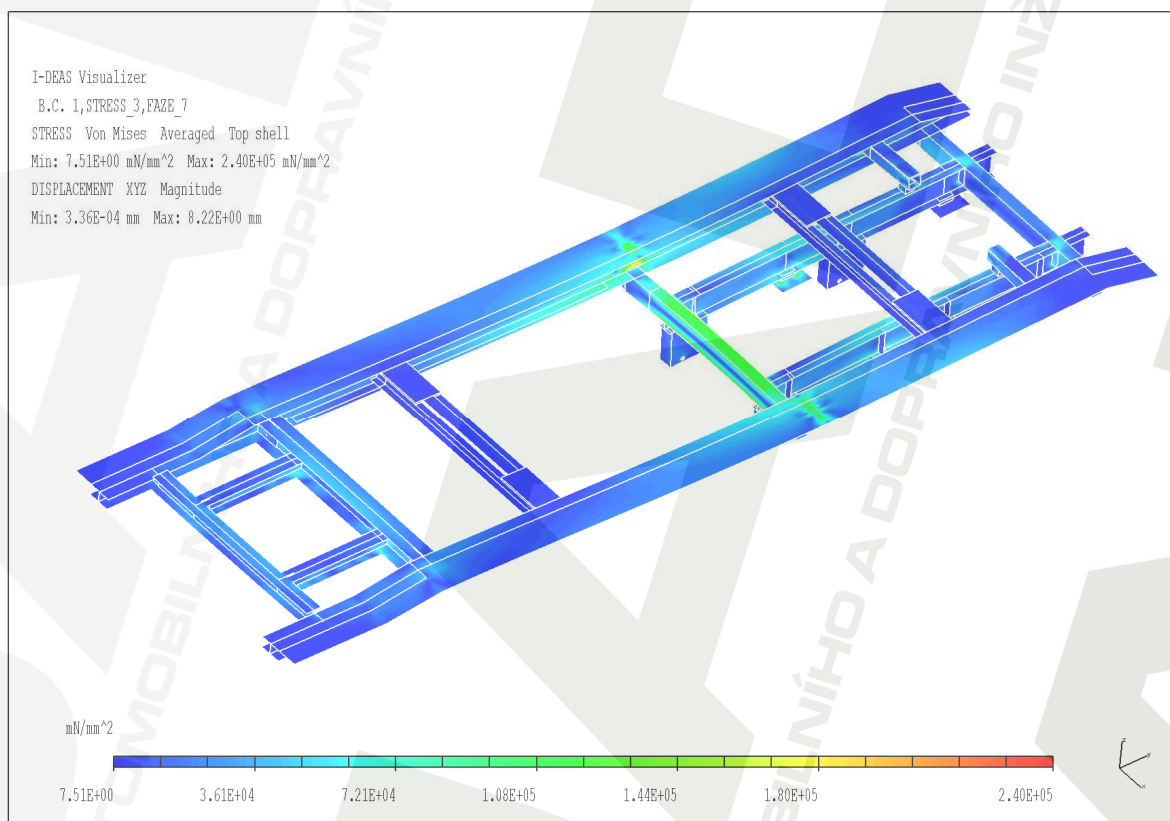
obr. 17 – napětí na rámu, zatěžovací stav 6



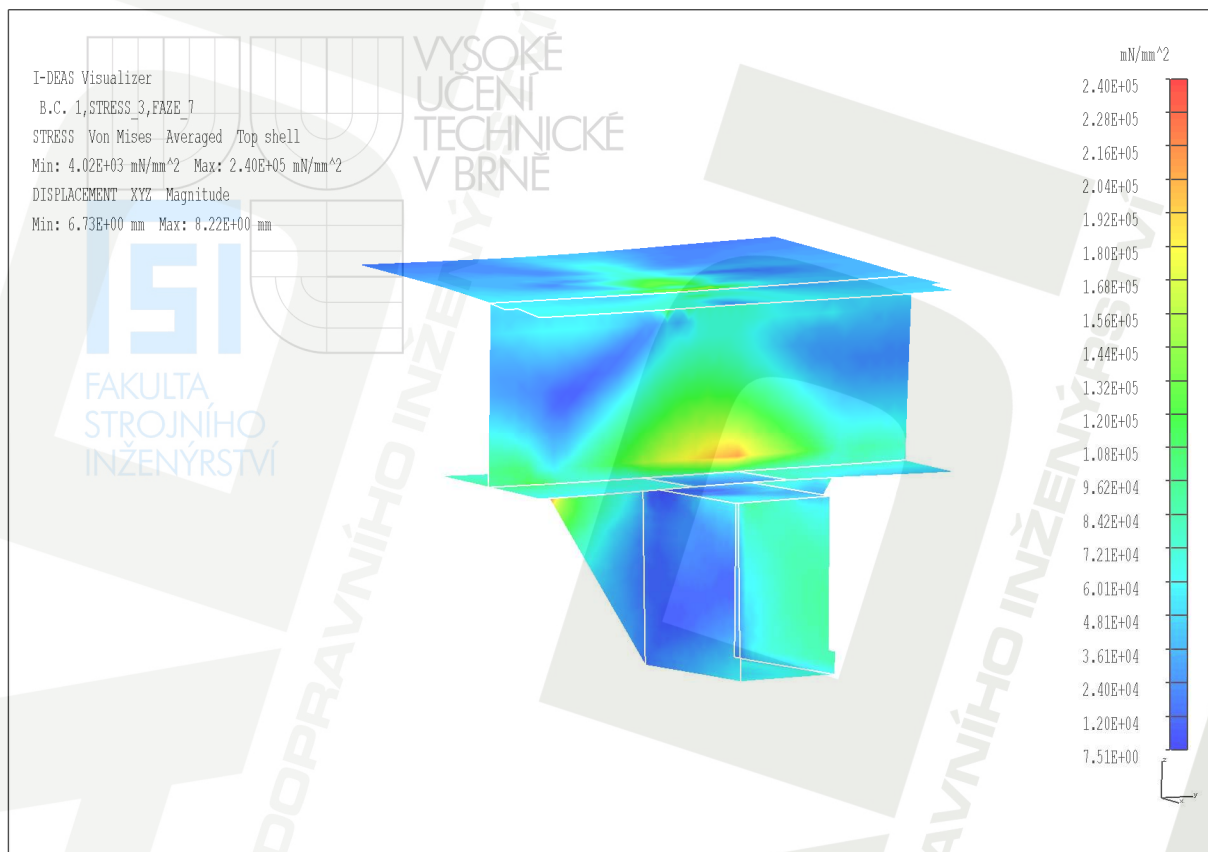
obr. 18 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav 6

7.1.3. Najíždění kontejneru – 2700 mm od počátku (bod 7)

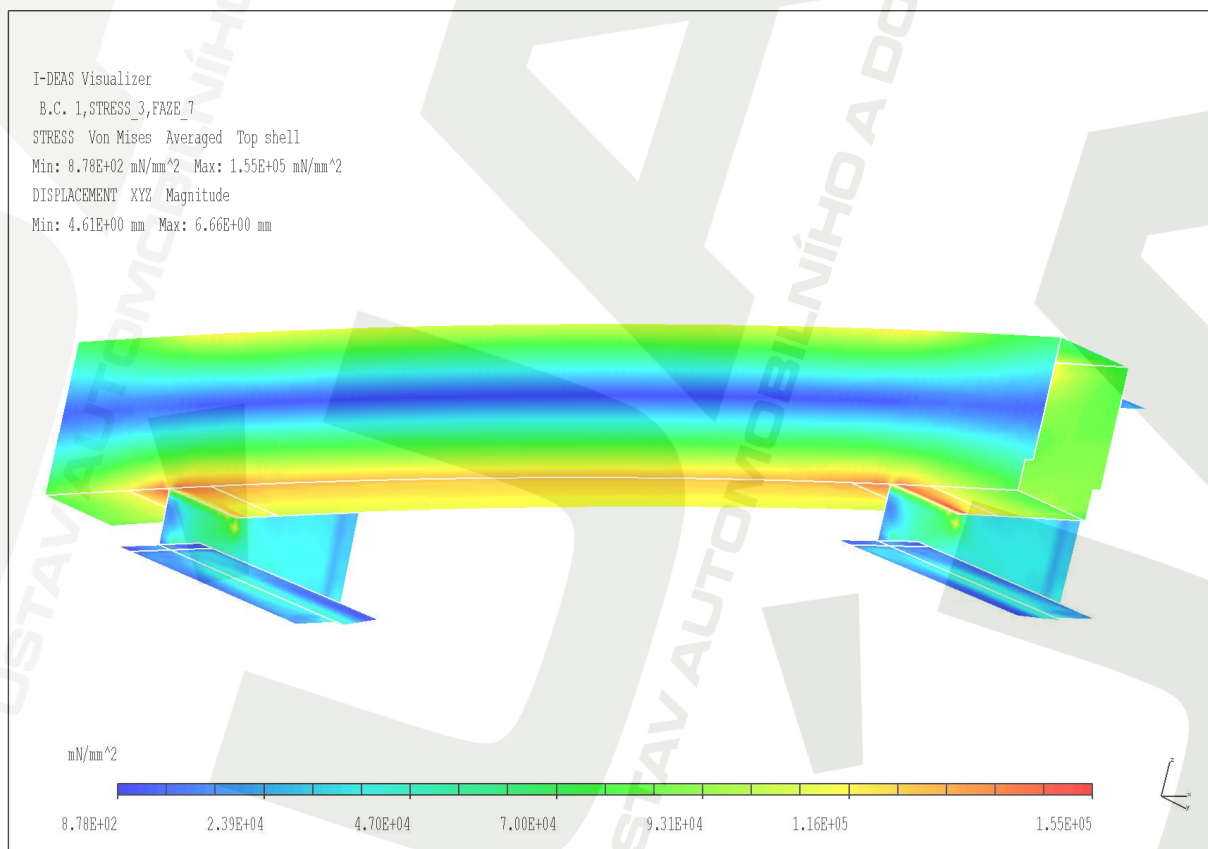
V tomto stavu se zatížení dostává nad přední příčník z obdélníkového profilu. Nejvyšší naměřené napětí vidíme na stojině I-profilu, a sice 240 MPa (obr. 20), což je přijatelná hodnota pro materiál s hodnotou návrhové pevnosti se započteným dynamickým koeficientem -294 MPa. Napětí na příčníku z obdélníkového profilu, který se nachází pod místem zatížení je nižší než v předcházejícím stavu, a sice 155 MPa (obr. 21), což je již hodnota podezřelá, s ohledem na konstrukční řešení tohoto místa je na zvážení případná optimalizace.



obr. 19 – napětí na rámu, zatěžovací stav 7



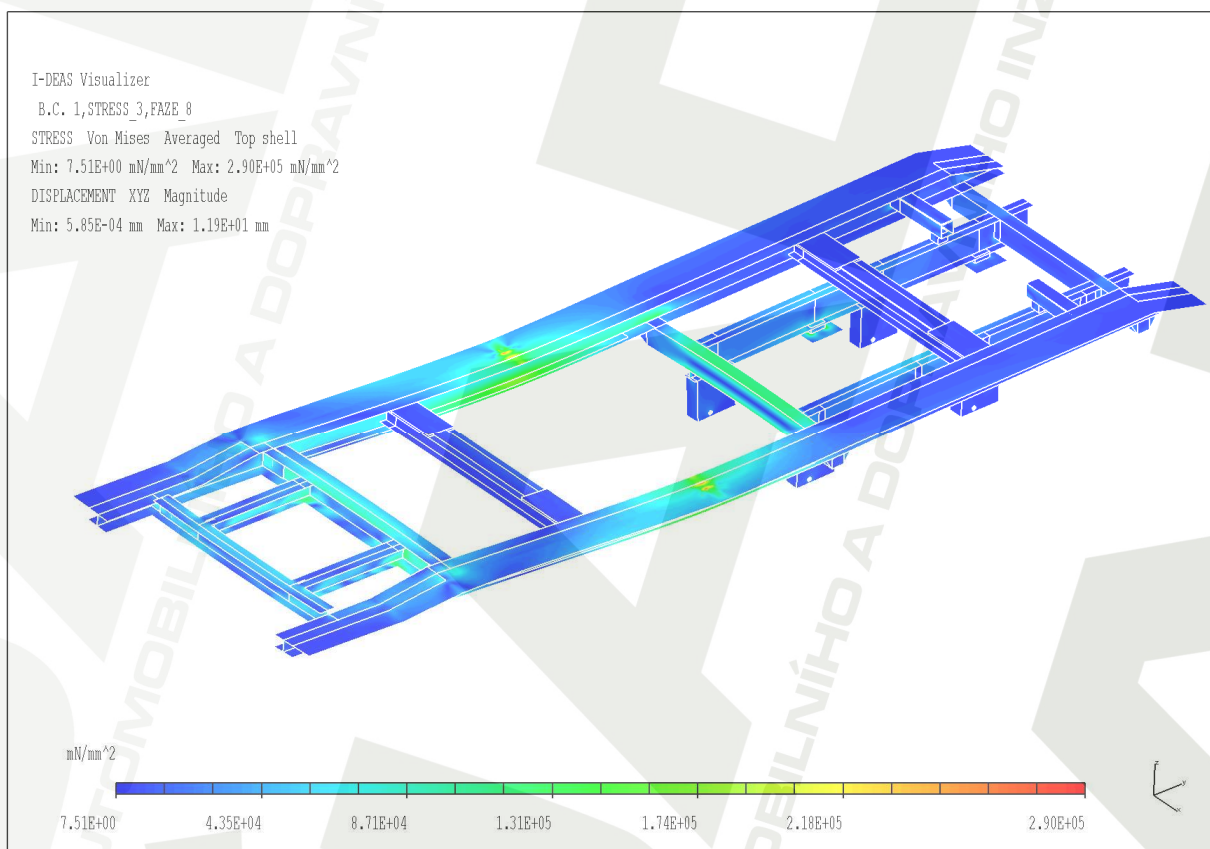
obr. 20 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav 7



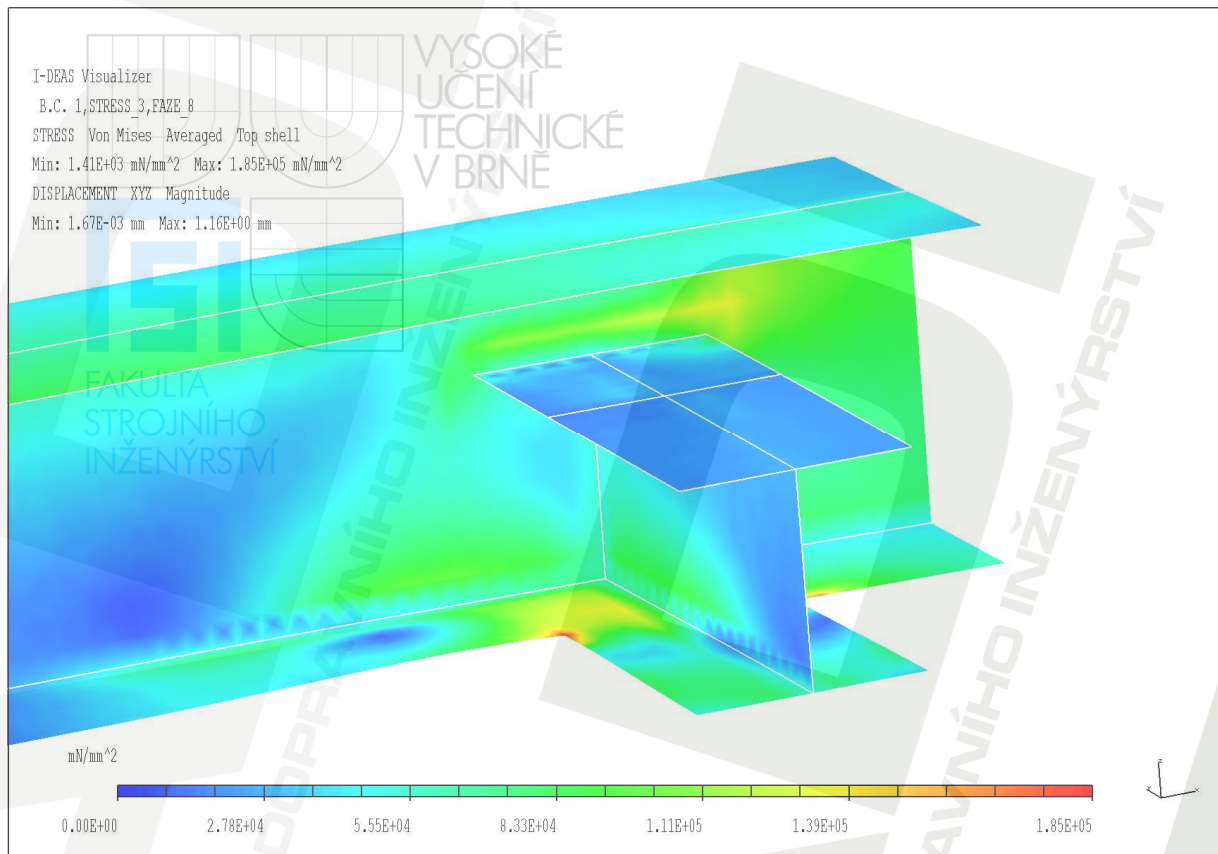
obr. 21 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav 7

7.1.4. Najíždění kontejneru – 3700 mm od počátku (bod 8)

Zde se pohybujeme v oblasti zhruba poloviny nakládacího procesu. Přívěs je díky maximu úhlu naklonění kontejneru zatížen maximální silou (53% hmotnosti naloženého kontejneru). Špičky napětí se opět objevují na pojezdovém plechu, ty nejsou pro nás směrodatné, jsou opět způsobeny nepřesností simulace a velkým kontaktním tlakem. Co je zde pro nás důležité, je oblast napojení I-profilů nad přední nápravou. Zde díky způsobu nepojení a ostrému rohu objevujeme napětí 185 MPa, což je hodnota přibližující se přípustné hodnotě návrhové pevnosti oceli 11 373. Další místa nejsou nebezpečná, na hlavních příčných nosnících vyšetříme napětí okolo 230 MPa, což je stále přijatelná hodnota.



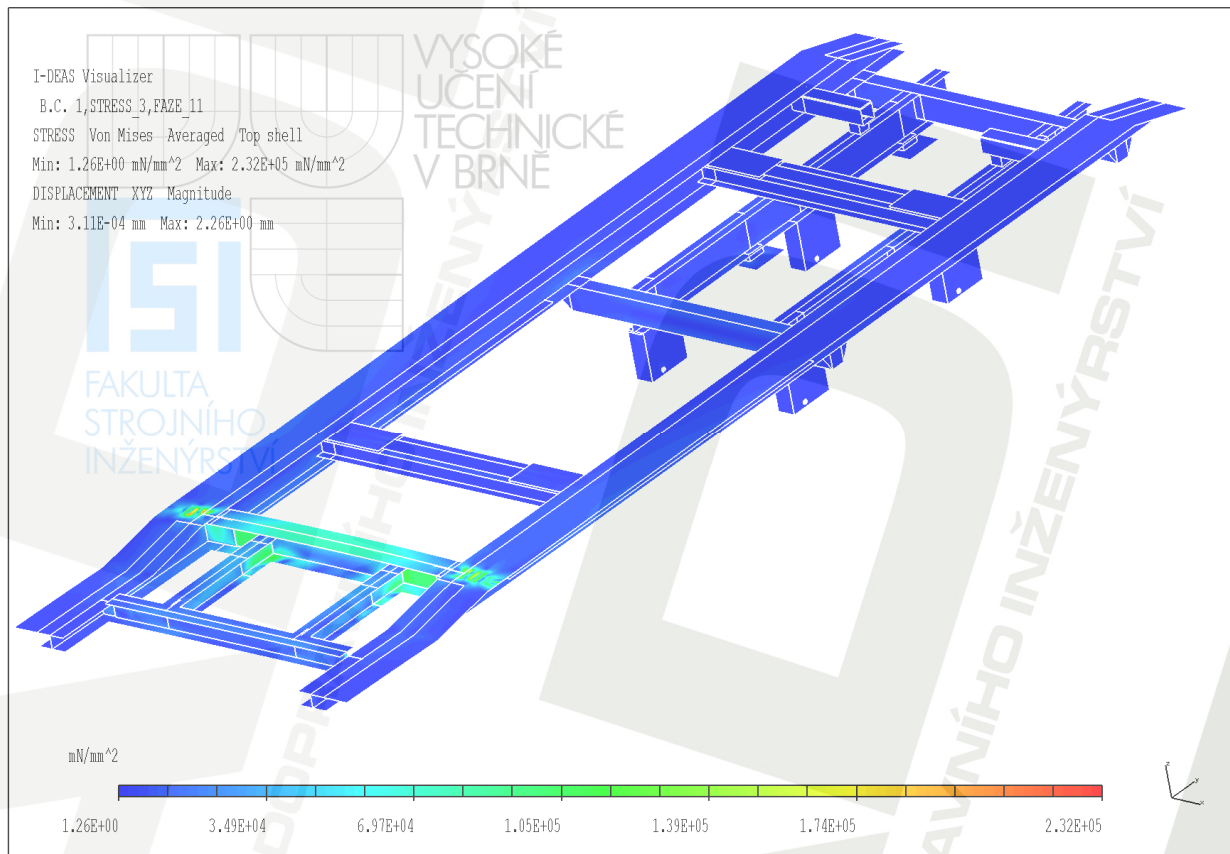
obr. 22 – napětí na rámu, zatěžovací stav 8



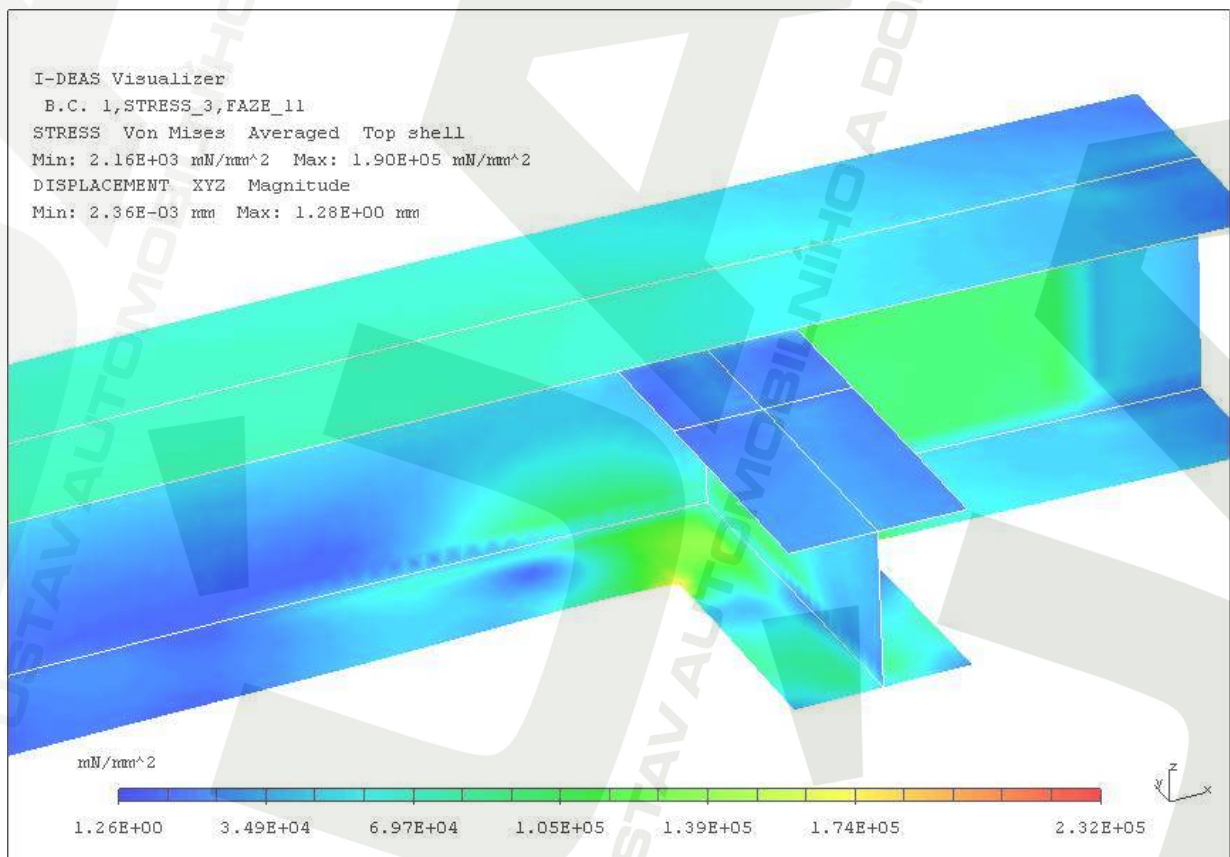
obr. 23 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav 8

7.1.5. Najíždění kontejneru – 5800 mm od počátku (bod 11)

V tomto zatěžovacím stavu bylo odhaleno nebezpečné místo na stejném místě jako v předchozím bodě. Opět v rohu napojení dvou I-profilů (obr. 25) se nachází napětí blížící se mezi návrhové pevnosti, a to 190 MPa.



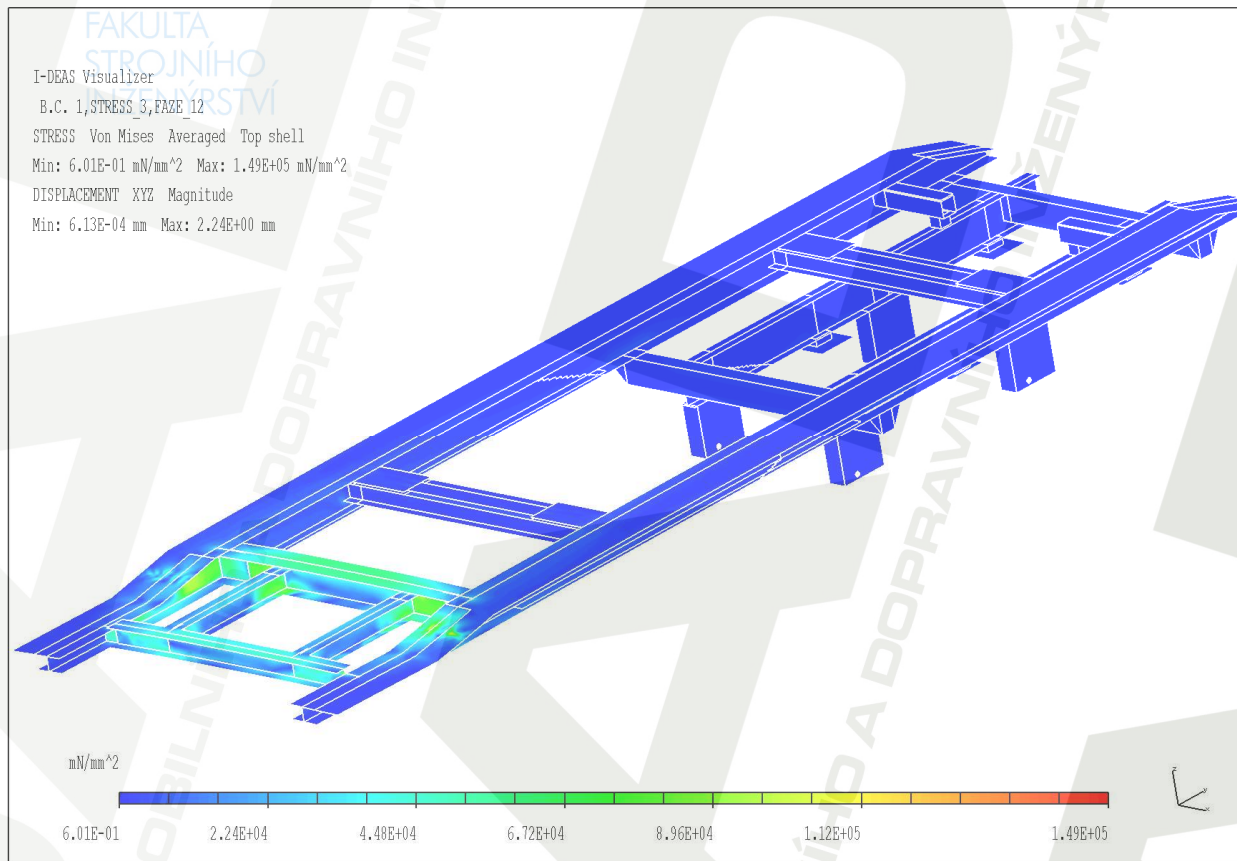
obr. 24 – napětí na rámu, zatěžovací stav 11



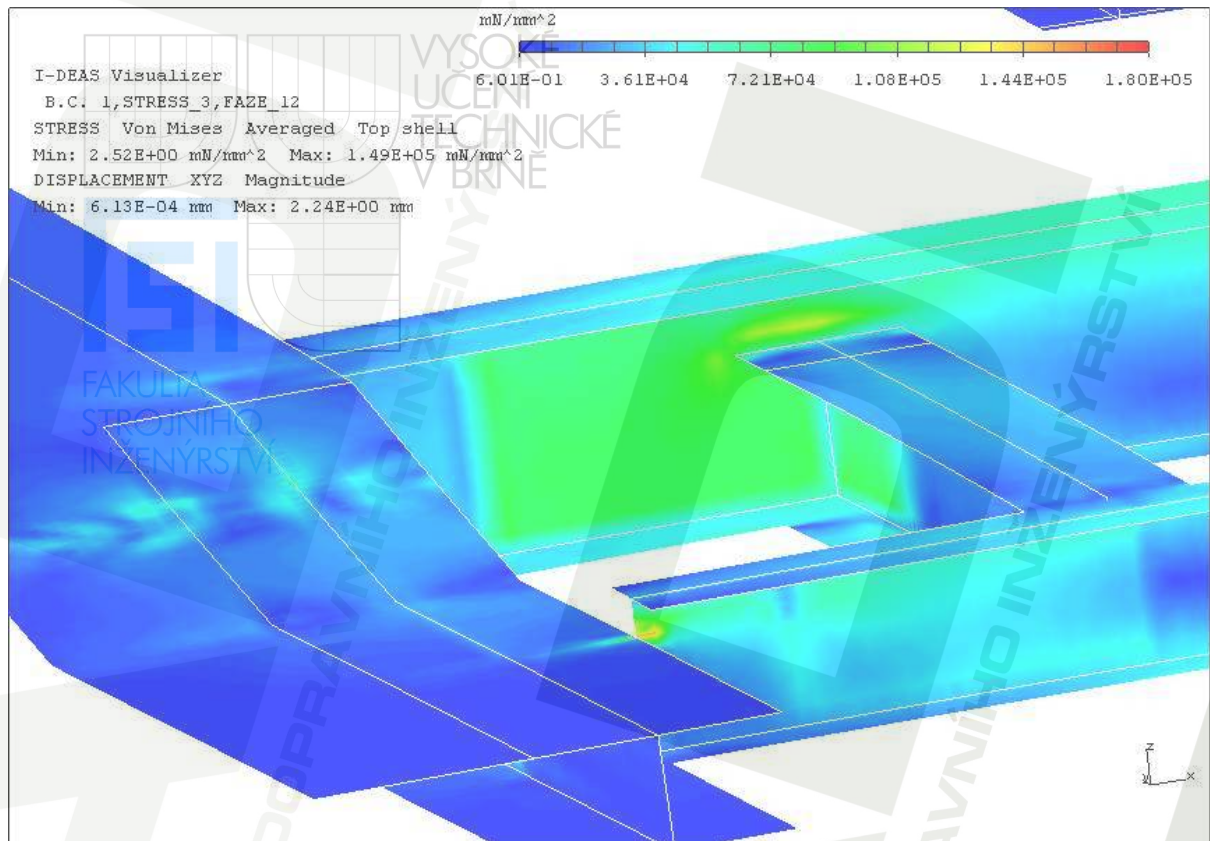
obr. 25 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav 11

7.1.6. Najíždění kontejneru – 6300 mm od počátku (bod 12)

Tento zatěžovací stav odhaluje další místo se zvýšenou koncentrací napětí a to v oblasti napojení dvou I-profilů o nestejných výškách stojen. Toto napojení se jeví jako nevýhodné, koncentrace napětí je evidentní na obr. 27. Tomuto místu je v kapitole optimalizace věnován prostor.



obr. 26 – napětí na rámu, zatěžovací stav 12



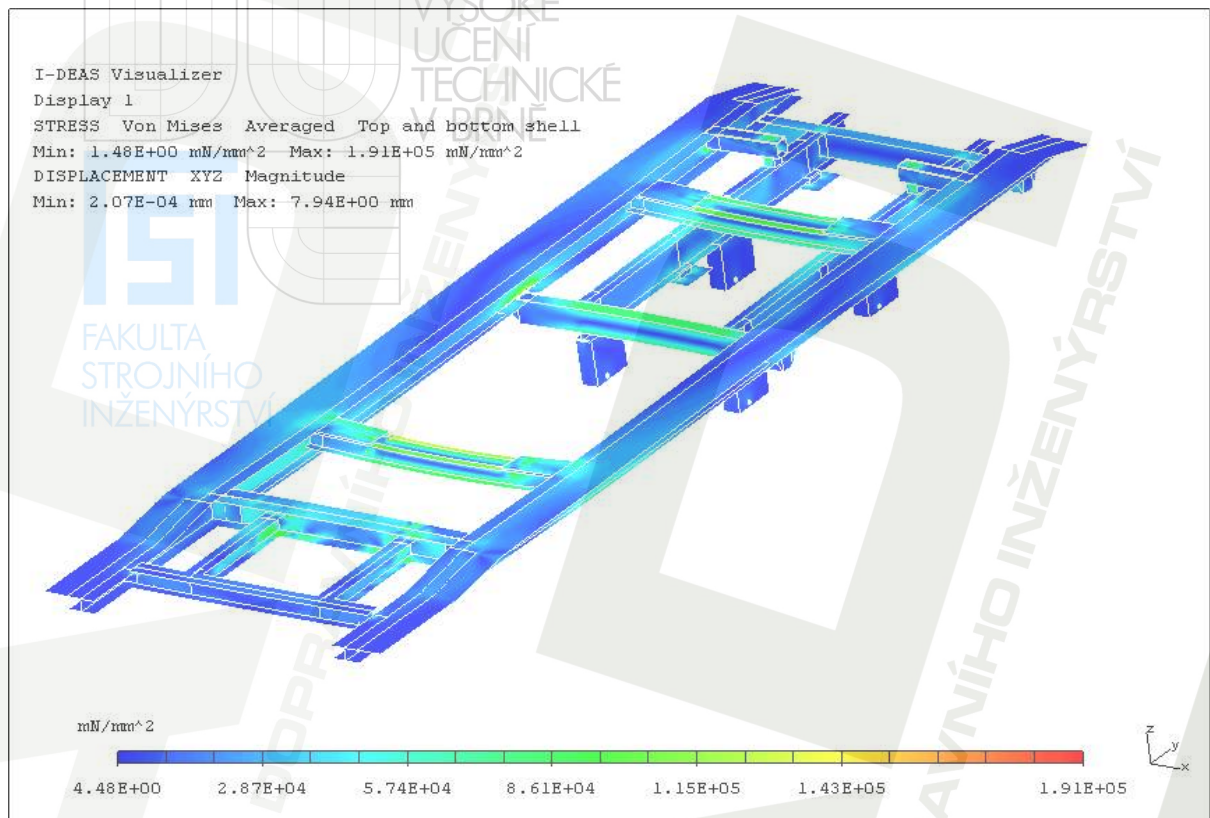
obr. 27 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav 12

7.2. Zatěžovací stavy s naloženým přívěsem

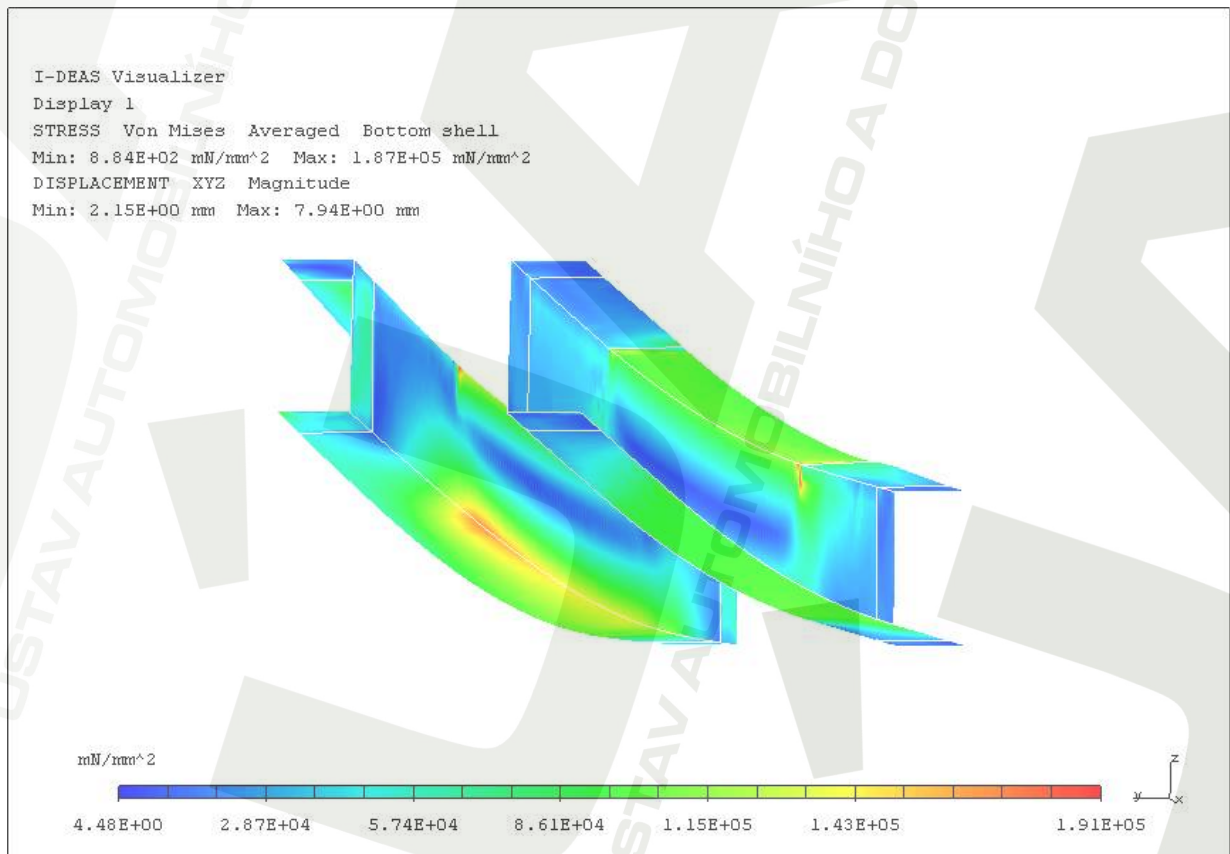
V následujících případech kontejner dosedá na osmi místech a je zajištěn mechanismem proti nežádoucímu posunutí. Ve výsledcích MKP provedených pomocí programu I-DEAS je porovnáváno vypočtené maximální napětí s hodnotami návrhových pevností i hodnotami návrhových pevností obsahujících dynamický koeficient. Tento koeficient je brán do úvahy jako rezerva při dalších možných kombinacích dynamických stavů a jiných zatížení, jako například přejezd nerovností, akcelerace do zatáčky apod.

7.2.1. Stojící kontejner

Na návěs působí pouze gravitační zrychlení o velikosti $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ v kolmé k rovině rámu. Výsledkem tohoto výpočtu je napětí dosahující hodnoty 180 MPa na předních příčných nosnících z C-profilů (obr. 29). Při porovnání s dovoleným napětím, ve kterém je již zahrnut dynamické součinitel vychází tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**.



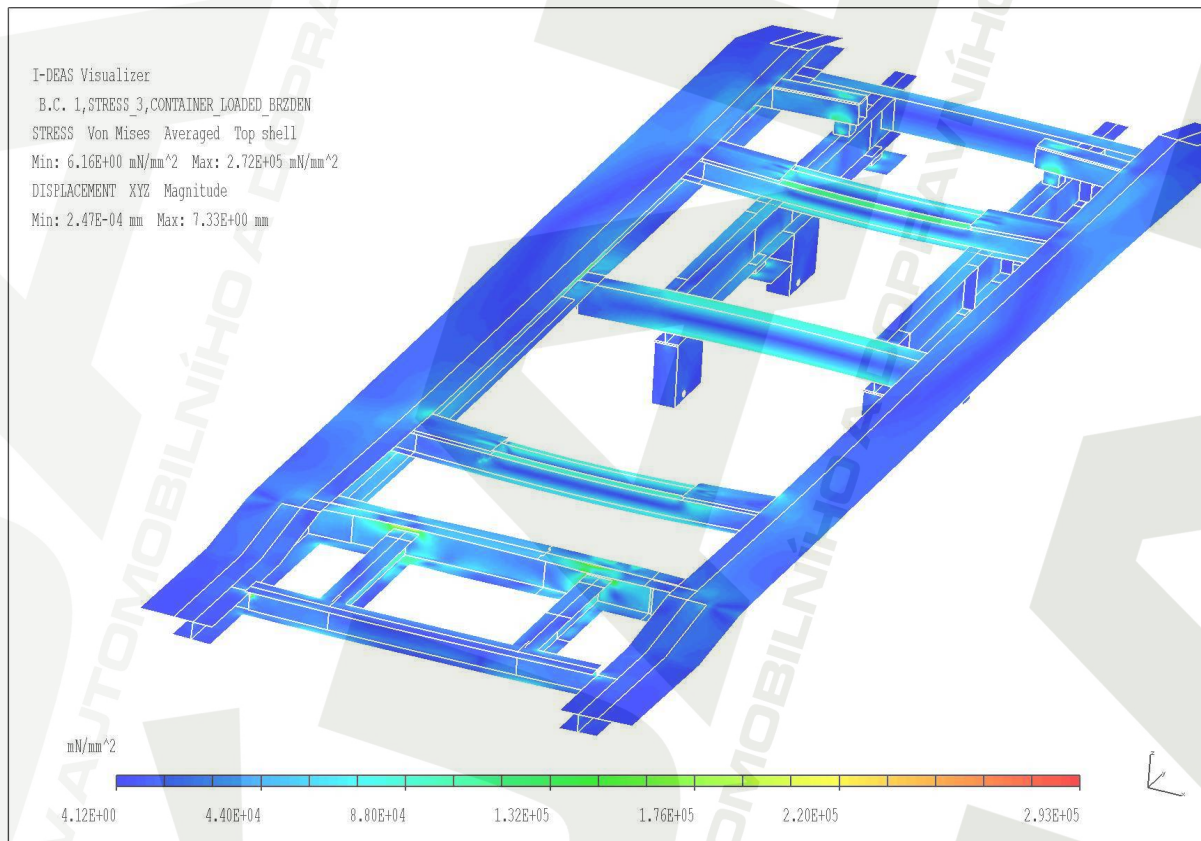
obr. 28 – napětí na rámu, zatěžovací stav naložený stojící přívěs



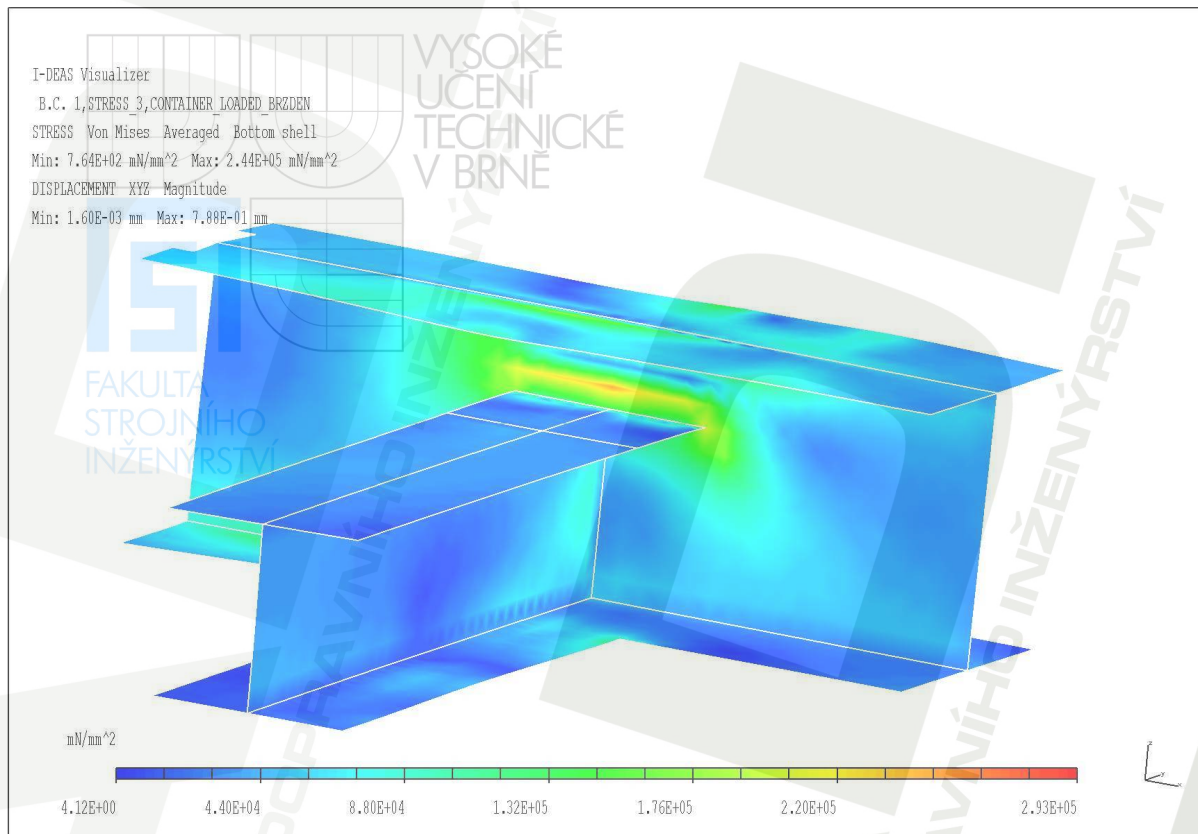
obr. 29 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav naložený stojící přívěs

7.2.2. Brzdění

Na návěs působí gravitační zrychlení o velikosti $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$ v kolmé k rovině rámu ve svislém směru a zrychlení $a_b = 6 \text{ m.s}^{-2}$ v rovině rámu ve směru od předního hlavního nosníku k zadnímu. Výsledkem zatěžování je zjištění maximálního napětí na poněkud nestandardním napojení předních nosníků z I-profilů, dále dle dodané výkresové dokumentace kontejner dosedá na příčný nosník přímo, což je jediné dosedací místo, které není opatřeno navíc plechem tloušťky 8 mm. Výsledkem je místo s napětím činícím 244 MPa, což je hodnota **překračující** hodnotu návrhové pevnosti. Tento stav je proto nevyhovující a bude předmětem optimalizačního šetření v kapitole 8.



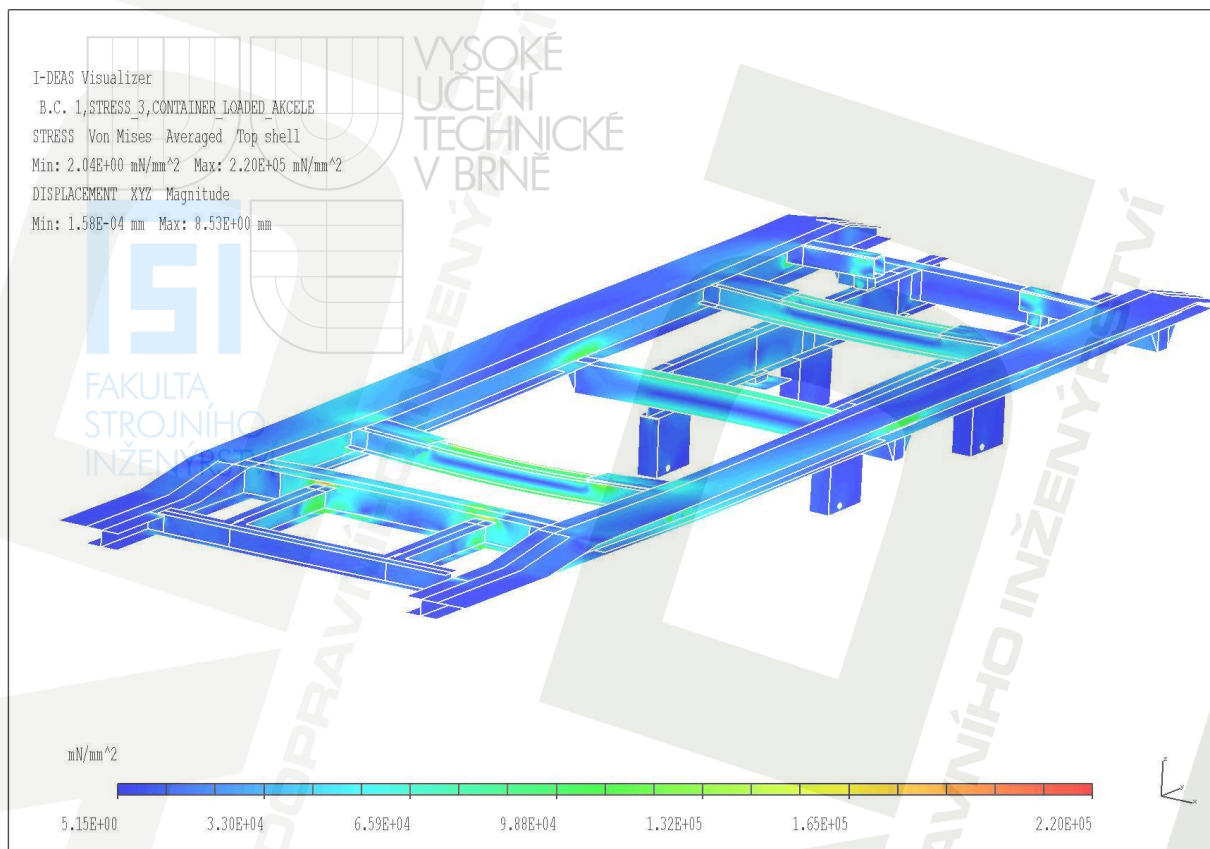
obr. 30 – napětí na rámu, zatěžovací stav brzdění



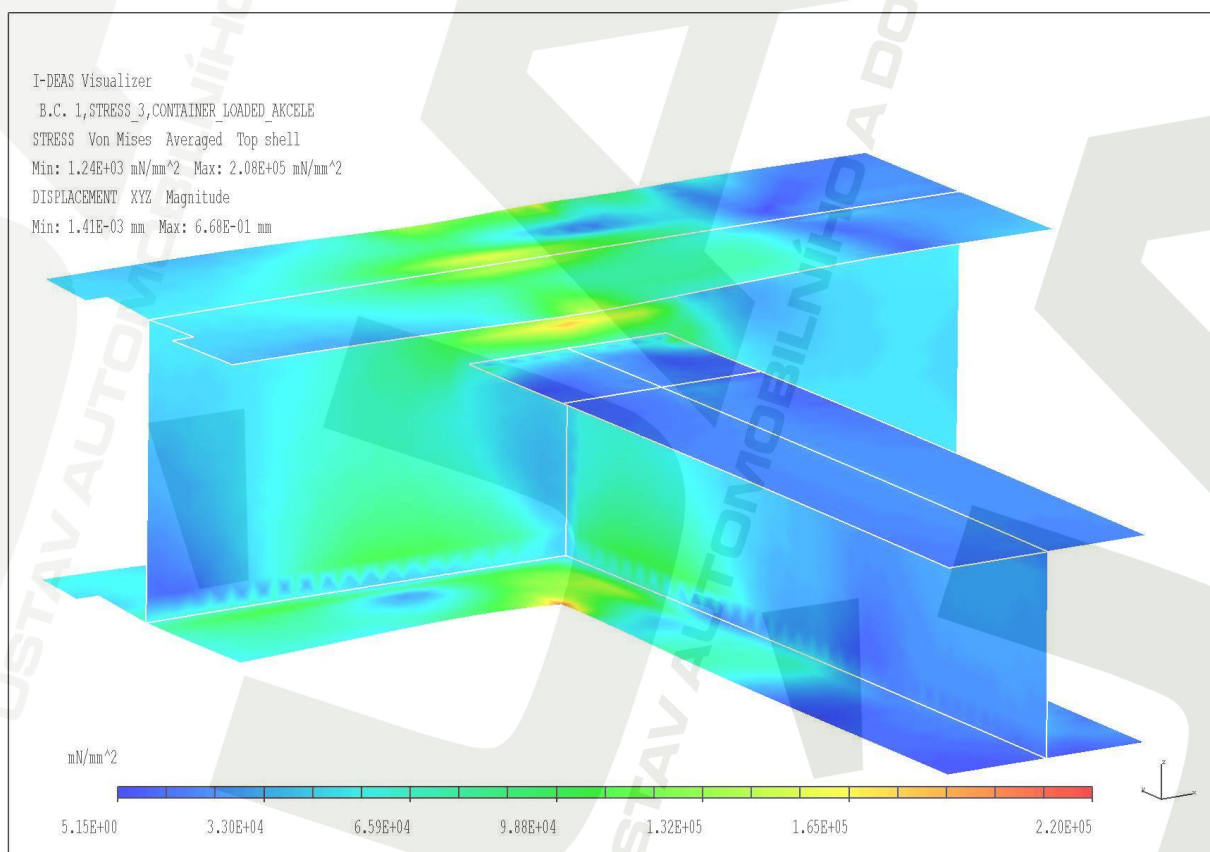
obr. 31 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav brzdění

7.2.3. Akcelerace

Na přívěs působí gravitační zrychlení o velikosti $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ v kolmé k rovině rámu ve svislém směru a zrychlení $a_a = 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ v rovině rámu ve směru od zadního hlavního nosníku k přednímu. Výsledkem je napětí 208 MPa stejně jako v případě brzdění v místě napojení předních příčníků z I-profilů (obr. 33). Toto napětí, ač lehce, přesahuje hodnotu návrhové pevnosti použitého materiálu 11373. Můžeme opět předpokládat, že toto překročení může být dáno absencí dosedacího plechu v místě styku kontejneru a příčného nosníku, čemuž bude věnována pozornost v kapitole optimalizace. Dále byla zkoumána oblast dvojice předních příčných nosníků z C-profilů, místa, kde se při stavu stojícího přívěsu objevovala napětí blízká se hodnotám návrhových pevností zahrnutým dynamický koeficient, avšak při akceleraci se toto napětí rozloží do zadních partií přívěsu a na předních nosnících z C-profilů můžeme vystopovat napětí do 160 MPa.



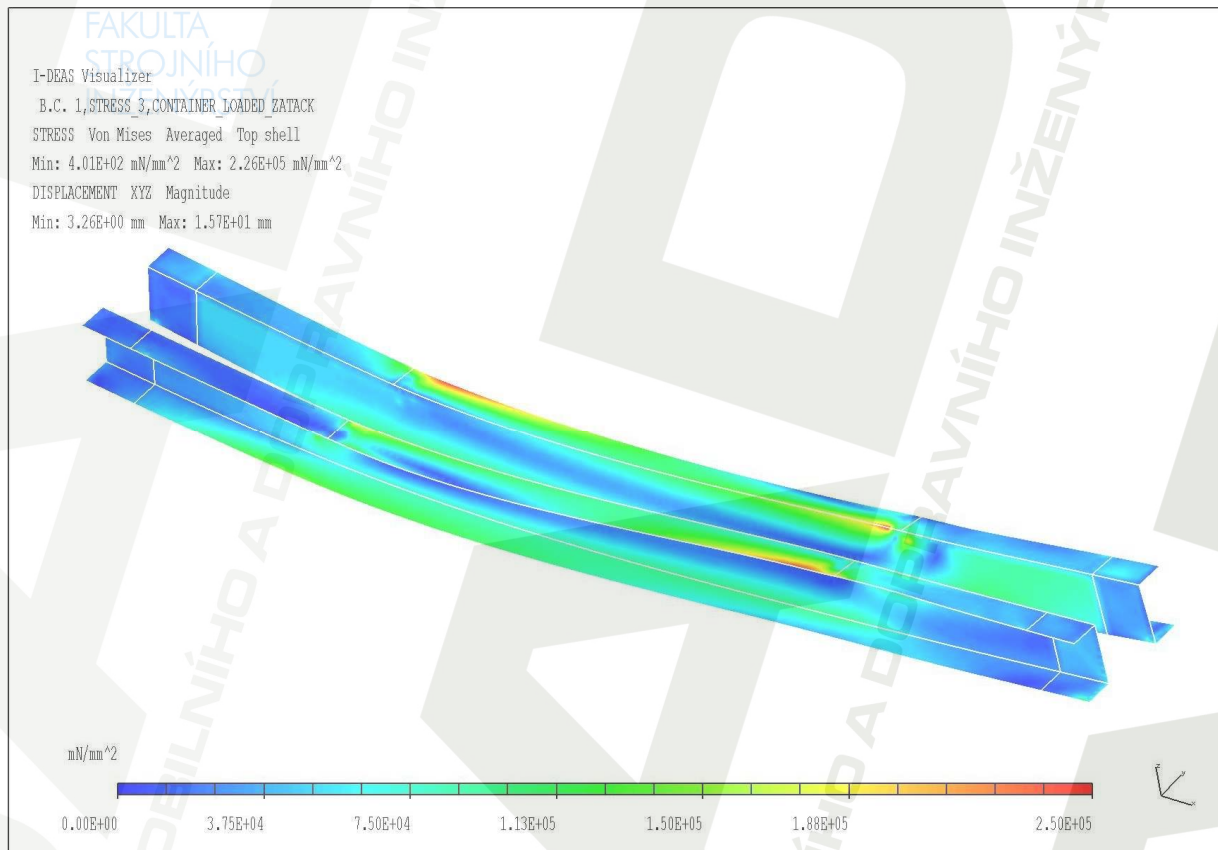
obr. 32 – napětí na rámu, zatěžovací stav akcelerace přívěsu



obr. 33 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav akcelerace přívěsu

7.2.3. Průjezd zatáčkou

Zde je provedena simulace průjezdu přívěsu zatáčkou. Na návěs působí gravitační zrychlení o velikosti $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ v kolmé k rovině rámu ve svislém směru a zrychlení $a_0 = 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ v rovině rámu ve směru od levého hlavního nosníku k pravému. V oblasti přední dvojice příčných nosníků z C-profilů dochází k výraznému kroucení konstrukce a výsledkem je napětí až 226 MPa (viz obr. 34).



obr. 34 – maxima hodnot napětí, zatěžovací stav průjezd zatáčkou

8. Optimalizace stávajícího řešení

Jak bylo napsáno v úvodu, koncepce tohoto přívěsu byla založena na myšlence pouhého zvětšení celkové délky stávajícího dvounápravového provedení. Toto zvětšení umožnilo přidání třetí nápravy a možnost převážet kontejnery o celkové délce až 7 500 mm a nosnost vzrostla na 23 500 kg. Toto zvětšení délky má za následek spojení dvou relativně tuhých celků, a sice nosiče přední a dvou zadních náprav. Dále příčné nosníky z U-profilů, které jsou přivařeny do středů stojen I-profilů a nedosahují horních pásnic, mají omezenou schopnost absorbovat deformace rámu, potažmo napětí. Toto řešení má za následek poměrně velké kroucení přívěsu a jeho následkem je poměrně velké napětí, které v některých místech dokonce přesahuje hodnoty návrhových pevností použitých materiálů.

Firma SVAN Chrudim si od zadání této práce slibovala navrhnout případné optimalizace slabých článků této konstrukce, přidání výztuh apod. V nejlepším případě firma předpokládala, že dojde ještě k objevení rezerv v konstrukci a tím k zeštíhlení konstrukce, potažmo materiálové úspoře. Po provedení propočtů MKP bylo usouzeno, že celkové řešení obsahuje několik chyb v celkovém pojetí. Ty se týkají například způsobu napojování profilů, které jsou v tomto případě slabým článkem celého provedení. Celkové přepracování celého přívěsu by značně přesahovalo rámec této diplomové práce, proto je zde navrženo několik míst, které bylo zváženo optimalizovat.

V zatěžovacích stavech najíždění přívěsu byla vyšetřena dvě místa, která se jeví jako problematická. Prvním je napojení předního příčnicku z obdélníkového profilu na stojinu I-profilu.

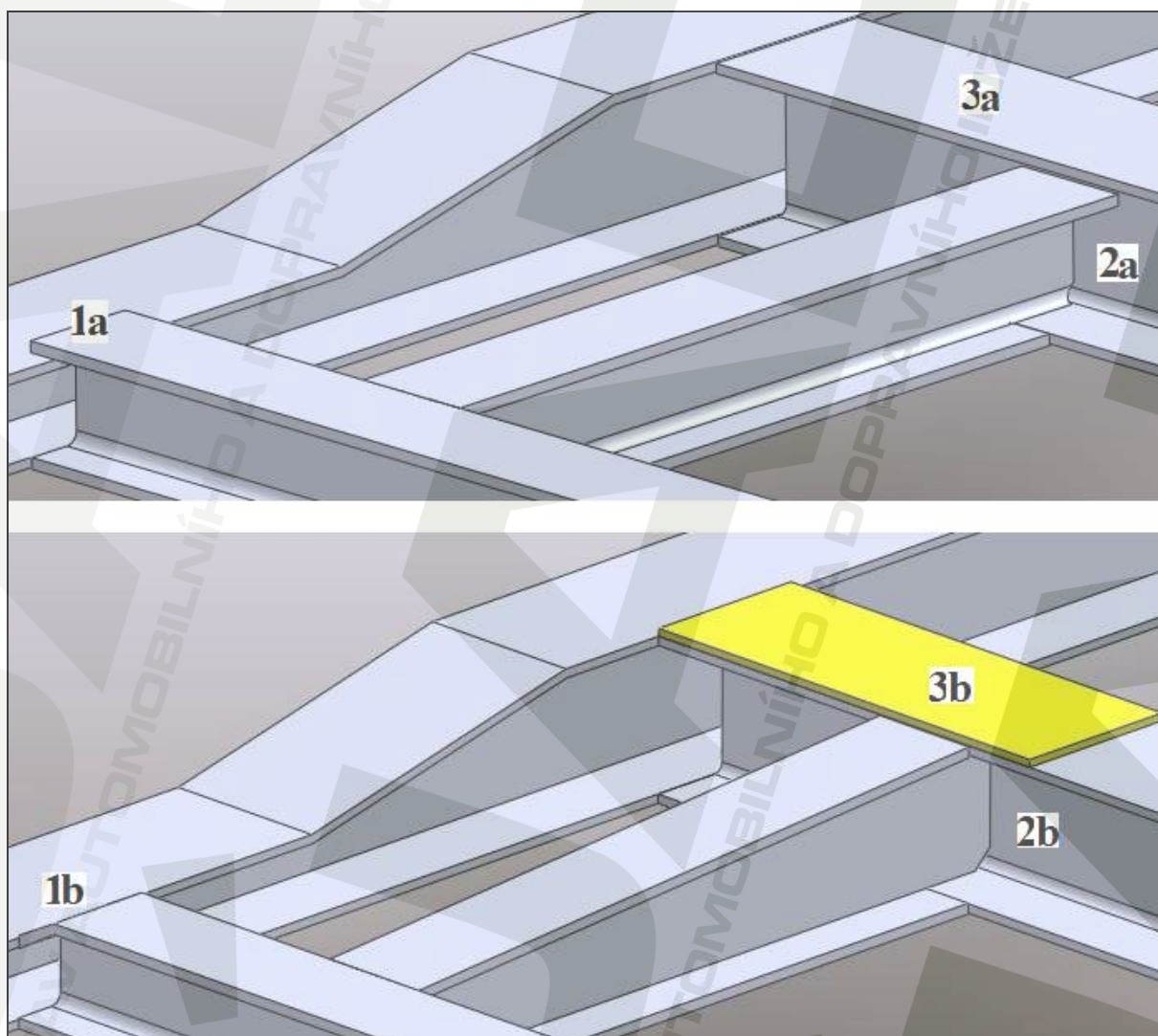
Druhým je napojení předních příčnicků z I-profilů, kde díky ostrému přechodu v koutu připojení taktéž vycházejí vysoká napětí dosahující hodnot návrhových pevností použitých ocelí.

Pro případ naloženého přívěsu byla zjištěna další slabá místa konstrukce:

Přední dvojice příčnicků z U-profilů se pod naloženým kontejnerem výrazně prohýbá a napětí na těchto nosnících skoro sahá až k hodnotám návrhových pevností. V zatěžovacím stavu průjezd zatáčkou hodnoty návrhových pevností přesahuje. S ohledem na umístění kotvícího mechanismu kontejneru mezi těmito nosníky je doporučení na celkové přepracování tohoto místa, navrhopvat zde úpravy, které by dále nebyly slučitelné s umístěním tohoto mechanismu by nebylo efektivní, proto je dán podnět pro firmu SVAN na přepracování tohoto místa.

Vzhledem k napětím, které se objevují na příčných nosnících, je velmi na zvážení použití materiálu ocel 11 523 s vyšší mezí kluzu. Cenový rozdíl oproti oceli 11 373 není tak velký a zde má použití oceli o vyšší mezi kluzu jistě opodstatnění.

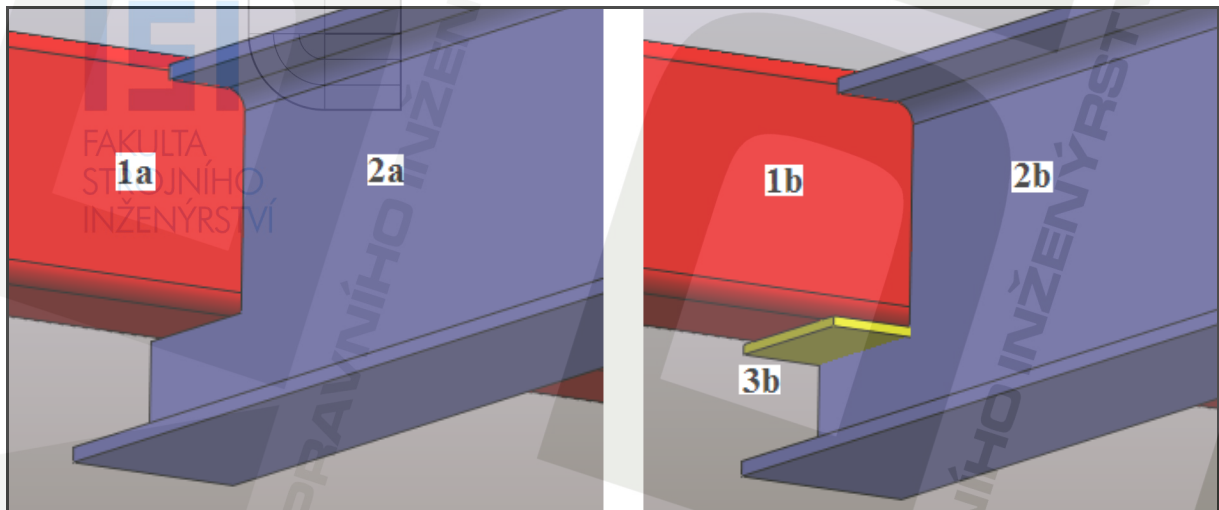
V oblasti předního nosníku byla navržena úprava I, která je sice na úkor jednoduchosti a ceny provedení, ale byla zvážena jako efektivní. První úpravou je výměna dvojic I-profilů za svařovaný nosník (obr. 35, poz. 2b), který se po jeho délce rozšiřuje, tím je napojen na přední dva příčné nosníky I-profilů lepším způsobem než při stávajícím řešení. Nosník (viz obr. 35, poz. 1a) byl napojen do střední pásnice, čímž se v místech styku vytvářely velké špičky napětí). Opatření proti tomu je zkosení horní pásnice I-profilu (viz obr. 35, poz. 1b). Styková plocha s kontejnerem na předním nosníku z I-profilu byla opatřena jako ostatní místa dosedacím plechem tloušťky 8 mm (viz obr. 35, poz. 3b).



obr. 35 – Navržená úprava I – porovnání stávajícího (nahore) a navrženého (dole) řešení

Další oblast pro optimalizaci se naskýtá v přední části nosníku z I-profilu, který nese zadní nápravy (nápravový nosník). Jedná se o ono nešťastné řešení spojení I- a obdélníkového profilu (viz obr. 36, poz. 1a a 2a). Druhý zmiňovaný leží na výřezu do I profilu, konkrétně na jeho stojině. Není proto zarážející, že místo styku vychází s hodnotami napětí okolo hodnot

mezi návrhových pevností použitých ocelí. Navrženou modifikací je navaření plechu na stojinu I-profilu (obr. 36, poz. 3b) tak, aby příčník dosedal na větší plochu a napětí se tím mohlo lépe rozložit. Oba obdélníkové profily je doporučeno použít s tloušťkou materiálu 8 mm oproti 6 mm ve stávajícím provedení.



obr. 36 – Navržená úprava II – porovnání stávajícího (vlevo) a navrženého (vpravo) řešení

9. Závěr

V této práci byla provedena pevnostní kontrola návrhu třínápravového kontejneru pro přepravu odvalovacích kontejnerů, který firma SVAN Chrudim, spol. s.r.o. vyvinula z koncepce dvounápravového provedení. Tím má vzrůst teoretická nosnost o 9 tun. Konstruktivní řešení bylo provedeno pouhým zvětšením délky kontejneru pro potřebu umístění třetí nápravy. Provedeno bylo několik zatěžovacích stavů tak, aby bylo možno simulovat najížděcí proces, kdy dochází k nakládání kontejneru, dále zatížení od naloženého kontejneru tak, aby bylo věrohodně možno nasimulovat reálné zatěžování, ke kterému v praxi dochází. Zahrnuty byly i základní dynamické zatěžovací stavy.

Výsledek MKP odhalil několik slabých míst na rámu přívěsu, které jednak díky vážným konstrukčním chybám v napojování profilů, dále díky použitému materiálu pro příčné nosníky ocel 11 373 a celkovému provedení, kde přední i zadní části dominuje celkem robustní konstrukce a prostřední část je velmi subtilní. Proto má přívěs tendenci k velkému prohýbání a kroucení. Podle výsledků MKP bylo usouzeno, že tento rám obsahuje tolik prostoru k optimalizaci, že samotná optimalizace by měla podstatu natolik velkého zásahu do konstrukce, že by znamenala obsáhlé přepracování celého rámu. Proto byly v kapitole optimalizace navrženy místa, která by bylo vhodné upravit a úprava byla zahrnuta i do výkresové dokumentace.

10. Seznam použitých symbolů

symbol	význam	jednotka
A1	celková délka kontejneru	[mm]
A2	vnitřní délka kontejneru	[mm]
a_a	zrychlení při akceleraci přívěsu	[m.s ⁻²]
a_b	zrychlení při brzdění přívěsu	[m.s ⁻²]
a_o	zrychlení působící na přívěs při průjezdu zatáčkou	[m.s ⁻²]
b	délka stykové plošky mezi válečkem a pojezdovým plechem	[mm]
B1	vnější šířka kontejneru	[mm]
B2	vnitřní šířka kontejneru	[mm]
C1	celková výška kontejneru	[mm]
C2	vnitřní výška kontejneru	[mm]
d1	průměr válečku	[mm]
d ₂	průměr rovného pojezd. plechu	[mm]
E	modul pružnosti v tahu oceli	[MPa]
F _A , F _B , F _C , F _D	silové působení v daných místech A, B, C, D	[N]
f _D	dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	[-]
F _{max}	maximální zatěžující síla připadající na jeden váleček	[N]
F _p	styková síla působící v bodě 1	[N]
f _{yd}	hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu	[-]
F _z	styková síla působící v bodě 0	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h ₁	kolmá vzdálenost těžiště a spojnice bodů 0 a 1	[mm]
k _D	dynamický součinitel	[-]
l	délka kontejneru	[mm]
l ₁ , l ₂ , l ₃ , l ₄ , l ₅	vzdálenosti sloužící k výpočtu (kap. 6.2)	[mm]
m	hmotnost kontejneru	[mm]
p _A , p _B , p _C , p _D	tlaky na jednotlivé plochy	[MPa]
p _{max}	maximální kontaktní tlak	[MPa]
R _{e11373}	dolní mez kluzu oceli 11 373	[MPa]
R _{e11523}	dolní mez kluzu oceli 11 523	[MPa]
S _A , S _B , S _C , S _D	obsahy dvojic dotykových ploch A, B, C, D	[mm ²]
T	těžiště soustavy	[-]
w	šířka válečku	[mm]
α	úhel odklonu spojnice bodů 0;1 od roviny pojezdového plechu	[°]
γ _M	dílčí součinitel spolehlivosti materiálů	[-]
μ ₁	Poissonovo číslo materiálu ocelového kola	[-]
μ ₂	Poissonovo číslo materiálu ocelové plochy	[-]
ψ	odklon kontejneru od pojezd. plechu	[°]

11. Literatura:

1. **Joseph E. Shigley, Charles E. Mischke, Richard G. Budinas.** *Mechanical Engineering Design, 7th edition.* 2004. ISBN 0-07-252036-1.
2. **Vlk, František.** *Dynamika motorových vozidel.* Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
3. **Horyl, Prof. Ing. Petr.** Inženýské základy MKP. *Vysoká škola báňská - Technická universita Ostrava.* [Online] [Citace: 8. 11 2008.]
http://www.337.vsb.cz/FILES/texty_PDF/Inz_zakl_MKP_2002.pdf.
4. **Vlk, František.** *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel.* Brno : Nakladatelství a zasílatelství Vlk, 2001. 80-238-6573-0.
5. **Studnička, Jiří.** *Norma ČSN 73 1401 - Navrhování ocelových konstrukcí.*: Český normalizační institut, 1998.
6. Česká technická norma, *číselné označování rozdělení ocelí ke tváření ČSN 420002*, Český normalizační institut, Praha 1994
7. DIN 30 722, díl 1. - *Odvalovací sklápěče; výměnné nakládací zařízení a odvalovací kontejnery; německá norma.* Koln : Karl Neymanns Verlag KG, 1993.
8. *Svan. Svan Chrudim, spol. s.r.o.* [Online] [Citace: 12. 2 2009.] www.svan.cz
9. *CTS Servis - Container transport systems.* [Online] [Citace: 11. 3 2009.] www.cts-servis.cz.
10. *Hyva-CS – Hyva Hydraulics* . [Online] [Citace: 20. 4. 2009.]
<http://www.hyva.cz/data/dokumenty/cz/51/public/HYVA-LIFT.pdf>

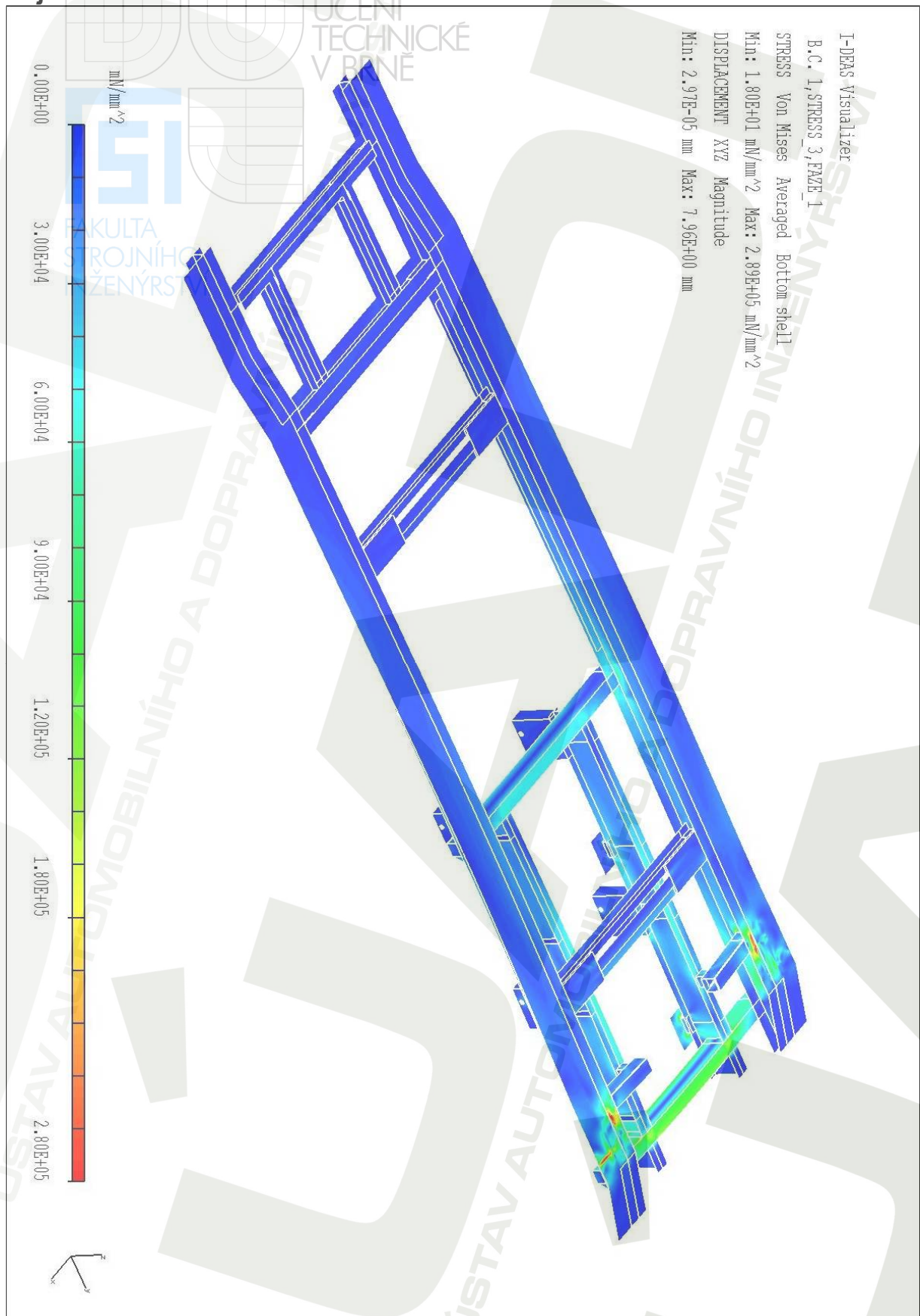
Seznam příloh

- Příloha 1 - napětí na rámu, zatěžovací stav 3 – 800 mm od počátku najíždění
- Příloha 2 - napětí na rámu, zatěžovací stav 6 – 2200 mm od počátku najíždění
- Příloha 3 - napětí na rámu, zatěžovací stav 7 – 2700 mm od počátku najíždění
- Příloha 4 - napětí na rámu, zatěžovací stav 8 – 3700 mm od počátku najíždění
- Příloha 5 - napětí na rámu, zatěžovací stav 11 – 5800 mm od počátku najíždění
- Příloha 6 - napětí na rámu, zatěžovací stav 12 – 6300 mm od počátku najíždění
- Příloha 7 - napětí na rámu, zatěžovací stav stojící naložený přívěs
- Příloha 8 - napětí na rámu, zatěžovací stav brzdění
- Příloha 9 - napětí na rámu, zatěžovací stav akcelerace

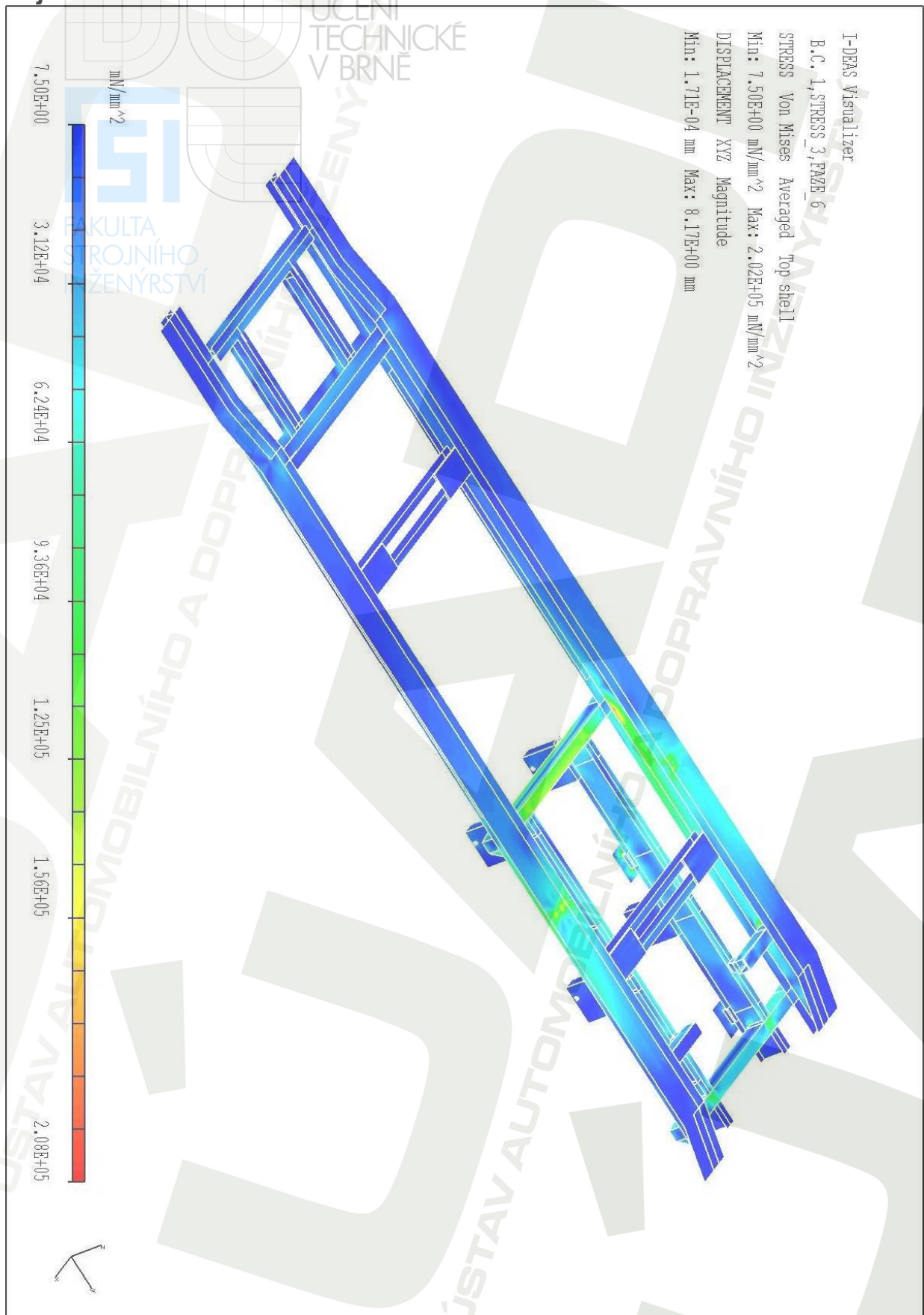
Seznam výkresové dokumentace

- Výkres přívěsu (0-7200-00.00)
- Výkres svařence (0-1633-01.01)
- Kusovník (4-1633-01-00-2)
- Upravený nápravový nosník (2-7200-01.10)
- Upravený příčník otoče (3-7200-01.04)
- Upravený příčník 1 (3-7200-01.02)

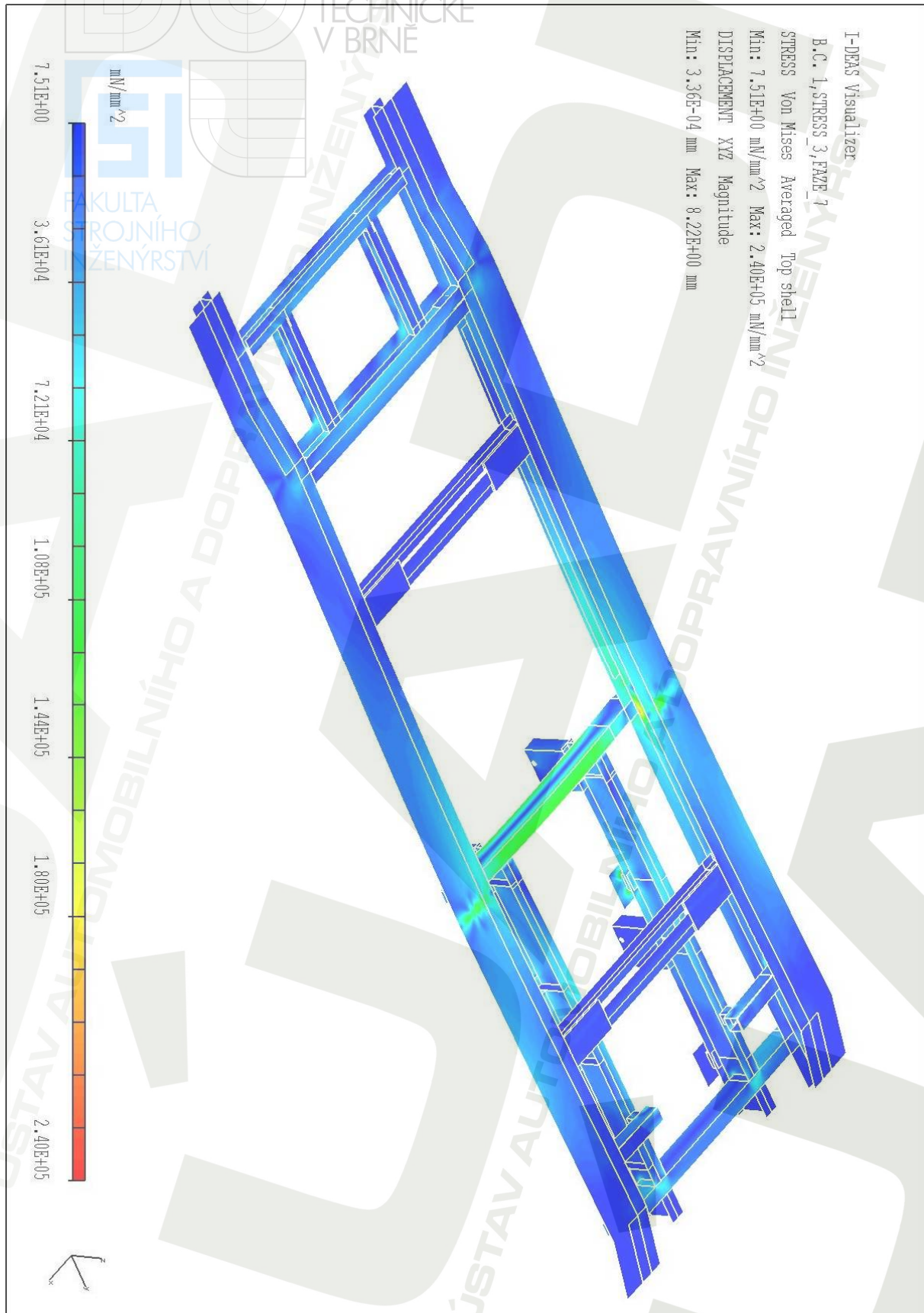
Příloha 1 - napětí na rámu, zatěžovací stav 3 – 800 mm od počátku najíždění



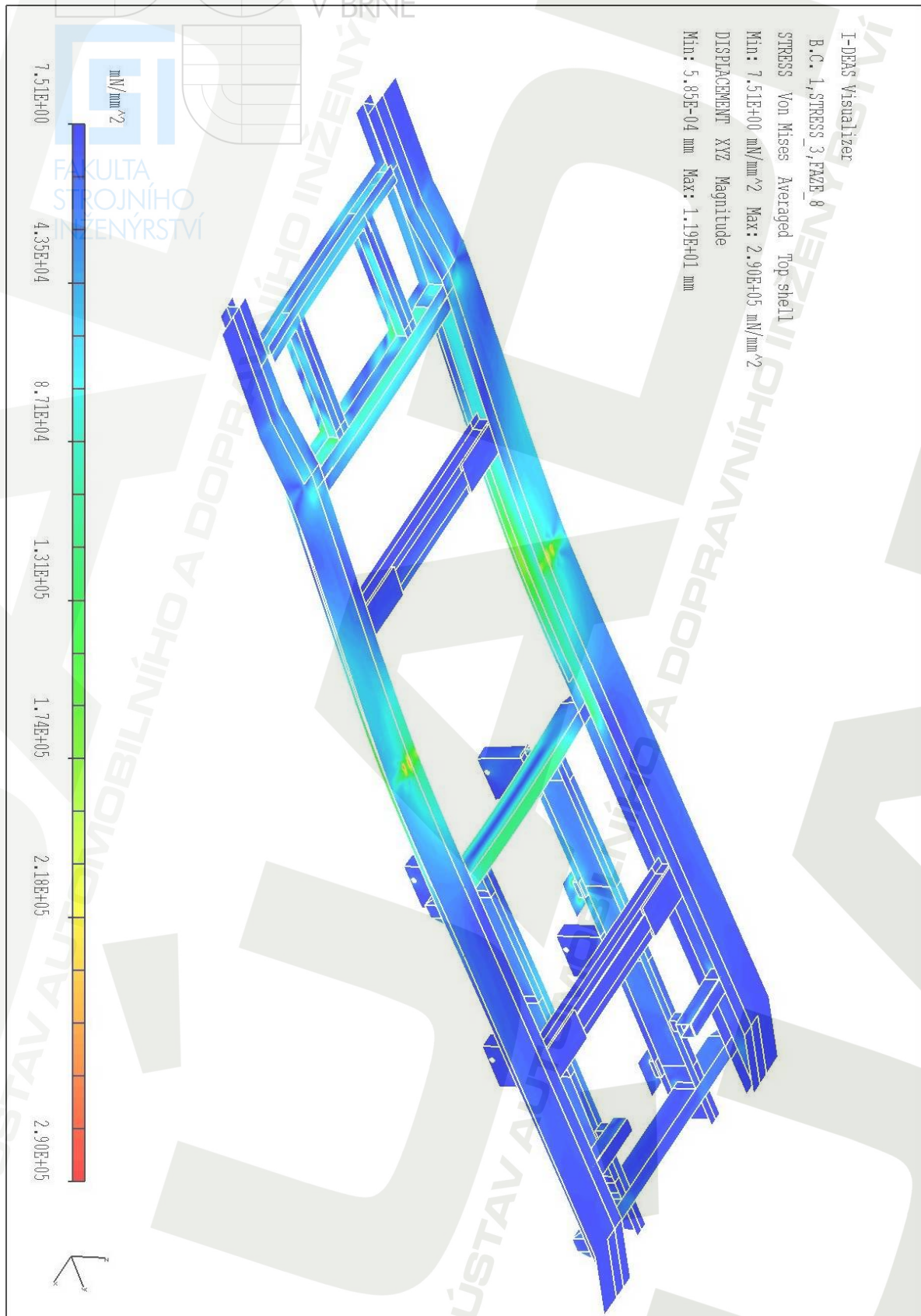
Příloha 2 - napětí na rámu, zatěžovací stav 6 – 2200 mm od počátku najíždění



Příloha 3 - napětí na rámu, zatěžovací stav 7 – 2700 mm od počátku najíždění



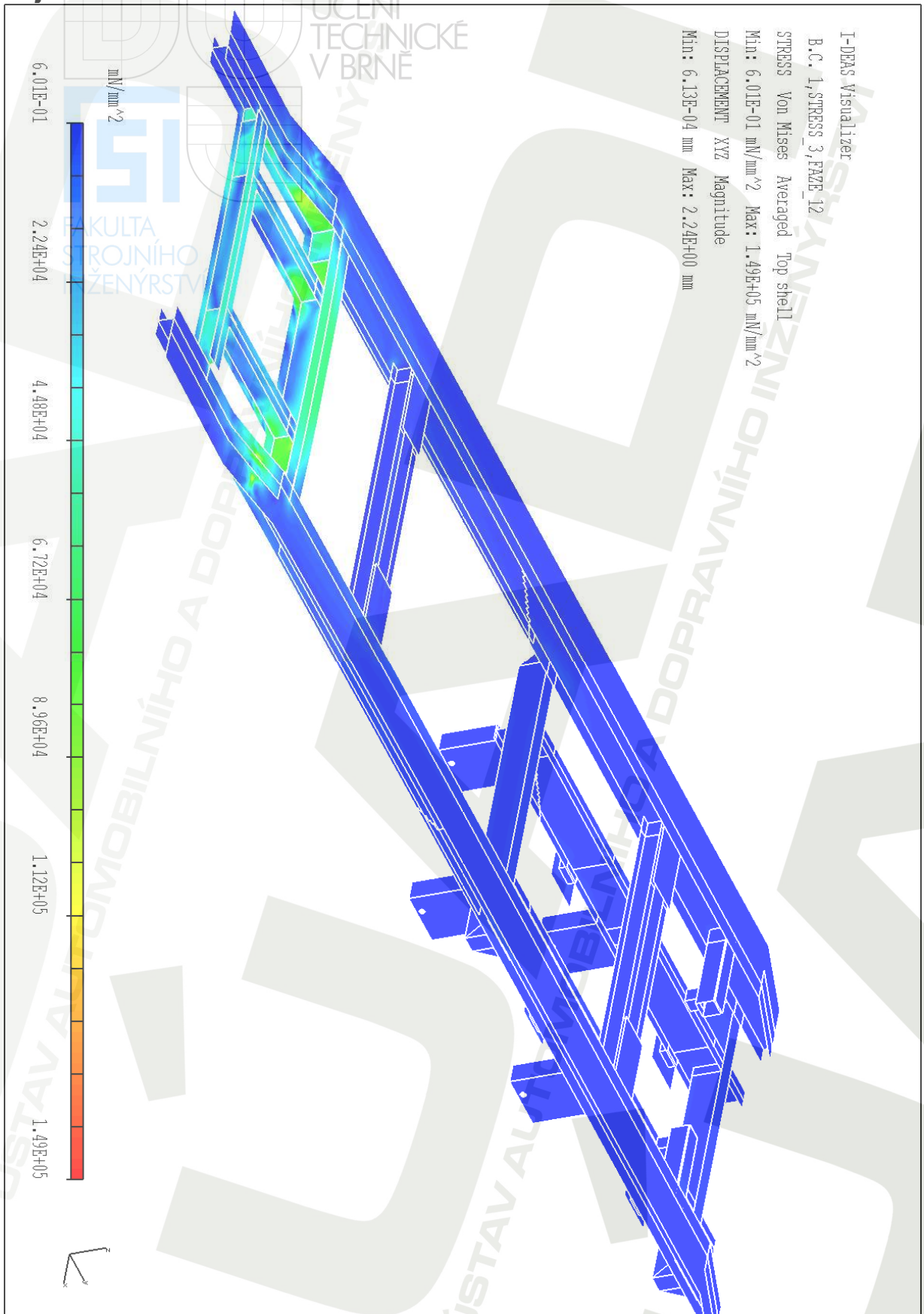
Příloha 4 - napětí na rámu, zatěžovací stav 8 – 3700 mm od počátku najíždění



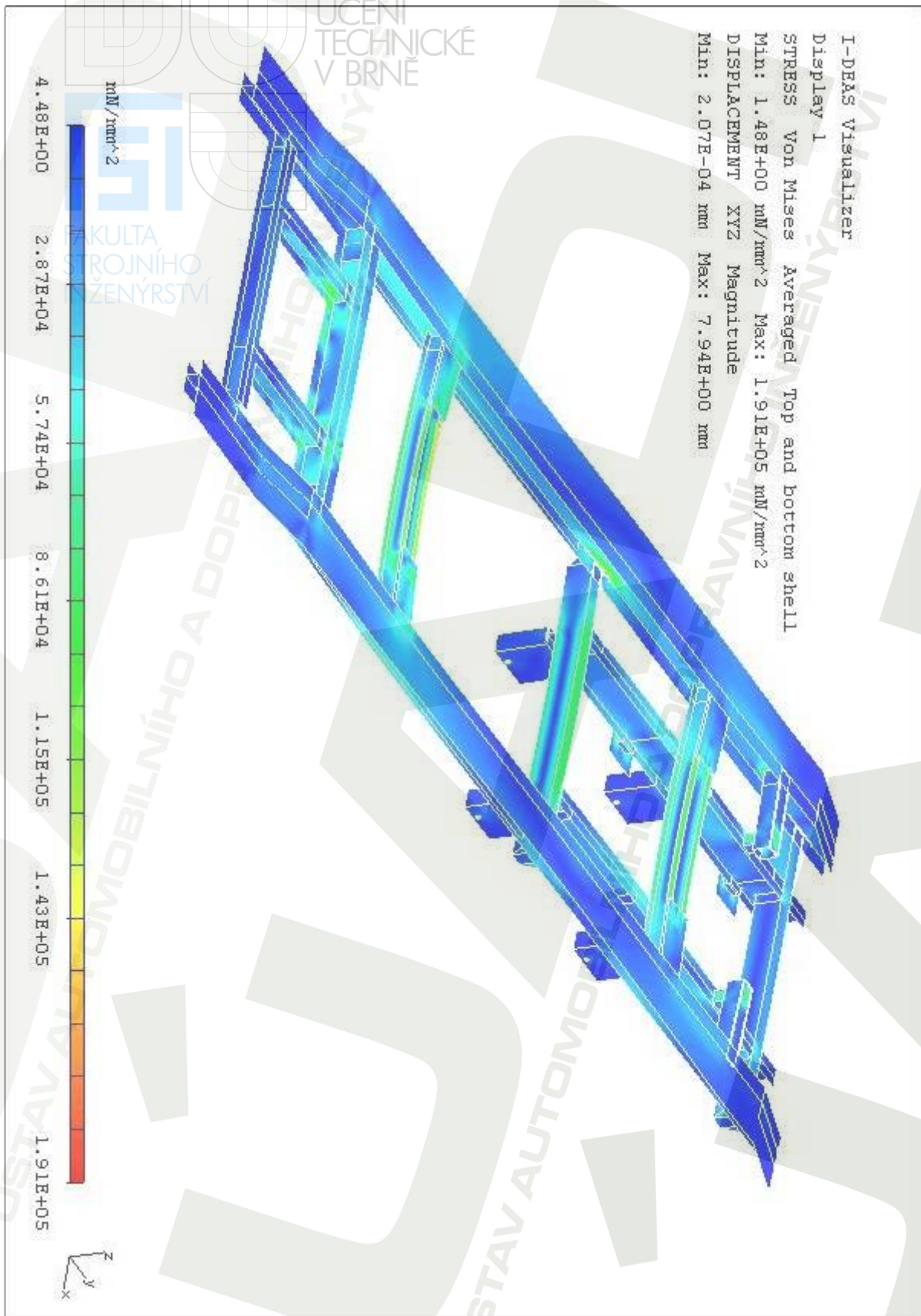
Příloha 5 - napětí na rámu, zatěžovací stav 11 – 5800 mm od počátku najíždění



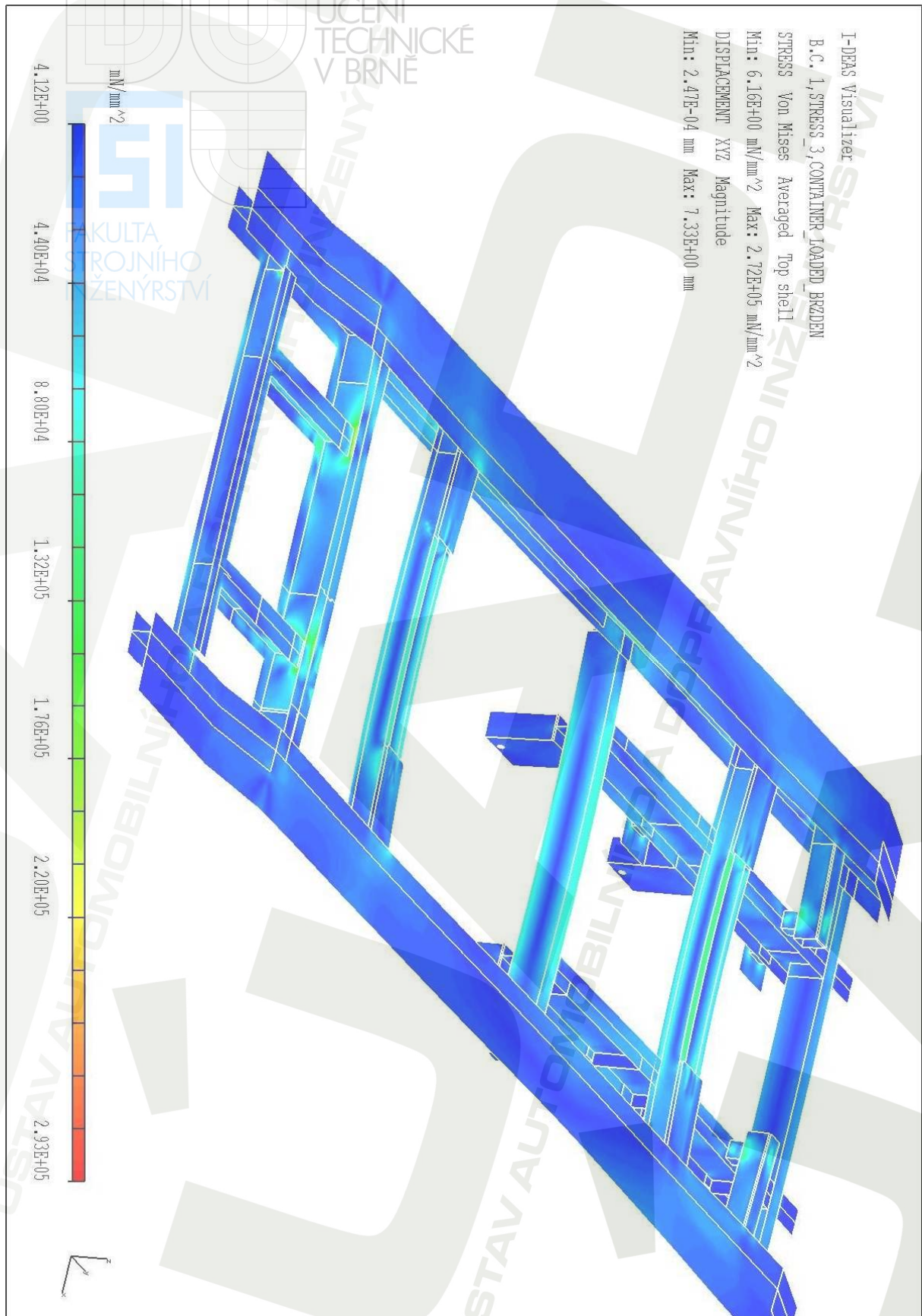
Příloha 6 - napětí na rámu, zatěžovací stav 12 – 6300 mm od počátku najíždění



Příloha 7 - napětí na rámu, zatěžovací stav stojící naložený přívěs



Příloha 8 - napětí na rámu, zatěžovací stav brzdění



Příloha 9 - napětí na rámu, zatěžovací stav akcelerace

