



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

## RÁM NÁVĚSU NCH39 PRO PŘEPRAVU DŘÍVÍ FRAME OF SEMI-TRAILER NCH39 FOR WOODS TRANSPORTATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. KAREL BURÝŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Karel Buryšek

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:

### **Rám návěsu NCH39 pro přepravu dříví**

v anglickém jazyce:

#### **Frame of semi-trailer NCH39 for woods transportation**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pevnostní kontrola a návrh konstrukčních úprav nosného rámu nákladního přívěsu pro přepravu a svoz dříví.

Cíle diplomové práce:

Proveďte pevnostní kontrolu nosného rámu nákladního návěsu určeného pro přepravu dříví. Zatěžovací stav je plně naložený návěs. Navrhněte vhodné varianty možných úprav.

Základní technické parametry:

- délka ložné plochy ... 13500 mm
- celková hmotnost přívěsu ... 39000 kg
- celková hmotnost nástavby a nákladu ... 33500 kg

Vypracujte:

technickou zprávu:

- pevnostní výpočet rámu pomocí MKP
- návrh možných úprav včetně přepočtu stavu napjatosti
- další výpočty dle pokynů vedoucího DP

výkresovou dokumentaci:

- výkresová dokumentace navržených úprav
- další výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

JURÁŠEK, O.: Teorie nosných konstrukcí, skripta VUT v Brně, 1989

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

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

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

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty



VYSOKÉ  
UČENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

## Anotace

Tato diplomová práce se zabývá návrhem rámu automobilového návěsu na dříví. Hlavní částí této práce je pevnostní kontrola nosného rámu. Dále navržení vhodných konstrukčních úprav a jejich přepočet stavu napjatosti. Pevnostní kontrola rámu je provedena pomocí metody konečných prvků. Součástí této práce je také výkresová dokumentace rámu. Tato diplomová práce byla vytvořena ve spolupráci s firmou SVAN Chrudim s.r.o.

## Klíčová slova

automobilová nákladní doprava, návěs, přeprava dříví, rám, náprava, metoda konečných prvků

## Annotation

This dissertation deals with the car trailer for wood transporting body frame concept. The main part of this work is a strength check of the supporting frame, further the design of suitable structural modifications and it's check calculation of the stress state. The strength check of the frame is done by the help of the finite elements method. The part of this work is drawing documentation of the frame. This dissertation was developed in cooperation with SVAN Chrudim s.r.o., company.

## Key words:

Truck freight transport, trailer, wood transport, frame, car axle, FEM (finite elements method)



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

### Bibliografická citace

BURÝŠEK, K. *Rám návěsu NCH39 pro přepravu dříví*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 90 s.  
Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 21. května 2010

.....  
Bc. Karel Burýšek



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

## Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce. Děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Martinu Kubínovi, zástupci firmy SVAN Chrudim s.r.o., za jeho odbornou pomoc. Zvláštní poděkování patří mým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole a dále všem, kteří mi byli nápomocni po dobu trvání mého studia.

## Obsah

1. Úvod .....	9
2. Zákonné požadavky na konstrukci a provoz .....	10
3. Srovnání možných koncepcí rámu .....	11
3.1 Popis konstrukce rámu a jeho namáhání .....	11
3.2 používané profily hlavních nosníků .....	14
3.2.1 I - profil .....	14
3.2.2 U - profil .....	15
3.2.3 Uzavřený tenkostěnný profil .....	15
3.2.4 L - profil .....	16
4. Návrh koncepce .....	16
5. Rozbor sil působících na návěs .....	17
5.1 Zatížení tíhovým zrychlením .....	18
5.2 Brzdění návěsu .....	18
5.3 Akcelerace návěsu .....	18
5.4 Průjezd zatáčkou .....	19
5.5 Odstavený návěs .....	20
6. Pevnostní výpočet .....	20
6.1 Poloha těžiště .....	21
6.2 Zatěžovací stavy .....	22
6.3 Popis modelu .....	23
6.3.1 Nahrazení náprav .....	25
6.3.2 Nahrazení systému zapojení .....	26
6.3.3 Nahrazení odstavného systému .....	27
7. Výpočet mezních stavů únosnosti .....	29
7.1 Ocel S235 JR (11 373) .....	29
7.2 Ocel S355 JR (11523) .....	29
8. Popis a výsledky jednotlivých zatížení .....	30
8.1 První zatěžovací stav - celý kus dříví .....	30
8.1.1 Tíhové zatížení .....	30
8.1.2 Brzdění .....	35
8.1.3 Akcelerace .....	39
8.1.4 Průjezd zatáčkou .....	43
8.2 Druhý zatěžovací stav - dva kusy dříví .....	48
8.2.1 Tíhové zatížení .....	48
8.2.2 Brzdění .....	53
8.2.3 Akcelerace .....	57
8.2.4 Průjezd zatáčkou .....	61

8.3 Třetí zatěžovací stav - odstavený návěs .....	66
8.3.1 Tíhové zatížení .....	66
8.4 Shrnutí výsledků pevnostního výpočtu .....	71
9. Rozbor kritických míst .....	72
9.1 Příčnick za systémem připojení .....	72
9.2 Příčnick před systémem zapojení .....	73
9.3 Hlavní podélník za odstavnou nohou .....	74
9.4 Oblast nad třetí nápravou .....	75
9.5 Oblast žeber u třetí nápravy .....	76
9.6 Hlavní podélník před odstavnou nohou .....	77
9.7 Hlavní podélník za třetí nápravou .....	78
10. Závěr .....	79
11. Seznam použité literatury .....	80
12. Seznam použitých symbolů .....	81
13. Seznam příloh .....	81
14. Přílohy .....	82

## 1. Úvod

Doprava je organizovaná, záměrně provozovaná činnost, prostřednictvím které se přemísťují osoby nebo věci z místa na místo. Z historického hlediska je stejně jako lidstvo samo a lze konstatovat, že tvoří nosný prvek lidské civilizace. I přes veškerá negativa, která jsou s existencí dopravy spojena a mezi která lze zejména zařadit progresivní poškozování životního prostředí a téměř totální závislost na neobnovitelných zdrojích fosilních paliv, má doprava nezastupitelnou úlohu [1].

Přeprava dřeva pomocí návěsu, přípojných na nákladní vůz je nejpoužívanějším způsobem přepravy dřeva (obr. 1.1). Jeho hlavní výhodou je možnost přepravy dlouhých kusů dřeva, které jsou nakládány přímo v lese. Z toho vyplývá i další výhoda, tou je schopnost použití v horších jízdních podmínkách, jako je např.: lesní nebo polní cesta. Další výhodou je možnost přepravovat kratší kusy dřeva, to je způsobeno možností posunutí zadní části nákladového prostoru směrem dopředu, což umožňuje naložení této části jako první, následné posunutí dozadu a naložení přední části návěsu.

Hlavním cílem této práce je provést pevnostní kontrolu nosného rámu nákladního návěsu pro přepravu a svoz dříví, kde hlavním zatěžovacím stavem je plně naložený návěs. Dále navrhnout vhodné varianty možných úprav a následně i jejich pevnostní kontrolu. Tyto úpravy vedou ke zlepšení stavu napjatosti rámu a tím i k větší životnosti a spolehlivosti celého rámu.



Obr. 1.1 – Návěs na dříví NCH39 [1]

V současné době nabízí přívěsy podobných parametrů několik firem, např.: Svan [8], Kögel [9], Schwarzmüller [10], Panav [11], Fliegl [12].

## 2. Zákonné požadavky na konstrukci a provoz návěsu

Konstrukce návěsu na dřevo a jeho provoz na veřejných komunikacích se řídí podle zákona č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [5], vyhláškou Ministerstva dopravy č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [6] a vyhláškou Ministerstva dopravy č. 301/2001 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [7].

Vozidlo určené k přepravě dlouhého neděleného materiálu (tyče, sloupy, roury, klády apod.), s výjimkou deskového nebo hraněného řeziva, který posunem při náhlém prudkém zabrzdění nebo nárazu může ohrozit bezpečnost osob v kabině řidiče, musí být konstruováno nebo vybaveno tak, aby samo nebo jeho ochranné zařízení odpovídalo těmto podmínkám: a) musí udržet rovnoměrně rozloženou sílu 7850 N z každé započaté tuny nákladu vozidla, b) zabránit alespoň v rozsahu celé šířky kabiny řidiče posunu nákladu vozidla [7]. Dále je v zákoně řečeno několik základních pojmů.

Pevnou nástavbou vozidla - samostatný technický celek, který je se základním vozidlem (podvozkem) kompletován a je součástí vozidla [6].

Největší povolenou hmotností vozidla se rozumí největší hmotnost, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích [6].

Okamžitou hmotností vozidla nebo jízdní soupravy se rozumí hmotnost zjištěná v určitém okamžiku při jejich provozu na pozemních komunikacích [6].

Provozní hmotností vozidla se rozumí hmotnost nenaloženého vozidla s nástavbou a se spojovacím zařízením [6].

Největší technicky přípustnou hmotností na nápravu se rozumí hmotnost odpovídající největšímu technicky přípustnému statickému svislému zatížení, kterým působí náprava vozidla na povrch vozovky [6].

Okamžitá hmotnost přípojného vozidla u souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než 40 km/h činí nejvýše jeden a půl násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla [6].

Nejvyšší povolená hmotnost u jízdních souprav nesmí překročit 48,00 t. Do této kategorie patří i návěs se třemi nápravami. Největší povolená šířka návěsu je 2550 mm. Nejvyšší povolená délka soupravy tahače s návěsem je 16500 mm.

V případě, že síla pro ruční zvedání oje u návěsů a jednonápravových přívěsů přesahuje 245 N, musí mít návěs, popřípadě přívěs přední převislou část před nápravou nebo oj vybavenou podpěrným zařízením, které: a) zabrání převrácení vozidla při odpojení od tažného vozidla v rozsahu provozních zatížení i při nerovnoměrném rozdělení nákladu a při

ložných manipulacích přípustěných v návodu k obsluze vozidla, b) umožní, že přípojně vozidlo může být v podepřeném stavu spojeno s tažným vozidlem. [6]

### 3. Srovnání možných koncepcí rámu

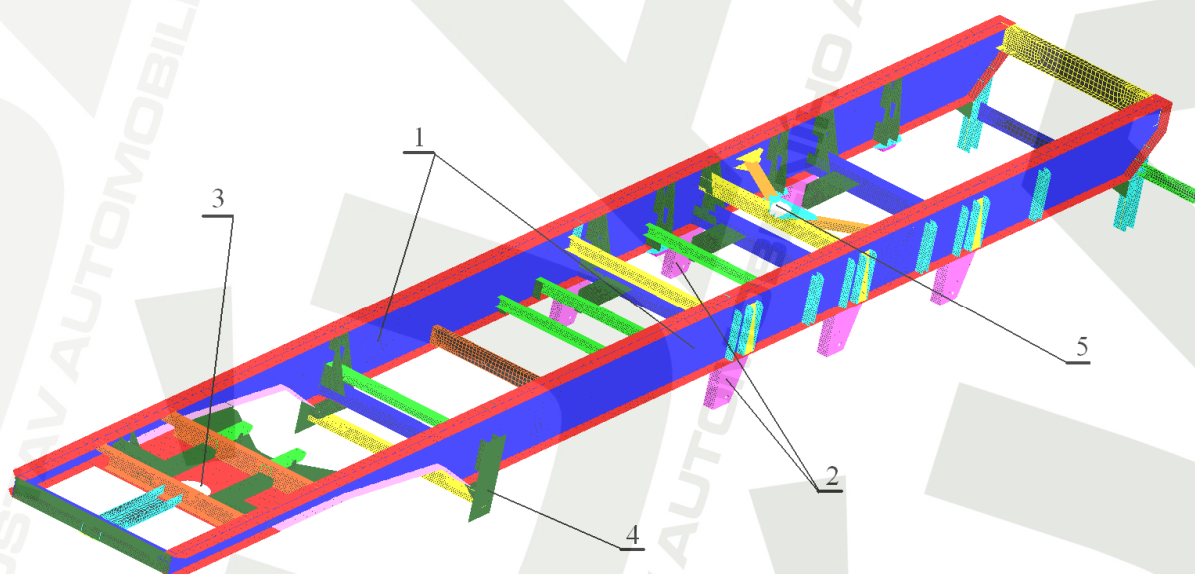
#### 3.1 Popis konstrukce rámu a jeho namáhání

Konstrukce rámu musí zajišťovat dobrou funkčnost, spolehlivost a životnost návěsu. Proto je potřeba věnovat volbě materiálu velkou pozornost, tak aby byly splněny požadavky, které se na návěs kladou.

Při výrobě nosných částí rámu, se používají hlavně hutní polotovary, např.: I – profil, U – profil, atd. V případě složitějších konstrukcí se často profily různě kombinují, aby bylo dosaženo požadovaných vlastností stroje, provozních podmínek a zároveň aby byly zachovány co nejmenší náklady, ať už na výrobu nebo z hlediska ceny výrobního procesu, ale i ceny materiálu. V našem případě chceme docílit i nejmenší možné hmotnosti rámu.

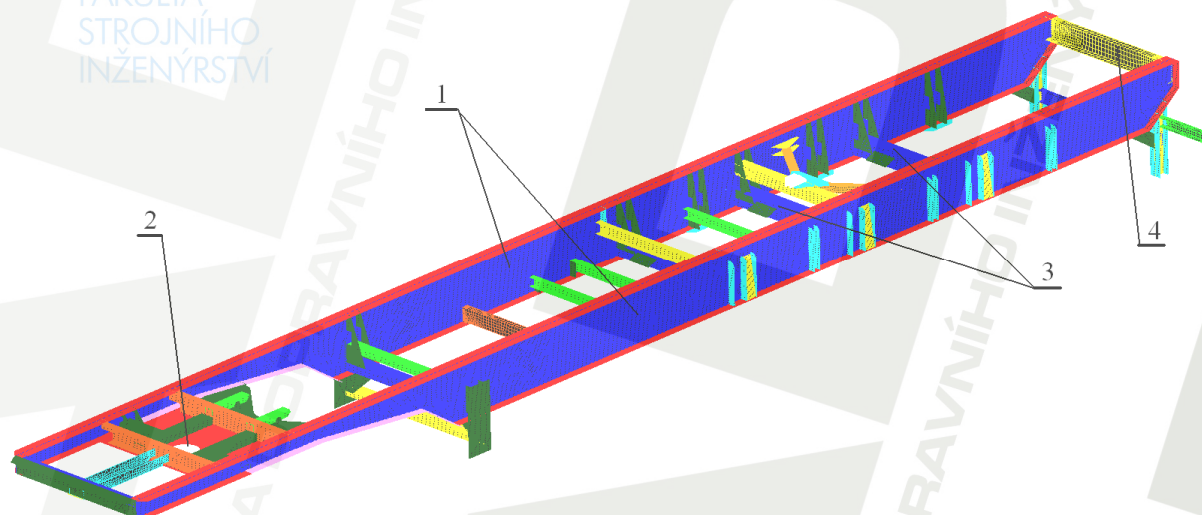
Ve firmě Svan, se při výrobě návěsů používá spojování profilů rámu pomocí technologie svařování. Je to z důvodu větší pevnosti rámu, než kterou by bylo dosaženo nýtováním, které je oproti svařování nákladnější a nedocílilo by se požadovaných vlastností. Nýtování je sice tužší, ale v našem případě, kdy je návěs používán i v terénu, je případná vysoká tuhost nepřijatelná.

Rám návěsu (obr. 3.1) je tedy svařován a vytvořen z profilů o různých rozměrech a tvarech.



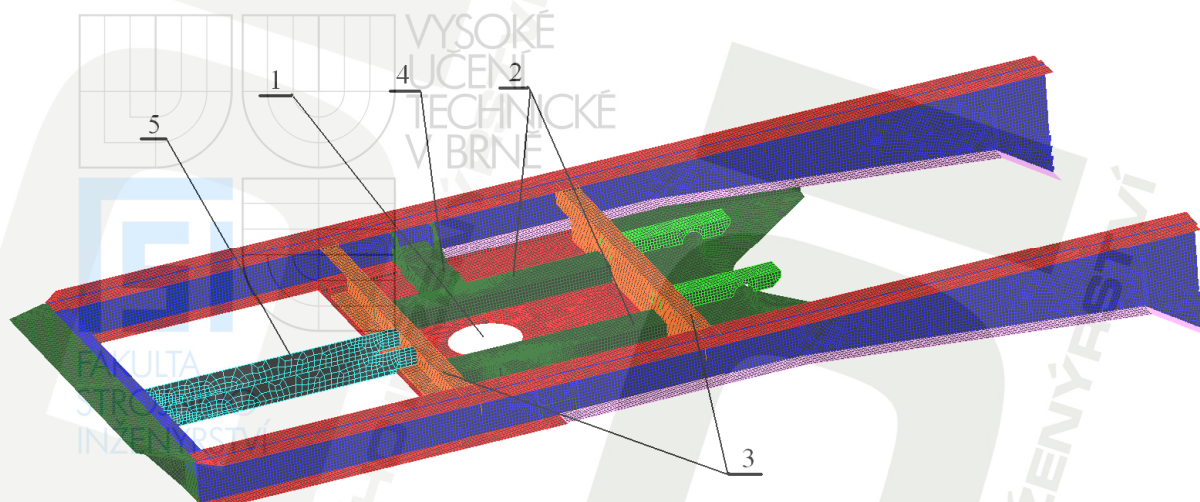
Obr. 3.1 – Nosný rám návěsu: 1 – rám, 2 – konzoly pro zavěšení náprav, 3 – zařízení pro odtavení návěsu, 4 – část pro připojení návěsu, 5 – část pro uchycení posuvu ložné plochy

Rám návěsu (obr. 3.2) je složen ze dvou podélníků (1), několika příčníků (3,4) a z pomocných nosníků. Úkolem podélných nosníků je přenášet veškeré síly a zatížení od nákladu a samotné tíhy nástavby se dřevem, které vznikají vlivem gravitační síly a případně i jinými druhy zatížení, které vnikají např.: při průjezdu zatáčkou, brzdění nebo zrychlení. Největší zatížení vzniká v oblasti připojení návěsu (2), z toho důvodu musí být dostatečně pevné.



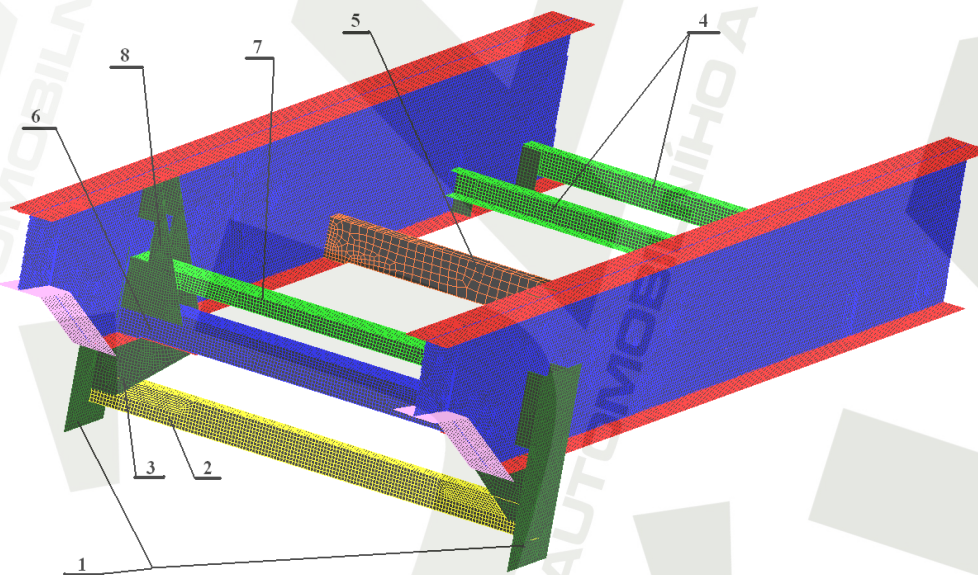
Obr. 3.2 – rám bez náprav; 1 – hlavní podélník; 2 – oblast připojení;  
3 – příčník dutý tenkostěnný; 4 – příčník tvaru U

V přední části rámu návěsu (obr. 3.3) se nachází přípojné zařízení, to musí být dostatečně tuhé a pevné, aby nedocházelo ke zkroucení, nebo prasknutí rámu způsobené silami, které na něho působí. Dále se zde nacházejí, dva podélníky (2) které působí jako výztuha zapojení, dva krátké (4) a dva dlouhé (3) příčníky se stejnou funkcí. Přičemž kratší jsou otočeny otevřenou stranou směrem dolů, dlouhé jsou každý jiným směrem. Ten co se nachází blíže přední části rámu je otevřenou stranou otočen do směru jízdy a ten druhý přesně naopak. Potom se zde nachází ještě jeden podélník (5), který navádí návěs při připojování, také má funkci výztužnou.



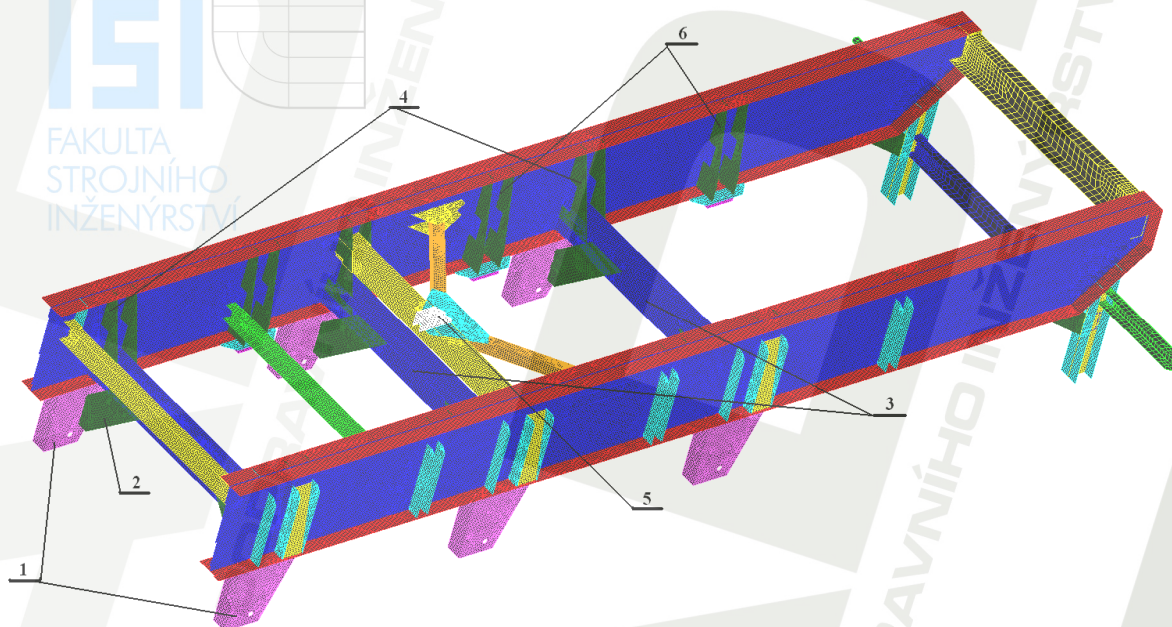
obr. 3.3 – přední část rámu, 1 – oblast pro přípojné zařízení, 2 – vyztužující podélníky, 3 – vyztužující příčnicky - dlouhé, 4 – vyztužující příčnicky – krátké, 5 – naváděcí podélník

V prostřední části rámu návěsu (obr. 3.4) se nachází zařízení pro odstavení návěsu, k uchycení tohoto zařízení slouží plech (1), na který je odstavné toto zařízení přichyceno šrouby. Pro výztuhu plechu se zde nachází příčník (2) a žebro (3). Dále je zde několik příčnicků (4), na kterých jsou připevněny vzduchojemy. Na dalším příčníku (5) jsou zavěšena rezervní kola. Potom jsou zde příčnicky (6,7), které mají funkci výztuhy u odstavného zařízení, tyto příčnicky jsou dále vyztuženy žebry (8).



obr. 3.4 - prostřední část rámu, 1 – plech; 2- příčník; 3 – žebro; 4 – příčnicky nad vzduchojemy; 5 – příčník na rezervní kola; 6 – výstužný příčník tenkostěnný; 7 – výstužný příčník tvaru U; 8 – žebro

V zadní části rámu návěsu (obr. 3.5) se nacházejí hlavně nápravy, které se skládají z konzol náprav (1), dále žebra (2), které konzolu vyztužuje. Žebro je druhým koncem připevněno na tenkostěnném profilu (3), tento profil je dále vyztužen dalšími žebry (4). Další zadní částí je systém pro posun zadní ložné plochy (5). Potom se zde nachází další žebra (6), které mají funkci výztuhy nad druhým koncem konzoly náprav.



obr. 3.5 - zadní část rámu; 1 – konzola náprav; 2 – žebro; 3 – tenkostěnný profil; 4 – žebra;  
5 – systém posunu zadní ložné plochy; 6 – žebra

### 3.2 Používané profily hlavních nosníků

Pro výrobu rámu přívěsů se standardně používá ocel S 355 JO dle EN ISO 10219 (11 523 dle ČSN 42 0002) a S 235 JR dle EN ISO 10002 (11 373 dle ČSN 42 0002), které mají zaručenou dobrou svařitelnost. V případě svařovaných konstrukcí je vhodné po svaření použít metodu žíhání, kterou se sníží vnitřní pnutí ve svárech.

V současnosti se při výrobě přívěsu nejčastěji používá I-profil, dále potom U-profil, potom také uzavřený tenkostěnný profil, z těch méně používaných např.: L-profil.

#### 3.2.1 I – profil

I-profil (obr. 3.6) je jedním z nejčastěji používaných profilů, ať už se jedná o výrobu přívěsů nebo o výrobu transportních a stavebních strojů. Používá se zejména na hlavních částech rámu, ale i na vedlejších. Používá se, protože má dobré vlastnosti z hlediska pevnosti, ceny a zástavbových vlastností. V praxi se používají normalizované profily válcované za tepla nebo profily, které se svařují z plechů.

U tohoto profilu je dosaženo vysoké tuhosti v podélném směru. Pro zvýšení tuhosti v příčném směru, která je u tohoto typu profilu malá, se používají žebra, která v potřebném místě tuto tuhost zvyšují.

Použití tohoto profilu je také vhodné z hlediska možného využití volného prostoru mezi pásnicemi pro uložení různých vedení, jako je např.: elektroinstalace, rozvody tlakového vzduchu k brzdám a vedení tlakového oleje.



Obr. 3.6 - I-profil rámu návěsu Svan NCH 39 [1]

### 3.2.2 U – profil

Dalším druhem je tzv. U – profil. Používá se jako vedlejší nosný prvek. Někteří výrobci přívěsů ho používají i jako hlavní nosný prvek, v těchto případech je jeho otevřená část orientována vně rámu. Při použití jako vedlejšího prvku je otevřená část směřována proti směru pohybu. Jsou buď válcované za tepla, nebo ohýbané z plechu.

Výhody tohoto profilu jsou téměř totožné s I – profilem, to je nízká cena, vysoká pevnost a tuhost v podélném směru. Nevýhodou je vázané kroucení a nižší tuhost v příčném směru, která se dá vyřešit přidáním žeber.

### 3.2.3 Uzavřený tenkostěnný profil

Tento profil není moc používaným profilem, na návěsu se používá jako příčník nad nápravami a nad odstavným systémem tzn., že zastává funkci výstužnou.

### 3.2.4 L – profil

Tento profil je minimálně používán. Je využit na návěsích na dřevo - pouze na uchycení plechů.

Jejich výhodou spočívá v nízké ceně. Nevýhodou je opět vázané kroucení a nízká tuhost jak v příčném tak i v podélném směru.

## 4. Návrh koncepce

Na hlavní podélné nosníky rámu návěsu je použit I-profil, který je svařen z plechu o tloušťce 5 mm z oceli 11 373, který tvoří svislou část tohoto profilu, horní a spodní pásnice tvoří tyče z obdélníkového průřezu 140x12mm z oceli 11 523. Ovšem v místě kde podélník přechází na část připojení návěsu je spodní pásnice nahrazena silnějším průřezem 140x20 mm opět z oceli 11 523. Výška podélníků není po celé délce rámu stejná, v místě náprav a odstavného zařízení je výška 490 mm, potom přechází do místa připojení kde je výška 152 mm. Délka podélníků je 11443 mm.

V celém rámu se nachází několik příčníků a podélníků, v Tab. 4.1 jsou seřazeny všechny zbývající použité profily včetně jejich rozměrů a materiálu, z kterého jsou vyrobeny.

Dále se na rámu nacházejí různé druhy žeber, ty které se nacházejí ve vnitřní části rámu, jsou z oceli 11 373 a tloušťce 8 mm. Žebra, která se nacházejí na vnější straně rámu, jsou taktéž z oceli 11 373, ale o tloušťce 10 mm.

Tab. 4.1 - Tabulka použitých profilů

Profil	Rozměry [mm]	Tloušťka [mm]	Materiál	Počet [ks]	Poznámka:
U-profil	1294x80x50	4	11 373	4	Příčnick
	400x80x50	4	11 373	2	Podélník
	943x160x65	10	11 373	1	Podélník
	1294x140x60	7	11 373	2	Příčnick
	345x120x55	8	11 373	2	Příčnick
	740x120x55	8	11 373	2	Podélník
	1440x100x50	6	11 373	1	Příčnick
	1292x120x55	7	11 373	1	Příčnick
	1294x185x70	6	11 373	1	Příčnick
	505x80x50	4	11 373	2	Příčnick
	1292x100x50	5	11 373	1	Příčnick
Tenkostěnný	1292x150x100	5	11 523	3	Příčnick
	1294x100x100	5	11 523	2	Příčnick
L- profil	1300x200	8	11 373	1	Otevřený o 95° - příčnick

## 5. Rozbor sil působících na návěs

Pokud chceme, aby návěs byl zatížen silami, které co nejvíce odpovídají skutečnosti, potom je důležité udělat správně rozbor sil, tak aby tyto síly co nejvíce odpovídaly skutečnému provozu.

V našem případě se tedy jedná o zatěžovací stavy, kde je první zatěžovací stav reprezentován případem, kdy je návěs plně zatížen, tedy když objem nákladu zaujímá celý ložný prostor. Druhý zatěžovací stav odpovídá případu, kdy jsou na ložný prostor naloženy dvě části dřeva, přičemž tato jedna část odpovídá polovině objemu naloženého v prvním zatěžovacím stavu. Třetí zatěžovací stav odpovídá situaci, kdy je plně naložený návěs odstaven, tedy když spočívá na podpěrných nohách.

První dva stavy se dále dělí na další dílčí stavy:

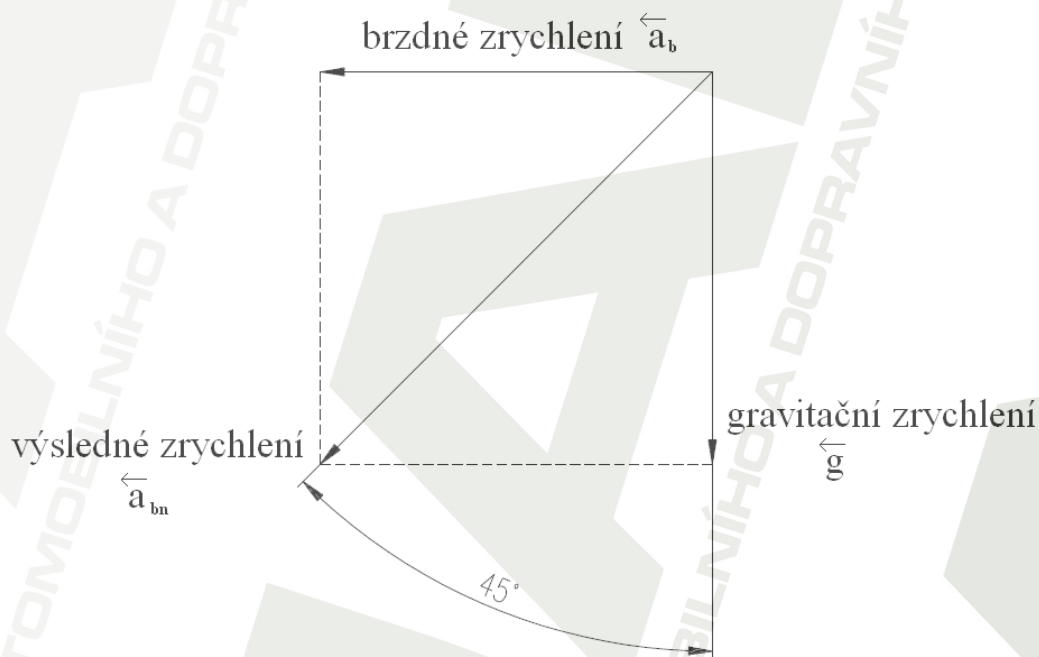
- Návěs je zatížen pouze tíhovým zrychlením
- Na návěs působí brzdná síla
- Na návěs působí zrychlující síla
- Simulace stavu kdy návěs projíždí zatáčkou

### 5.1 Zatížení tíhovým zrychlením

Při tomto stavu je návěs plně naložen a připojen na nákladní vozidlo. Nemají na něj vliv žádné další síly. Působí na něho pouze tíhové zrychlení  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ . Tento stav tedy odpovídá reálnému stavu, kdy celá souprava stojí a nijak se nepohybuje. Soupravou je myšlen nákladní vůz s připojeným plně naloženým návěsem.

### 5.2 Brzdění návěsu

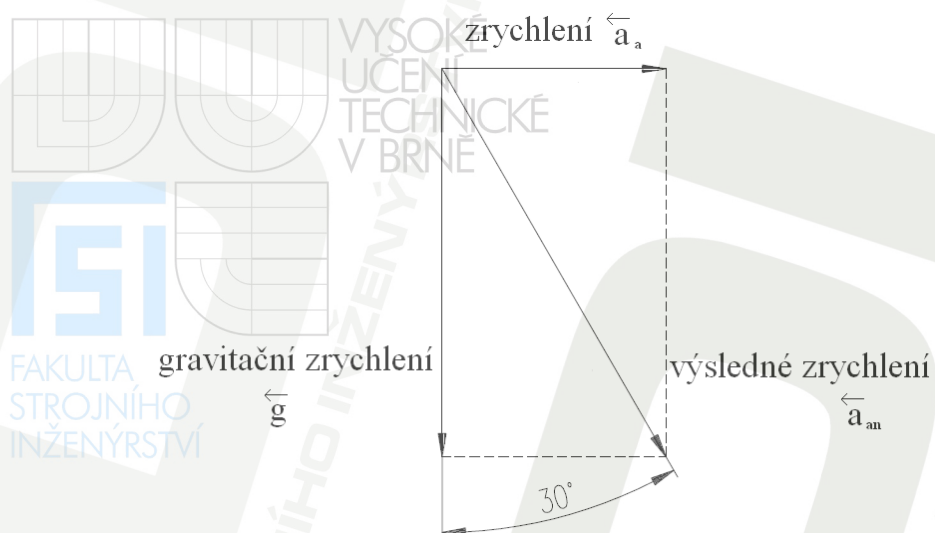
Případ, kdy na návěs působí brzdná síla, byl nahrazen zrychlením  $a_{bn} = 13,868 \text{ m/s}^2$ , ve směru viz obr. 5.1. Bylo zde uvažováno gravitační zrychlení  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ , které na návěs působí ve svislém směru a dále brzdné zrychlení  $a_b = 9,807 \text{ m/s}^2$ , které na přívěs působí v horizontálním směru. Výslednicí těchto sil je použité zrychlení  $a_{bn}$ . Tomuto stavu odpovídá reálný stav, kdy plně naložený návěs brzdí.



obr. 5.1 - směr výsledného brzdného zrychlení

### 5.3 Akcelerace návěsu

Dalším případem je stav kdy na návěs působí zrychlující síla, z důvodu zjednodušení je opět nahrazena zrychlením  $a_{an} = 10,964 \text{ m/s}^2$ , ve směru viz obr. 5.2. Do výpočtu je opět zahrnuto tíhové zrychlení  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ , působící ve svislém směru a zrychlení  $a_a = 4,9035 \text{ m/s}^2$  působící v horizontálním směru. Výslednicí těchto sil je použité zrychlení  $a_{an}$ . Tomuto stavu odpovídá reálný stav, kdy plně naložený návěs zrychluje.

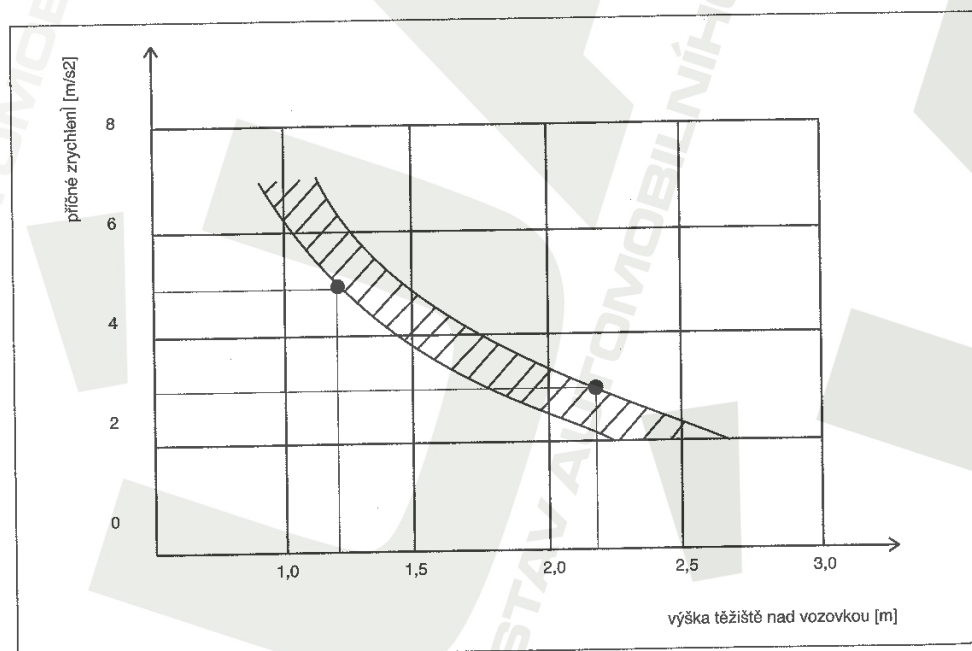


Obr. 5.2 - směr výsledné zrychlující síly

## 5.4 Průjezd zatáčkou

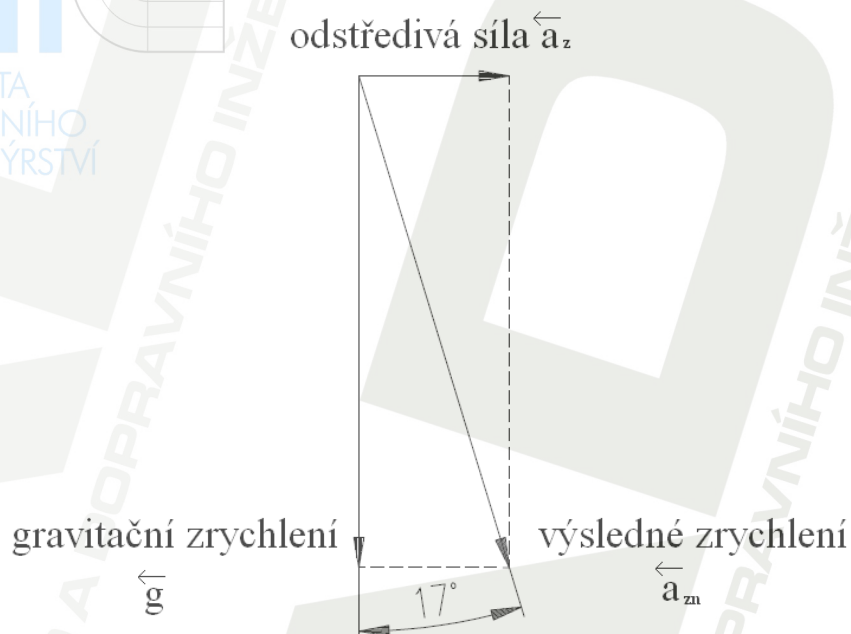
Při jízdě směrovým obloukem (zatáčka, vyhýbavý manévr) působí na vozidlo odstředivá síla, která způsobuje naklopení vozidla a při překročení jisté meze může vyústit až k jeho převrácení [1].

Podstatně komplikovanější, než u přívěsů, je situace u návěsových souprav. Tam je délka rámu soupravy taková, že jeho krutová tuhost výrazně ovlivňuje vlastnosti soupravy s hlediska stability v příčném směru. Otázka byla v řadě prací řešena jednak výpočtově, jednak experimentálně. Výsledky jsou uvedeny v diagramu na obr. 5.3 [1].



Obr. 5.3 Závislost meze převrácení na výšce těžiště návěsu (návěs s pevným nákladem) [1]

V našem případě, kdy výška těžiště nad vozovkou je 2,2m, je příčné zrychlení maximálně  $3 \text{ m/s}^2$ . Průjezd zatáčkou je tedy dalším ze zatěžovacích stavů u kterého jsme silové působení nahradili jedním zrychlením. Toto zrychlení se skládá z tíhového  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$  a z příčného zrychlení  $a_z = 3 \text{ m/s}^2$  (odečteno z obr. 5.3), výslednicí těchto sil pak je  $a_{zn} = 10,256 \text{ m/s}^2$ , směr této síly je patrný na obr. 5.4, s tím, že tato výsledná síla působí v příčném směru návěsu.



Obr. 5.4 - směr výsledné odstředivé síly

## 5.5 Odstavený návěs

Posledním případem je stav kdy plně naložený návěs spočívá na podpěrných nohách. Působí na něho pouze tíhové zrychlení  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ .

## 6. Pevnostní výpočet

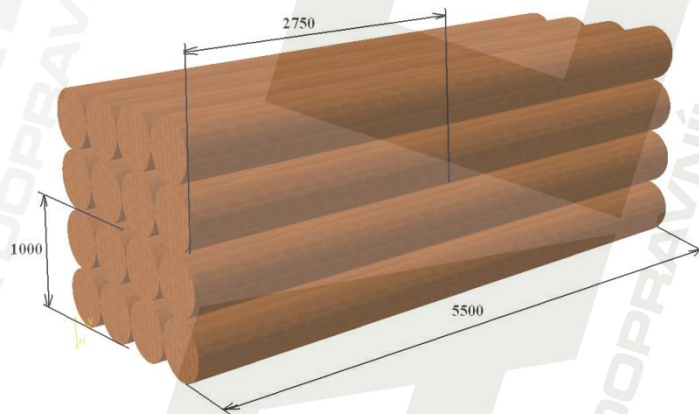
V pevnostním výpočtu se zabýváme pevnostní kontrolou podle požadavků firmy SVAN Chrudim s.r.o., dle těchto požadavků se provádí výpočet pouze na hlavním rámu, tedy v něm nejsou zahrnuty nápravy včetně konzol. Provádí se statická kontrola v různých zatěžovacích stavech.

Pevnostní kontrola byla provedena v programu I-DEAS lineární metodou konečných prvků. Výpočet byl proveden jako statický výpočet skořepinového modelu dle (vis 5 uher).

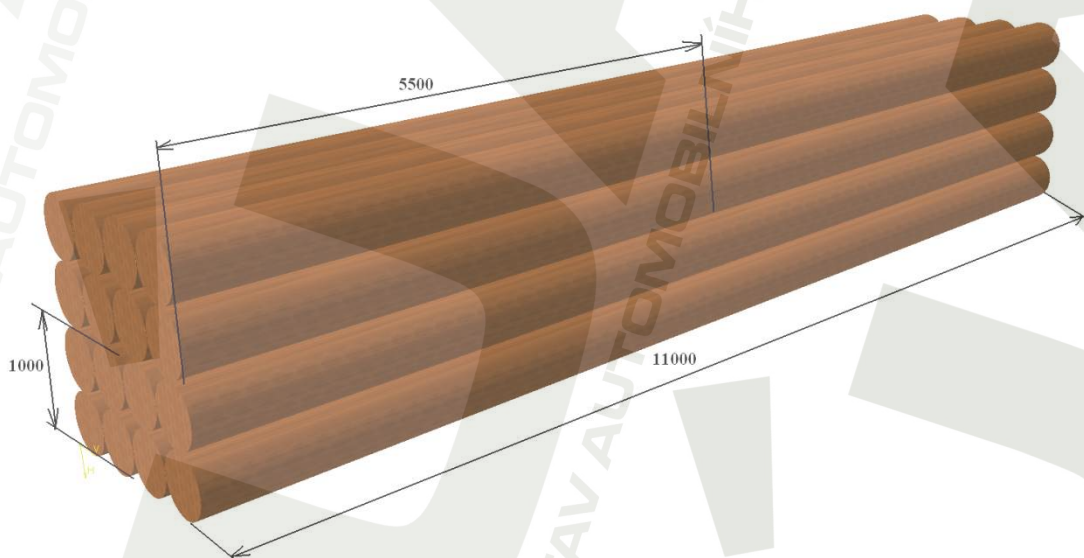
## 6.1 Poloha těžiště

Pro realizaci pevnostního výpočtu metodou MKP je důležité zvolit vhodné zatížení tak, aby jeho účinky co nejvíce připomínaly reálný zatěžovací stav. K tomu je třeba zjistit těžiště nákladu a jeho momenty setrvačnosti (obr. 6.1–6.4), které posléze použijeme v programu I-deas, v kterém výpočet realizujeme

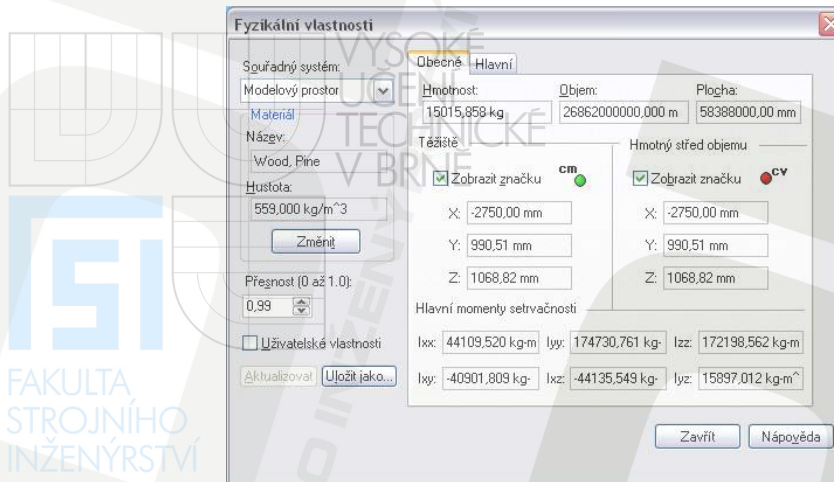
Momenty setrvačnosti (obr. 6.3-6.4), pro dřevěné klády, jsou použity z programu Solid Edge, kde byly za tímto účelem vymodelovány oba potřebné stavy. Tyto stavy jsou: 1. krátké klády: pro použití převozu kratších kusů dřeva než je ložná délka přívěsu, 2. dlouhé klády: zde se jedná o plné využití ložné délky přívěsu.



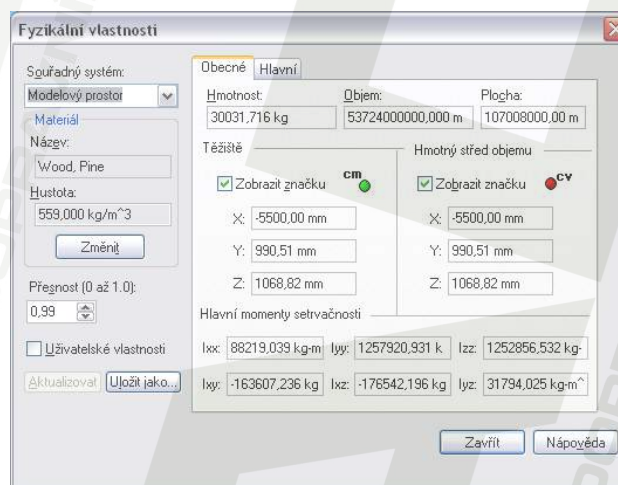
Obr. 6.1 – poloha těžiště nákladu – krátké klády



Obr. 6.2 – poloha těžiště nákladu – dlouhé klády



Obr. 6.3 momenty setrvačnosti – krátké klády



Obr. 6.4 momenty setrvačnosti – celé klády

## 6.2. Zatěžovací stavy

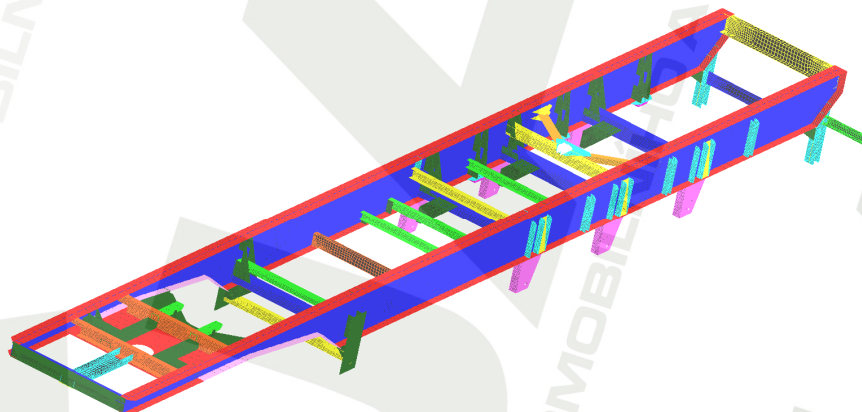
Snahou je zatěžovacími stavy dosáhnout o nasimulování co nejpřesnější situace, tak aby co nejvíce odpovídala skutečnému provozu návěsu. Rozdělení těchto stavů, včetně použitých zrychlení je v Tab. 6.1.

Tab. 6.1 - Zatěžovací stavy

Zatěžovací stav		Hodnota zrychlení m/s		
		Svislý směr	Podélný směr	Příčný směr
Dřevo – dvě části	Tíhové zrychlení	9,807	-	-
	Brzdění	9,807	9,807	-
	Akcelerace	9,807	4,9035	-
	Průjezd zatáčkou	9,807	-	3,000
Dřevo – celé	Tíhové zrychlení	9,807	-	-
	Brzdění	9,807	9,807	-
	Akcelerace	9,807	4,9035	-
	Průjezd zatáčkou	9,807	-	3,000
Odstavený návěs		9,807	-	-

### 6.3 Popis modelu

Pro potřeby analýzy MKP byl vytvořen skořepinový model, ve kterém se jednotlivým plochám přiřazují tloušťky a vlastnosti materiálů (tab. 6.2), z toho důvodu jsou tyto plochy tvořeny pouze střednicově (obr. 6.5). Sražení a zaoblení hran bylo z důvodu zjednodušení zanedbáno, vytvořeno bylo jen takové, u kterého se předpokládá výrazný vliv a stav napjatosti rámu.



Obr. 6.5 skořepinový model vytvořený v prostředí programu I-DEAS

Samotný 3D model (obr. 6.6) byl nejdříve vytvořen pomocí jednoho objemu, který byl následně v 566 krocích rozřezán jednotlivými objemy a plochami tak, aby byly vytvořeny všechny potřebné plochy pro samotnou realizaci skořepinového modelu. Jelikož je rám návěsu symetrický byl 3D model vytvořen jen z jedné poloviny.

Tvorba skořepinového modelu probíhala následujícím způsobem. Z již vytvořeného 3D modelu byly vybírány jen ty plochy, které byly potřebné k vytvoření samotného

skořepinového modelu rámu. Ten byl opět vytvořen jen z jedné poloviny a po dokončení následně zrcadlen. V Tab. 6.3, jsou prvky a jejich počet, které byly na vytvoření použity. Nahrazení náprav, systému zapojení a odstavného zařízení je popsáno v následujících kapitolách.

Použité prvky jsou:

**Thin shell** – čtyřuzlový prvek, je to základní prvek použitý na skořepinovém modelu, každý z těchto prvků má šest stupňů volnosti, dále je každému z nich přiřazena tloušťka a vlastnost materiálu který má nahradit. Prvky jsou dále barevně odlišeny, podle toho jakou má který tloušťku (Tab. 6.2).

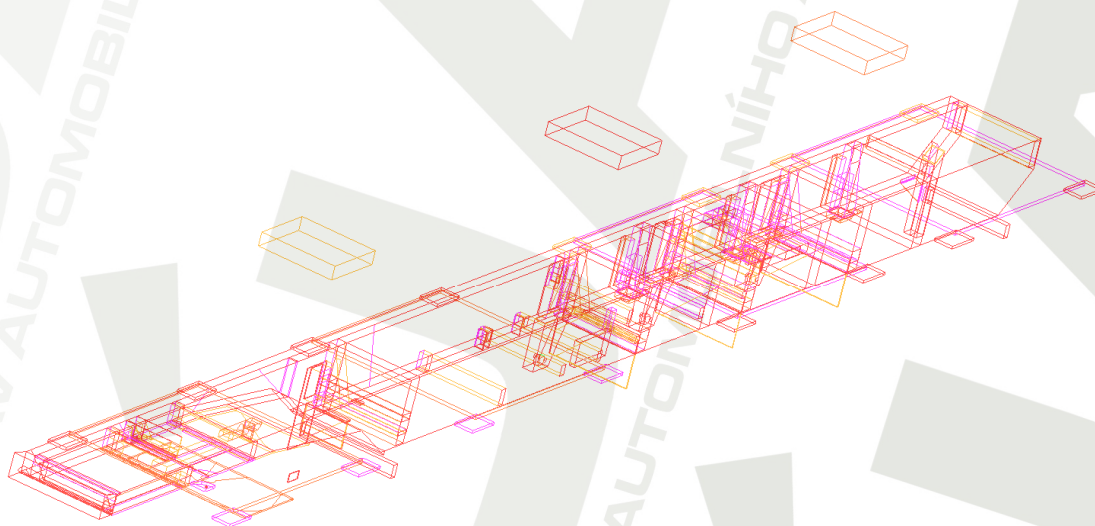
**Constrain** – jedná se o nehmotný prvek, konečné tuhosti. Je použit pro rozložení síly mezi jednotlivými uzly. V tomto případě byl použit při rozložení sil kolem připojení návěsu, dále u odstavné nohy, potom také při rozložení váhy dříví a u náprav.

**Rigid** – dokonale tuhý prvek. Je možno ho použít jak mezi jednotlivými uzly tak i podobně jako constrain a to je jako propojení mezi jedním a několika uzly. Použit byl u náprav, dále pak u odstavné nohy a na rozložení hmotnosti mezi jednotlivé constrainy.

**Spring** – neboli pružina, dává se mezi dva uzly a definuje se její tuhost. Na tomto modelu je použita u náprav pro simulaci odpružení a dále pro simulaci brždění.

**Coupled degree of freedom (coupled DOF)** – jedná se o prvek, kterým se definují stupně volnosti mezi jednotlivými uzly. Použit byl u náprav.

**Lumped mass** – tímto prvkem se nahrazuje hmotnost, umísťuje se do uzlu, zadává se u něho jeho hmotnost a momenty setrvačnosti hmotnosti kterou jím chceme nahradit. Byl použit pro nahrazení dříví.



Obr. 6.6 – 3D model

Tab. 6.2 - použité tloušťky materiálů a jejich barvy v prostředí programu I-DEAS

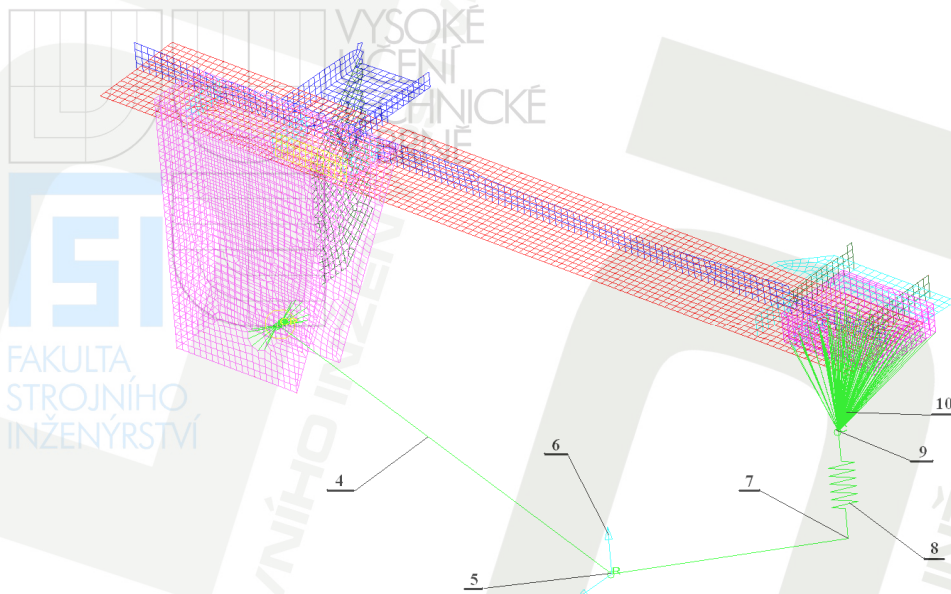
Tloušťka materiálu [mm]	Barva v programu I-DEAS
3	Golden orange
4	Green
5	Blue
6	Yellow
7	Orange
8	Dark olive
10	Cyan
12	Red
15	White
20	Pink

Tab. 6.3 - prvky použité pro vytvoření skořepinového modelu

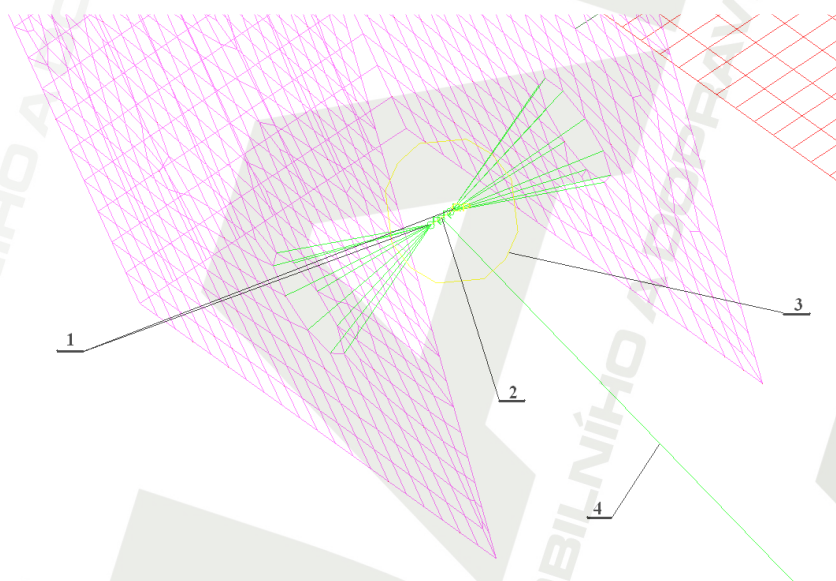
Název prvku	počet
thin shell	330637
constraint	27
rigid	16
spring	12
Coupled degree of freedom (Coupled DOF)	6
Lumped mass	3

### 6.3.1 Nahrazení náprav

Nahrazení náprav (obr. 6.7) bylo provedeno tak, aby jejich funkčnost co nejvíce odpovídala skutečným nápravám. K tomu byly zapotřebí prvky rigid, spring, coupled DOF a constraint. Na návěsu jsou 3 nápravy, každá má dvě konzole, všechny byly nahrazeny stejným způsobem. V přední části konzoly je čep (obr. 6.8), ten byl nahrazen dvěma prvky rigid (1) které jsou spojeny prvkem coupled DOF (3) uprostřed tohoto prvku je bod, z tohoto bodu (2) je veden rigid (4) do poloviny konzoly kde je bod (5), v tomto bodě je umístěna vazba (6), ve které se mění parametry podle toho, jaký stav chceme simulovat. Z tohoto bodu pokračuje rigid (4), dále pokračuje do bodu (7) na konci konzoly. Zde je umístěna pružina (8) svislým směrem, která simuluje odpružení nápravy, v bodě (9) kde končí je napojen prvek constraint (10), který rozvádí tlak od pružiny na celou plochu konce konzoly.



Obr. 6.7 Nahrazení náprav v programu I-DEAS; 4 – rigid; 5 – bod pro vazbu; 6 – vazba; 7 – bod konce rigidu; 8 – pružina; 9 – bod konce pružiny; 10 – constraint

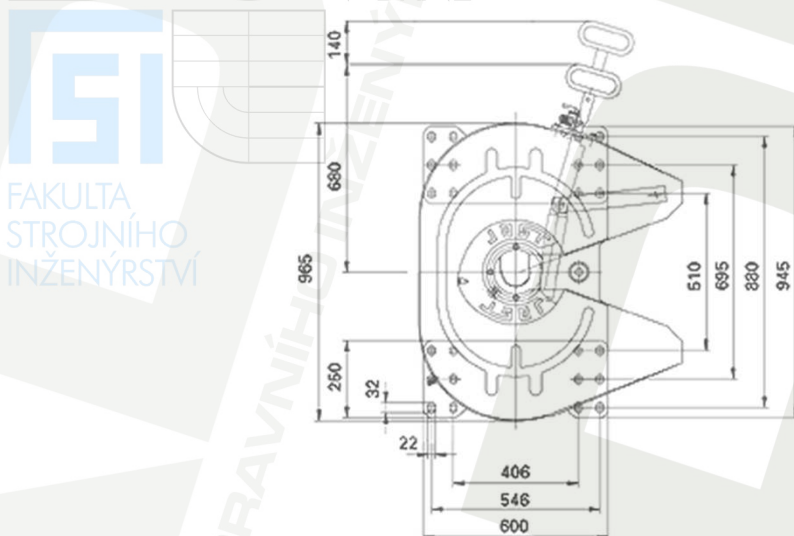


Obr. 6.8 - detail nahrazení čepu; 1 – rigid; 2 – bod napojení rigidu; 3 – coupled DOF; 4 - rigid

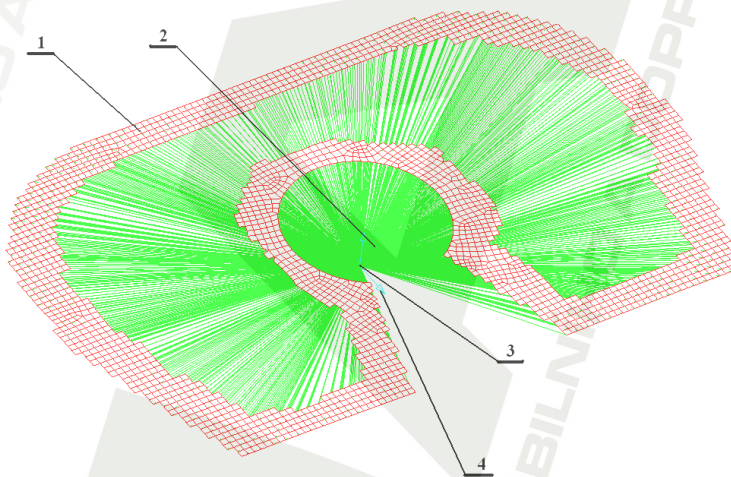
### 6.3.2 Nahrazení systému zapojení

Systém zapojení je použit od firmy Jost [13] (obr. 6.9), jeho nahrazení (obr. 6.10) bylo provedeno tak, aby co nejvíce odpovídalo skutečným silovým působením, která v místě zapojení vznikají. Zapojení bylo nahrazeno prvkem constraint. Tímto prvkem se vytvořila oblast na ploše modelu, kde síly působí. Tedy bylo vybráno přibližně 2000 elementů (1) na kterých se síly rozkládají, z nich byl veden prvek constraint (2) do bodu (3) pod touto

plochou. Bod se nachází v místě, kde přibližně končí čep od zapojení. V tomto místě byla dána vazba (4), která povolila všechny rotace a zamezila veškeré posuvy. Toto bylo použito u všech stavů, mimo stavu kdy návěs spočívá na odstavném zařízení.



Obr. 6.9 - systém zapojení od Firmy Jost [13]

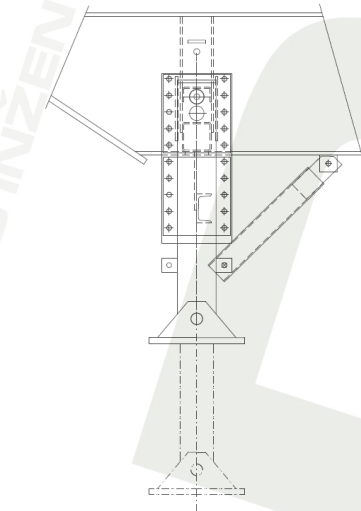


Obr. 6.10 - nahrazení systému zapojení; 1 – element; 2 – constraint; 3 – bod konce čepu; 4 – vazba

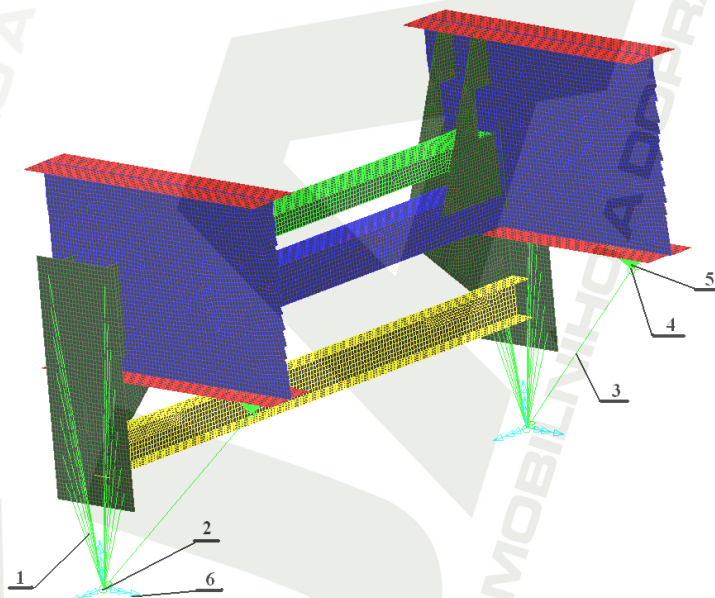
### 6.3.3 Nahrazení odstavného systému

Odstavný systém je použit od firmy Jost [13], jedná se vlastně o výsuvnou podpěrnou nohu (obr. 6.11), která se vysune v případě kdy je potřeba návěs odstavit. Tento systém byl nahrazen (obr. 6.12) prvkem constraint a rigid Noha je na návěs připevněna šrouby, proto z míst kde se šrouby nacházejí, byl tažen constraint (1) do bodu (2) kde končí pevná část nohy. Z tohoto bodu byl veden rigid (3), který nahrazuje podpěru nohy, rigid končí v bodě (4), kde

je další constraint (5) působící na plochu rámu, což nahrazuje místo napojení podpěry. Dále do bodu (2) je umístěna vazba (6) která zamezuje jakýkoliv posuv a rotaci, což simuluje podpěrný stav. Tento systém nahrazení byl použit pouze u stavu, kdy byl návěs odstaven.



Obr. 6.11 systém odstavení od Firmy Jost [13]



Obr. 6.12 - nahrazení systému odstavení; 1 – constraint z místa šroubů; 2 – bod konce nohy; 3 – rigid; 4 – bod napojení rigidu a constraintu; 5 – constraint působící na plochu; 6 - vazba

## 7 Výpočet mezních stavů únosnosti

### 7.1 Ocel S235 JR (11 373)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [3]:

- dolní mez kluzu  $R_e = 235 \text{ MPa}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401)  $\gamma_M = 1,15$
- dynamický součinitel  $k_D = 1,50$
- hodnota návrhové pevnosti oceli získané z meze kluzu  $f_{yd}$
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel  $f_D$

hodnota návrhové pevnosti: 
$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{235}{1,15} = 204 \text{ MPa} \quad (1)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel: 
$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{204}{1,50} = 136 \text{ MPa} \quad (2)$$

Hodnota návrhové pevnosti  $f_D$  pro ocel 11 373 je zvolena jako porovnávací napětí pro všechny výsledky pevnostní analýzy kapitoly 8.

### 7.2 Ocel S355 J0 (11 523)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [3]:

- dolní mez kluzu  $R_e = 355 \text{ MPa}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401)  $\gamma_M = 1,15$
- dynamický součinitel  $k_D = 1,50$
- hodnota návrhové pevnosti oceli získané z meze kluzu  $f_{yd}$
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel  $f_D$

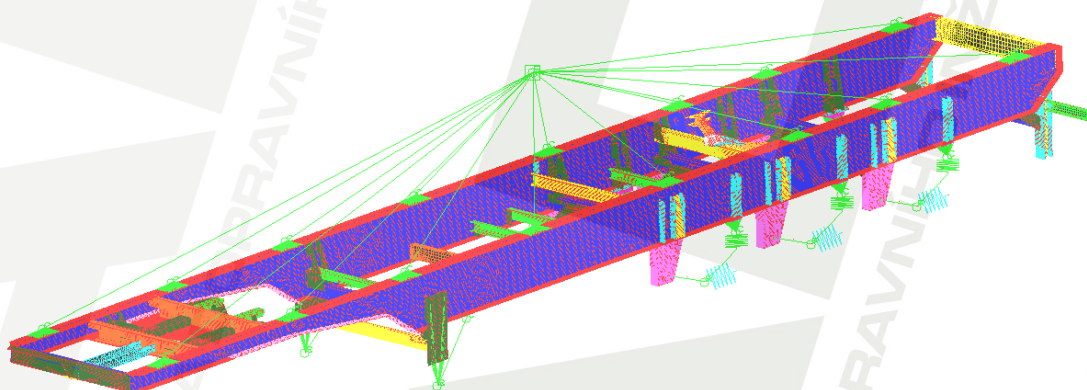
hodnota návrhové pevnosti: 
$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{355}{1,15} = 308 \text{ MPa} \quad (3)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel: 
$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{308}{1,50} = 206 \text{ MPa} \quad (4)$$

## 8 Popis a výsledky jednotlivých zatížení

### 8.1 První zatěžovací stav – celý kus dříví

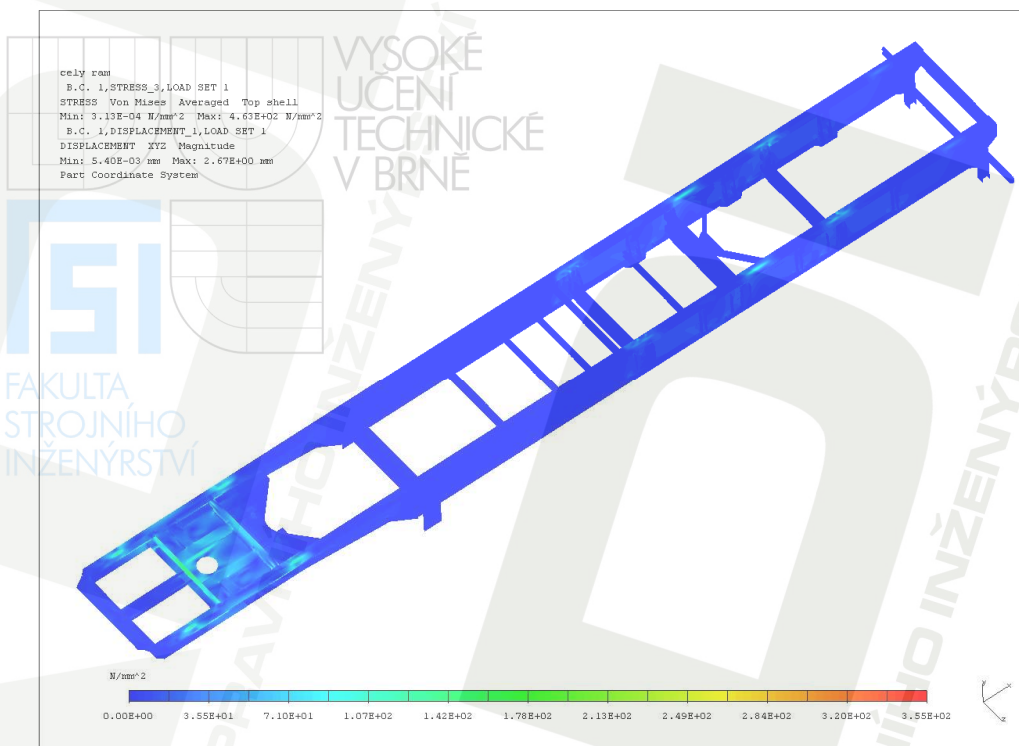
První zatěžovací stav (obr. 8.1) je reprezentován případem, kdy je návěs plně zatížen, tedy když objem nákladu zaujímá celý ložný prostor.



Obr. 8.1 - návěs zatížen celým kusem dříví

#### 8.1.1 Tíhové zatížení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ . Směr zrychlení je ve svislé rovině. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM (v programu I-deas se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 1.

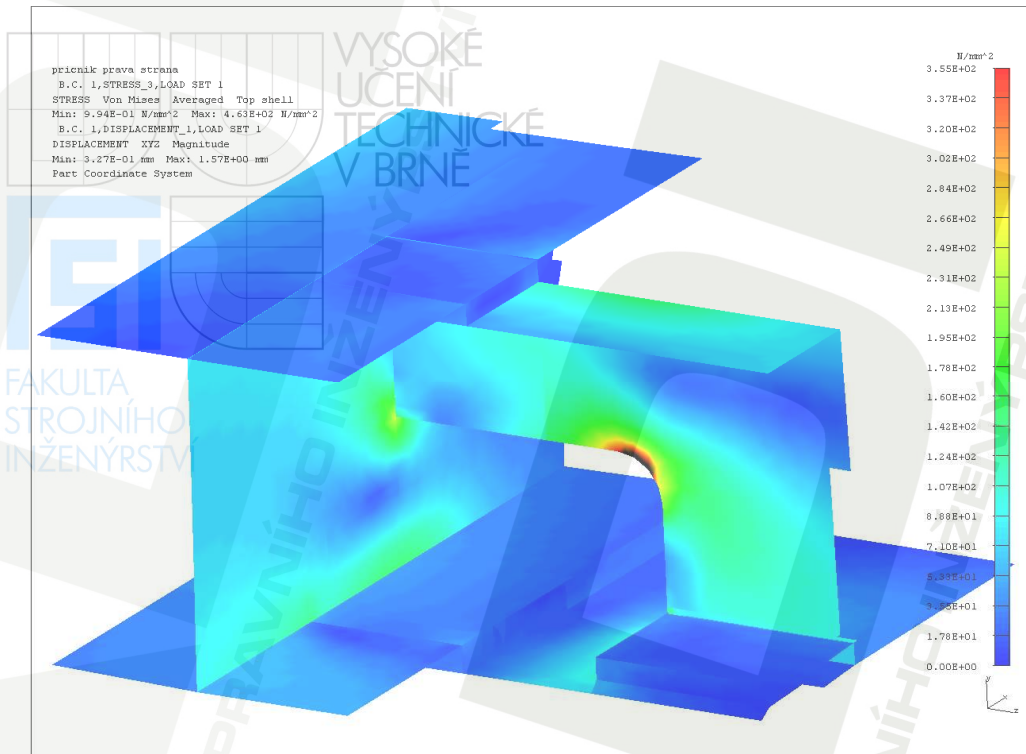


Obr. 8.2 - Celý rám; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze shora, min.  $3,13 \cdot 10^{-4}$  MPa; max. 463 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,67 mm

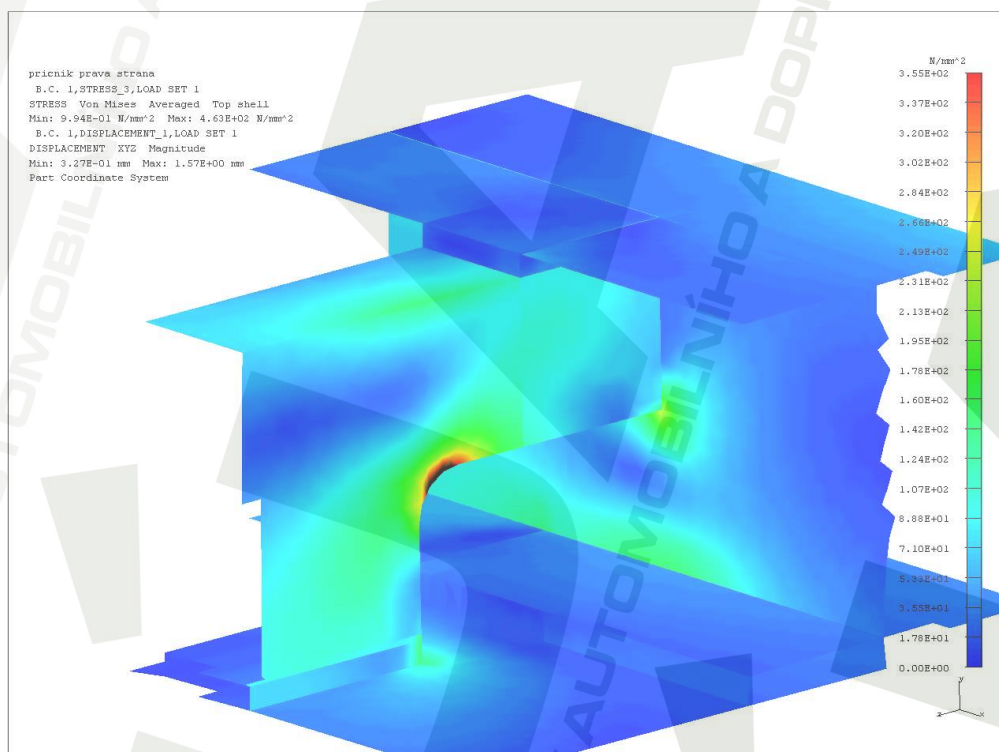
#### Výsledky výpočtu MKP

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| • Maximální napětí rámu    | 463 MPa                  |
| • Minimální napětí rámu    | $3,13 \cdot 10^{-4}$ MPa |
| • Maximální deformace rámu | 2,67 mm                  |

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.3-8.4) je přední příčník. Jedná se o místo vybrání pro vedení kabelů. Toto místo se nachází před zapojením návěsu, jelikož je návěs symetrický, kritická místa jsou zobrazena pouze z pravé strany. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

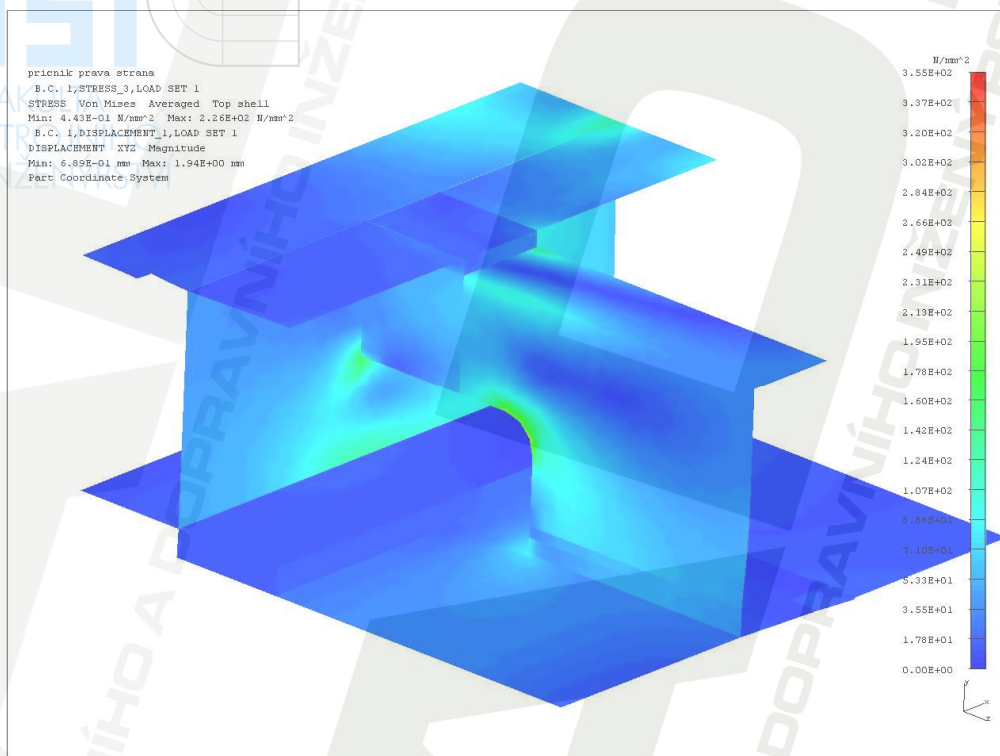


Obr. 8.3 - nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled zpredu; min. 0,994 MPa; max. 463 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,57 mm



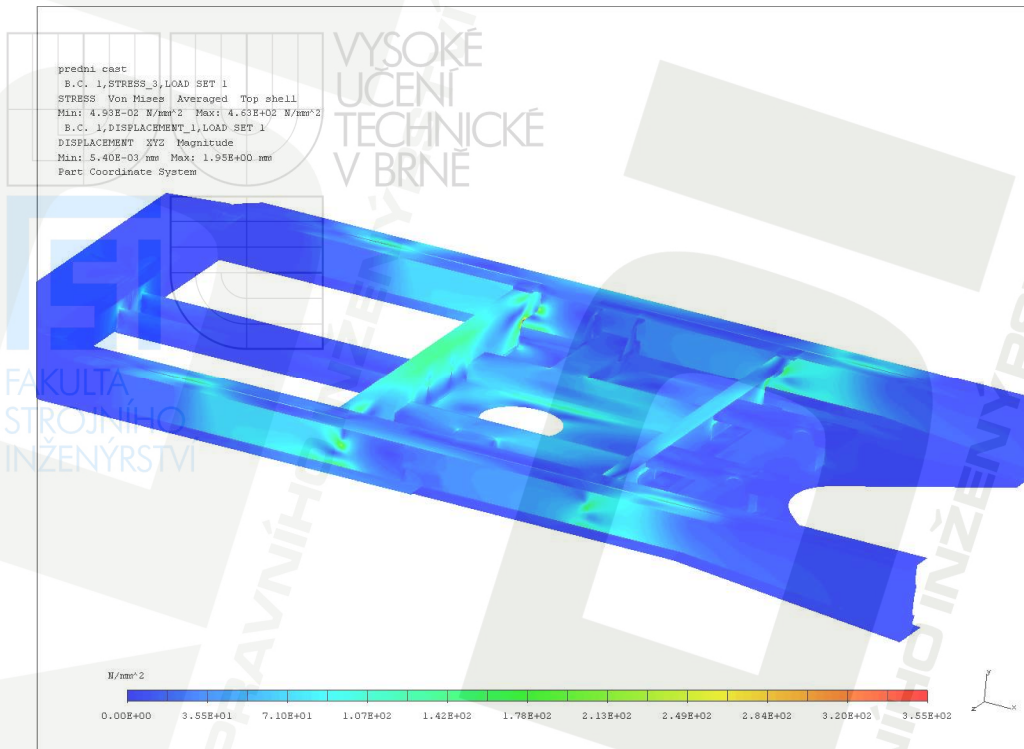
Obr. 8.4 - nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze zadu; min. 0,994 MPa; max. 463 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,57 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.5) je příčník, který je, co se týče rozměrů, totožný s nejvíce namáhaným příčníkem. Nachází se však z druhé strany místa připojení návěsu. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

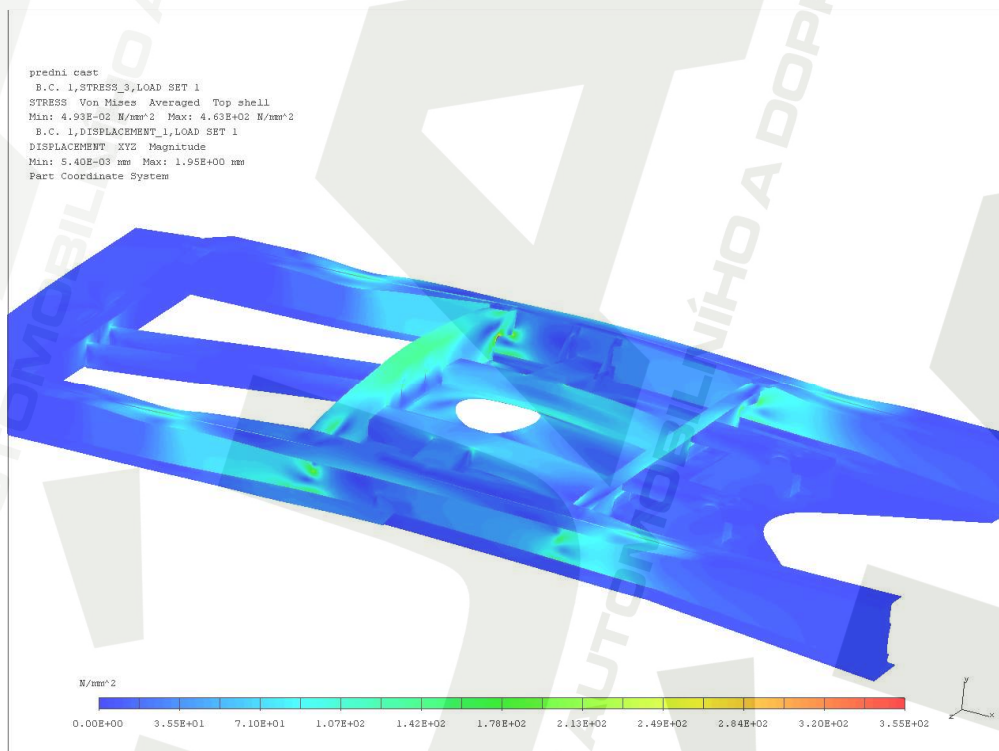


Obr. 8.5 - druhé nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze zadu; min. 0,443 MPa; max. 226 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Max. deformace 1,94 mm

Na obr. 8.6 je možno vidět oblast kolem zapojení návěsu v nedeformovaném stavu, v těchto místech se nachází nejvíce namáhaná místa. Na obr. 8.7 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde deformace je zvětšena v poměru 50:1.



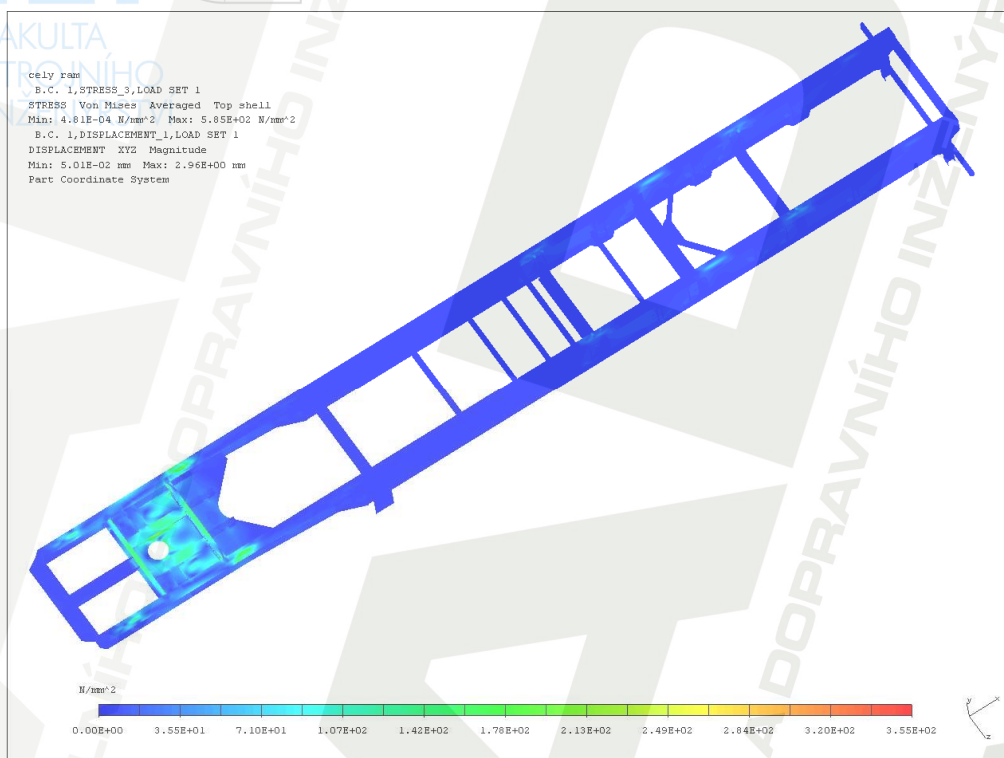
Obr. 8.6 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,049 MPa; max. 463 MPa;  
 Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,95 mm



Obr. 8.7 - přední část – deformace 50:1; min. 0,049 MPa; max. 463 MPa;  
 Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,95 mm

### 8.1.2 Brzdění ( $a_b = 9,807 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$  a zrychlením  $a_b = 9,807 \text{ m/s}^2$  vyvolané nákladním vozidlem, na které je návěs připojen. Směr zrychlení viz Obr. 5.1. Stav napjatosti je určen podle teorie HMH (v programu I-deas se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 2.

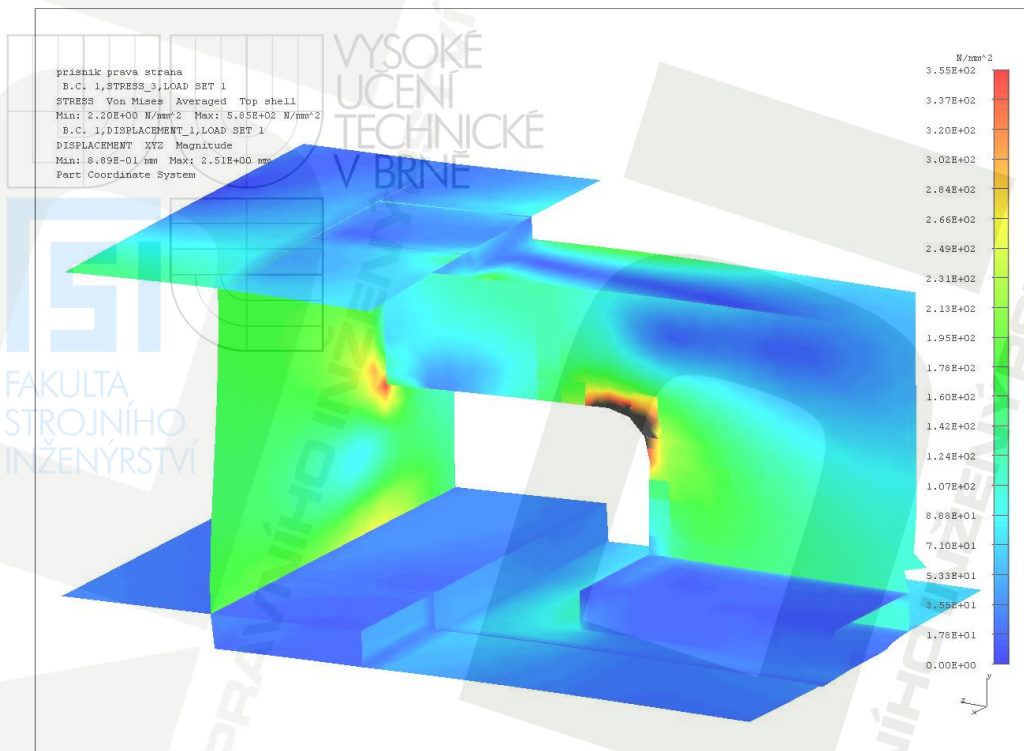


Obr. 8.8 - Celý rám; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze shora, min.  $4,81 \cdot 10^{-4}$  MPa; max. 585 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,96 mm

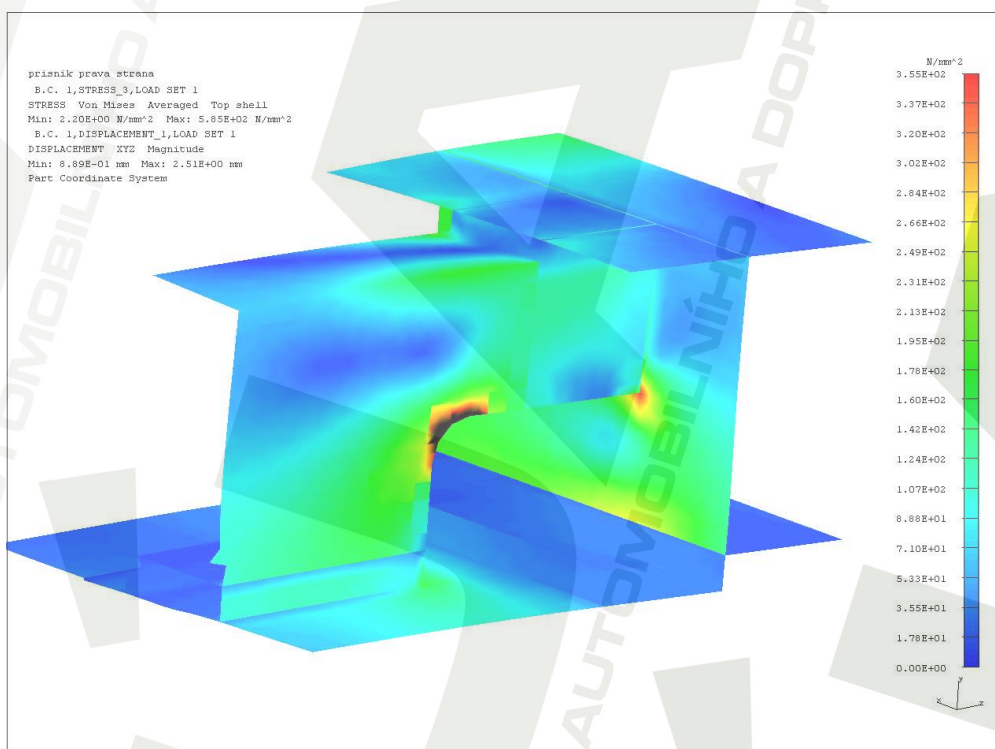
#### Výsledky výpočtu MKP

- Maximální napětí rámu 585 MPa
- Minimální napětí rámu  $4,81 \cdot 10^{-4}$  MPa
- Maximální deformace rámu 2,97 mm

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.9-8.10) je příčník, který se nachází hned za místem připojení. Jedná se o místo vybrání pro vedení kabelů, a jelikož je návěs symetrický, kritická místa jsou zobrazena pouze z pravé strany. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yD}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

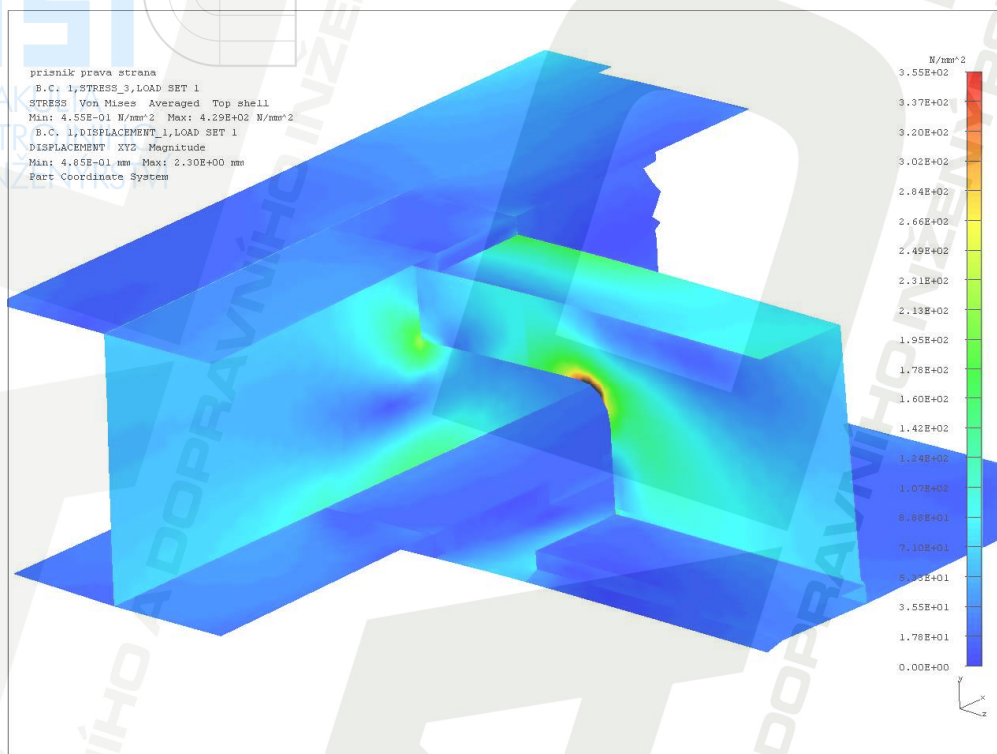


Obr. 8.9 - nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled z předu; min. 2,2 MPa; max. 585 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,51 mm



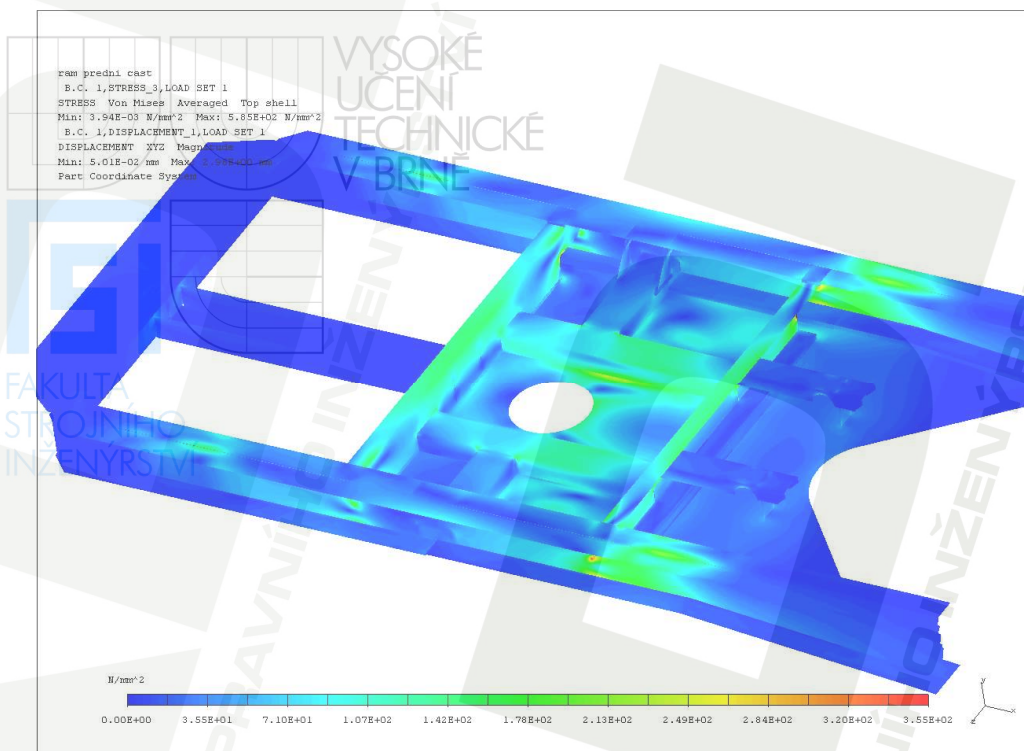
Obr. 8.10 - nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze zadu; min. 2,2 MPa; max. 585 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,51 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.11) je příčník, který je, co se týče rozměrů, totožný s nejvíce namáhaným příčníkem, nachází se však před připojením návěsu. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

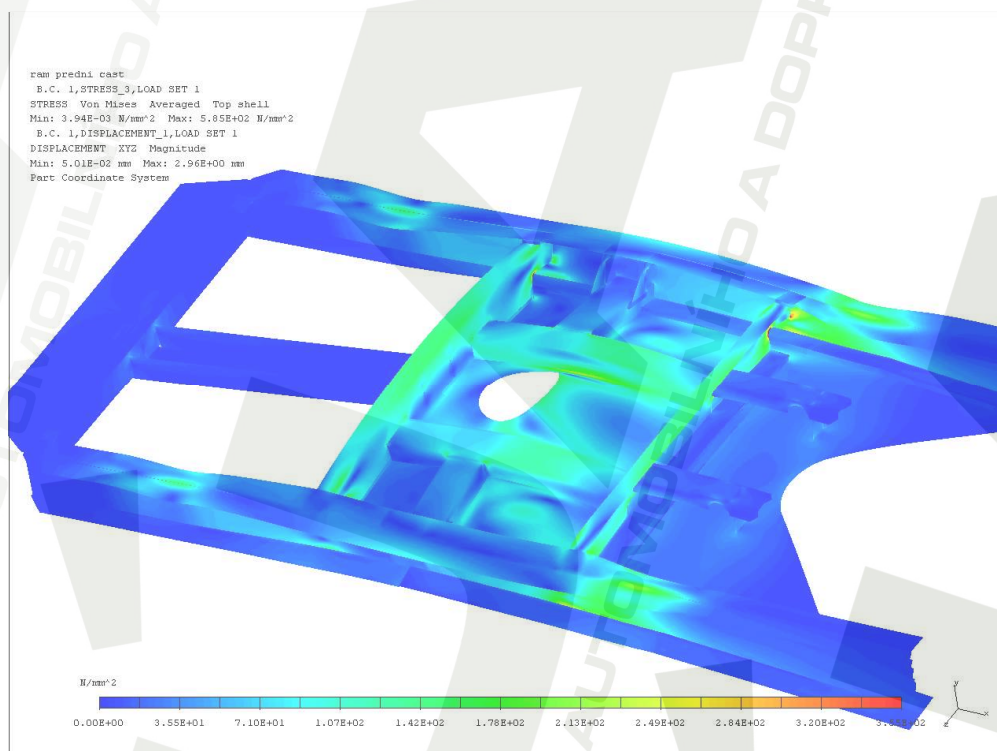


Obr. 8.11 - druhé nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled zepředu; min. 0,455 MPa; max. 429 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,30 mm

Na obr. 8.12 je možno vidět oblast kolem zapojení návěsu v nedeformovaném stavu. V těchto místech se nachází nejvíce namáhaná místa. Na obr. 8.13 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde je deformace zvětšena v poměru 50:1.



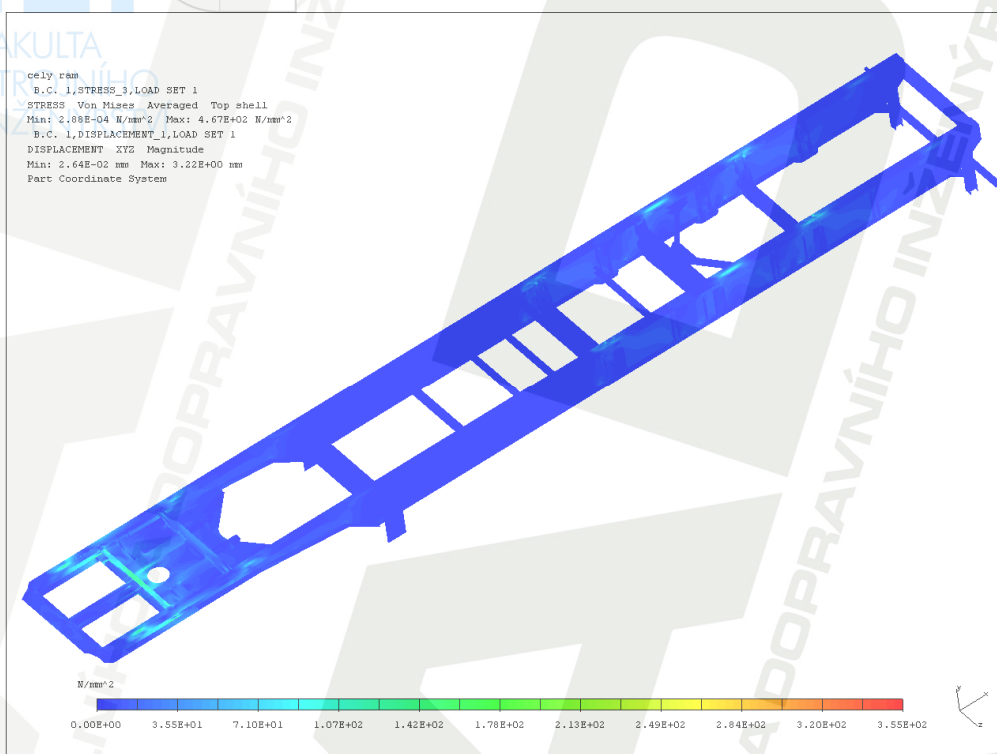
Obr. 8.12 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,004 MPa; max. 585 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,96 mm



Obr. 8.13 - přední část – deformace 50:1; min. 0,004 MPa; max. 585 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,96 mm

### 8.1.3 Akcelerace ( $a_a = 4,9035 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$  a zrychlením  $a_a = 4,9035 \text{ m/s}^2$  jenž je vyvolané nákladním vozidlem, na které je návěs připojen. Směr zrychlení viz Obr. 5.2. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM (v programu I-deas se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 3.

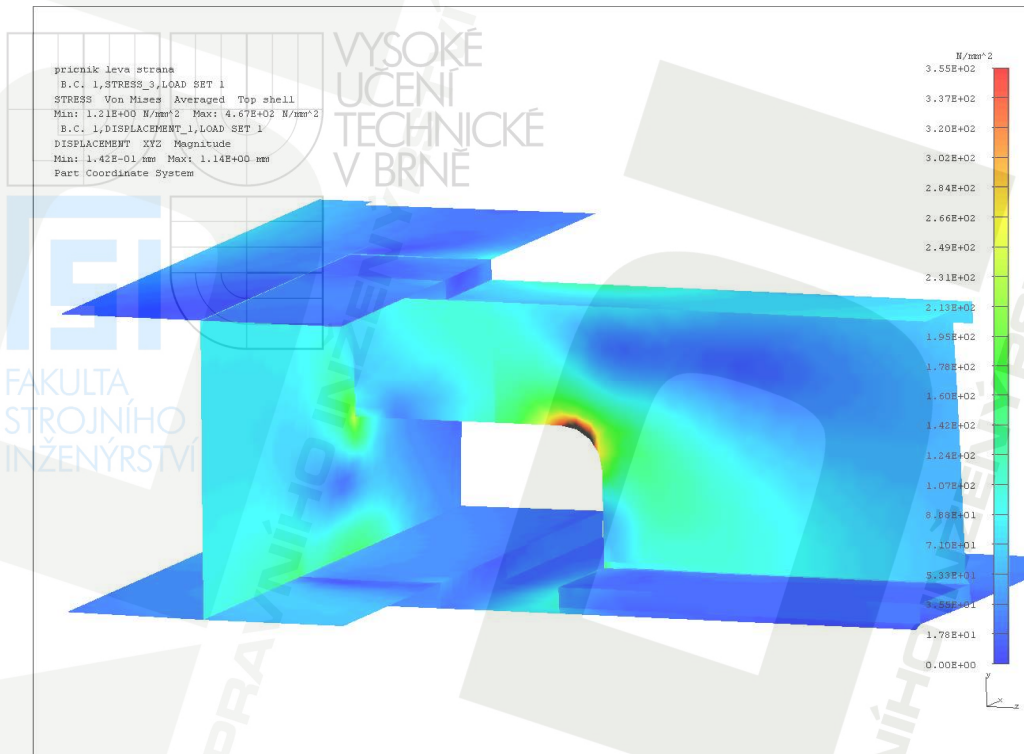


Obr. 8.14 - Celý rám; akcelerace;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze shora, min.  $2,88 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}$ ; max. 467 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 3,22 mm

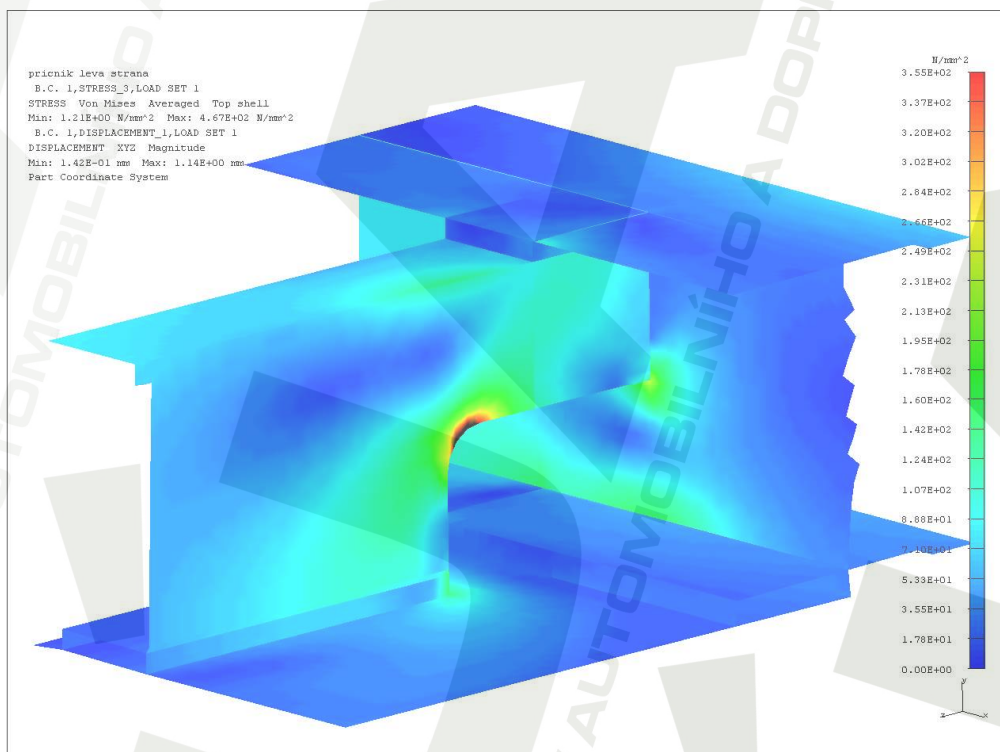
#### Výsledky výpočtu MKP

- Maximální napětí rámu 467 MPa
- Minimální napětí rámu  $2,88 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}$
- Maximální deformace rámu 3,22 mm

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.15-8.16) je příčník, který se nachází před místem připojení. Jedná se o místo vybrání pro vedení kabelů, a jelikož je návěs symetrický, kritická místa jsou zobrazena pouze z pravé strany. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

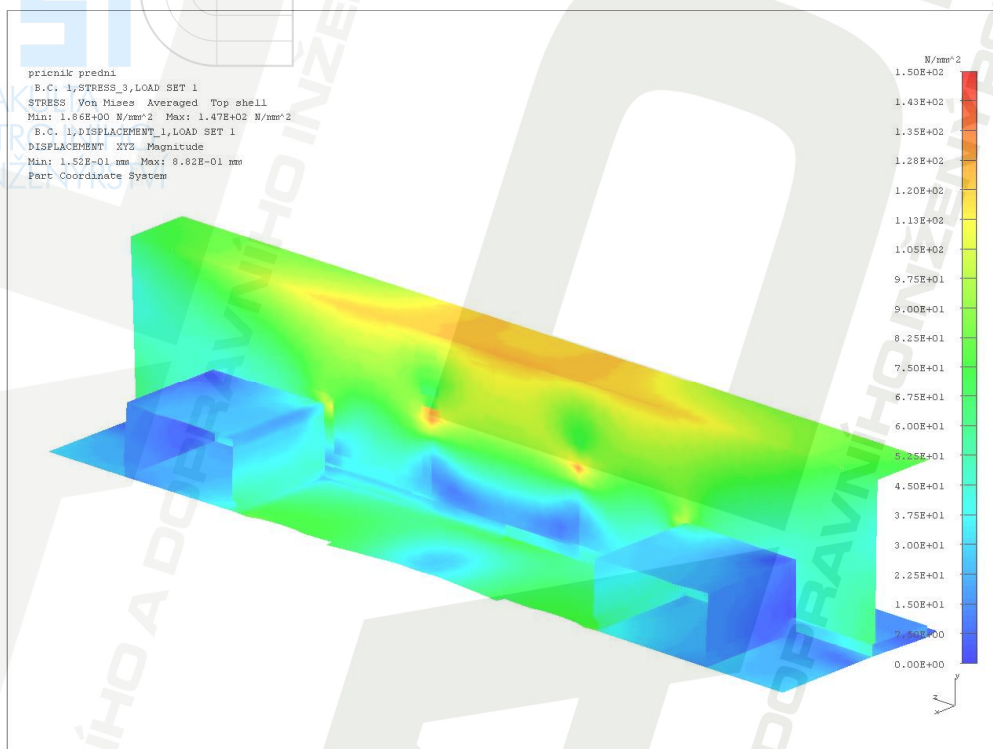


Obr. 8.15 - nejvíce namáhané místo; akcelerace;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled zepředu; min. 1,2 MPa; max. 467 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,14 mm



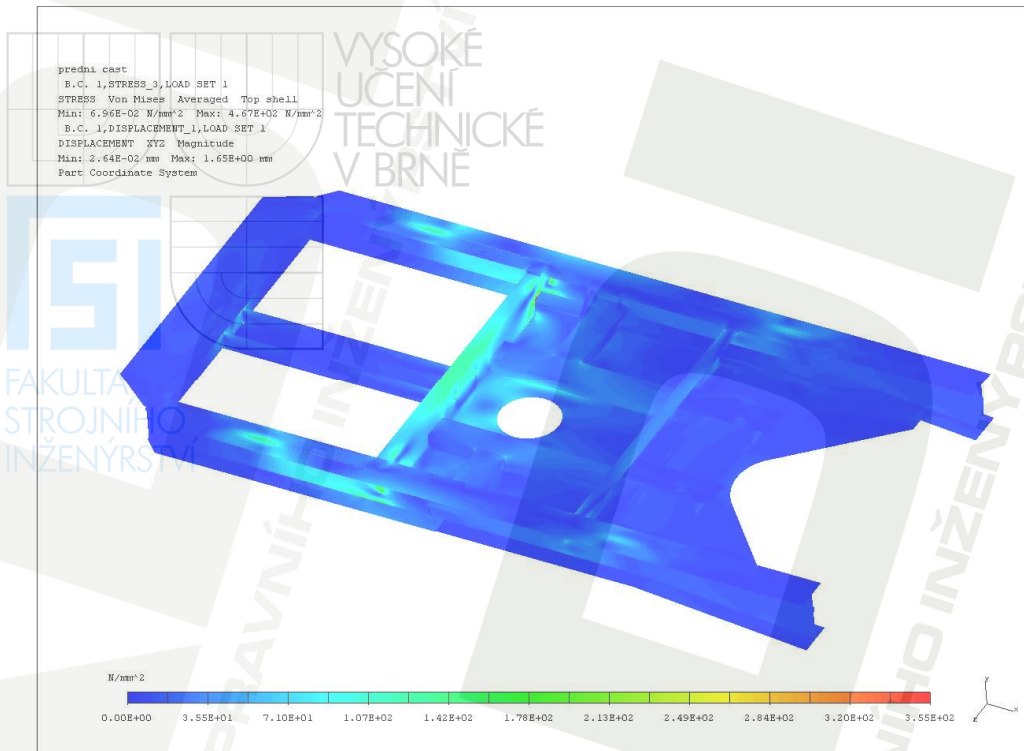
Obr. 8.16 - nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze zadu; min. 1,21 MPa; max. 467 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,14 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.17) je stejný příčník, na kterém se nachází nejvíce namáhané místo, tedy druhé nejvíce namáhané místo se nachází uprostřed tohoto příčníku. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

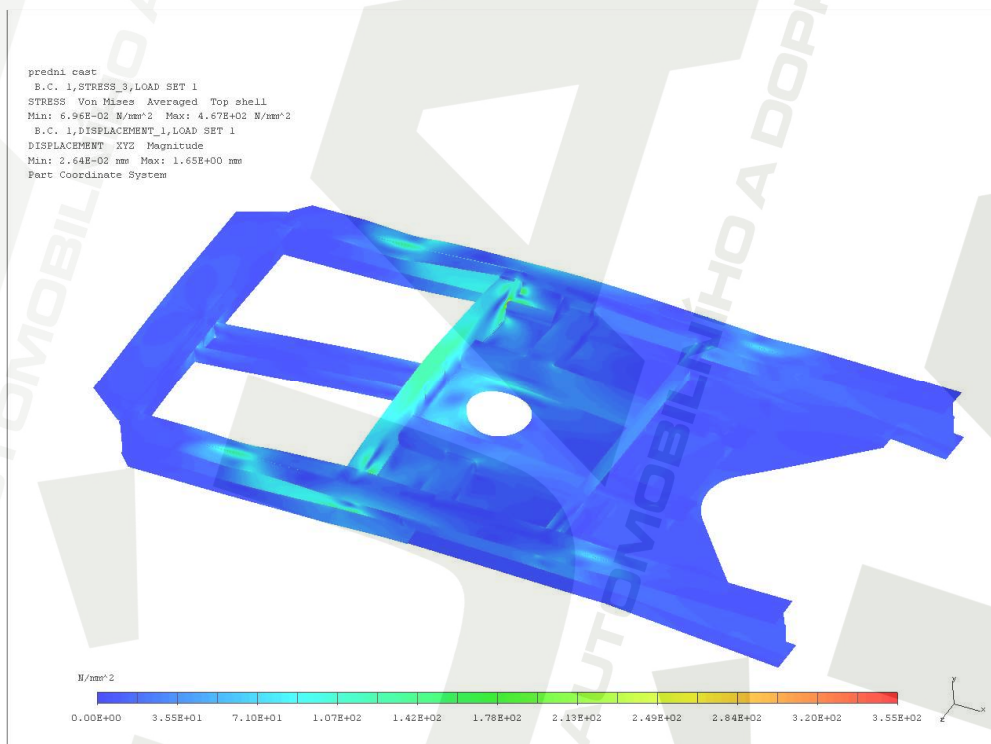


Obr. 8.17 - druhé nejvíce namáhané místo; akcelerace;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zřepředu; min. 1,86 MPa; max. 147 MPa; Legenda 0 – 150 MPa; Maximální deformace 0,8 mm

Na obr. 8.18 je možno vidět oblast kolem zapojení návěsu v nedeformovaném stavu. V těchto místech se nachází nejvíce namáhaná místa. Na obr. 8.19 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde je deformace zvětšena v poměru 50:1.



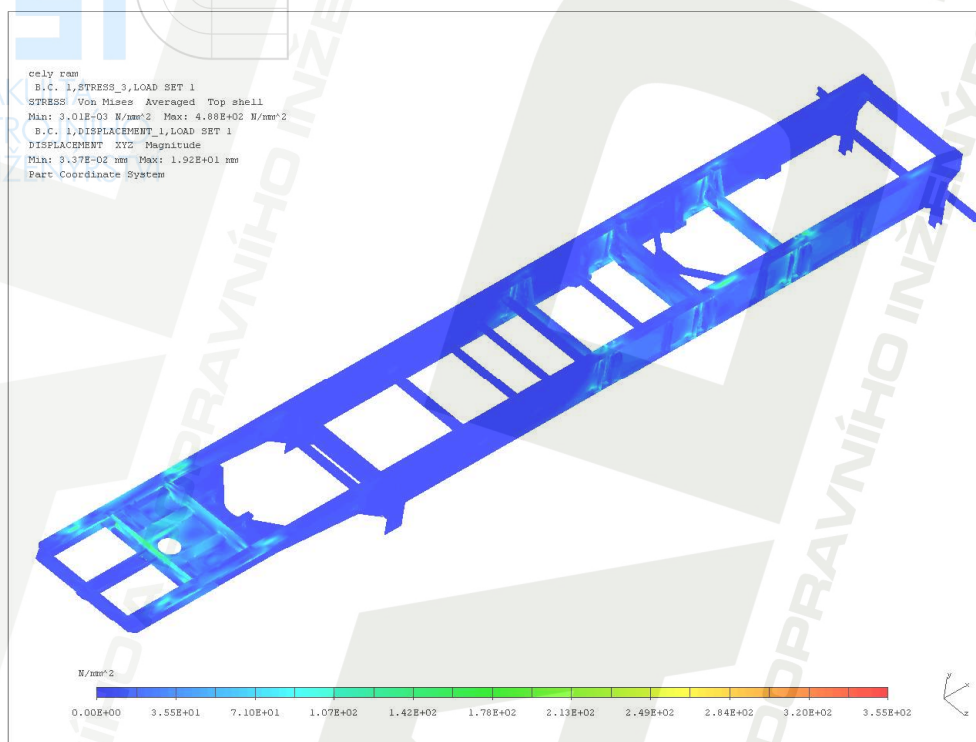
Obr. 8.18 přední část – nedeformovaný stav; min. 0,069 MPa; max. 467 MPa;  
 Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,65 mm



Obr. 8.19 přední část – deformace 50:1; min. 0,069 MPa; max. 467 MPa;  
 Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,65 mm

### 8.1.4 Průjezd zatáčkou ( $a_z = 3 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$  a zrychlením  $a_z = 3 \text{ m/s}^2$  jenž je vyvoláno jízdou do zatáčky. Směr zrychlení viz Obr. 5.4. Stav napjatosti je určen podle teorie HMH (v programu I-deas se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 4.

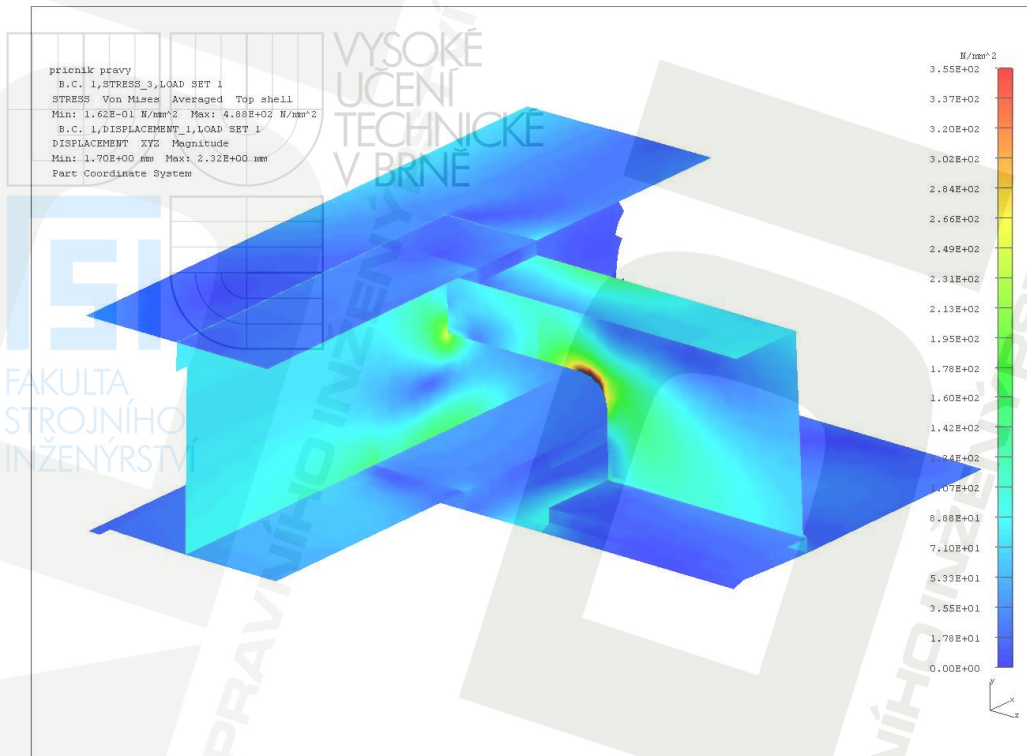


Obr. 8.20 - Celý rám; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze shora, min.  $3,01 \cdot 10^{-3}$  MPa; max. 488 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 19,2 mm

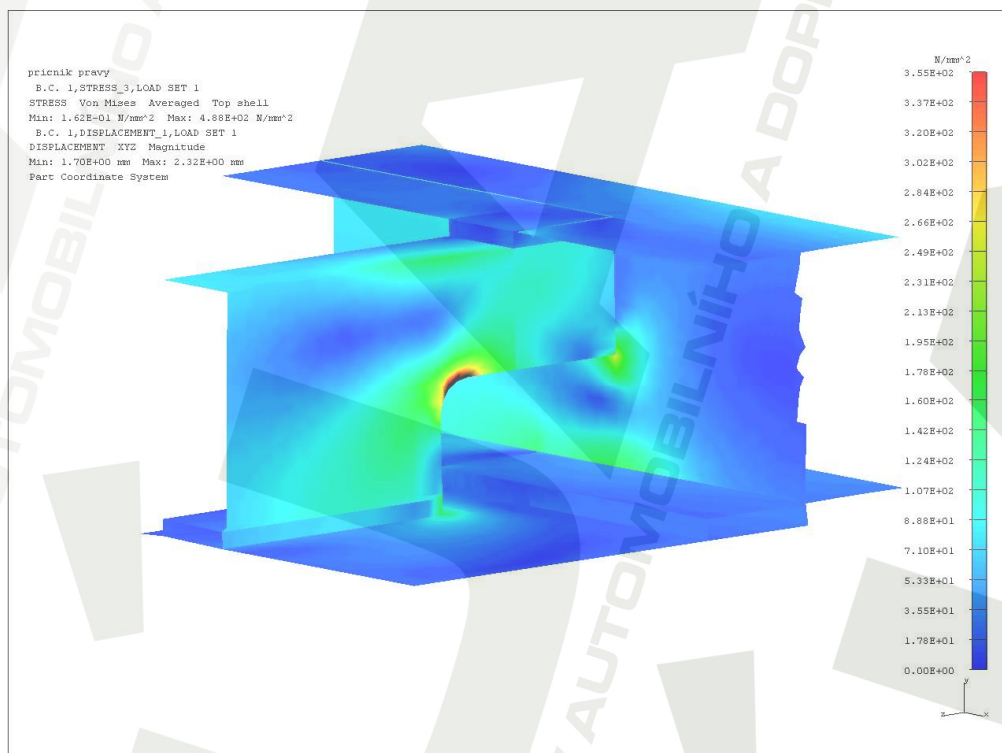
#### Výsledky výpočtu MKP

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| • Maximální napětí rámu    | 488 MPa                  |
| • Minimální napětí rámu    | $3,01 \cdot 10^{-3}$ MPa |
| • Maximální deformace rámu | 19,2 mm                  |

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.21-8.22) je místo vybrání pro vedení kabelů v pravém příčnicku, který se nachází před místem připojení. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

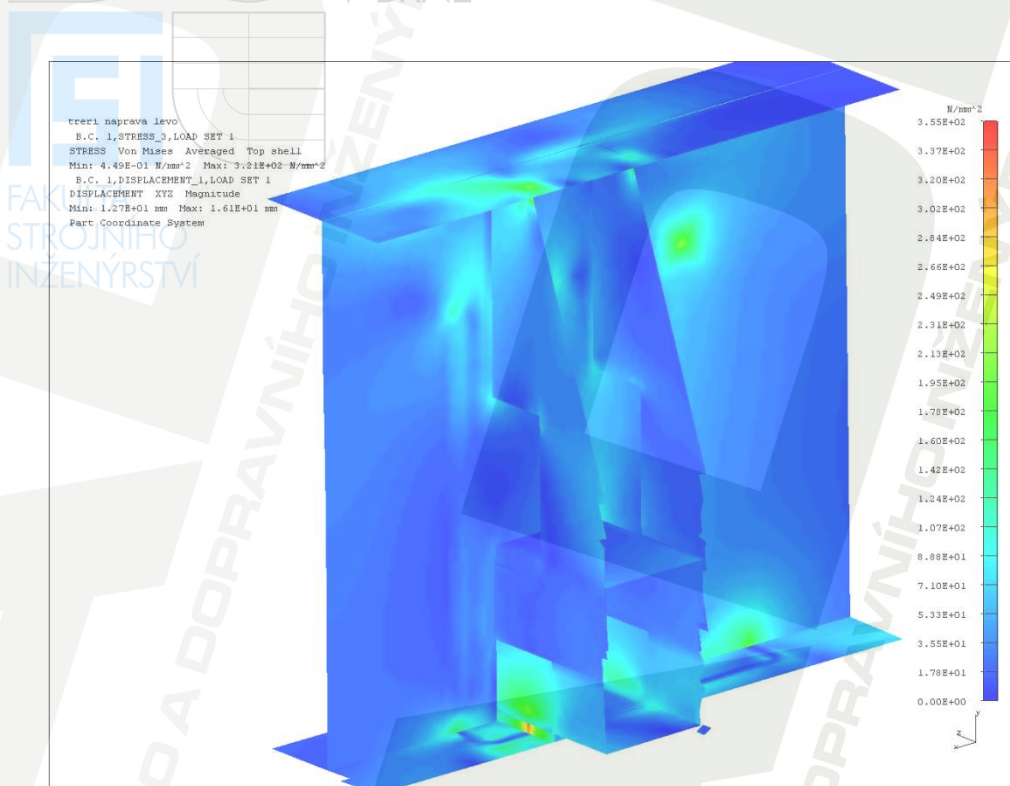


Obr. 8.21 - nejvíce namáhané místo; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zředu;  
min. 0,162 MPa; max. 488 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,32 mm



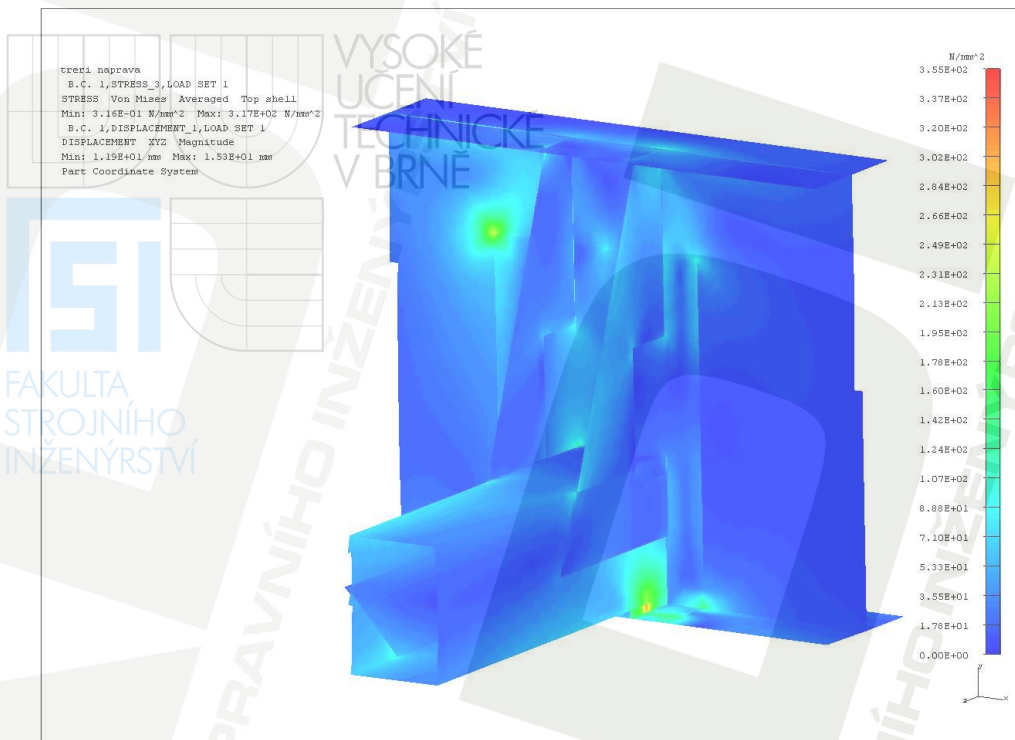
Obr. 8.22 - nejvíce namáhané místo; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zezadu;  
min. 0,162 MPa; max. 488 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,32 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.23) je oblast nad třetí nápravou vlevo. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .



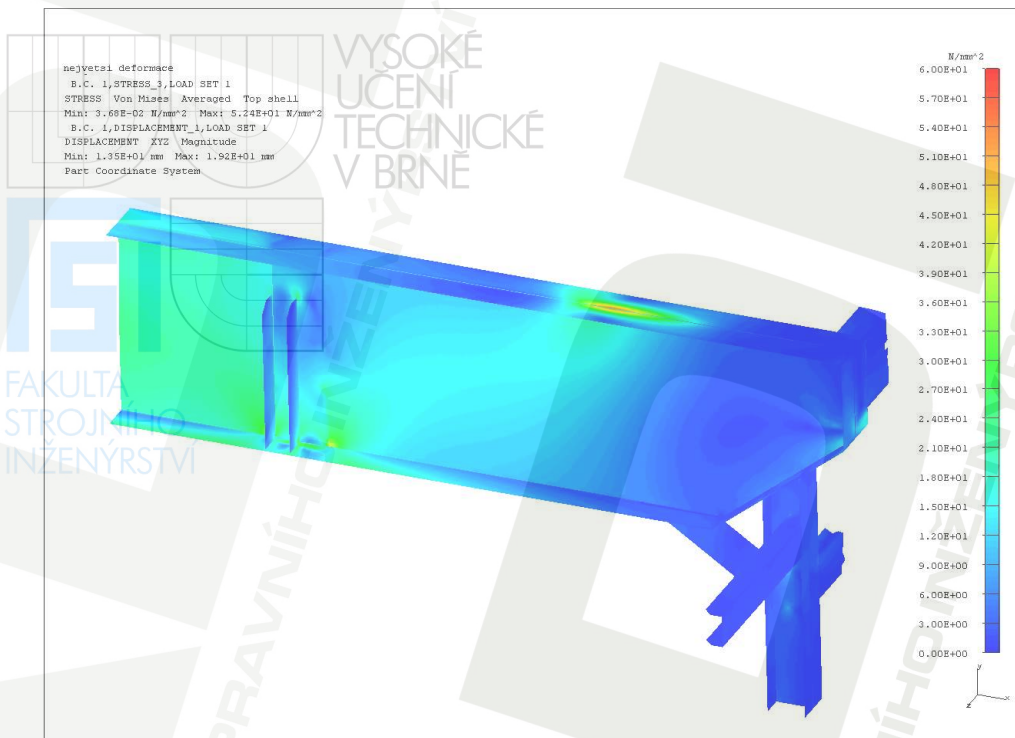
Obr. 8.23 - druhé nejvíce namáhané místo; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zezadu; min. 0,449 MPa; max. 321 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální def. 16,1 mm

Třetím nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.24) je oblast nad třetí nápravou vpravo. V třetím nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Třetí nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

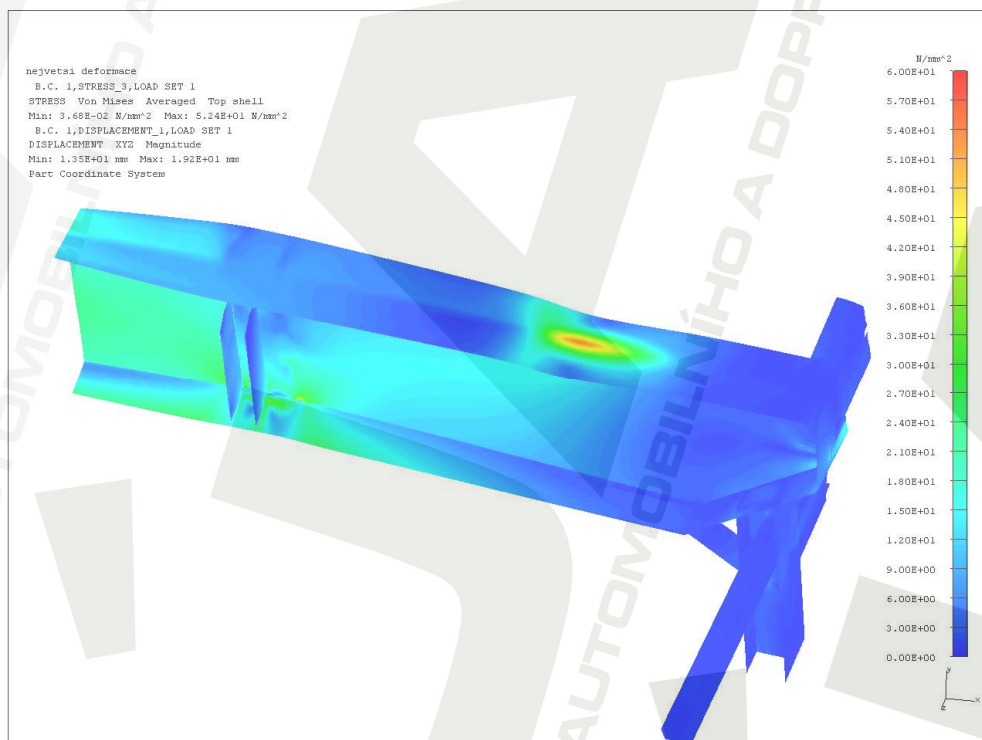


Obr. 8.24 - třetí nejvíce namáhané místo; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zezadu; min. 0,316 MPa; max. 317 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální def. 15,3 mm

Na obr. 8.25 je možno vidět oblast za třetí nápravou vlevo v nedeformovaném stavu. V těchto místech se nachází nejvíce deformované místo. Na obr. 8.26 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde je deformace zvětšena v poměru 150:1.



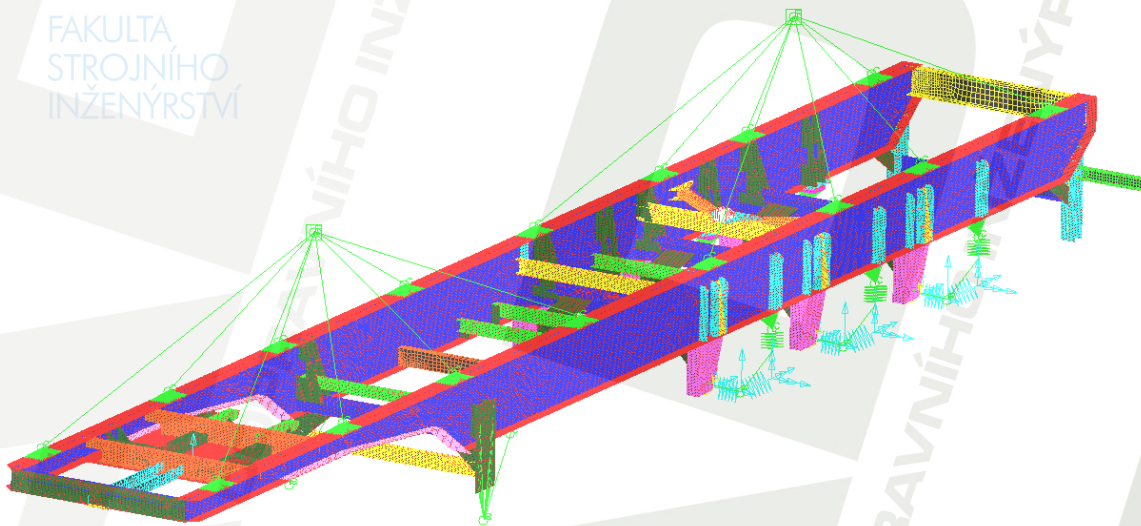
Obr. 8.25 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,037 MPa; max. 52 MPa;  
Legenda 0 – 60 MPa; Maximální deformace 19,2 mm



Obr. 8.26 - přední část – deformace 150:1; min. 0,037 MPa; max. 52 MPa;  
Legenda 0 – 60 MPa; Maximální deformace 19,2 mm

## 8.2 Druhý zatěžovací stav – dva kusy dříví

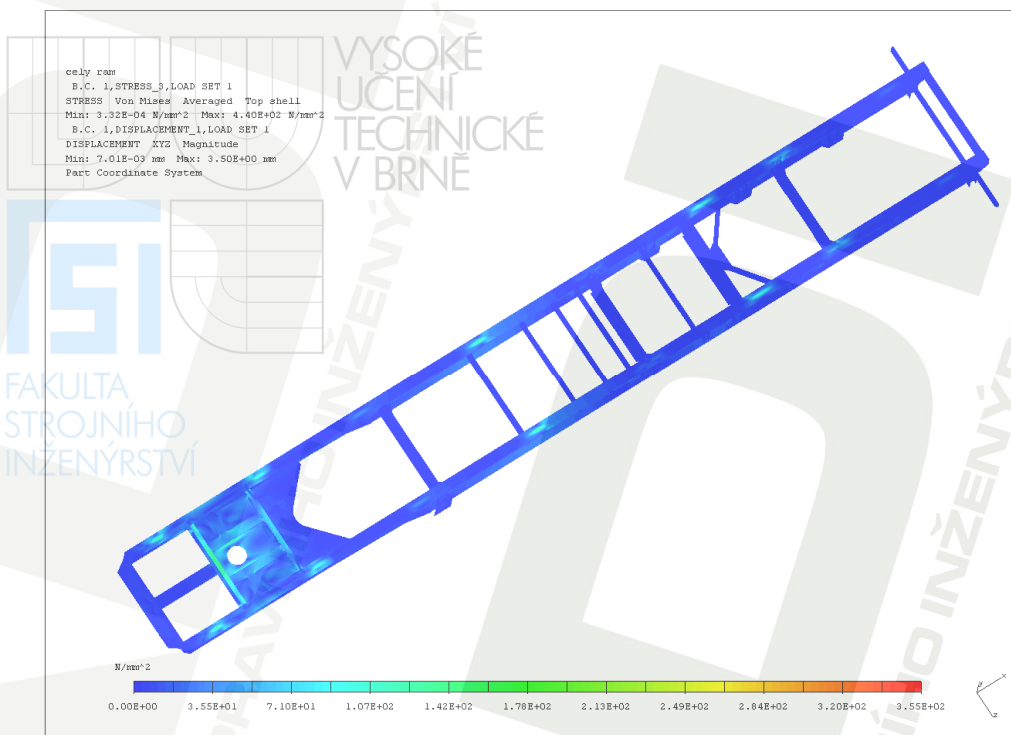
Druhý zatěžovací stav (obr. 8.27) odpovídá případu, kdy jsou na ložný prostor naloženy dvě části dřeva, přičemž tato jedna část odpovídá polovině objemu naloženého v prvním zatěžovacím stavu.



Obr. 8.27 - druhý zatěžovací stav

### 8.2.1 Tíhové zatížení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ . Směr zrychlení je ve svislé rovině. Stav napjatosti je určen podle teorie HMH (v programu I-DEAS se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 5.

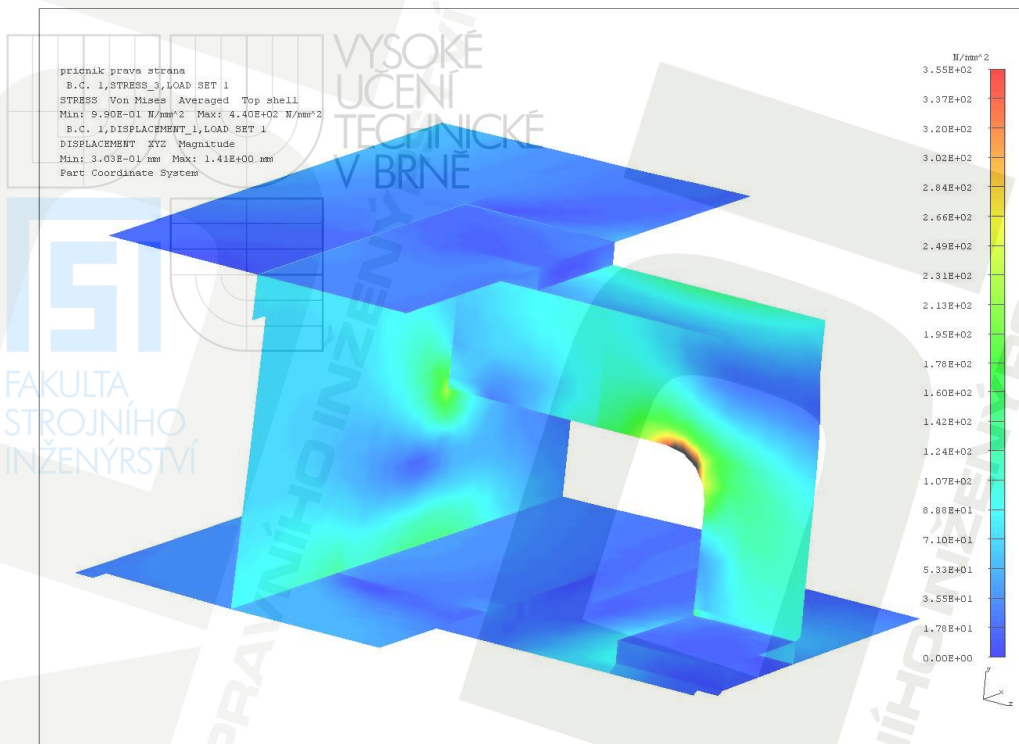


Obr. 8.28 - Celý rám; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze shora, min.  $3,32 \cdot 10^{-4}$  MPa; max. 440 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 3,50 mm

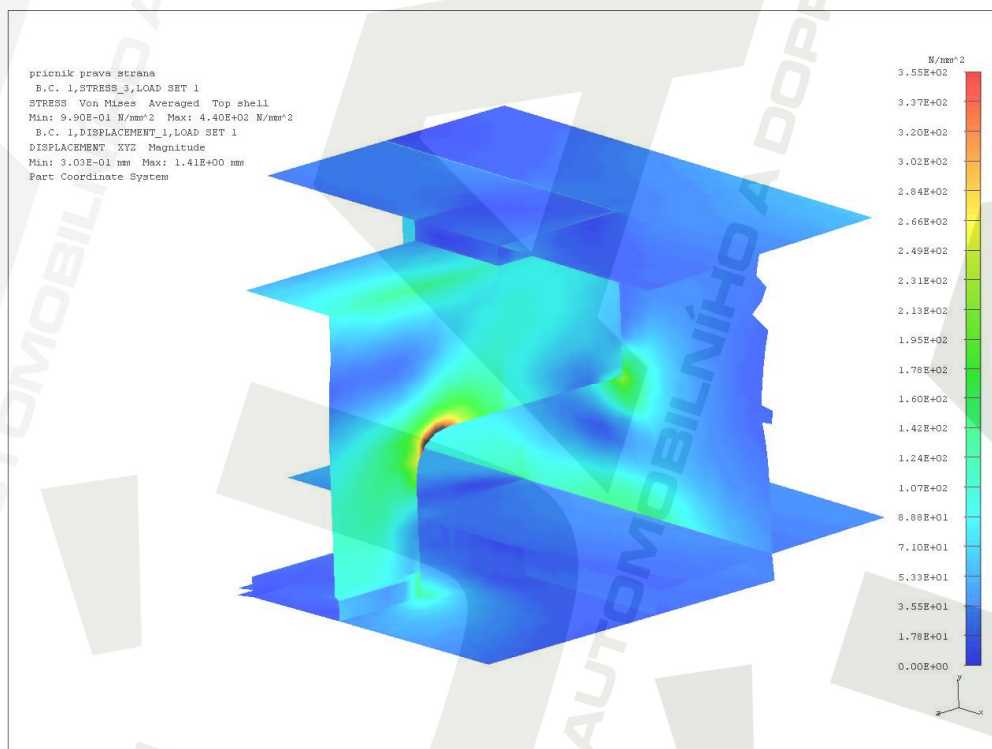
#### Výsledky výpočtu MKP

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| • Maximální napětí rámu    | 440 MPa                  |
| • Minimální napětí rámu    | $3,32 \cdot 10^{-4}$ MPa |
| • Maximální deformace rámu | 3,50 mm                  |

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.29-8.30) je přední příčník, jedná se o místo vybrání pro vedení kabelů. Toto místo se nachází před zapojením návěsu a jelikož je návěs symetrický, kritická místa jsou zobrazena pouze z pravé strany. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

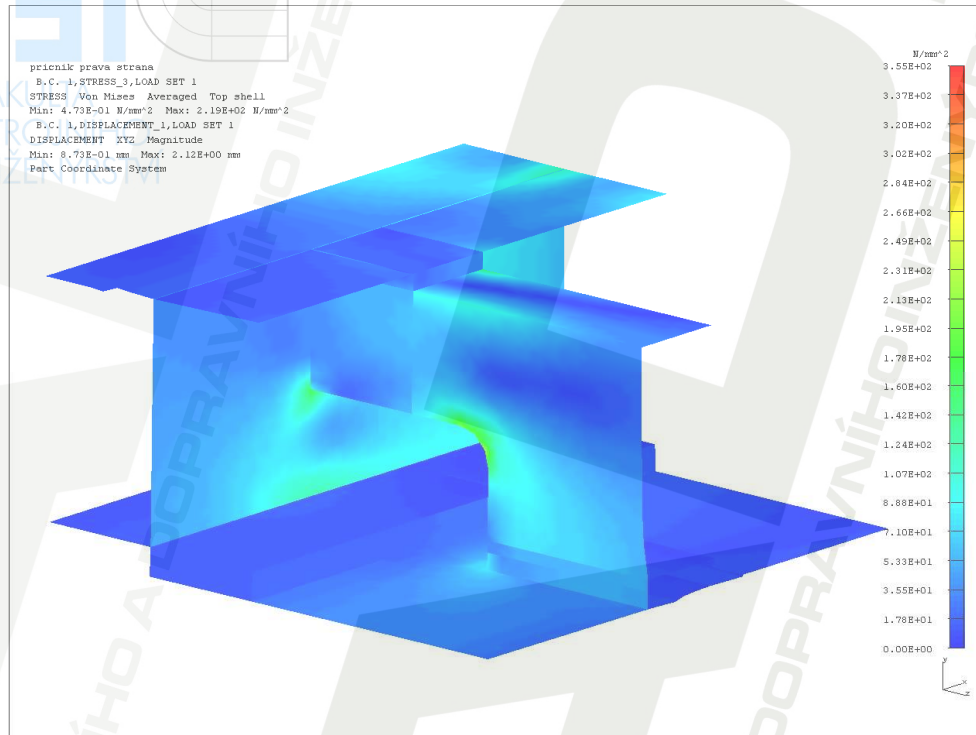


Obr. 8.29 - nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zpredu; min. 0,990 MPa; max. 440 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,41 mm



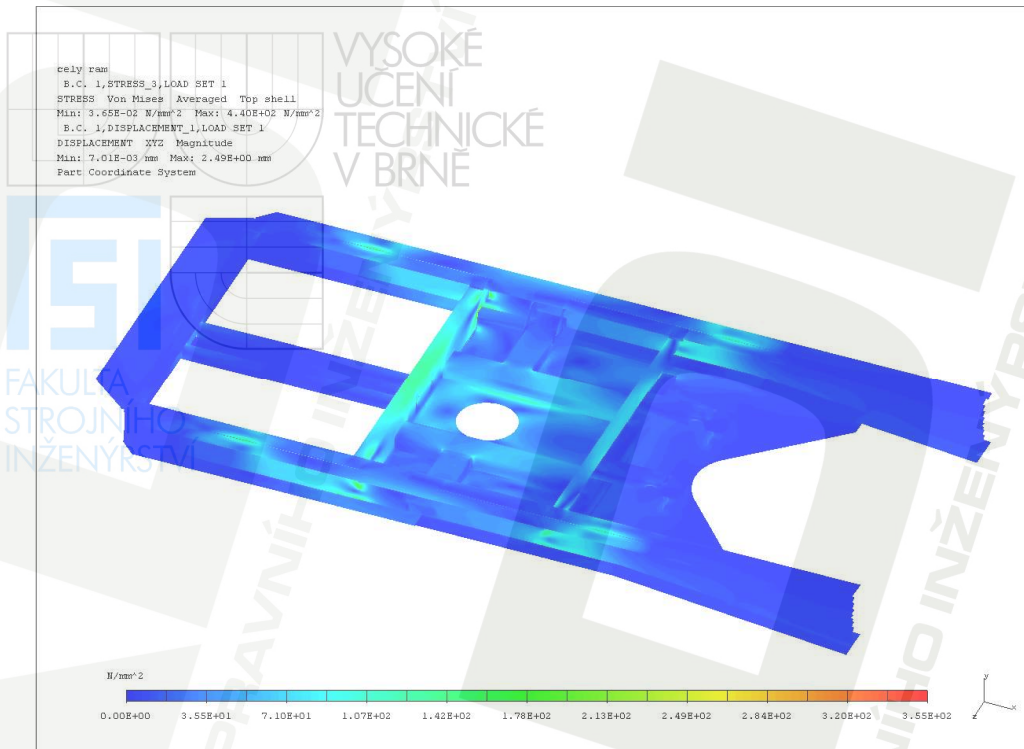
Obr. 8.30 - nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze zadu; min. 0,990 MPa; max. 440 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,41 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.31) je příčník, který je co se týče rozměrů, totožný s nejvíce namáhaným příčníkem, nachází se však z druhé strany místa připojení návěsu. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

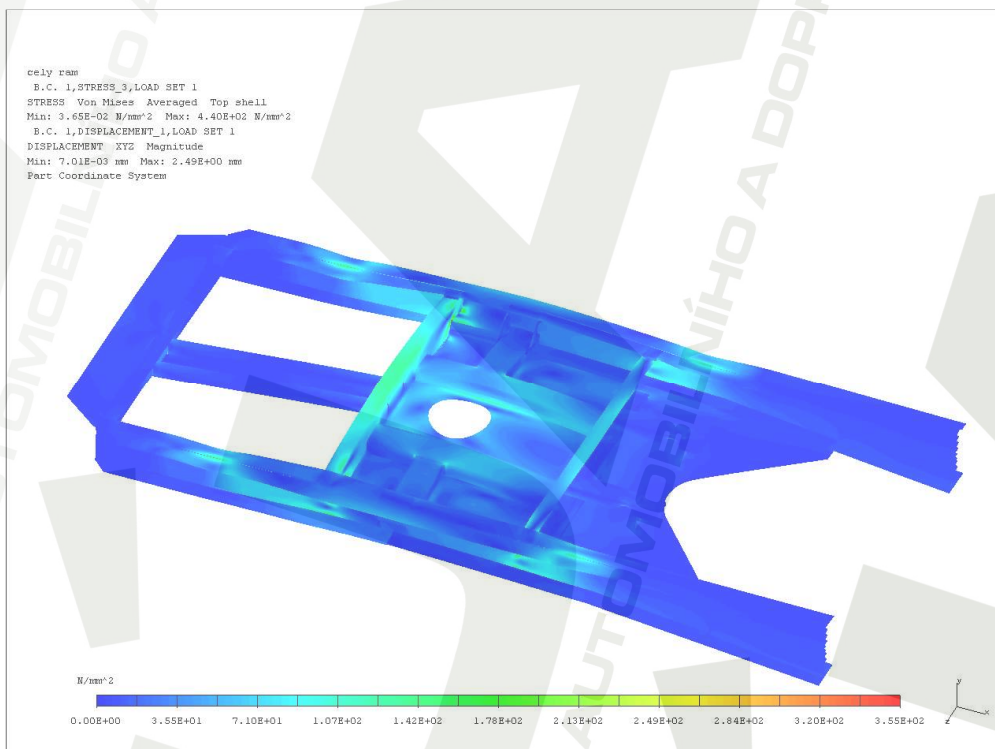


Obr. 8.31 - druhé nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze zadu; min. 0,473 MPa; max. 219 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Max. deformace 2,12 mm

Na obr. 8.32 je možno vidět oblast kolem zapojení návěsu v nedeformovaném stavu, v těchto místech se nachází nejvíce namáhaná místa. Na obr. 8.33 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde je deformace zvětšena v poměru 50:1.



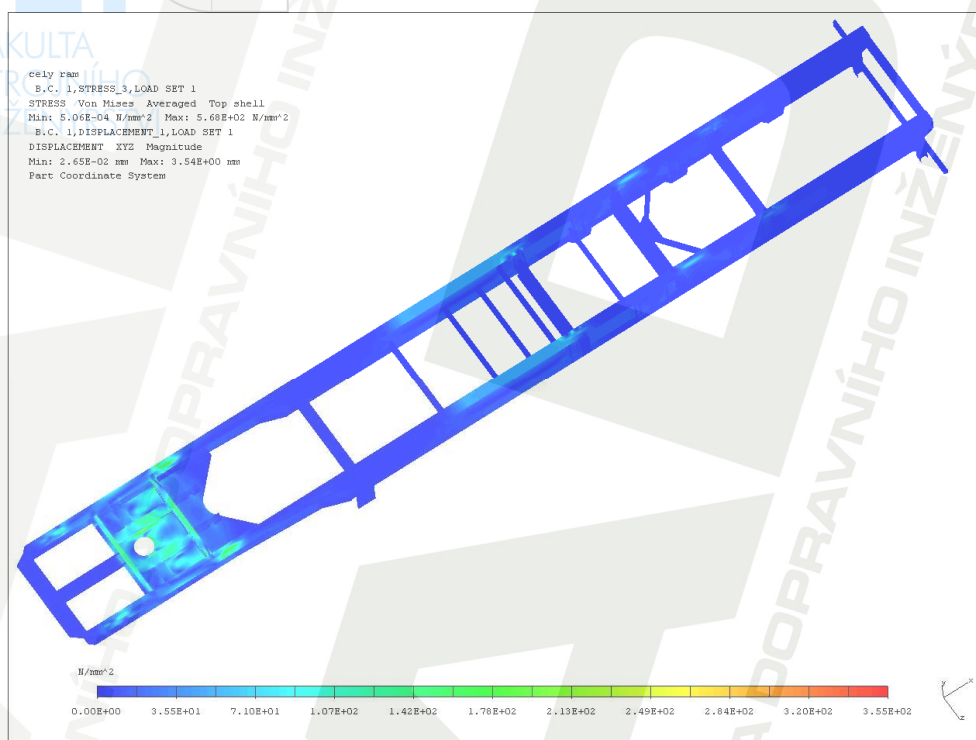
Obr. 8.32 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,036 MPa; max. 440 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,49 mm



Obr. 8.33 - přední část – deformace 50:1; min. 0,036 MPa; max. 440 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,49 mm

### 8.2.2 Brzdění ( $a_b = 9,807 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$  a zrychlením  $a_b = 9,807 \text{ m/s}^2$  vyvolané nákladním vozidlem, na které je návěs připojen. Směr zrychlení viz Obr. 5.1. Stav napjatosti je určen podle teorie HMH (v programu I-deas se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 6.

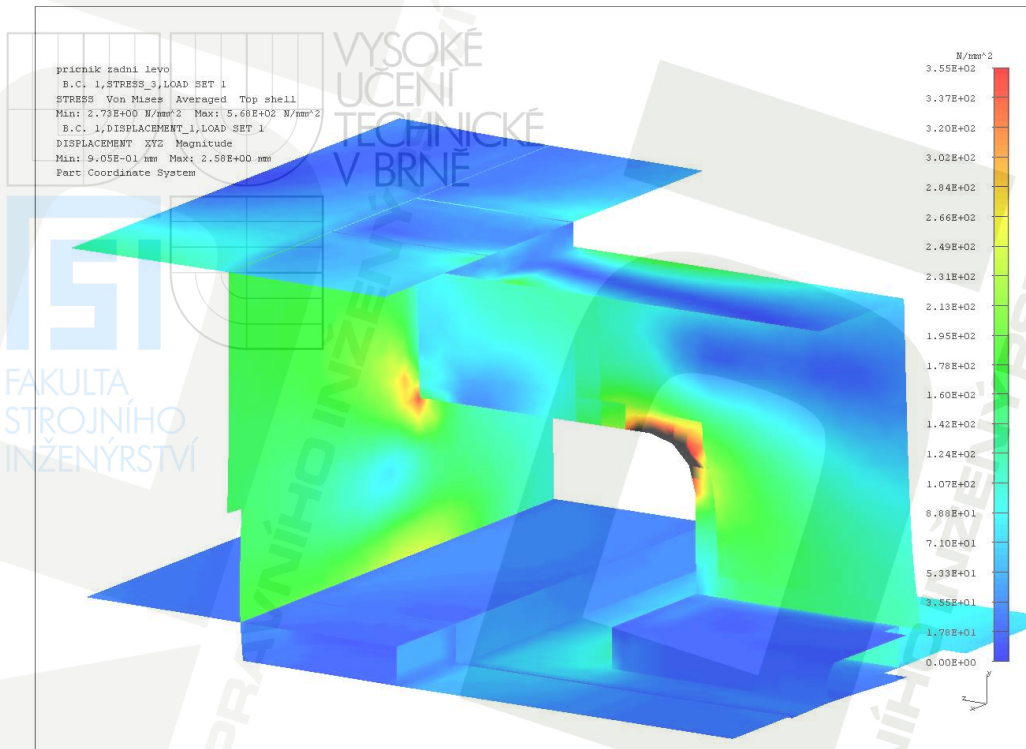


Obr. 8.34 - Celý rám; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze shora, min.  $5,06 \cdot 10^{-4}$  MPa; max. 568 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 3,54 mm

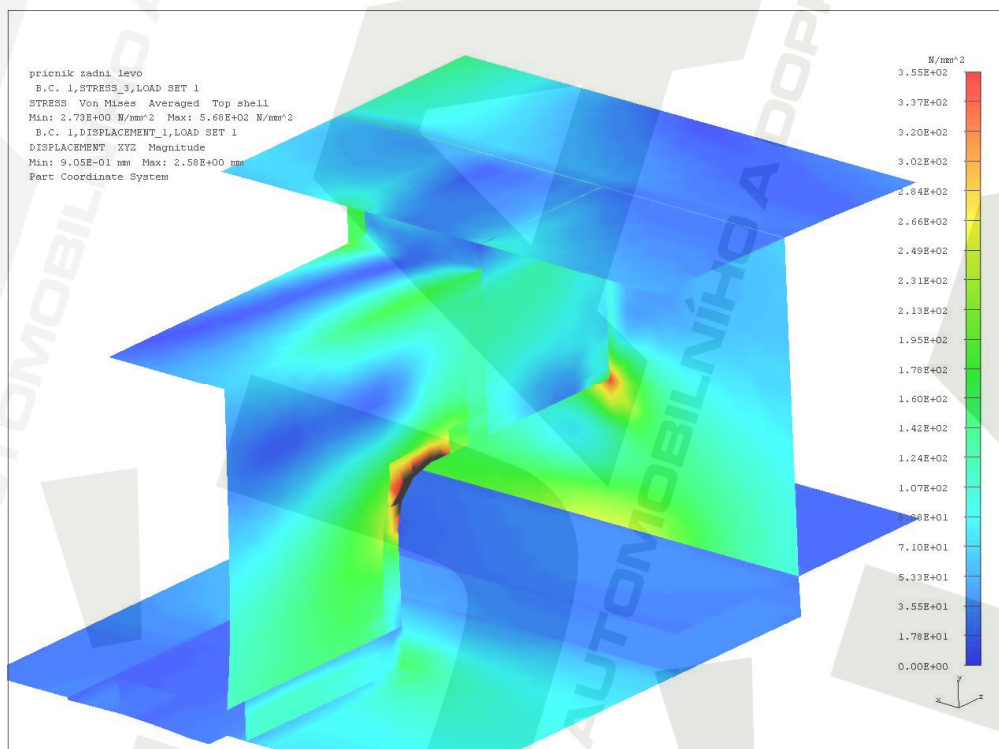
#### Výsledky výpočtu MKP

- Maximální napětí rámu 568 MPa
- Minimální napětí rámu  $5,06 \cdot 10^{-4}$  MPa
- Maximální deformace rámu 3,54 mm

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.35-8.36) je příčník, který se nachází hned za místem připojení. Jedná se o místo vybrání pro vedení kabelů, a jelikož je návěs symetrický, kritická místa jsou zobrazena tentokrát pouze z levé strany. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

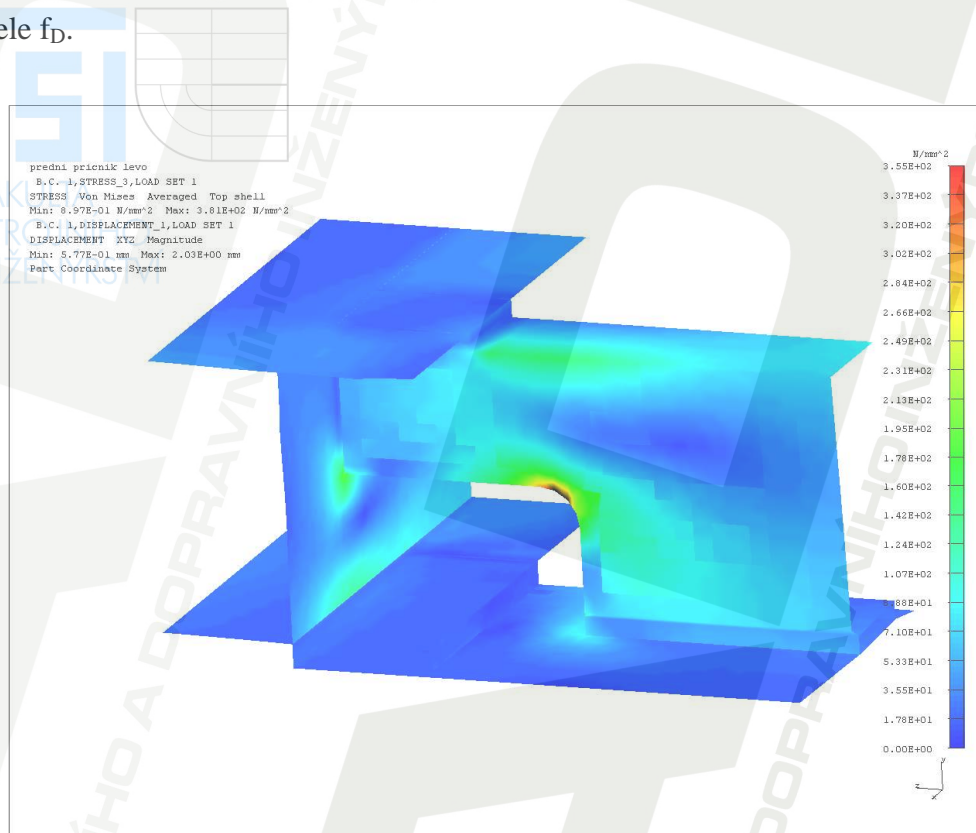


Obr. 8.35 - nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled z předu; min. 2,73 MPa; max. 568 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,58 mm



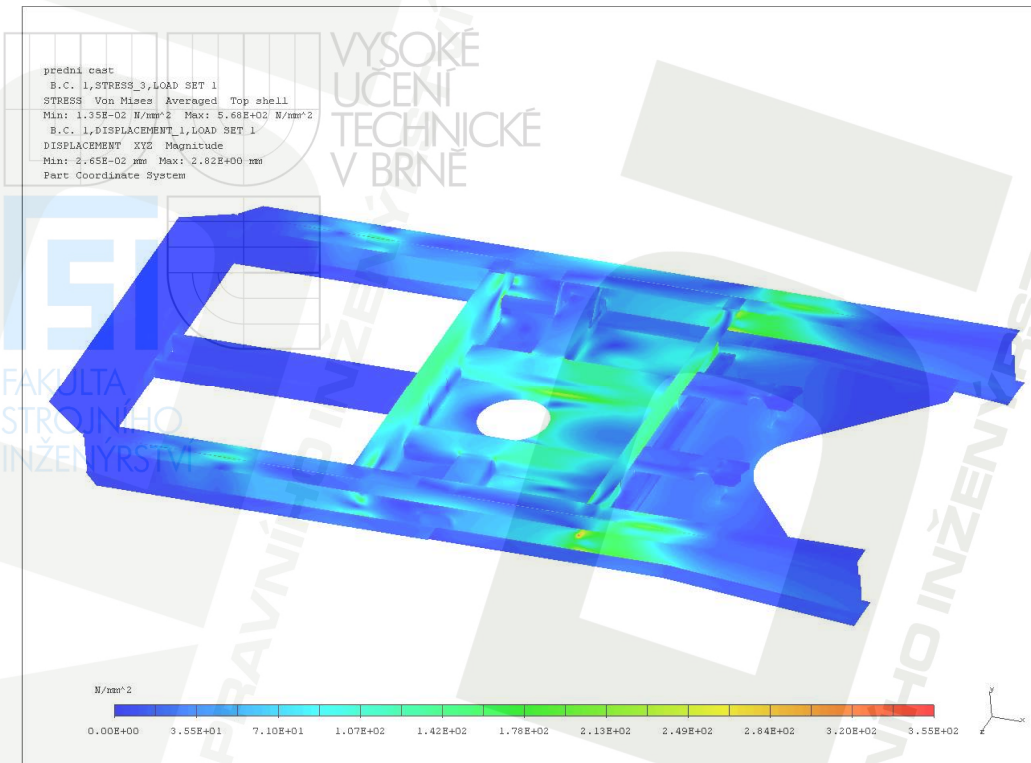
Obr. 8.36 - nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze zadu; min. 2,73 MPa; max. 568 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,58 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.37) je příčník, který je co se týče rozměrů, totožný s nejvíce namáhaným příčníkem. Nachází se však před připojením návěsu. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

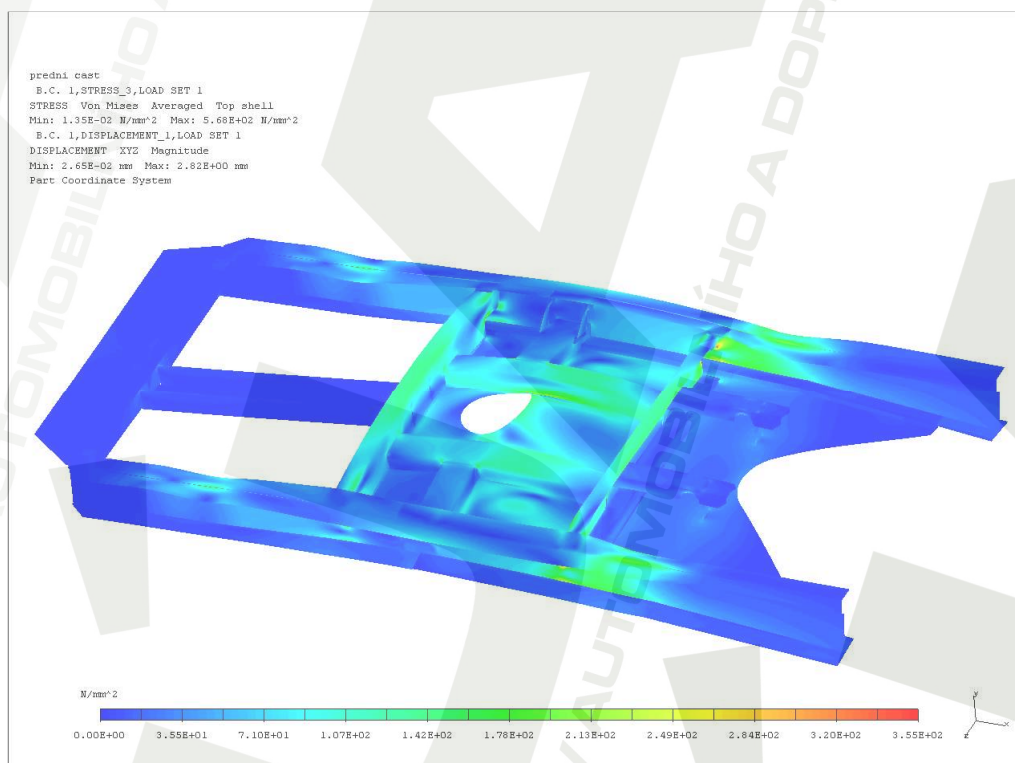


Obr. 8.37 - druhé nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zředu; min. 0,897 MPa; max. 381 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,03 mm

Na obr. 8.38 je možno vidět oblast kolem zapojení návěsu v nedeformovaném stavu, v těchto místech se nachází nejvíce namáhaná místa. Na obr. 8.39 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde je deformace zvětšena v poměru 50:1.



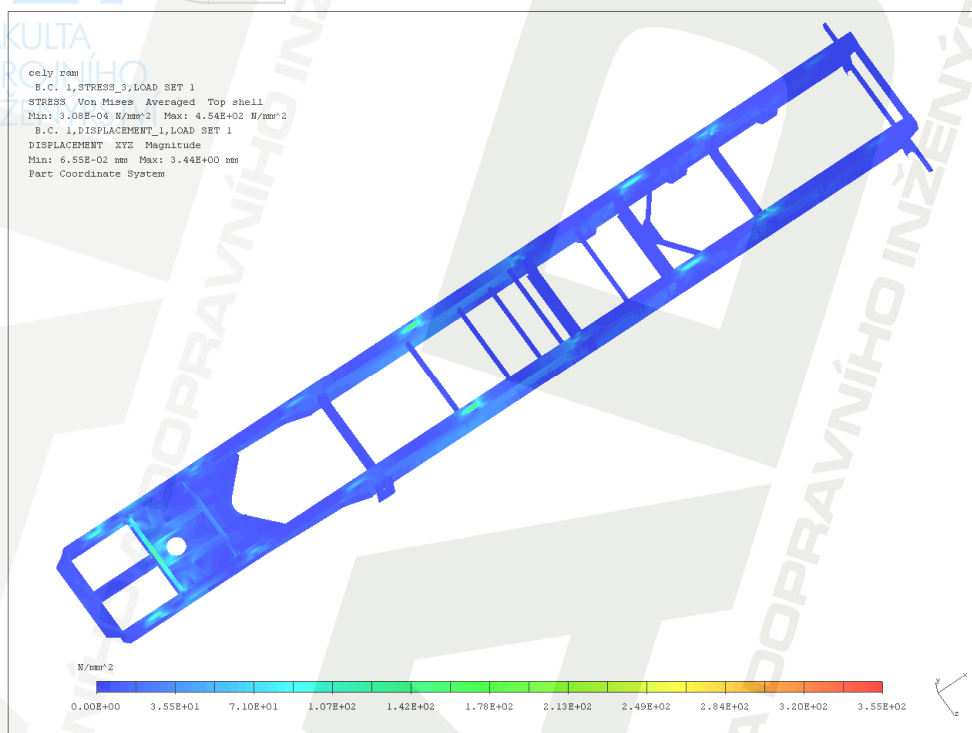
Obr. 8.38 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,014 MPa; max. 568 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,82 mm



Obr. 8.39 - přední část – deformace 50:1; min. 0,014 MPa; max. 568 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,82 mm

### 8.2.3 Akcelerace ( $a_a = 4,9035 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$  a zrychlením  $a_a = 4,9035 \text{ m/s}^2$  vyvolané nákladním vozidlem, na které je návěs připojen. Směr zrychlení viz Obr. 5.2. Stav napjatosti je určen podle teorie HMH (v programu I-deas se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 7.

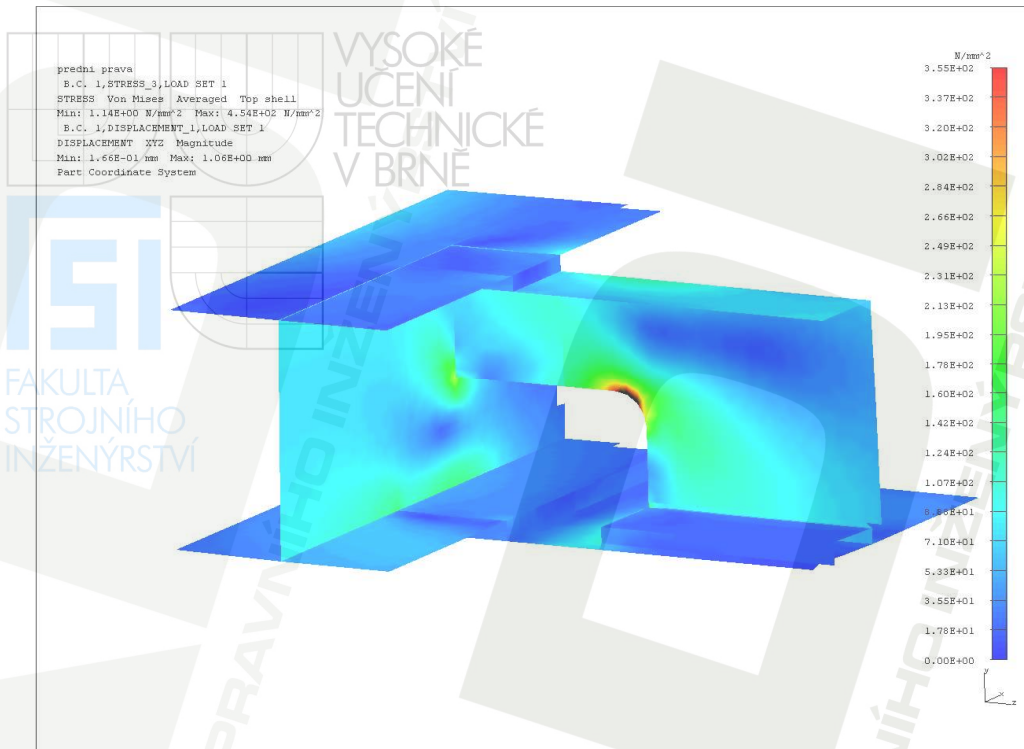


Obr. 8.40 - Celý rám; akcelerace;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze shora, min.  $3,08 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}$ ; max.  $454 \text{ MPa}$ ; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 3,44 mm

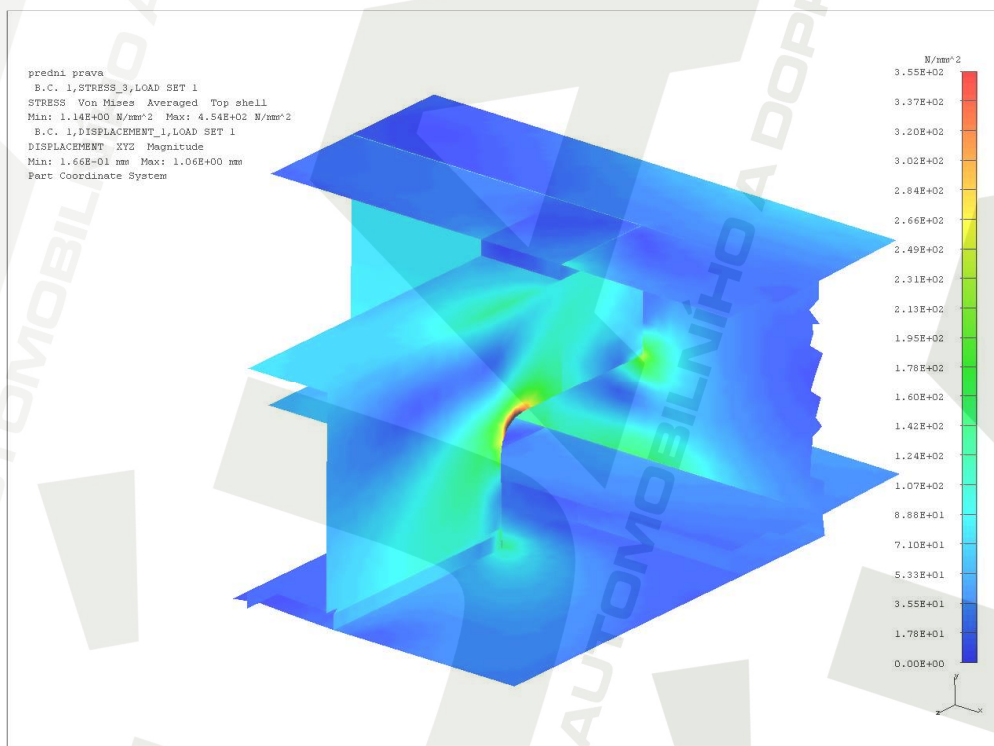
#### Výsledky výpočtu MKP

- |   |                          |                                  |
|---|--------------------------|----------------------------------|
| • | Maximální napětí rámu    | 454 MPa                          |
| • | Minimální napětí rámu    | $3,08 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}$ |
| • | Maximální deformace rámu | 3,44 mm                          |

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.41-8.42) je příčník, který se nachází před místem připojení. Jedná se o místo vybrání pro vedení kabelů, a jelikož je návěs symetrický, kritická místa jsou zobrazena pouze z pravé strany. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

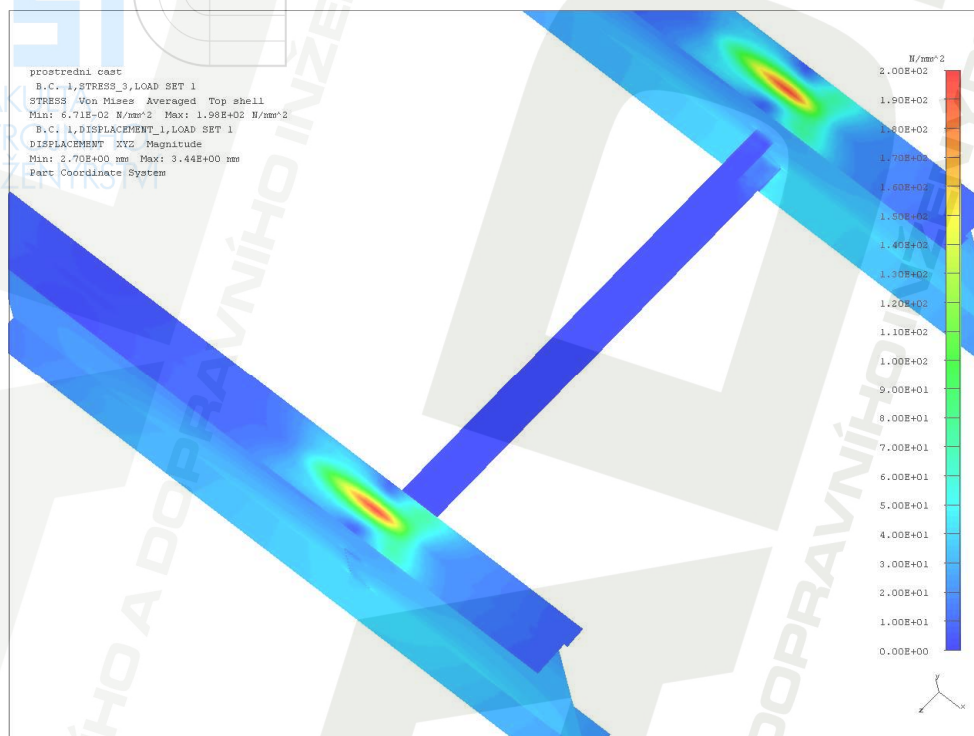


Obr. 8.41 - nejvíce namáhané místo; akcelerace;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zpredu; min. 1,14 MPa; max. 454 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,06 mm



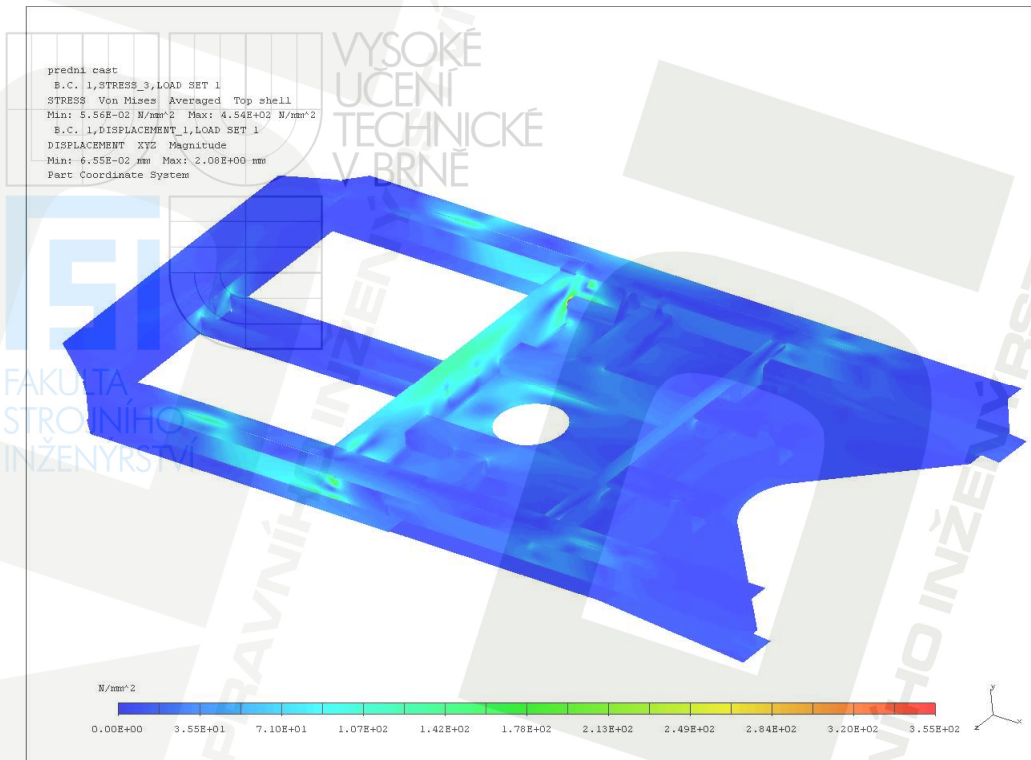
Obr. 8.42 - nejvíce namáhané místo; brzdění;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze zadu; min. 1,14 MPa; max. 454 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,06 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.43) je podélník, toto místo se nachází za odstavnou nohou, přesněji je to místo, kde končí zadní část naloženého dříví. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

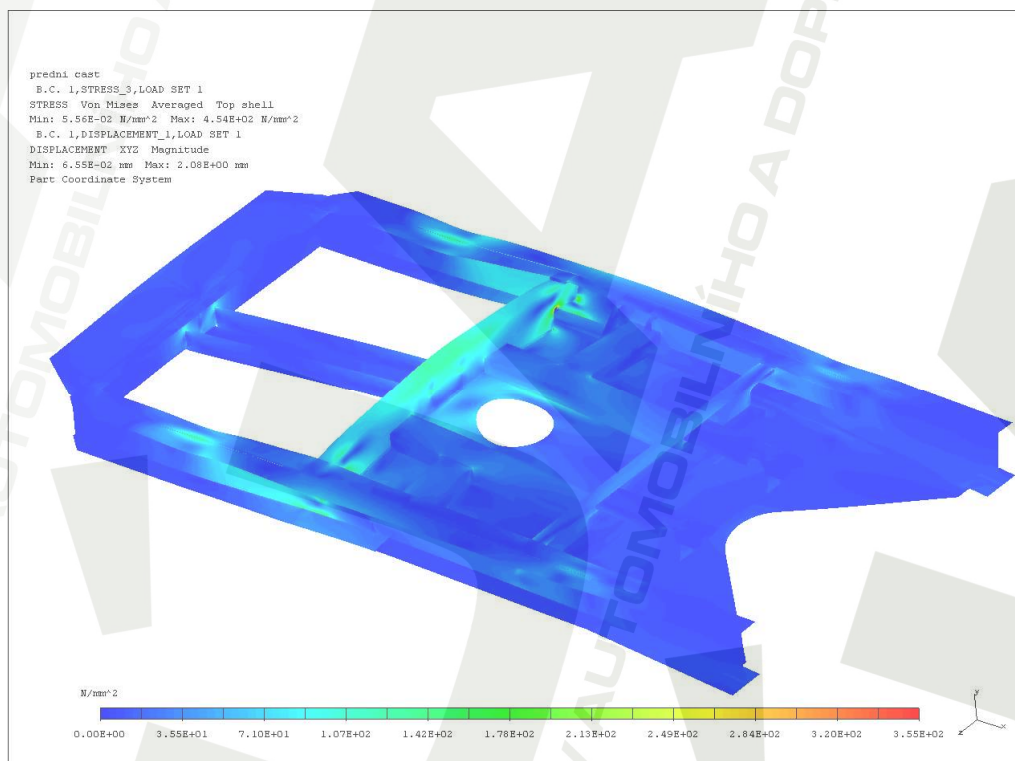


Obr. 8.43 - druhé nejvíce namáhané místo; akcelerace;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze shora; min. 0,067 MPa; max. 198 MPa; Legenda 0 – 200 MPa; Maximální deformace 3,44 mm

Na obr. 8.44 je možno vidět oblast kolem zapojení návěsu v nedeformovaném stavu, v těchto místech se nachází nejvíce namáhaná místa. Na obr. 8.45 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde je deformace zvětšena v poměru 50:1.



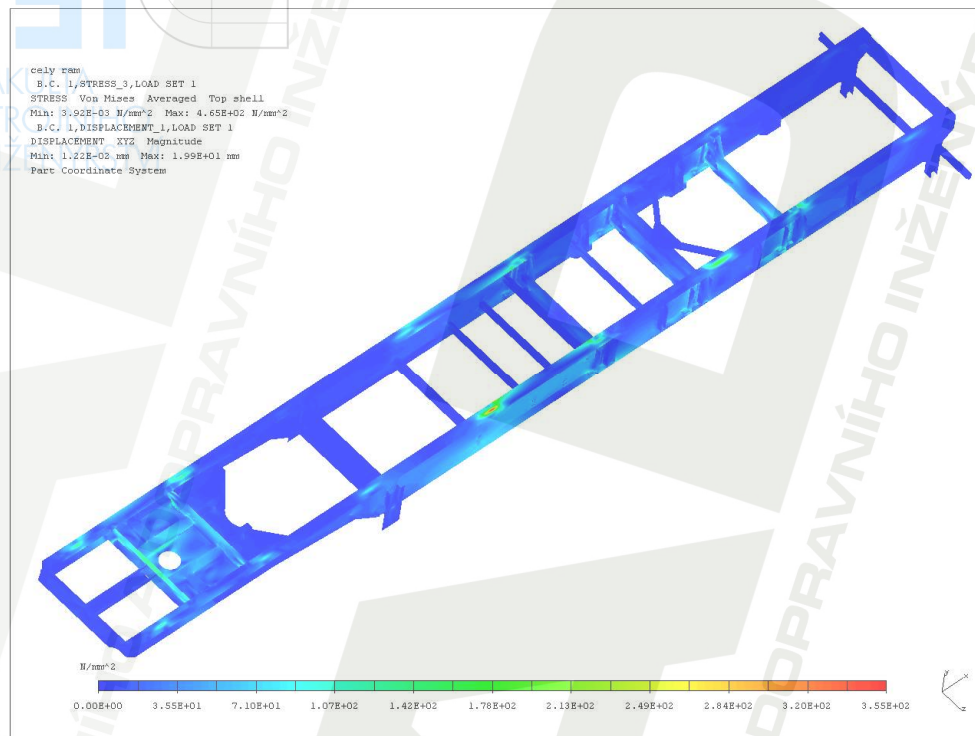
Obr. 8.44 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,056 MPa; max. 454 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,08 mm



Obr. 8.45 - přední část – deformace 50:1; min. 0,056 MPa; max. 454 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,08 mm

### 8.2.4 Průjezd zatáčkou ( $a_z = 3 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$  a zrychlením  $a_z = 3 \text{ m/s}^2$  jenž je vyvoláno jízdou do zatáčky. Směr zrychlení viz Obr. 5.4. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM (v programu I-DEAS se tato teorie nazývá Von Mises) viz Příloha 8.

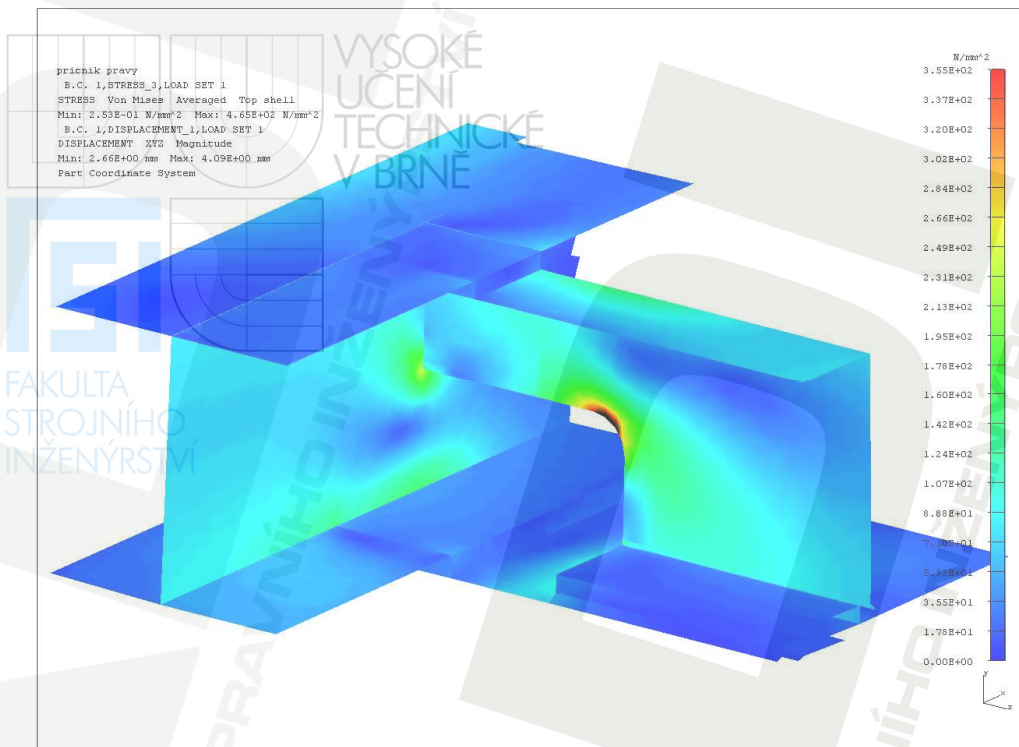


Obr. 8.46 - Celý rám; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze shora, min.  $3,92 \cdot 10^{-3}$  MPa; max. 465 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 19,9 mm

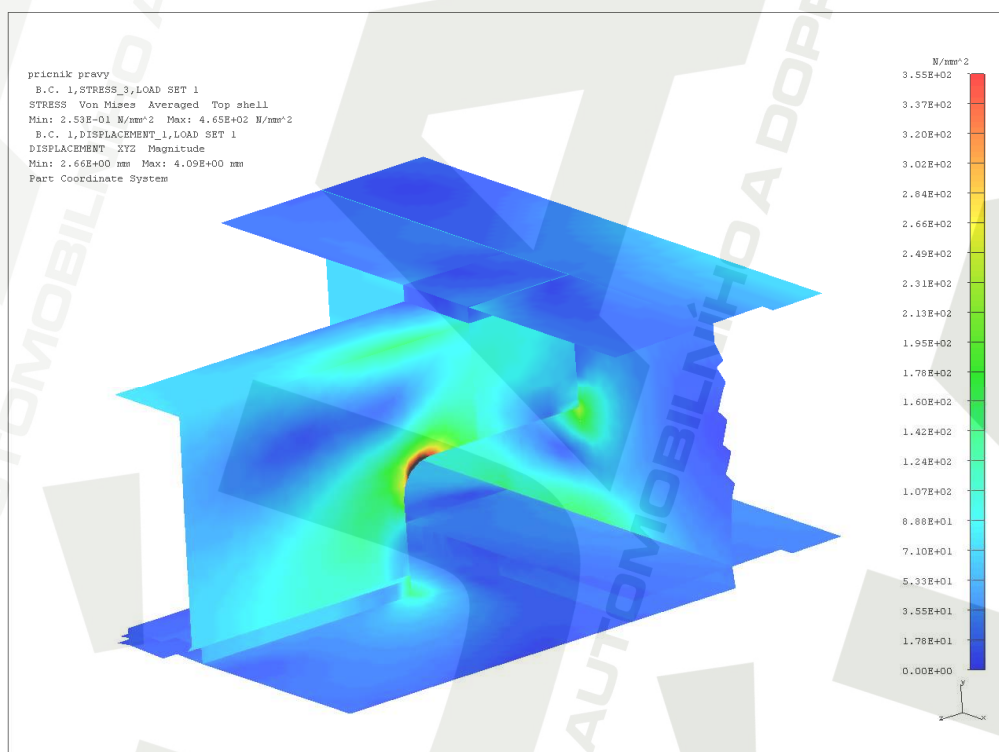
#### Výsledky výpočtu MKP

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| • Maximální napětí rámu    | 465 MPa                  |
| • Minimální napětí rámu    | $3,92 \cdot 10^{-3}$ MPa |
| • Maximální deformace rámu | 19,9 mm                  |

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.47-8.48) je místo vybrání pro vedení kabelů v pravém příčnicku, který se nachází před místem připojení. Největší napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

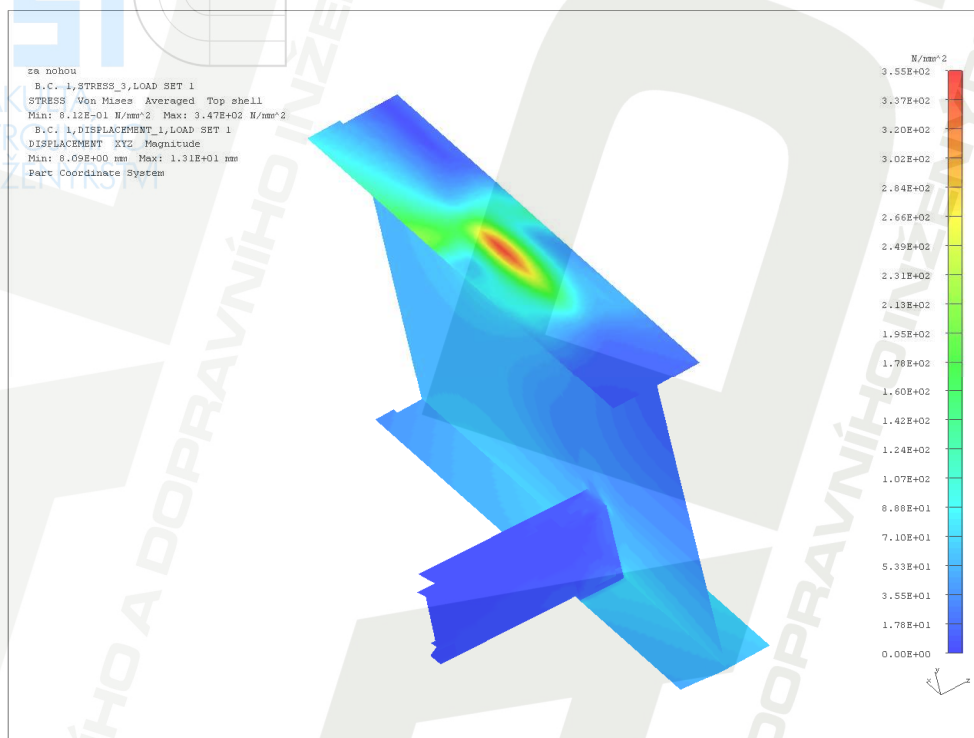


Obr. 8.47 - nejvíce namáhané místo; průřez zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zředu;  
min. 0,253 MPa; max. 465 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 4,09 mm



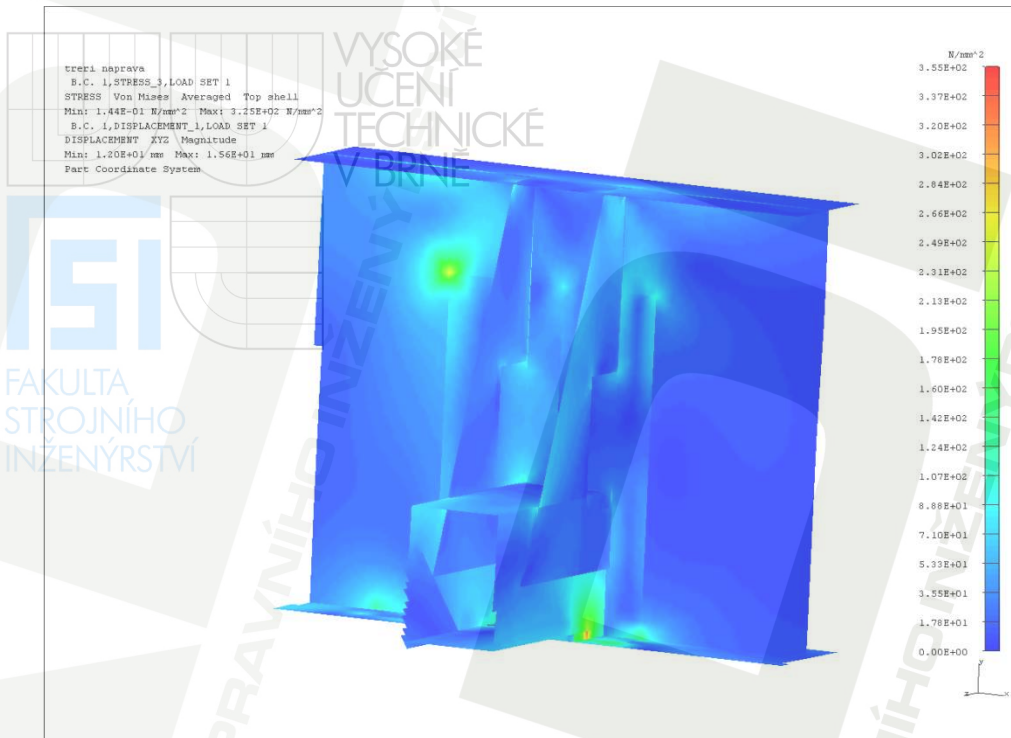
Obr. 8.48 - nejvíce namáhané místo; průřez zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zezadu;  
min. 0,253 MPa; max. 465 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 4,09 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.49) je hlavní podélník, přesněji toto místo se nachází za odstavnou nohou vlevo neboli místo kde končí zadní část naloženého dříví. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .



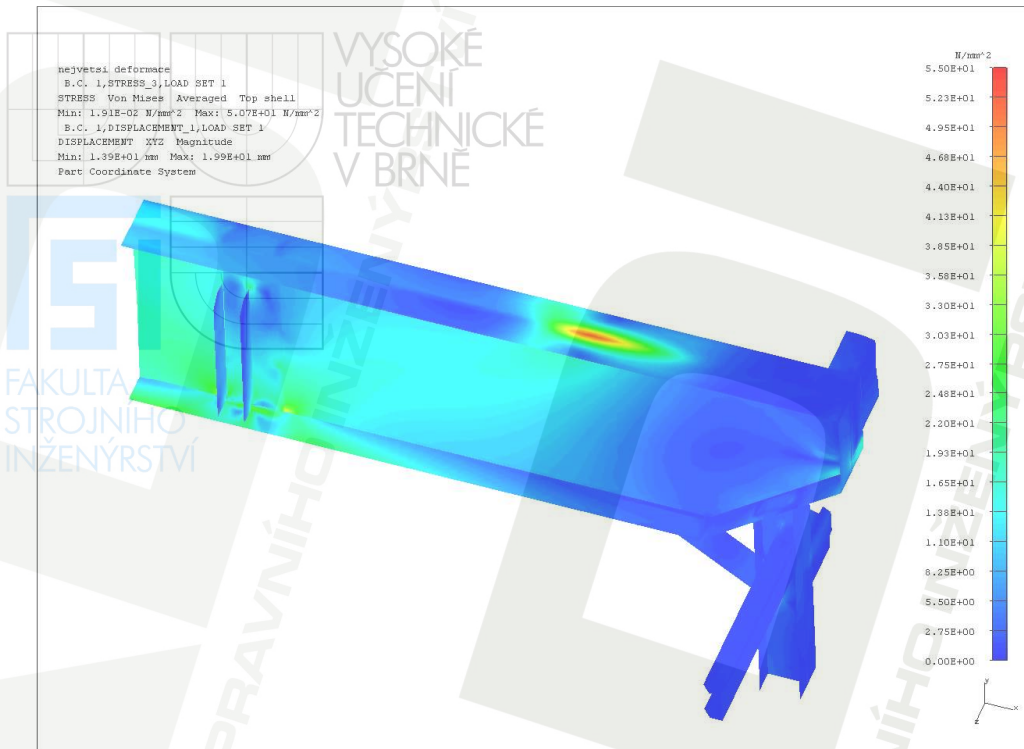
Obr. 8.49 - druhé nejvíce namáhané místo; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zepředu; min. 0,812 MPa; max. 347 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální def. 13,1 mm

Třetím nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.50) je oblast nad třetí nápravou vpravo. V třetím nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Třetím nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

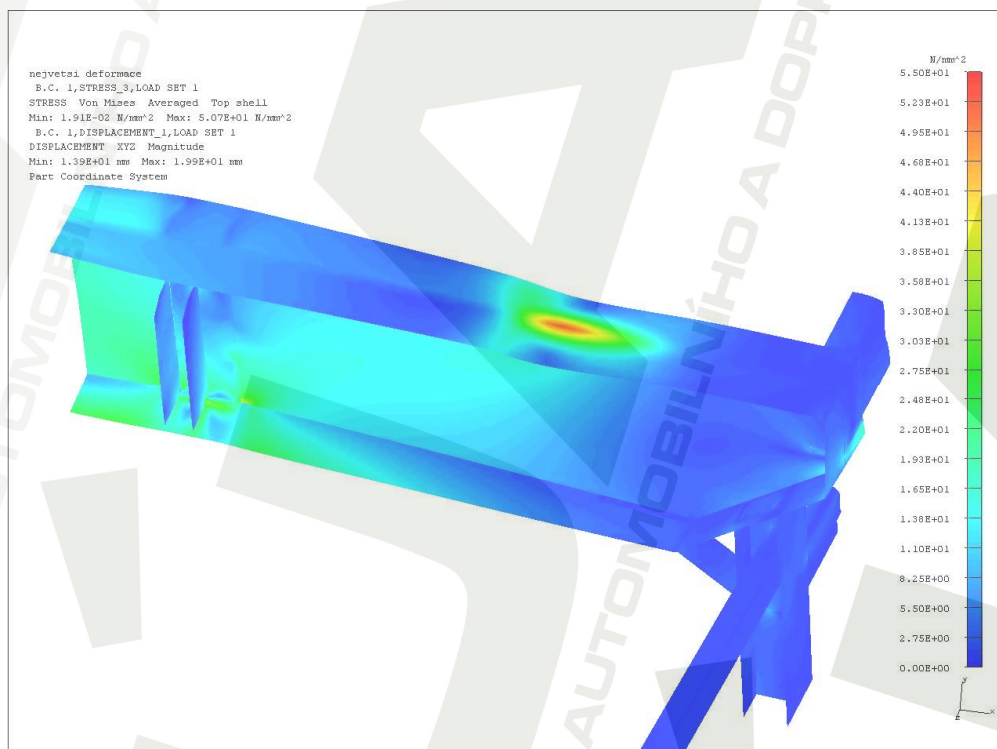


Obr. 8.50 - třetí nejvíce namáhané místo; průjezd zatáčkou;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled zezadu; min. 0,144 MPa; max. 325 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální def. 15,6 mm

Na obr. 8.51 je možno vidět oblast za třetí nápravou vlevo v nedeformovaném stavu. V těchto místech se nachází nejvíce deformované místo. Na obr. 8.52 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde deformace je zvětšena v poměru 150:1.



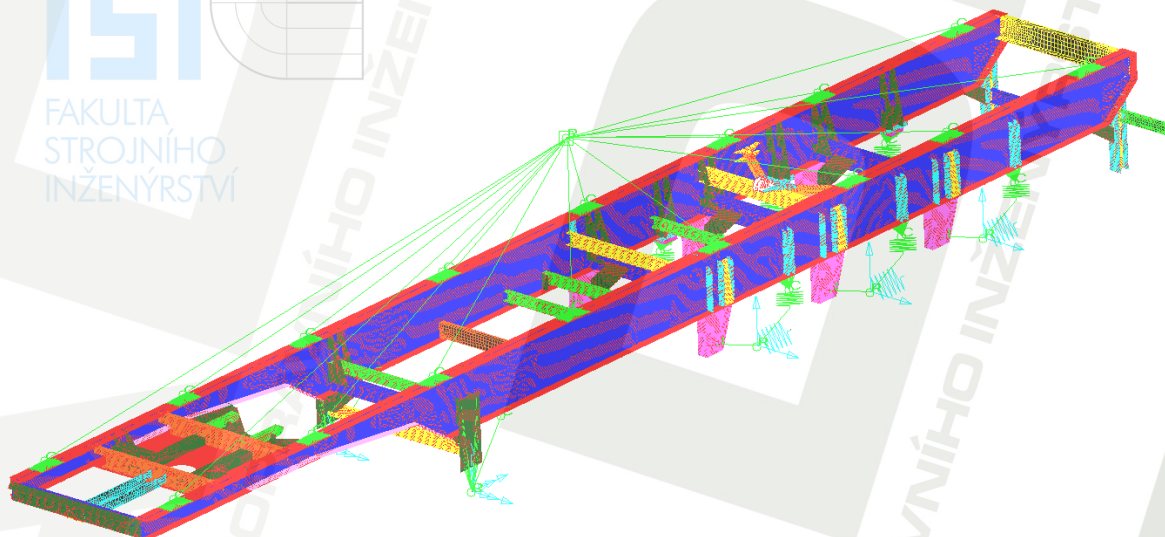
Obr. 8.51 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,019 MPa; max. 50 MPa;  
Legenda 0 – 55 MPa; Maximální deformace 19,9 mm



Obr. 8.52 přední část – deformace 150:1; min. 0,019 MPa; max. 50 MPa;  
Legenda 0 – 55 MPa; Maximální deformace 19,9 mm

### 8.3 Třetí zatěžovací stav – odstavený návěs

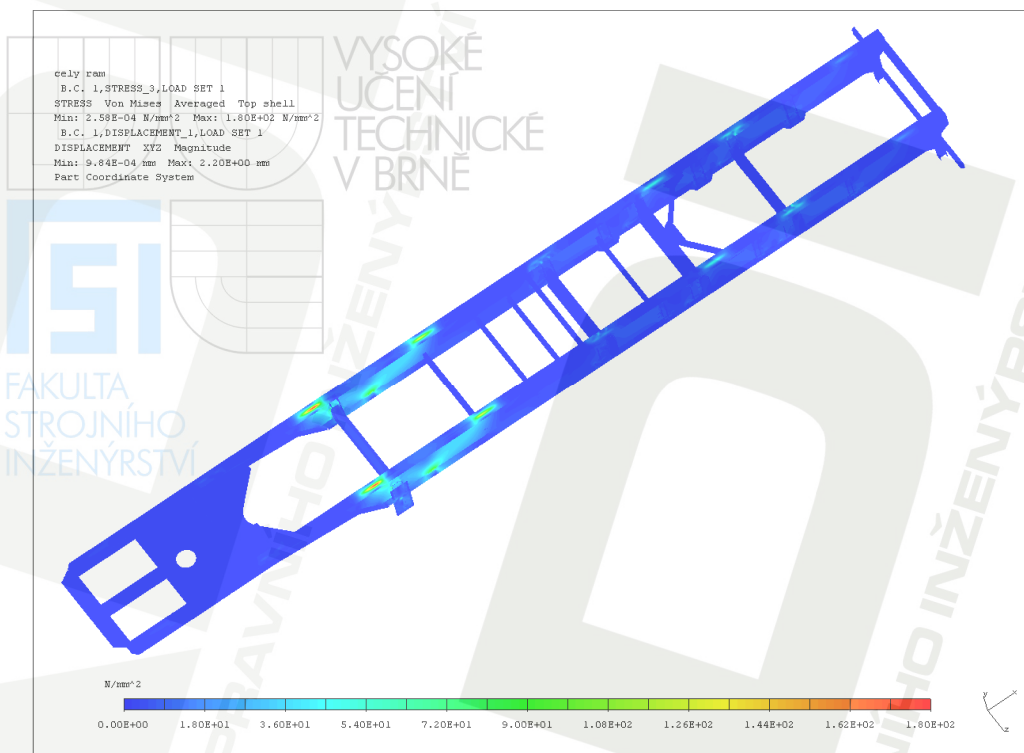
Třetí zatěžovací stav (obr. 8.53) odpovídá situaci, kdy je plně naložený návěs odstaven, tedy když spočívá na podpěrných nohách.



Obr. 8.53 - odstavený návěs

#### 8.3.1 Tíhové zatížení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ ) – výsledná napětí

Návěs je zatížen gravitačním zrychlením  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ . Směr zrychlení je ve svislé rovině. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM (v programu I-DEAS se tato teorie nazývá Von Mises) viz příloha 9.

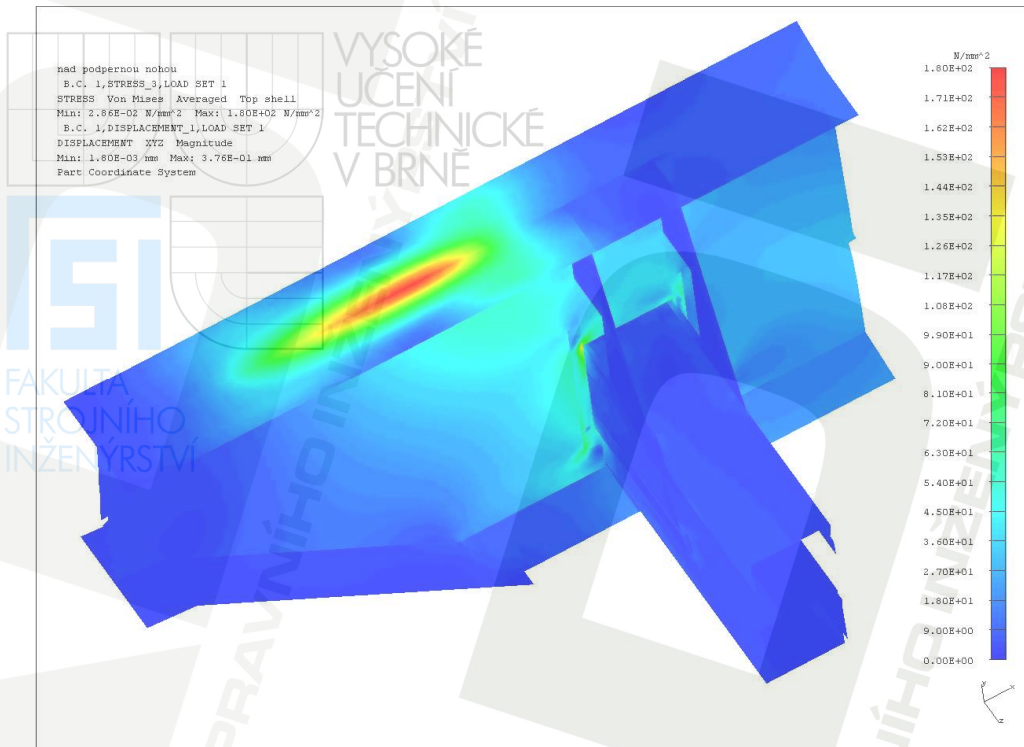


Obr. 8.54 - Celý rám; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMH; pohled ze shora, min.  $2,58 \cdot 10^{-4}$  MPa; max. 180 MPa; Legenda 0 – 180 MPa; Maximální deformace 2,20 mm

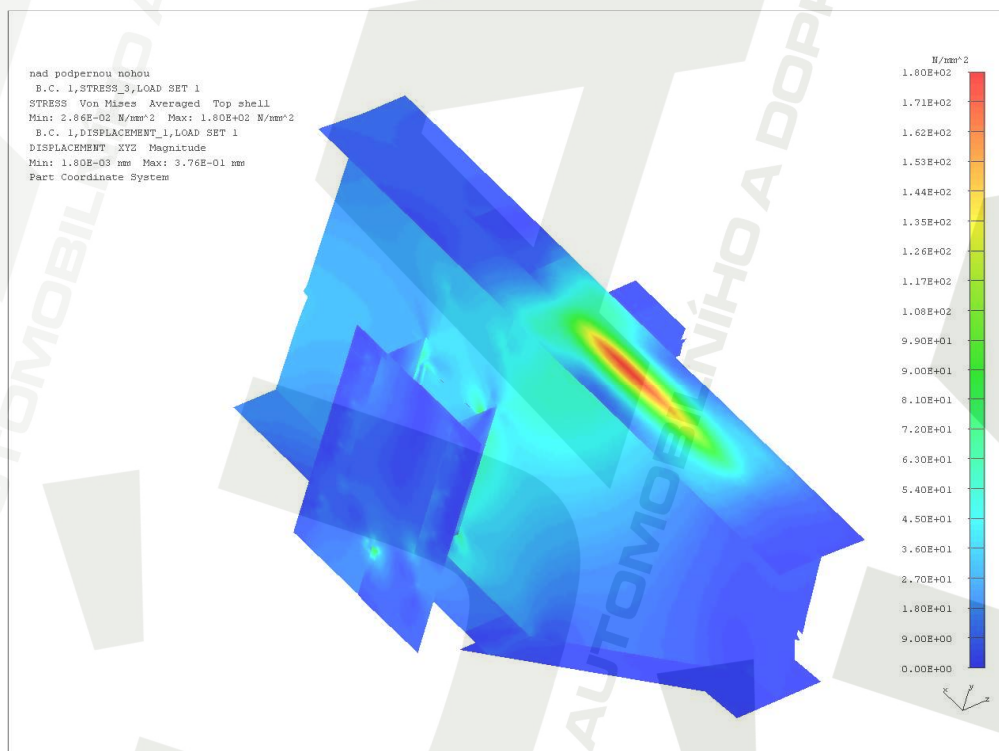
#### Výsledky výpočtu MKP

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| • Maximální napětí rámu    | 180 MPa                  |
| • Minimální napětí rámu    | $2,58 \cdot 10^{-4}$ MPa |
| • Maximální deformace rámu | 2,20 mm                  |

Nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.55-8.56) je hlavní podélník. Přesněji toto místo se nachází před odstavňovou nohou a jelikož je návěš symetrický, kritická místa jsou zobrazena pouze z pravé strany. Největší napětí návěše **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

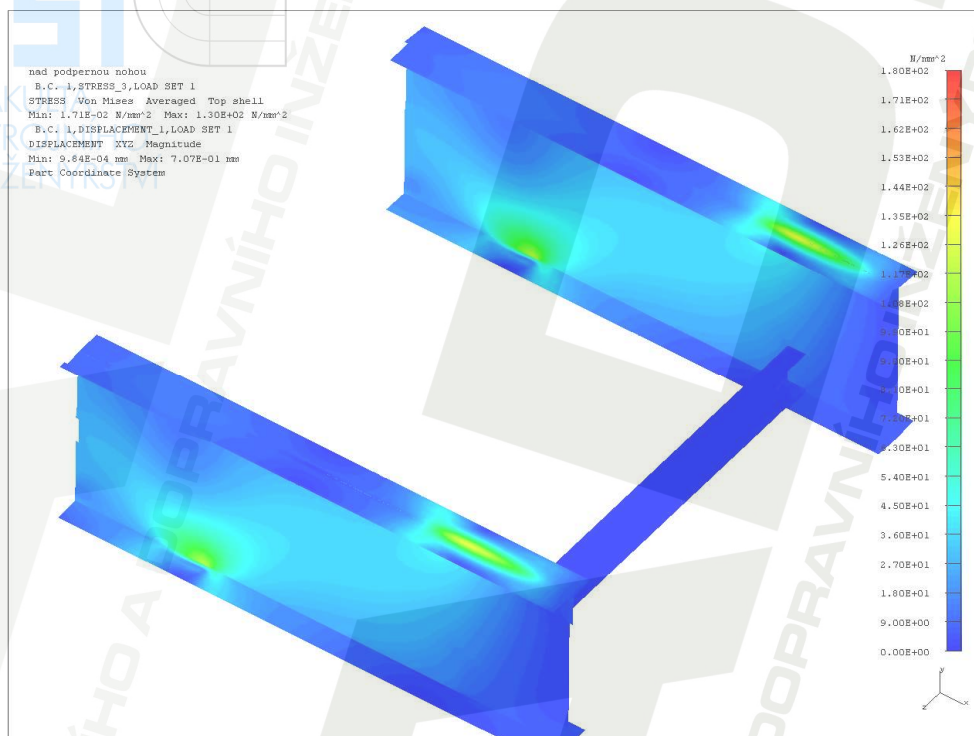


Obr. 8.55 - nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled z předu; min. 0,028 MPa; max. 180 MPa; Legenda 0 – 180 MPa; Maximální deformace 0,37 mm



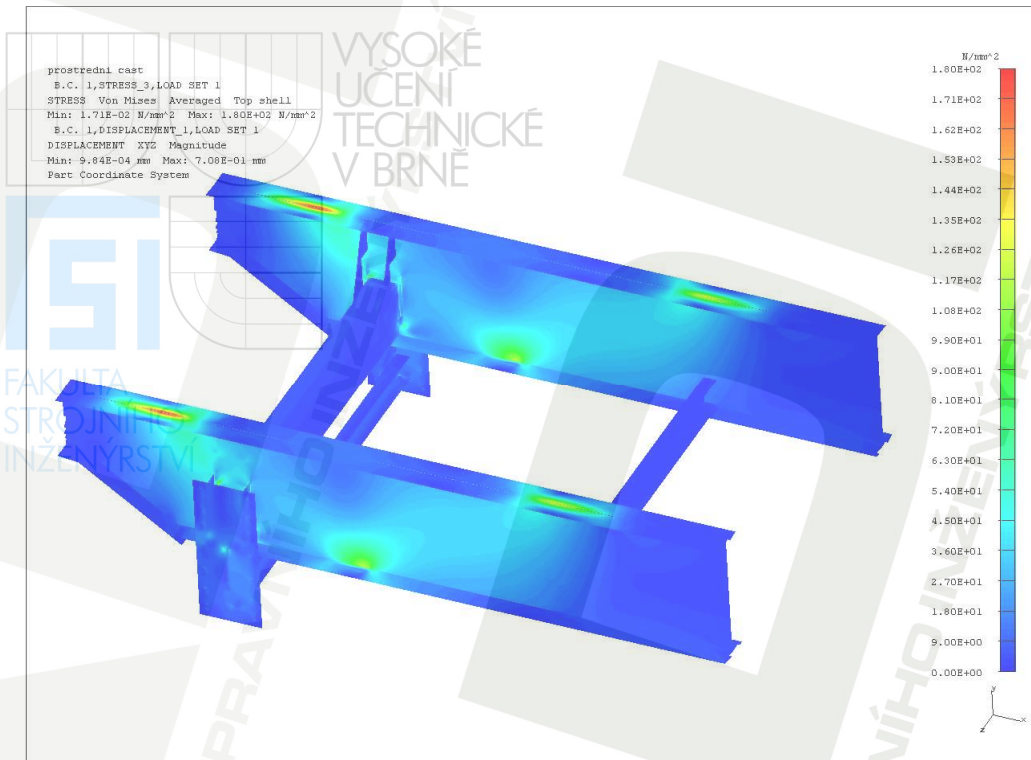
Obr. 8.56 - nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled z boku; min. 0,028 MPa; max. 180 MPa; Legenda 0 – 180 MPa; Maximální deformace 0,37 mm

Druhým nejvíce namáhaným místem rámu (obr. 8.57) je hlavní podélník. Přesněji toto místo se nachází za odstavnou nohou a jelikož je návěs symetrický, kritická místa jsou zobrazena pouze z pravé strany. V druhém nejvíce namáhaném místě napětí návěsu **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti  $f_{yd}$ . Druhé nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu dovoleného napětí s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ .

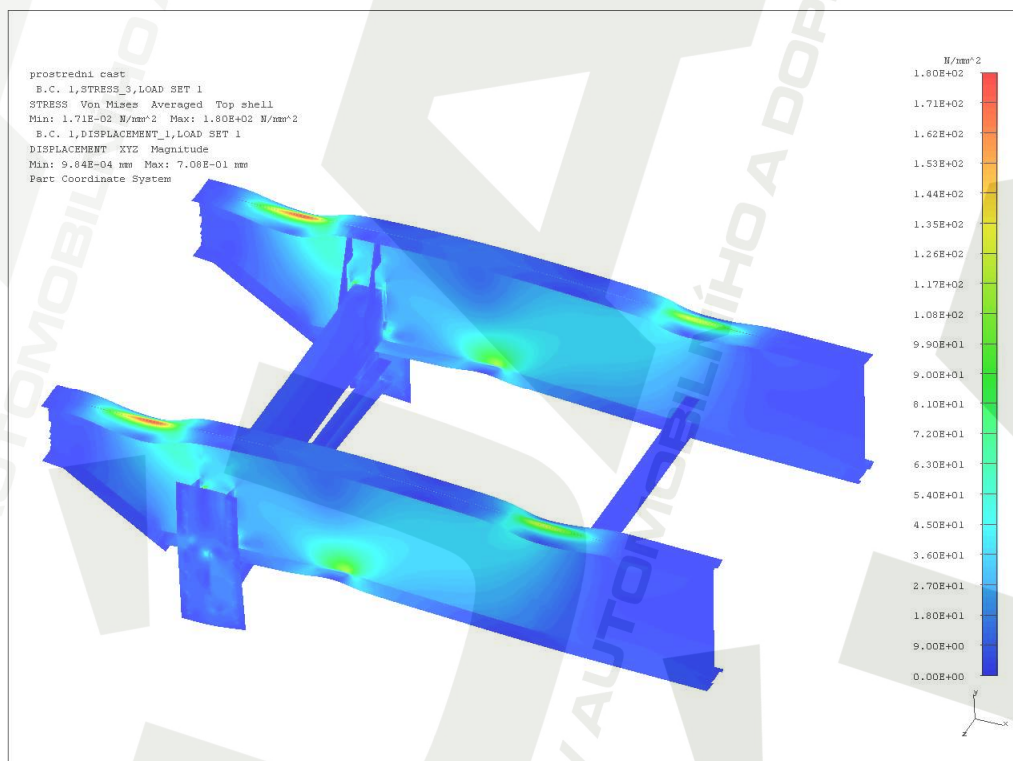


Obr. 8.57 - druhé nejvíce namáhané místo; tíhové zatížení;  $\sigma$  podle teorie HMM; pohled ze shora; min. 0,017 MPa; max. 130 MPa; Legenda 0 – 180 MPa; Maximální def. 2,12 mm

Na obr. 8.59 je možno vidět oblast kolem odstavné nohy návěsu v nedeformovaném stavu, v těchto místech se nachází nejvíce namáhaná místa. Na obr. 8.60 je zobrazeno totéž místo v deformovaném stavu, kde je deformace zvětšena v poměru 150:1.



Obr. 8.59 - přední část – nedeformovaný stav; min. 0,017 MPa; max. 180 MPa;  
 Legenda 0 – 180 MPa; Maximální deformace 0,7 mm



Obr. 8.60 - přední část – deformace 150:1; min. 0,017 MPa; max. 180 MPa;  
 Legenda 0 – 180 MPa; Maximální deformace 0,7 mm

## 8.4 Shrnutí výsledků pevnostního výpočtu

Dle výše zjištěných výsledků pevnostní analýzy metodou MKP, bylo určeno několik kritických míst, ve kterých přesahuje napětí dovolené hodnoty s uvažováním dynamického součinitele  $f_D$ , taktéž i návrhové pevnosti  $f_{dy}$ .

Seznam kritických míst:

- První příčník před místem zapojení návěsu, přesněji prostor vybrání pro vedení kabelů
- Příčník nacházející se za místem zapojení návěsu, opět oblast vybrání pro vedení kabelů
- Hlavní podélník před odstavnou nohou
- Oblast nad třetí nápravou
- Oblast žeber nad druhou a třetí nápravou
- Hlavní podélník za odstavnou nohou, přesněji konec zadního dříví

Dále dle zjištěných výsledků pevnostní analýzy metodou MKP, je z hlediska deformace nejkritičtější místem hlavní podélník za třetí nápravou.

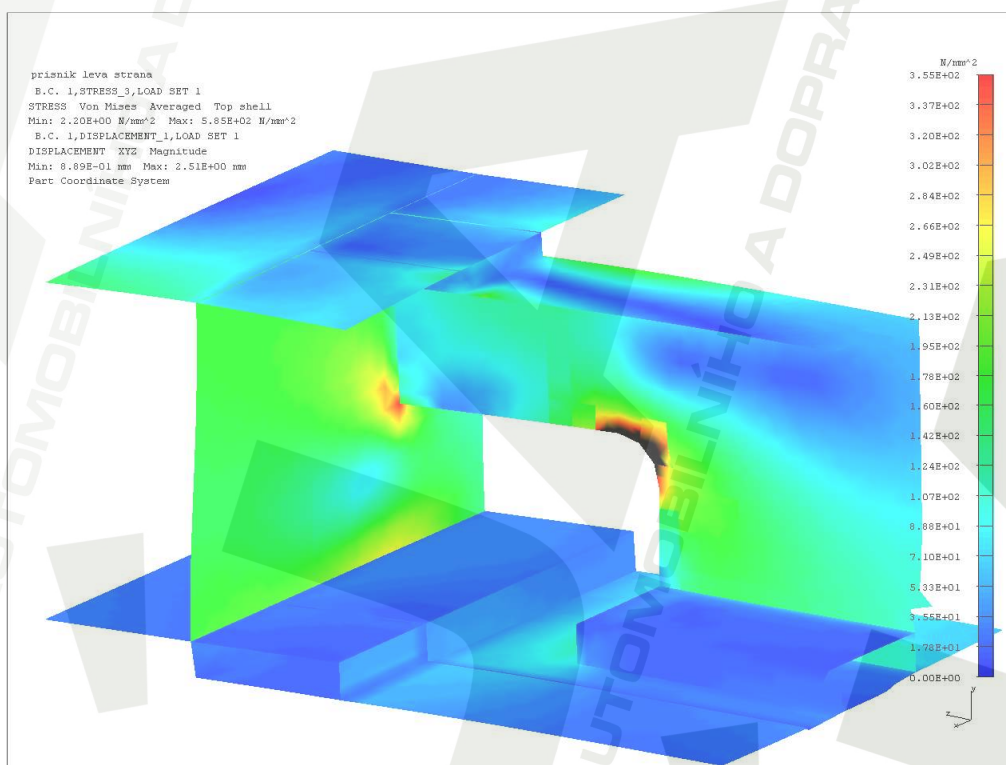
## 9 Rozbor kritických míst

V této kapitole se pojednává o nejproblematictějších místech návěsu. Je zde snaha o zdůvodnění, proč napětí vzniká právě v těchto místech.

### 9.1 Příčník za systémem připojení

Toto místo (obr. 9.1) je z hlediska napětí tím nejhorším místem z celého analyzovaného rámu návěsu NCH 39. Nachází se za systémem zapojení. Jedná se o místo vybrání pro vedení kabelů v příčniku. Návěs je symetrický z čehož vyplývá, že toto místo je na obou stranách zmíněného příčniku.

Důvod vzniku napětí v tomto místě je nedostatečně velké zaoblení v prostoru vybrání. Toto zaoblení je tak malé, že nedokáže dostatečně rozmístit vzniklé napětí do plochy tak, aby zde kritické místo nevznikalo. Nejedná se o napětí, které působí na celou plochu, ale o místní napětí. Toto může zapříčinit praskání rámu, nebo jiné místní poškození, které však nebude mít za důsledek ztrátu vlastností v celém rámu. Proto je současné řešení nevyhovující.

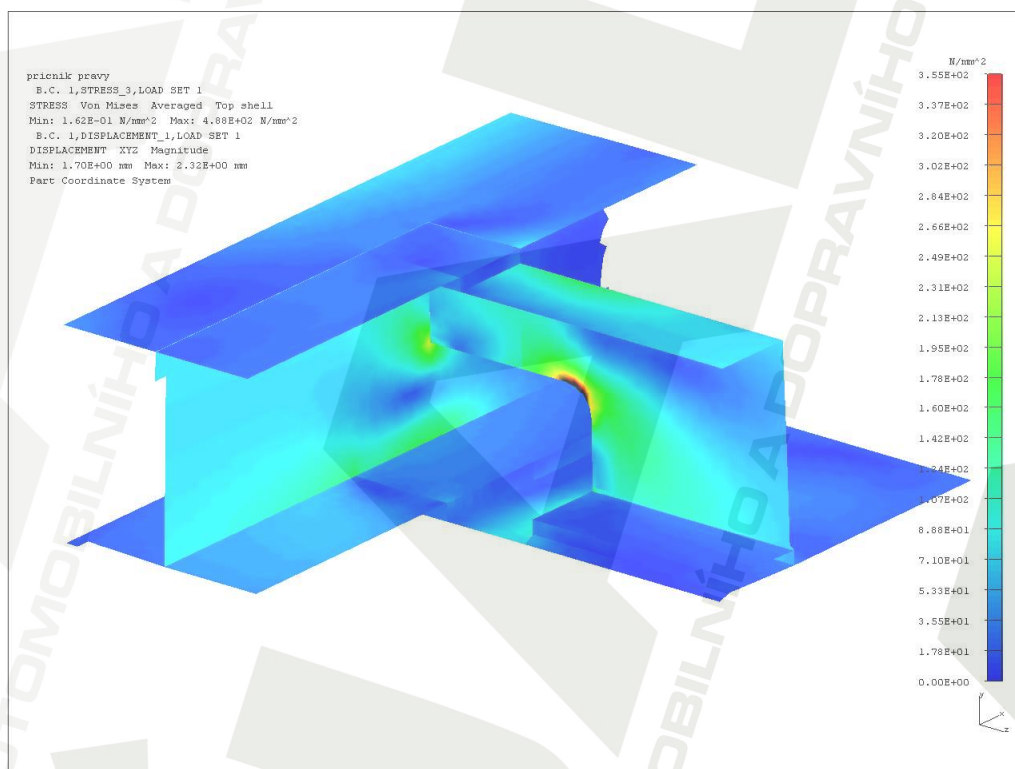


Obr. 9.1 – Místo největšího napětí na rámu NCH 39; min. 2,2 MPa ; max. 585 MPa;  
Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,51 mm

## 9.2 Příčník před systémem připojení

Toto místo (obr. 9.2) je z hlediska napětí druhým nejhorším místem z celého analyzovaného rámu návěsu NCH 39. Nachází se před systémem zapojení, jedná se o totožný příčník jako v případě nejvíce namáhaného místa, jen s tím rozdílem, že je otočen o 180°. Opět z důvodu symetrie návěsu toto místo vzniká na obou koncích příčníku.

Důvod je totožný s nejvíce namáhaným místem, tzn. nedostatečně velké zaoblení v prostoru vybraní pro vedení kabelů. Přesněji zaoblení je tak malé, že nedokáže dostatečně rozmístit vzniklé napětí do plochy tak, aby zde toto kritické místo nevznikalo. Nejedná se o napětí, které působí na celou plochu, ale o místní napětí. Toto může zapříčinit praskání rámu nebo jiné místní poškození, které však nebude mít za důsledek ztrátu vlastností v celém rámu. Proto je současné řešení nevyhovující.

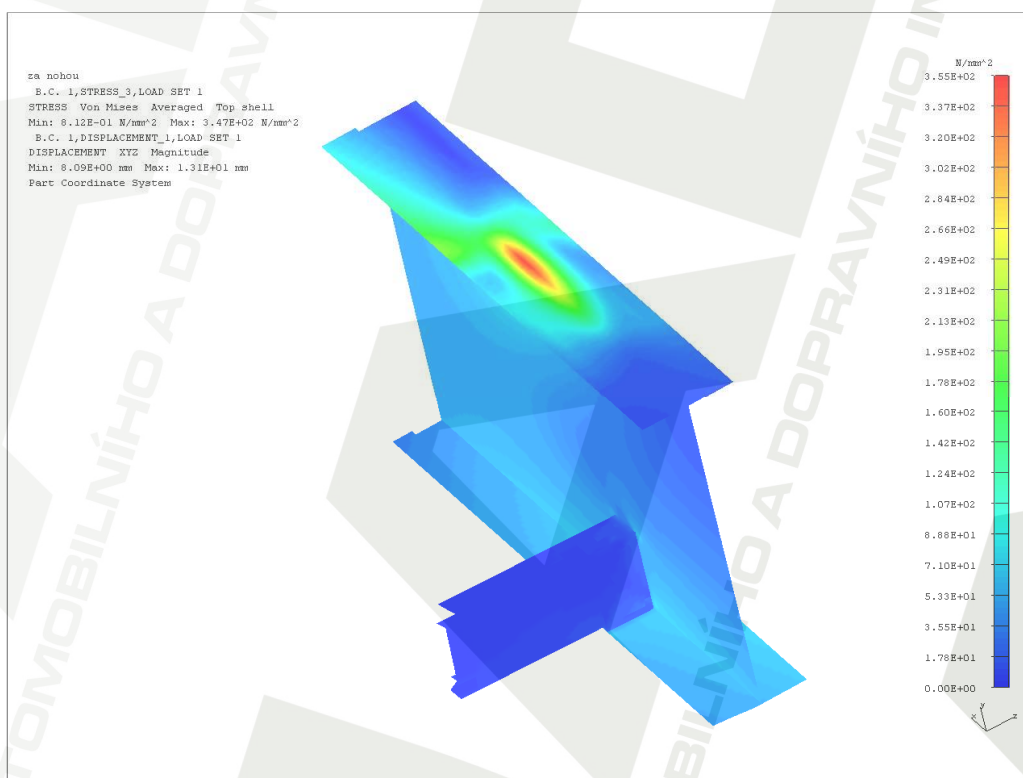


Obr. 9.2 – Místo druhého největšího napětí na rámu NCH 39; min. 0,162 MPa; max. 488 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 2,32 mm

### 9.3 Hlavní podélník za odstavňovou nohou

Toto místo (obr. 9.3) je z hlediska napětí třetím nejhorším místem z celého analyzovaného rámu návěsu NCH 39. Nachází se na hlavním podélníku za systémem odstavňové nohy. Přesněji je to část vrchní pásnice hlavního podélníku nad upevněním rezervních kol. Místo vznikalo při simulaci naložení návěsu dvěma kusy dříví. Opět z důvodu symetrie návěsu jsou místa na obou stranách rámu.

Důvodem vzniku je velký tlak na příslušné místo při průjezdu zatáčkou, kdy simulace zatáčky je na hranici překlopení návěsu. V tomto místě by neměl vzniknout problém poškození konstrukce návěsu. Nicméně, bylo by dobré pokusit se o rozvedení napětí do plochy, aby nevznikalo jen v tomto místě.

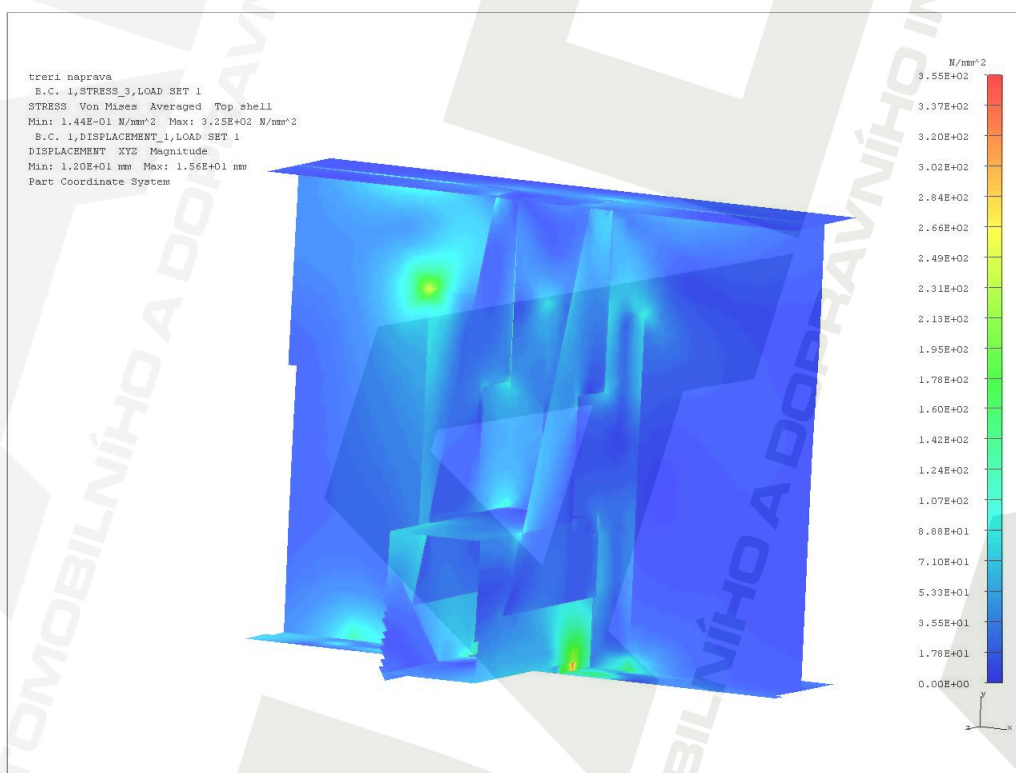


Obr. 9.3 – Místo třetího největšího napětí na rámu NCH 39; min. 0,812 MPa; max. 347 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 1,31 mm

## 9.4 Oblast nad třetí nápravou

Toto místo (obr. 9.4) je z hlediska napětí čtvrtým nejhorším místem z celého analyzovaného rámu návěsu NCH 39. Místo se nachází nad konzolou třetí nápravy, přesněji přímo nad konzolou nápravy. Opět z důvodu symetrie návěsu je toto místo na obou stranách rámu.

Důvodem vzniku kritického místa nad třetí nápravou je tlak od konzoly nápravy, který vzniká při průjezdu zatáčkou a tlačí tak na tenkostěnný profil nad ní. Napětí je místní, takže nedochází k tlaku na celou plochu. Opět zde může dojít k místnímu poškození, které ovšem neovlivní vlastnosti celého rámu návěsu.

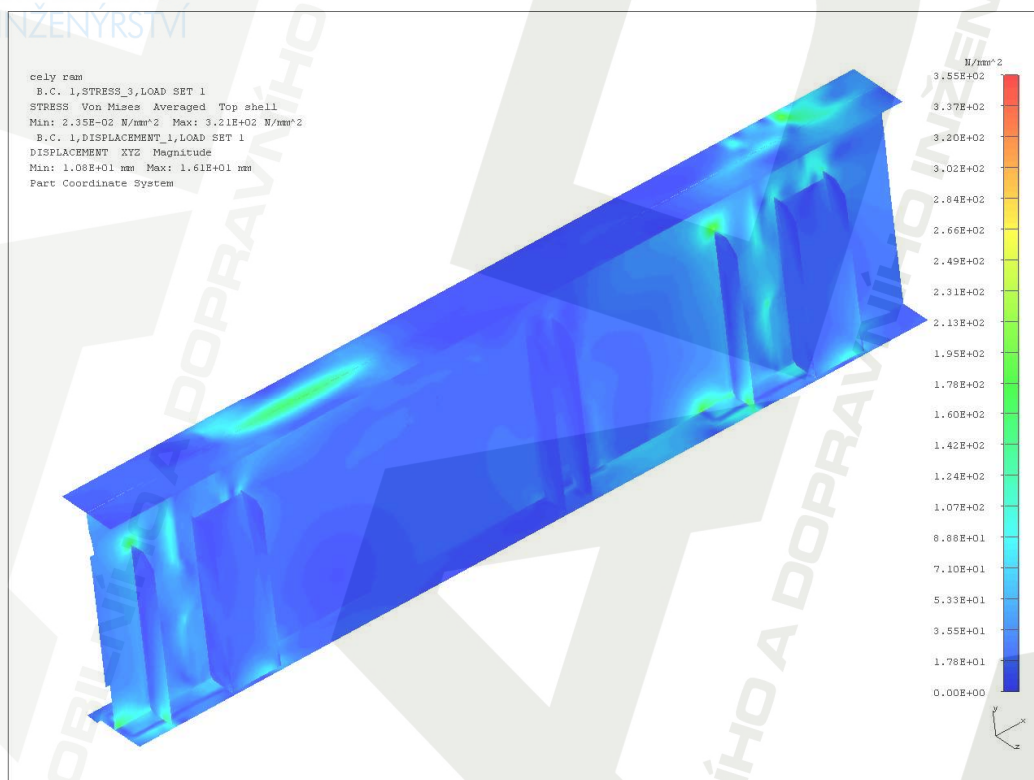


Obr. 9.4 - Místo čtvrtého největšího napětí na rámu NCH 39; min. 0,144 MPa; max. 325 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 15,6 mm

## 9.5 Oblast žebér u druhé a třetí nápravy

Toto místo (obr. 9.5) je z hlediska napětí pátým nejhorším místem z celého analyzovaného rámu návěsu NCH 39. Jedná se zvláště o žebra druhé a třetí nápravy.

Důvodem vzniku napětí je špatné řešení výstužných žebér. Jde zde o velký přechod tuhosti ve stěně podélníku. Dále je špatné zkosení žebra, bylo by dobré toto zkosení upravit tak, aby se napětí rozložilo i do žebra a nevytvářelo místní napětí. Toto napětí opět nemá zásadní vliv na vlastnosti celého rámu.

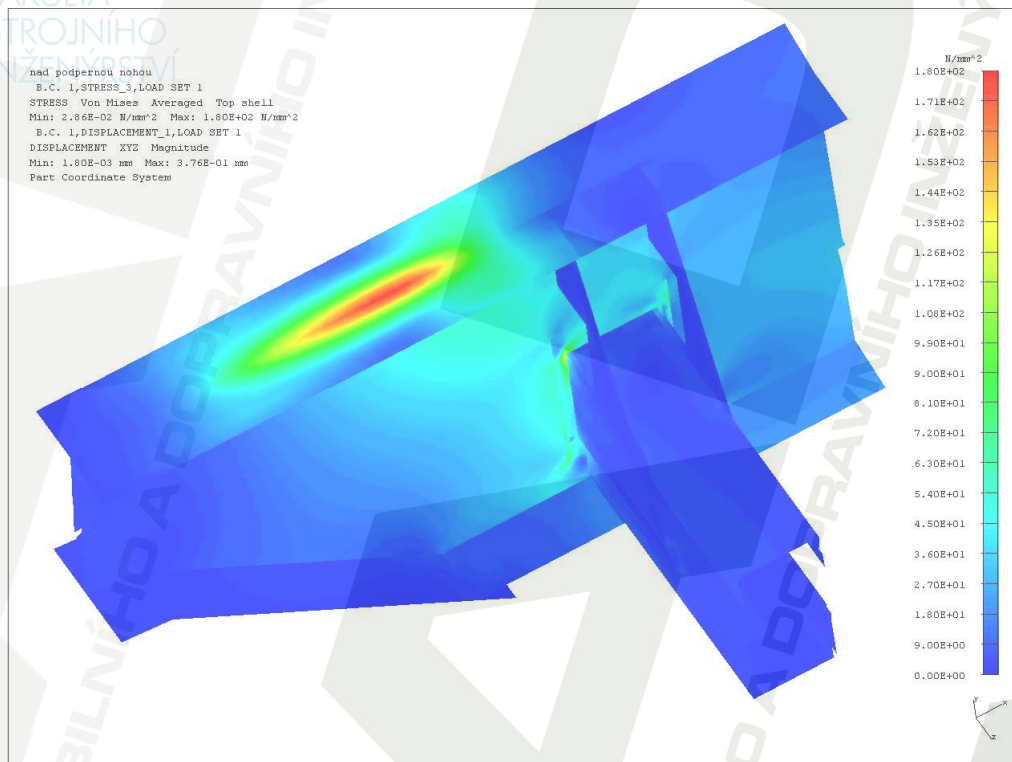


Obr. 9.5 - Místo páteho největšího napětí na rámu NCH 39; min. 0,024 MPa; max. 321 MPa; Legenda 0 – 355 MPa; Maximální deformace 16,1 mm

## 9.6 Hlavní podélník před odstavnou nohou

Toto místo (obr. 9.6) je z hlediska napětí šestým nejhorším místem z celého analyzovaného rámu návěsu NCH 39. Nachází se na hlavním podélníku před systémem odstavné nohy. Přesněji je to část vrchní pásnice hlavního podélníku. Opět z důvodu symetrie návěsu je místo na obou stranách rámu.

Důvodem je tlakové zatížení od naloženého dříví. Tento stav nastal při odstavení návěsu na odstavné noze.

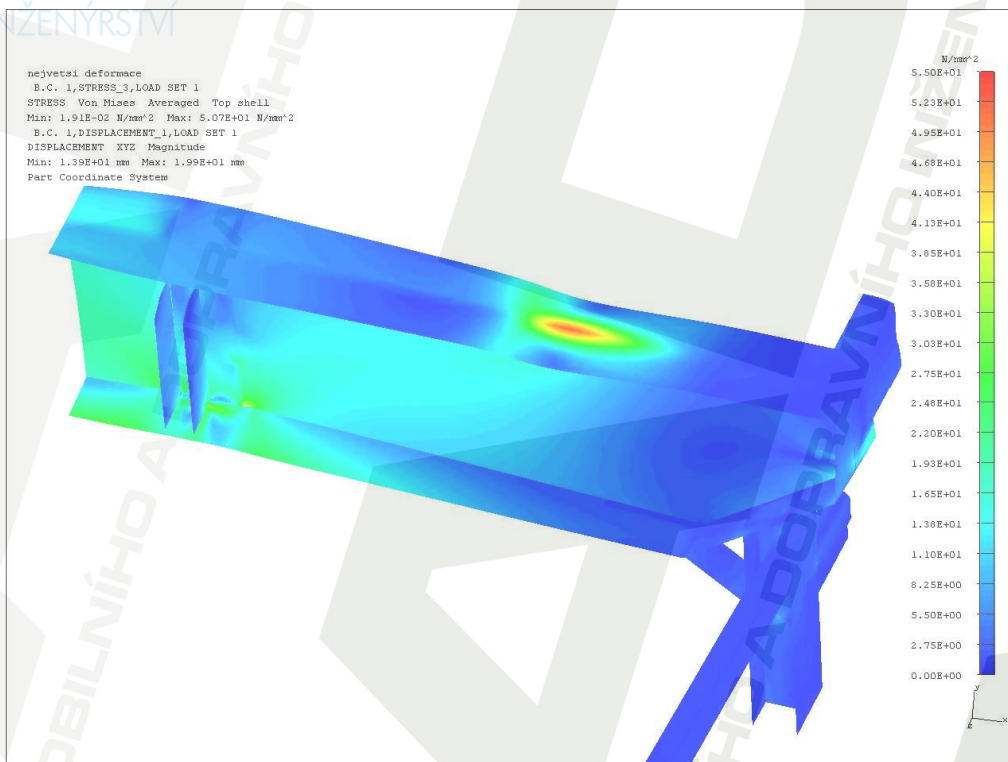


Obr. 9.6 - Místo šestého největšího napětí na rámu NCH 39; min. 0,029 MPa; max. 180 MPa; Legenda 0 – 180 MPa; Maximální deformace 0,38 mm

## 9.7 Hlavní podélník za třetí nápravou

Toto místo (obr. 9.7) je z hlediska deformace nejhorším místem z celého analyzovaného rámu návěsu NCH 39. Nachází se za třetí nápravou. Z důvodu symetrie rámu se toto místo bude nacházet na obou dvou stranách.

Důvodem deformace je průjezd zatáčkou na hranici převrácení návěsu. V místě největší deformace rámu nevznikají vysoká napětí. Bylo by však dobré této deformaci předejít.



Obr. 9.7 - Místo největší deformace na rámu NCH 39; poměr zvětšení 150:1; min. 0,019 MPa; max. 50 MPa; Legenda 0 – 55 MPa; Maximální deformace 19,9 mm

## 10 Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo vypracovat pevnostní kontrolu rámu nákladního návěsu, určeného pro přepravu dříví. Hlavním zatěžovacím stavem byl plně naložený návěs.

Tato práce se tedy zabývá pevnostní kontrolou provedenou metodou MKP a následným vyhodnocením nejkritičtějších míst. Cílem kontroly byl rám návěsu NCH 39 od firmy SVAN Chrudim s.r.o., určený pro přepravu dříví. Maximální hmotnost návěsu byla 39 000 kg, z toho 33 500 kg tvoří nástavba a náklad návěsu. Ložná délka návěsu je 13 500 mm.

Pevnostní analýza byla provedena metodou MKP v programu I-DEAS, který je vhodný zejména pro analýzu skořepinových modelů. V tomto programu byl vytvořen 3D model rámu návěsu. Byl pokryt konečno-prvkovou sítí, pomocí které tento program vypočítal napětí, jenž v rámu probíhá. Po dokončení výpočtu poskytl výsledky, které byly po úpravách použity v této diplomové práci.

Výsledkem tedy je výše zmíněné vyhodnocení nejkritičtějších míst rámu, které si vyžadují úpravu. Z pohledu největšího namáhání je nejkritičtějším místem příčník, který se nachází za systémem připojení návěsu. Přesněji vybrání pro vedení kabelů v tomto U-profilu. Napětí v tomto místě překračuje dovolenou mez. Bylo by vhodné toto místo upravit, tak aby zde napětí nevznikalo. Pokud to není možné, tak se alespoň pokusit upravit toto místo tak, aby se zde vzniklé napětí rozložilo a tím se zmenšily nežádoucí účinky. Z pohledu největší deformace rámu je nejhorším místem část podélníku za třetí nápravou. Zde vzniklé deformace však nedoprovázejí napětí, které by se nacházelo za mezí kluzu. Proto se jedná o deformaci vratnou, kdy se plech pouze prohne a vrátí se do původní polohy. Bylo by však vhodné těmto deformacím patřičnými úpravami zamezit.

Žádné z nalezených kritických míst přímo neohrožuje požadované vlastnosti návěsu. Téměř vždy se jedná o místní napětí, ve kterém nevzniká taková deformace, která by měla za důsledek znehodnocení rámu v takové míře, aby nebyl schopen vykovávat činnost k němu určenou.

## 11 Seznam Použité literatury

### Literatura

- [1] PTÁČEK, p. KAPLÁNEK, A.: Přeprava nákladu v silniční dopravě, CERN, Brno, 2002, ISBN 80-7204-257-2
- [2] KAŠPÁREK, J.: Vliv tvarových a rozměrových charakteristik na pevnost rámu přípojného vozidla, Brno, 2008
- [3] ČSN 73 1401:1998. Česká technická Norma – Navrhování ocelových konstrukcí, Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [4] VLK, F: Dynamika motorových vozidel – 2. vydání, Brno 2003, ISBN 80-239-0024-2
- [5] Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001
- [6] Vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 11. červenec 2002
- [7] Vyhláška č. 301/2001 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 7. Srpna 2001

### Webové stránky

- [8] SVAN Chrudim, spol. s.r.o. [online], 2010, [cit. 2010-04-20]. < <http://www.svan.cz/>>
- [9] Kögel, [online], 2010, [cit. 2010-04-20]. < <http://www.koegelcz.cz/>>
- [10] Schwarzmüller, spol. s.r.o. [online], 2004, [cit. 2010-04-20]. < <http://www.schwarzmueller.cz/>>
- [11] Panav, a.s. [online], 2010, [cit. 2010-04-20]. < <http://www.panav.cz/>>
- [12] Fliegel, spol. s.r.o. [online], 2010, [cit. 2010-04-20]. < <http://www.flieglinfo.cz/>>
- [13] Jost, [online], 2010, [cit. 2010-05-06]. <<http://www.jost-world.com/>>

## 12 Seznam použitých symbolů

$a_a$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení
$a_{an}$	[m/s <sup>2</sup> ]	výsledné zrychlení
$a_b$	[m/s <sup>2</sup> ]	brzdné zrychlení
$a_{bn}$	[m/s <sup>2</sup> ]	výsledné brzdné zrychlení
$a_z$	[m/s <sup>2</sup> ]	příčné zrychlení
$a_{zn}$	[m/s <sup>2</sup> ]	výsledné příčné zrychlení
$f_D$	[MPa]	dovolené napětí obsahující dynamický součinitel
$f_{yd}$	[MPa]	hodnota návrhové pevnosti oceli získané z meze kluzu
$k_D$	[-]	dynamický součinitel
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení
$R_e$	[MPa]	dolní mez kluzu
$\gamma_M$	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
$\sigma$	[MPa]	redukované napětí

## 13 Seznam příloh

Příloha 1: Návěs celé dříví; tíhové zatížení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 2: Návěs celé dříví; brzdění ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 3: Návěs celé dříví; akcelerace ( $g = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 4: Návěs celé dříví; průjezd zatáčkou ( $g = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 5: Návěs dva kusy dříví; tíhové zrychlení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 6: Návěs dva kusy dříví; brzdění ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 7: Návěs dva kusy dříví; akcelerace ( $g = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 8: Návěs dva kusy dříví; průjezd zatáčkou ( $g = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

Příloha 9: Návěs celé dříví – odstaven; tíhové zrychlení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

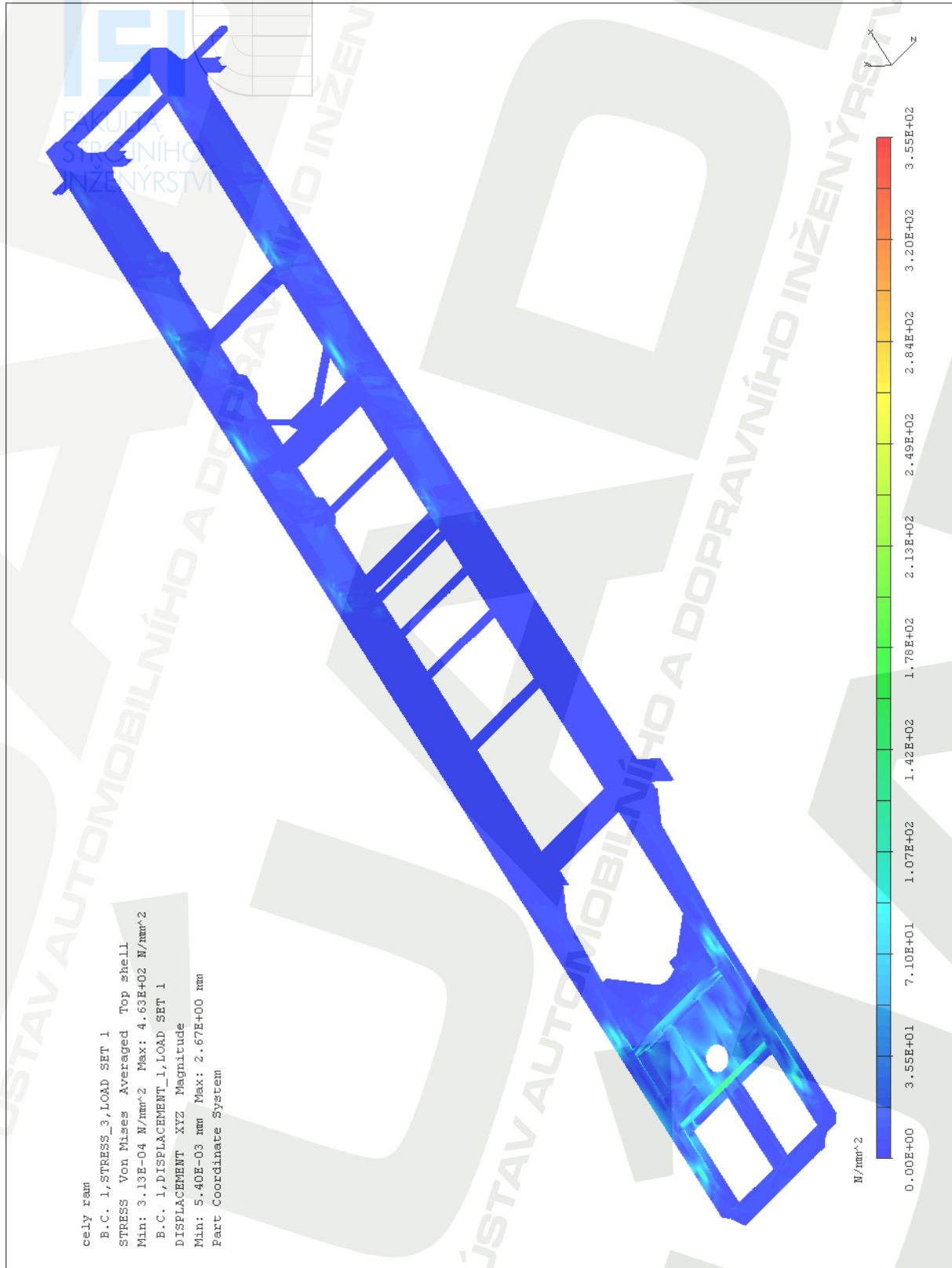
Výkres sestavy – 1-NCH39-00.00

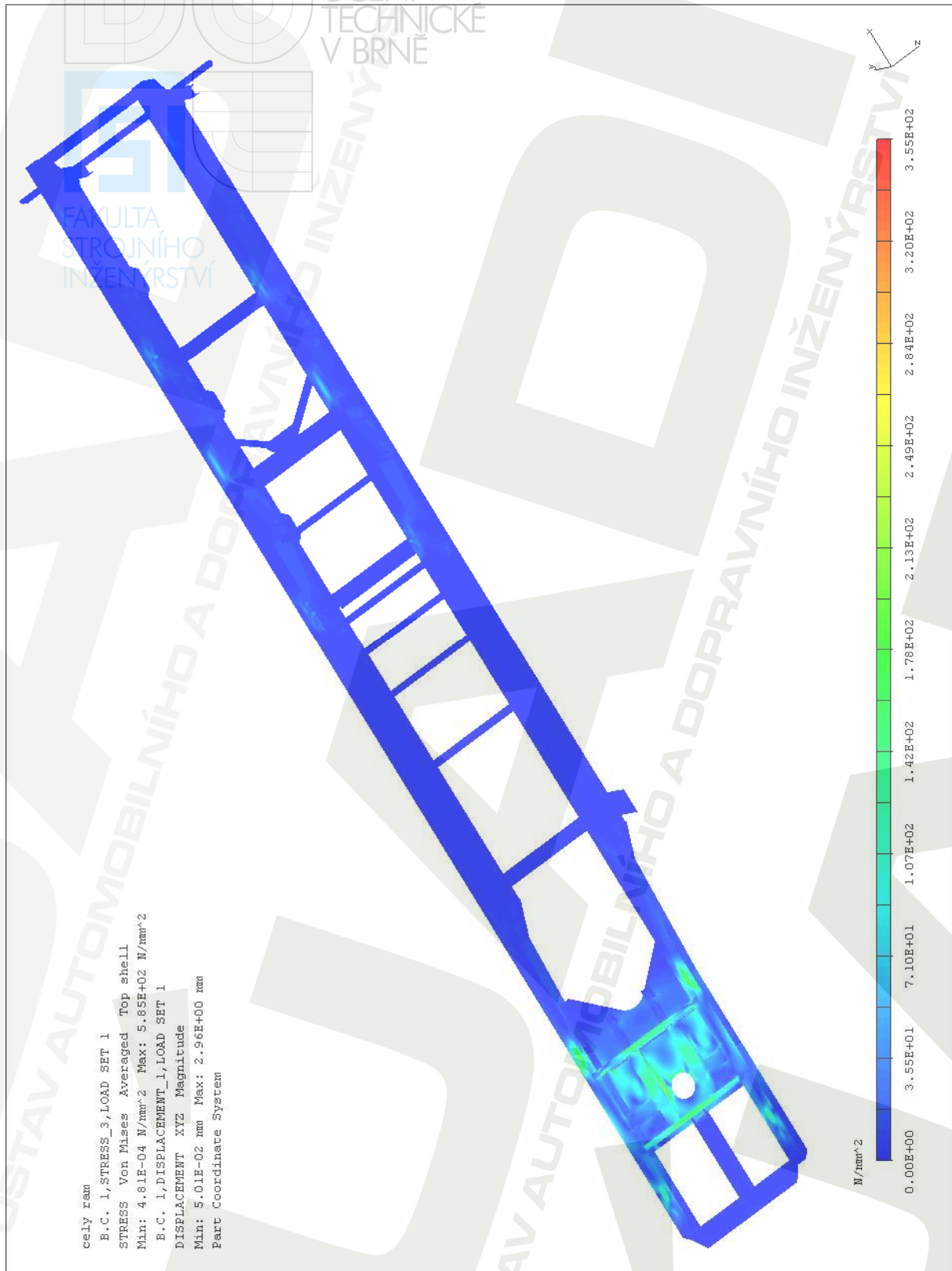
Výkres sestavy – 1-NCH39-01.00

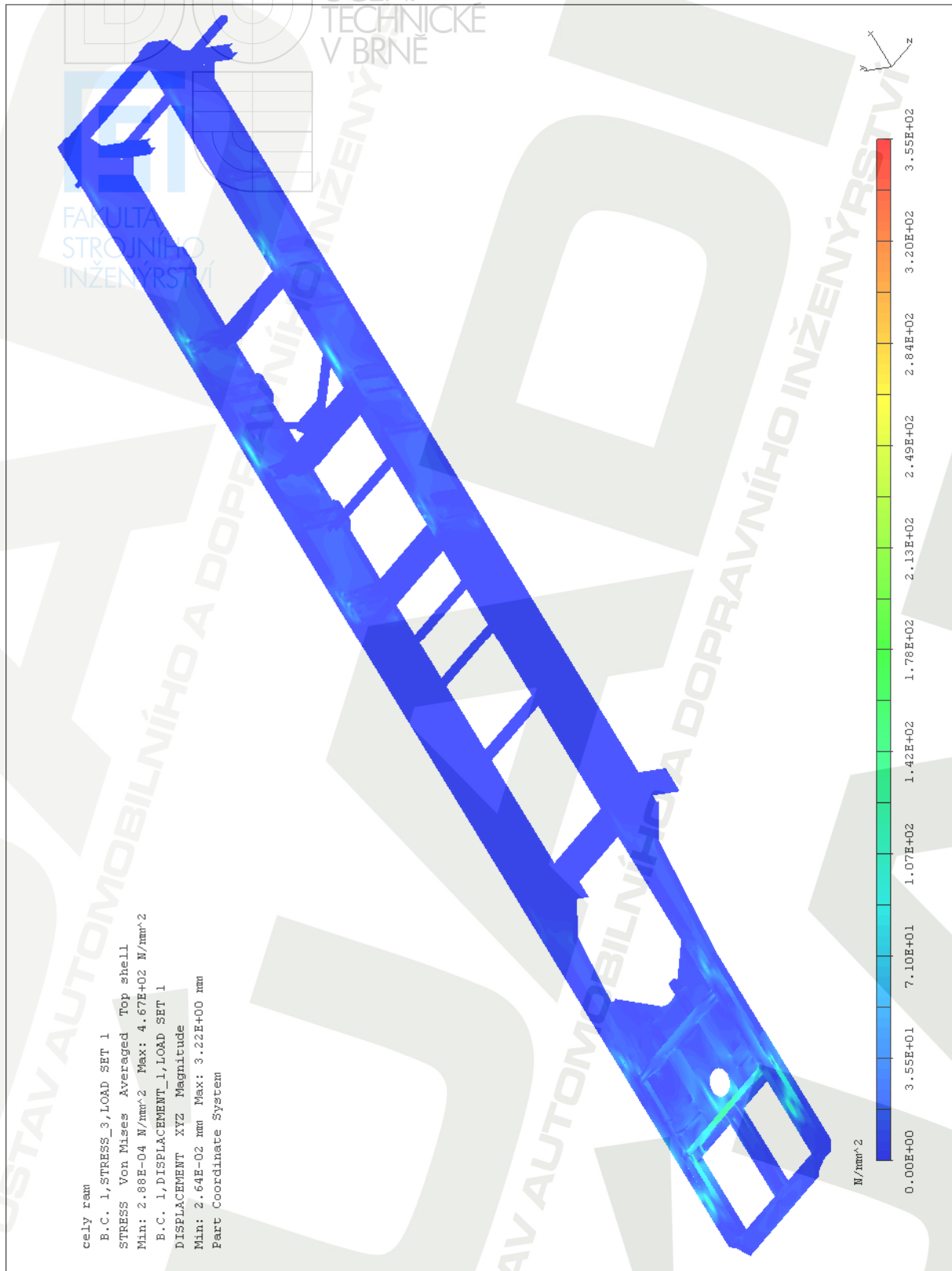
Kusovník – 3-NCH39-01.00.2

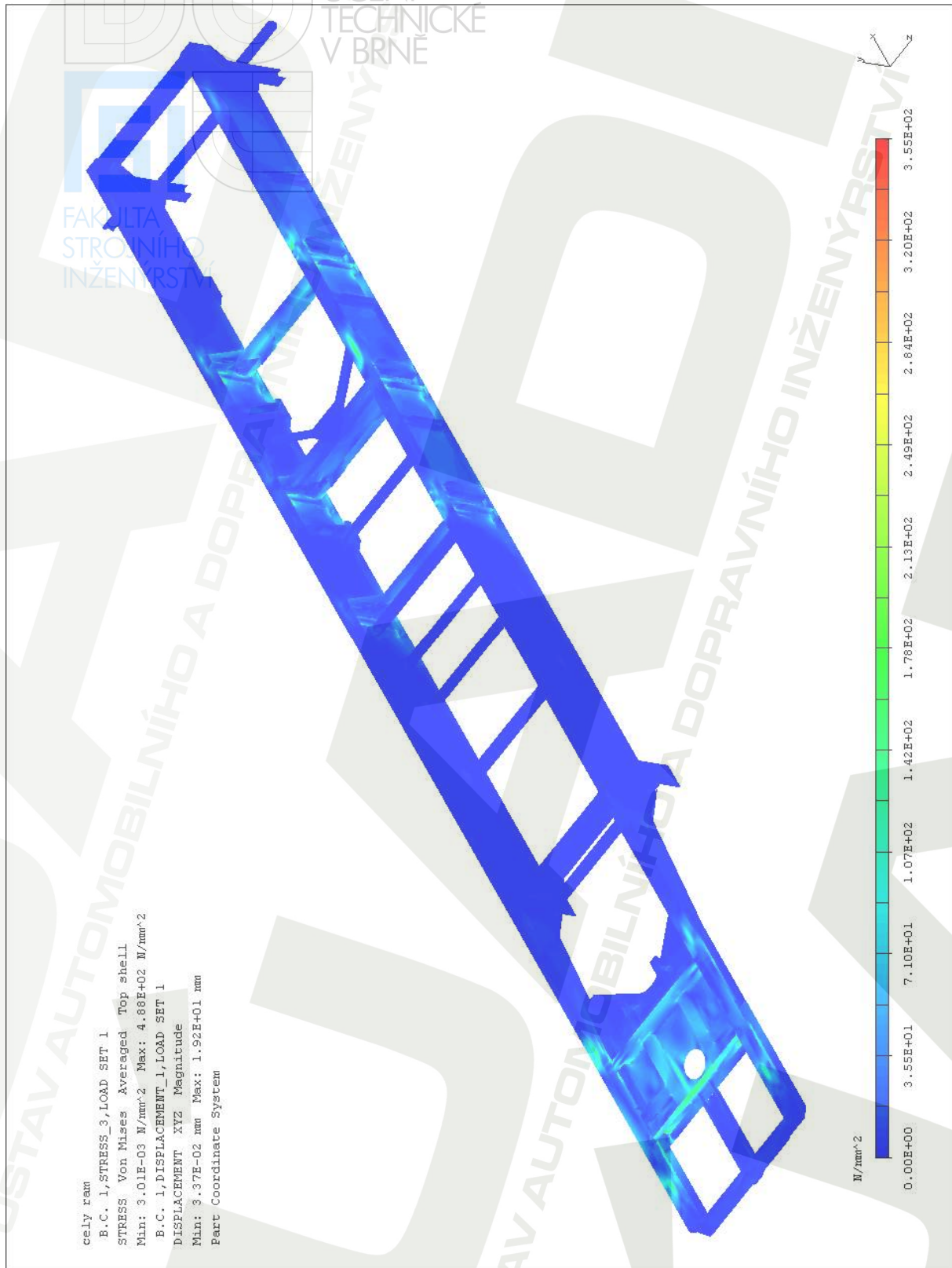
## 14 Přílohy

## Příloha 1

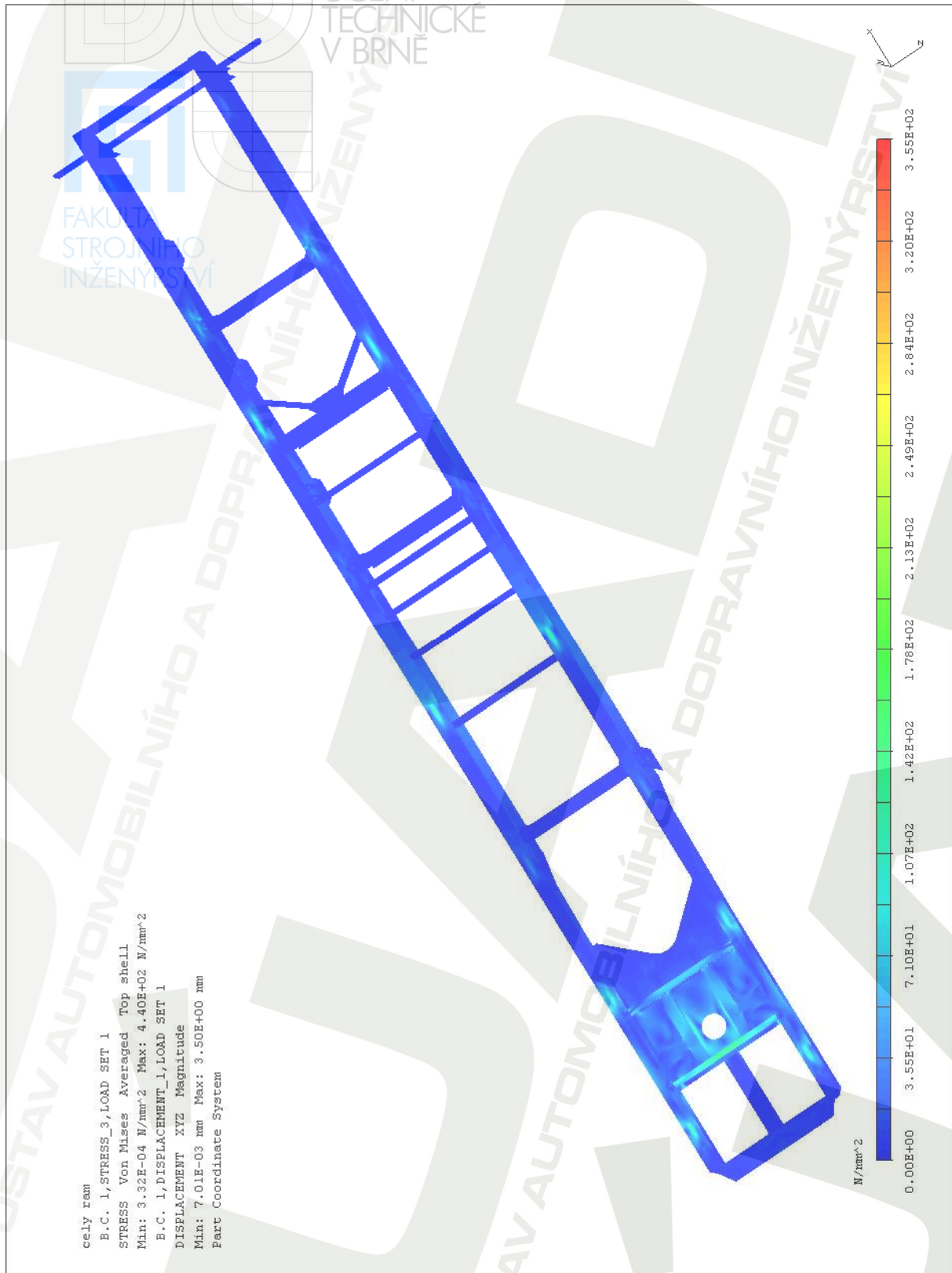
Návěs celé dříví; tíhové zatížení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

**Příloha 2**Návěs celé dříví; brzdění ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

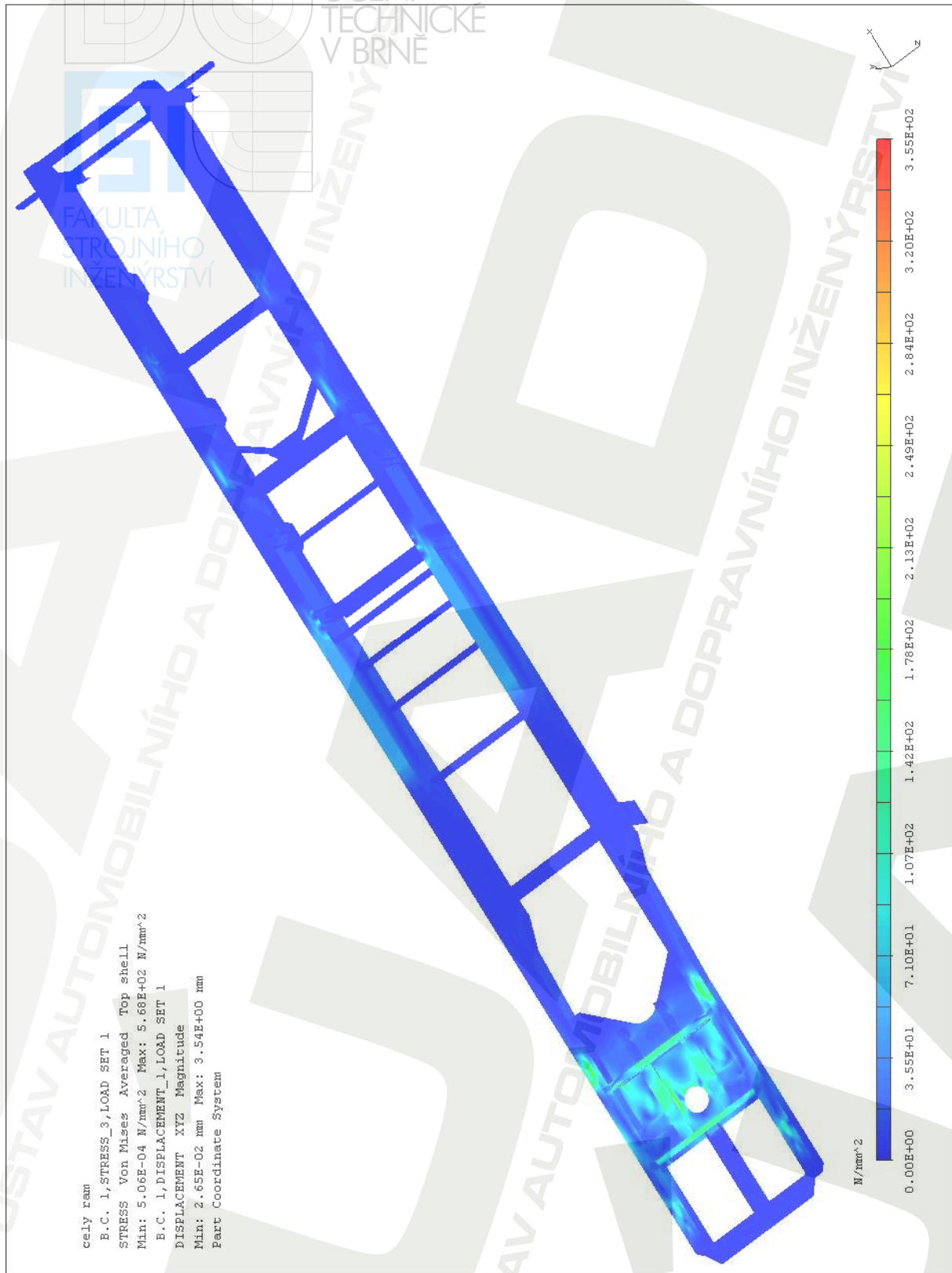
**Příloha 3**Návěs celé dříví; akcelerace ( $g = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

**Příloha 4**Návěš celé dříví; průjezd zatáčkou ( $g = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

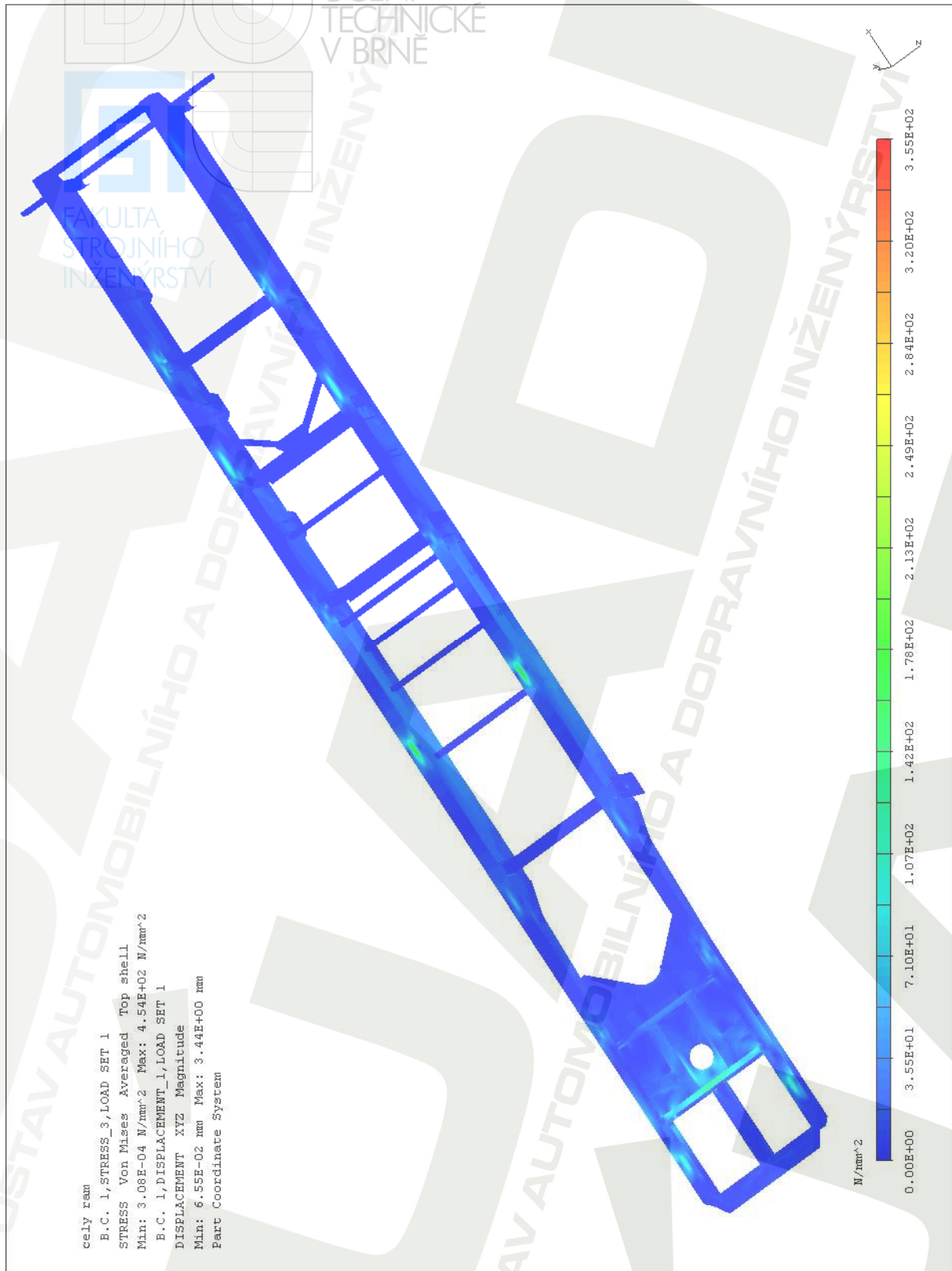
## Příloha 5

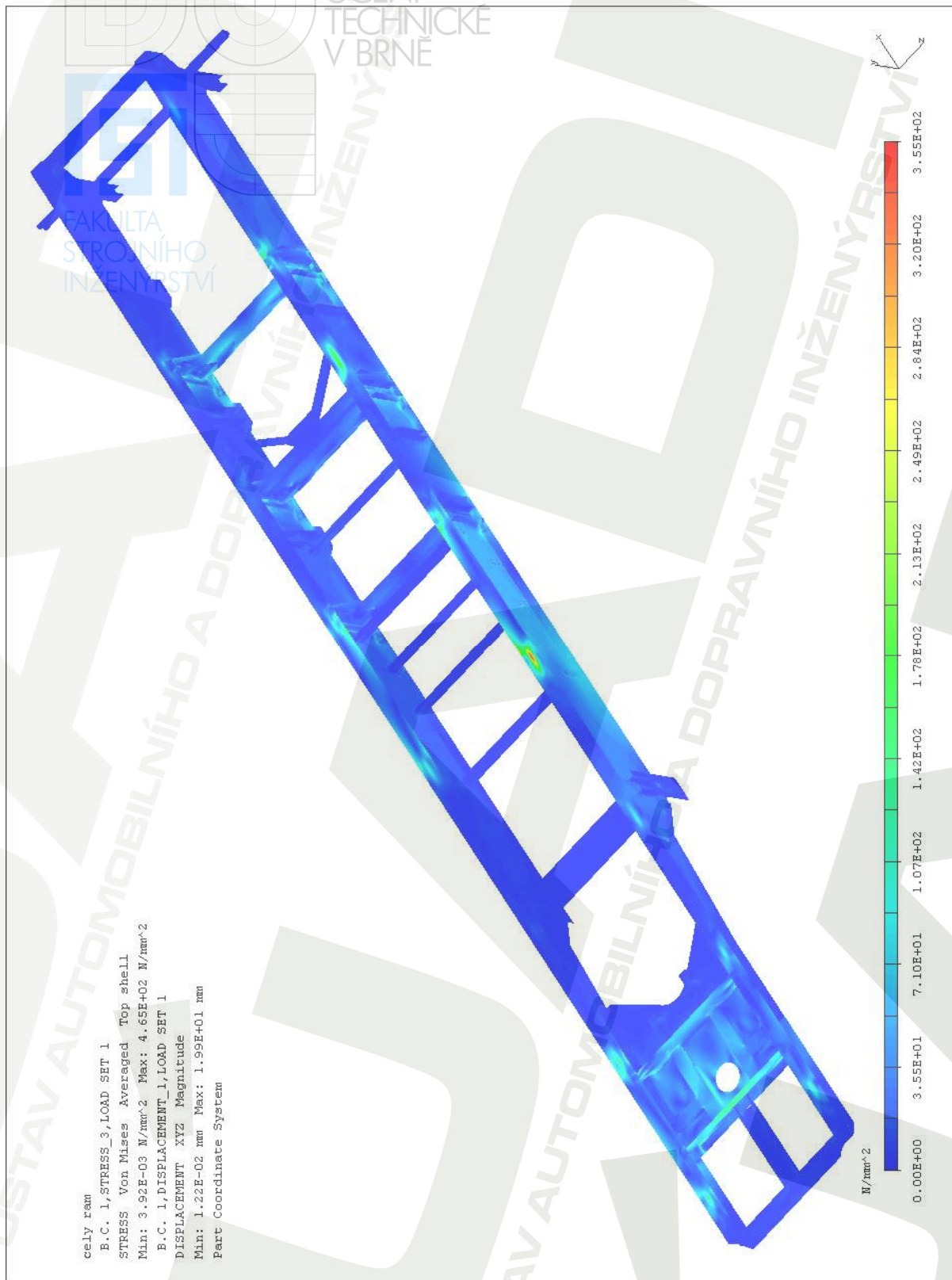
Návěs dva kusy dříví; tíhové zrychlení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

## Příloha 6

Návěs dva kusy dříví; brzdění ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )

## Příloha 7

Návěs dva kusy dříví; akcelerace ( $\bar{g} = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

**Příloha 8**Návěs dva kusy dříví; průjezd zatáčkou ( $g = 4,9035 \text{ m/s}^2$ )

## Příloha 9

Návěs celé dříví – odstaven; tíhové zrychlení ( $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ )