

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2017

Bc. Tomáš Vtípil

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh rámu traktorového sklápěcího přívěsu

Bc. Tomáš Vtípil

Diplomová práce

2017

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Vtípil**
Osobní číslo: **D15418**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh rámu traktorového sklápěcího přívěsu**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Práci zaměřte na konstrukční návrh a pevnostní výpočty rámu a korby traktorového přívěsu. Konstrukční návrh doplňte o stanovení koncepce brzdové soustavy, nápravy a příslušenství přívěsu. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci rámu. Pro pevnostní výpočty použijte metody současné vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Popis stávajících řešení traktorových sklápěcích přívěsů.
3. Zpracujte přehled legislativních a konstrukčních požadavků na traktorové sklápěcí přívěsy.
4. Stanovení vstupních parametrů zatížení.
5. Na základě požadavků a zatížení navrhnete rám přívěsu.
6. Provést kontrolu pevnosti rámu přívěsu.
7. Návrh koncepce řešení brzdové soustavy, nápravy a příslušenství.
8. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran textu a přílohy

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

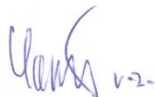
- [1] EN ČSN 69 0010. Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla výpočet pevnosti. Český normalizační institut.
- [2] ČSN EN 1993-1-9 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-9: Únava. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [3] Vyhláška č. 341/2014 Sb., Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích
- [4] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: 15. února 2017

Termín odevzdání diplomové práce: 26. května 2017



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

L.S.



doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2017

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

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

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 25. 5. 2017

Bc. Tomáš Vtípil

Poděkování

Chtěl bych velmi poděkovat své rodině za podporu a pomoc při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat p. Jaroslavu Zrůstovi, jednatelem firmy Přívěsy a návěsy Zrůst Chrudim a konstruktérům ze společnosti ZDT Nové Veselí, s.r.o. za rady, konzultace a poskytnuté materiály, ze kterých jsem mohl dále čerpat důležité informace. Na závěr bych chtěl velmi poděkovat svému vedoucímu p. doc. Ing. Petru Tomkovi, Ph.D., který vedl mou diplomovou práci a poskytl mi mnoho cenných rad při výpočtech a samotné tvorbě celé práce.

V Pardubicích dne 25.5.2017

Bc. Tomáš Vtípil

ANOTACE

Tato diplomová práce je věnována ideovému návrhu konstrukcí rámu nástavby a podvozkového rámu třístranného sklápěcího traktorového přívěsu s maximální technickou hmotností 5 500 kg a užitečnou hmotností 4 000 kg. První část se zabývá popisem stávajících řešení sklápěcích přívěsů, legislativou a požadavky pro návrh přívěsu. Druhá část je hlavně zaměřena na popis konstrukcí ideově navržených rámu přívěsu, na základě kterých byly provedeny pevnostní analýzy v počítačovém programu SolidWorks 2014 dle stanovených zátěžových stavů.

KLÍČOVÁ SLOVA

rám, náprava, legislativa, traktorový sklápěcí přívěs, metoda konečných prvků

TITLE

Design of the frame for a tractor tipping trailer

ANNOTATION

The diploma thesis deals with an ideological design of a construction of a body frame and chassis frame of a three-way tractor tipping trailer with maximum technically permissible weight of 5 500 kg and a load capacity of 4 000 kg. The first part of this thesis deals with a description of existing solutions of the tipping trailers, with the legislation and requirements for the design of the trailer. The second part is mainly focused on the description of ideological designs of trailer frames, which were the base for making the strength analyses via the computer programme SolidWorks 2014 according to the given stress conditions.

KEYWORDS

frame, axle, legislation, tractor tipping trailer, finite element method

OBSAH

ÚVOD	- 16 -
1 TRAKTOROVÁ SKLÁPĚCÍ PŘÍPOJNÁ VOZIDLA	- 17 -
2 LEGISLATIVA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ - PŘÍPOJNÁ VOZIDLA	- 20 -
2.1 Legislativa v České Republice	- 20 -
2.1.1 Vyhláška č. 341/2014 Sb.	- 21 -
2.1.1.1 Spojitelnost dle okamžité hmotnosti přípojného vozidla a souprav	- 22 -
2.1.1.2 Spojitelnost jízdních souprav	- 23 -
2.1.1.3 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel, zvláštních vozidel a jejich rozdělení na nápravy	- 24 -
2.1.1.4 Hmotnosti vyžadované pro provoz na pozemních komunikacích.....	- 25 -
2.1.1.5 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav.....	- 26 -
2.1.1.6 Technické požadavky na přípojná vozidla kategorie R.....	- 26 -
2.2 Legislativa mezinárodně platná.....	- 31 -
2.2.1 Předpis EHK/OSN	- 31 -
2.2.2 Předpis ES/EU	- 31 -
2.2.3 Předpis GTR (Global Technical Regulations)	- 32 -
2.3 Nařízení č. 167/2013	- 32 -
3 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ	- 33 -
3.1 Průřezové charakteristiky profilů	- 35 -
3.2 Výpočet silových účinků působících na rám podvozku.....	- 36 -
3.2.1 Převážný zatěžovací stav - jízda přívěsu.....	- 36 -
3.2.2 Zatěžovací stav - sklápění dozadu	- 37 -
3.2.3 Zátěžový stav - sklápění do boku	- 41 -
4 KONCEPČNÍ NÁVRH ČÁSTÍ PODVOZKU	- 44 -
4.1 Náprava	- 44 -
4.2 Pneumatiky a disky	- 45 -

4.3	Brzdová soustava	- 46 -
5	NÁVRH RÁMŮ TRAKTOROVÉHO PŘÍVĚSU.....	- 47 -
5.1	Ideový návrh podvozkového rámu.....	- 48 -
5.2	Ideový návrh rámu nástavby	- 49 -
6	PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	- 50 -
6.1	RÁM NÁSTAVBY	- 51 -
6.1.1	Přepravní zatěžovací stav - jízda přívěsu.....	- 51 -
6.1.2	Zatěžovací stav - sklápění dozadu	- 58 -
6.1.2.1	Počáteční poloha sklápění	- 58 -
6.1.2.2	Poloha sklápění dozadu při maximálním úhlu	- 63 -
6.1.3	Zatěžovací stav - sklápění do boku.....	- 65 -
6.1.3.1	Počáteční poloha sklápění	- 65 -
6.1.3.2	Poloha sklápění do boku při maximálním úhlu.....	- 70 -
6.2	PODVOZKOVÝ RÁM.....	- 72 -
6.2.1	Přepravní zatěžovací stav - jízda přívěsu.....	- 72 -
6.2.2	Zatěžovací stav - sklápění dozadu	- 77 -
6.2.2.1	Počáteční poloha sklápění	- 77 -
6.2.2.2	Poloha sklápění dozadu při maximálním úhlu	- 82 -
6.2.3	Zatěžovací stav - sklápění do boku.....	- 84 -
6.2.3.1	Počáteční poloha sklápění	- 84 -
6.2.3.2	Poloha sklápění do boku při maximálním úhlu.....	- 89 -
7	ZÁVĚR	- 92 -
8	POUŽITÁ LITERATURA	- 93 -
9	PŘÍLOHY	- 96 -

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK

Obrázek 1 - Návěs WIELTON sklápěný dozadu [9].....	- 17 -
Obrázek 2 - Návěs BIG 13000 sklápěný do boku [19].....	- 17 -
Obrázek 3 - Tvarovaný profil bočnice Fuhrmann [17].....	- 18 -
Obrázek 4 - Vozidlo s výměnným systémem nástaveb [10]	- 19 -
Obrázek 5 - Šnekový dopravník umístěný na zadním čele nástavby [14].....	- 19 -
Obrázek 6 - Traktorové přípojné vozidlo na zkušebně SZZPLS [12]	- 33 -
Obrázek 7 - Schéma traktorového přívěsu při přepravním zatěžovacím stavu	- 37 -
Obrázek 8 - Schéma traktorového přívěsu při sklápění dozadu	- 39 -
Obrázek 9 - Schéma traktorového přívěsu při sklápění do boku	- 42 -
Obrázek 10 - Náprava Gigant - GKH2 05506 3010 [7]	- 44 -
Obrázek 11 - Pneumatika Mitas IM-04 [8].....	- 46 -
Obrázek 12 - Disk 9.00x15.3 [11]	- 46 -
Obrázek 13 - Dvouhadicová vzduchová brzdová soustava WABCO [18].....	- 47 -
Obrázek 14 - Numerický model podvozkového rámu	- 49 -
Obrázek 15 - Numerický model rámu nástavby	- 50 -
Obrázek 16 - Smluvní diagram tahové zkoušky	- 51 -
Obrázek 17 - Von Misesův bilineární model.....	- 51 -
Obrázek 18 - Výpočtový model rámu nástavby pro přepravní zatěžovací stav	- 52 -
Obrázek 19 - Výpočtový model rámu nástavby s prvkovou sítí.....	- 53 -
Obrázek 20 - Zatěžovací charakteristika analýzy MNA rámu nástavby pro přepravní zatěžovací stav	- 54 -
Obrázek 21 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro přepravní zatěžovací stav	- 55 -
Obrázek 22 - Redukované napětí von Mises - TOP - přepravní zatěžovací stav rámu nástavby	- 56 -
Obrázek 23 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - přepravní zatěžovací stav rámu nástavby.....	- 56 -
Obrázek 24 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - přepravní zatěžovací stav rámu nástavby.....	- 57 -
Obrázek 25 - Celkové posuvy rámu nástavby při přepravním zatěžovacím stavu	- 58 -
Obrázek 26 - Výpočtový model rámu nástavby pro počáteční sklápění dozadu.....	- 59 -

Obrázek 27 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro počáteční sklápění dozadu	60 -
Obrázek 28 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění dozadu rámu nástavby	61 -
Obrázek 29 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění dozadu rámu nástavby	61 -
Obrázek 30 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění dozadu rámu nástavby	62 -
Obrázek 31 - Celkové posuvy rámu nástavby při počátečním sklápění dozadu	62 -
Obrázek 32 - Výpočtový model rámu nástavby pro maximální úhel sklápění dozadu	63 -
Obrázek 33 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro maximální úhel sklápění dozadu	64 -
Obrázek 34 - Celkové posuvy rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění dozadu.....	65 -
Obrázek 35 - Výpočtový model rámu nástavby pro počáteční sklápění do boku	66 -
Obrázek 36 - Zatěžovací charakteristika analýzy MNA rámu nástavby pro počáteční sklápění do boku	67 -
Obrázek 37 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění do boku rámu nástavby	68 -
Obrázek 38 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění do boku rámu nástavby	68 -
Obrázek 39 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění do boku rámu nástavby	69 -
Obrázek 40 - Celkové posuvy rámu nástavby při počátečním sklápění do boku	69 -
Obrázek 41 - Výpočtový model rámu nástavby pro maximální úhel sklápění do boku.....	70 -
Obrázek 42 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro maximální úhel sklápění do boku	71 -
Obrázek 43 - Celkové posuvy rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění do boku	72 -
Obrázek 44 - Výpočtový model podvozkového rámu pro přepravní zatěžovací stav	73 -
Obrázek 45 - Výpočtový model podvozkového rámu s prvkovou sítí	73 -
Obrázek 46 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro přepravní zatěžovací stav	75 -
Obrázek 47 - Redukované napětí von Mises - TOP - přepravní zatěžovací stav podvozkového rámu	75 -

Obrázek 48 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - přepravní zatěžovací stav podvozkového rámu	- 76 -
Obrázek 49 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - přepravní zatěžovací stav podvozkového rámu	- 76 -
Obrázek 50 - Celkové posuvy podvozkového rámu při přepravním zatěžovacím stavu.....	- 77 -
Obrázek 51 - Výpočtový model podvozkového rámu pro počáteční sklápění dozadu	- 78 -
Obrázek 52 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro počáteční sklápění dozadu.....	- 79 -
Obrázek 53 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění dozadu podvozkového rámu	- 80 -
Obrázek 54 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění dozadu podvozkového rámu	- 80 -
Obrázek 55 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění dozadu podvozkového rámu	- 81 -
Obrázek 56 - Celkové posuvy podvozkového rámu při počátečním sklápění dozadu	- 81 -
Obrázek 57 - Výpočtový model podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění dozadu	- 82 -
Obrázek 58 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění dozadu	- 83 -
Obrázek 59 - Celkové posuvy podvozkového rámu při maximálním úhlu sklápění dozadu	- 84 -
Obrázek 60 - Výpočtový model podvozkového rámu pro počáteční sklápění do boku	- 85 -
Obrázek 61 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro počáteční sklápění do boku	- 86 -
Obrázek 62 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění do boku podvozkového rámu	- 87 -
Obrázek 63 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění do boku podvozkového rámu	- 87 -
Obrázek 64 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění do boku podvozkového rámu	- 88 -
Obrázek 65 - Celkové posuvy podvozkového rámu při počátečním sklápění do boku.....	- 88 -
Obrázek 66 - Výpočtový model podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění do boku.....	- 89 -

Obrázek 67 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění do boku.....	- 90 -
Obrázek 68 - Celkové posuvy podvozkového rámu při maximálním úhlu sklápění do boku	- 91 -
Tabulka 1 - Největší povolené hmotnosti na nápravu vozidla nesmí překročit [1]	- 24 -
Tabulka 2 - Největší povolená hmotnost silničních vozidel nesmí překročit [1]	- 24 -
Tabulka 3 - Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu [1].....	- 26 -
Tabulka 4 - Platné směrnice EU [1].....	- 26 -
Tabulka 5 - Doplnující nařízení komise (EU) k nařízení č. 167/2013 [6]	- 32 -
Tabulka 6 - Parametry zemědělských komodit [20].....	- 34 -
Tabulka 7 - Tabulkové parametry válcovaných profilů.....	- 35 -
Tabulka 8 - Parametry zvolené pneumatiky [8].....	- 45 -
Tabulka 9 - Nosnost pneumatiky [8]	- 45 -

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

V_1	objem nástavby (korby) bez nástavků	[m ³]
V_2	objem nástavby (korby) s nástavky	[m ³]
h_1	výška bočnic a nástavků	[mm]
l_1	délka ložné plochy nástavby	[mm]
l_2	šířka ložné plochy nástavby	[mm]
W_{oy}	modul průřezu v ohybu v ose y	[cm ³]
J_y	kvadratický moment k ose y	[cm ⁴]
b	šířka válcovaného profilu	[mm]
t_s	tloušťka stojiny válcovaného profilu	[mm]
t_g	tloušťka pásnice válcovaného profilu	[mm]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
m_n	hmotnost nákladu	[kg]
m_{rn}	hmotnost rámu nástavby	[kg]
m_{celk}	součet hmotností nákladu a rámu nástavby	[kg]
v_1	vzdálenost těžiště nákladu od předního nebo zadního čepu	[mm]
F_G	výsledná tíhová (zatěžující) síla	[N]
R_{Ay}	reakce působící na přední čep v ose y	[N]
R_{By}	reakce působící na boční nebo zadní čep v ose y	[N]
δ_D	dynamický součinitel	
x_P	vodorovná vzdálenost středu uložení hydraulického válce od středu zadního čepu	[mm]
y_P	svislá vzdálenost středu uložení hydraulického válce od středu zadního čepu	[mm]
t_3	vzdálenost posunutého těžiště nákladu od svislé osy nástavby	[mm]

t_4	vzdálenost posunutého těžiště nákladu od středu zadního čepu	[mm]
t_2	vzdálenost posunutého těžiště nákladu od středu horního čepu hydraulického válce	[mm]
v_2	vzdálenost středu horního čepu hydraulického válce od středu zadního čepu	[mm]
R_{B_x}	reakce působící na zadní čep při sklápění dozadu v ose x	[N]
F_{V_x}	působící síla hydraulického válce při sklápění dozadu v ose x	[N]
F_{V_y}	působící síla hydraulického válce při sklápění dozadu nebo do boku v ose y	[N]
α	úhel sklápění dozadu nebo do boku	[°]
β	úhel mezi osou hydraulického válce a vodorovnou rovinou přípojného vozidla	[°]
φ	úhel odklonu osy hydraulického válce od svislé osy nástavby	[°]
x_V	vodorovná souřadnice bodu V	[mm]
y_V	svislá souřadnice bodu V	[mm]
x_T	vodorovná souřadnice bodu T (těžiště)	[mm]
y_T	svislá souřadnice bodu T (těžiště)	[mm]
v_3	vzdálenost těžiště nákladu od středu bočních čepů	[mm]
R_{B_z}	reakce působící na boční čep při sklápění do boku v ose z	[N]
F_{V_z}	působící síla hydraulického válce při sklápění do boku v ose z	[N]
x_A	vodorovná vzdálenost středu uložení hydraulického válce od středu bočního čepu	[mm]
y_A	svislá vzdálenost středu uložení hydraulického válce od středu bočního čepu	[mm]
LF_{PL}	Load faktor pro mezní stav plasticity (Load factor plasticity)	
LF_{ST}	Load faktor pro mezní stav ztráty stability (Load factor stability)	
n_T	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu plasticity	

n_u	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu ztráty stability
φ	součinitel svarového spoje
LF_D	Load faktor dovolený
LF_L	Load faktor limitní (plasticity)
F_{GD}	dovolená hodnota zatěžující síly

ÚVOD

Nedílnou součástí postupně se vyvíjející ekonomiky a hospodářských aktivit člověka je rozvoj dopravy a infrastruktury. Mezi odvětví, kde je doprava velmi využívána a důležitá, patří také zemědělství. V tomto odvětví doznala doprava poměrně velikých změn, které jsou způsobeny zvyšujícími se požadavky na přepravu materiálů. Přeprava materiálů je v zemědělství nejčastěji realizována za různých podmínek a na zpevněných či nezpevněných komunikacích. Zemědělská doprava je charakterizována dvěma typy dopravy. Prvním typem je použití nákladních automobilů a též speciálně určených agrotahačů s přípojnými vozidly (návěsy jednoúčelové nebo výměnné nosiče nástaveb). Druhým typem je využití traktorových přípojných vozidel, které jsou v zemědělství nepostradatelné.

Tato diplomová práce se věnuje traktorovým sklápěcím přípojným vozidlům. Zejména se zaměřuje na konstrukční návrh a provedení jednonápravového třístranného sklápěcího přívěsu. S tím úzce souvisí i čím dál tím více kladený důraz na legislativní požadavky a nařízení. Důležité je stanovení základních parametrů, které specifikují provedení přípojného vozidla a dále správný výběr důležitých komponentů vozidla.

Práce se dále zaměřuje na ideové návrhy konstrukcí rámu podvozku a rámu nástavby. Obě tyto navržené konstrukce rámu budou závěrem podrobeny pevnostním výpočtům (analýzám) při určených zatěžovacích stavech jako je jízda přívěsu a sklápění dozadu a do boku. Tyto analýzy vychází z výpočtů působících sil při těchto zatěžovacích stavech.

1 TRAKTOROVÁ SKLÁPĚCÍ PŘÍPOJNÁ VOZIDLA

V zemědělské dopravě se setkáváme s různými druhy traktorových přípojných vozidel, což je souhrnné označení pro přívěsy, nástavby a výměnné systémy nástaveb. Využívají se hlavně pro zajištění vnitřní (vnitropodnikové) a vnější (mimopodnikové) dopravy daného podniku. Všechna tato traktorová přípojná vozidla se liší různým způsobem vyložení převáženého materiálu (zemědělské komodity). S tím také souvisí patřičné konstrukční a technické provedení vozidla s ohledem na přepravovaný materiál, vykládací výšku a provedení vykládacího zařízení. Nejčastější a nejjednodušší forma vyložení materiálu je sklápění nástavby. Jeho výhodou je jednoduché konstrukční a technické provedení společně s méně náročnou údržbou.

Sklápění nástavby může být realizováno dozadu nebo do boku, kde je možnost sklápění do levé nebo pravé strany. Samotné sklápění v obou případech je provedeno pomocí předního (umístěn před předním čelem nástavby) nebo spodního hydraulického válce, který je umístěn mezi rámem podvozku a rámem nástavby. Pokud je přípojně vozidlo vybaveno jen jednou možností sklápění, označuje se jako jednostranně sklápěcí. Přípojně vozidlo umožňující kombinaci sklápění dozadu a do boku označujeme jako třístranně sklápěcí.



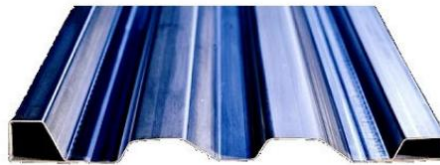
Obrázek 1 - Návěs WIELTON sklápěný dozadu [9]



Obrázek 2 - Návěs BIG 13000 sklápěný do boku [19]

Konstrukce traktorových přívěsů a návěsů je zpravidla celokovová. Rám podvozku a nástavby tvoří svařenec z otevřených a uzavřených profilů nebo jejich kombinací. Podlahu rámu nástavby tvoří ocelový plech o různé tloušťce odpovídající určení provozu přípojněho

vozidla. Součástí tohoto rámu je patřičně dimenzovaný nosný kříž, na který je uchycen horní díl spodního hydraulického válce. Konstrukce rámu nástavby může být vybavena dalšími prvky jako jsou boční sloupky nebo boční rámy určené pro uchycení čel (přední a zadní) a bočnic, též mechanismy (zařízení) napomáhající k jejich otevírání. Různé provedení mechanismů otevírání zadního čela nebo bočnic může být mechanické nebo hydraulické. Dále může být vybavena prvky umožňující sklápění dozadu či do boku jako jsou držáky vidlicových čepů, panty nebo kulové závěsy. Celková tuhost bočnic se zvýší použitím plechů s prolisy případně náležitými tvarovanými profily, mezi nejznámější dodavatele a výrobce se řadí společnost Fuhrmann.



Obrázek 3 - Tvarovaný profil bočnice Fuhrmann [17]

I přípojná vozidla s jednostranným sklápěním dozadu mohou být vybavena sklopnými bočnicemi pro efektivnější nakládání materiálu. Bočnice rámu nástavby mohou být doplněny o další nástavky pro zvýšení objemu celé nástavby.

Pokud obě bočnice, přední čelo, podlaha a rám nástavby tvoří jeden svařenec konstrukce celé nástavby, označujeme ho jako vanovou nástavbu. V tomto případě je sklopné pouze zadní čelo a celá vanová nástavba je sklápěná pouze dozadu. Toto provedení se vyznačuje vysokou pevností a tuhostí.

Dalším typem traktorového sklápěcího přípojného vozidla může být systém výměnných nástaveb, který je v dnešní době velmi rozšířený a populární. Systém je hlavně tvořen univerzálním podvozkem, tzv. nosičem výměnných nástaveb a několika dalšími nástavbami jako je např. korba, rozmetadlo nebo cisterna. Tyto nástavby mají své specifické opodstatnění pro použití při přepravě a následné operaci s přepravovaným materiálem a lze je kdykoli připojit nebo odpojit k univerzálnímu podvozku. Pro odpojení musí být nástavby vybaveny patřičnými podpěrami.



Obrázek 4 - Vozidlo s výměnným systémem nástaveb [10]

Traktorová sklápěcí přípojná vozidla mohou být vybavena zakrývací plachtou, která chrání proti dešti, znečištění převáženého materiálu nebo jeho úniku při přepravě, který by mohl ohrozit ostatní účastníky silničního provozu. Zakrývání může být podélné nebo příčné ovládané mechanicky nebo hydraulicky. Mezi další výbavu patří použití žebříku nebo obslužné plošiny, umístěné nejčastěji na předním čele, které usnadňují kontrolu nákladu nebo obsluhu zakrývací plachty, případně zakrývacího mechanismu. Pro kontrolu nákladu se též mohou používat otvory v předním čele, zvané jako kontrolní. Otvory umístěné v dolní části na zadním čele umožňují vysypání malého množství materiálu (tzv. dávkování) nebo též připojení šnekového dopravníku. Otevírání zadního otvoru je zajištěno pomocí mechanického pákového mechanismu nebo hydraulicky. Většinou jsou tyto přípojná vozidla vybavena opěrnou nohou nebo opěrným stavitelným kolečkem umístěným na oji, které slouží proti překlopení vozidla po jeho odpojení od vozidla tažného.



Obrázek 5 - Šnekový dopravník umístěný na zadním čele nástavby [14]

Mezi další traktorová přípojná vozidla s různým typem vyložení materiálu se řadí vykládací systém rolování podlahy nástavby, systém posuvu řetězového dopravníku, vyložení materiálu výtlačným předním čelem nástavby nebo použití šnekového dopravníku. Šnekový dopravník může být umístěn v přední nebo zadní části nástavby.

2 LEGISLATIVA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ - PŘÍPOJNÁ VOZIDLA

V této kapitole a v dalších podkapitolách jsou použity citace z vyhlášky č. 341/2014 Sb. a nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 dle použité literatury [1] a [6].

V každém státě musí být dodrženy určité platné legislativní normy (zákony, předpisy, vyhlášky a nařízení) vytvářející legislativní požadavky na dané dopravní prostředky. Tyto požadavky jsou důvodem ke zlepšení vzájemné kompatibility dopravních prostředků a dopravní infrastruktury, přiměřené šetrnosti k životnímu prostředí a zajištění dostatečné úrovně bezpečnosti posádky a okolí (chodci, ostatní účastníci silničního provozu, atd.). Následné ověření dodržování legislativních požadavků je uskutečněno v akreditovaných zkušebnách. Celý proces ověření splněných požadavků se nazývá homologace (též schvalování).

2.1 Legislativa v České Republice

V České Republice se legislativa v oboru dopravních prostředků řídí zákonem č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb. [2]

Kromě tohoto zákona musí být dodržena i vyhláška č. 341/2014 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních

komunikacích [1] nahrazující vyhlášku č. 341/2002 Sb. Tato nová vyhláška vešla v platnost 1. ledna 2015.

2.1.1 Vyhláška č. 341/2014 Sb.

Příloha č. 2 k této vyhlášce zahrnuje veškeré kategorie motorových, přípojných, zvláštních vozidel a pracovních strojů (samojízdných a nesených). Dále bude popsána kategorie označená číslem 6 (ve vyhlášce č. 341/2014 Sb.), do které právě patří i traktorový jednoosý sklápěcí přívěs popisovaný v této diplomové práci.

Kategorie R (dříve označená jako OT) - přípojným vozidlem je každé zemědělské nebo lesnické přípojné vozidlo určené hlavně k nesení nákladu a konstruované k tomu, aby bylo taženo traktorem pro zemědělské nebo lesnické účely; přípojná vozidla, u nichž je část jejich naložené hmotnosti nesena tažným vozidlem, spadající do této kategorie; každé vozidlo připojené k traktoru a zahrnující nástroj se musí považovat za zemědělské nebo lesnické přípojné vozidlo, pokud je poměr celkové technicky přípustné hmotnosti k nenaložené hmotnosti tohoto vozidla roven 3,0 nebo větší a pokud nebylo vozidlo konstruováno ke zpracování materiálů: [1]

- a) *Kategorie R1*: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 1 500 kg.
- b) *Kategorie R2*: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 3 500 kg.
- c) *Kategorie R3*: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 21 000 kg.
- d) *Kategorie R4*: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 21 000 kg.

Podle konstrukční rychlosti se označuje každá kategorie přípojného vozidla ještě uprostřed písmenem **a** nebo **b** (Ra1; Rb1, atd.): [1]

- a) "a" - platí pro přípojná vozidla s maximální konstrukční rychlostí rovnou 40 km.h⁻¹ nebo nižší,
- b) "b" - platí pro přípojná vozidla s maximální konstrukční rychlostí vyšší než 40 km.h⁻¹.

2.1.1.1 Spojitelnost dle okamžité hmotnosti přípojného vozidla a souprav

Tato podkapitola se řídí dle § 34 a patřičných odstavců.

Okamžitá hmotnost vozidla nebo jízdní soupravy je hmotnost zjištěná v určitém okamžiku při jejich provozu na pozemních komunikacích. [1]

Okamžitá hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel smí být u jízdních souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí do $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ nejvýš 2,5 násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla. U jízdní soupravy traktoru a traktorového návěsu se okamžitou hmotností každého z vozidel jízdní soupravy rozumí součet hmotností připadajících na jednotlivé nápravy traktoru, respektive návěsu. Podíl hmotnosti připadající na nápravy traktorového návěsu nesmí převyšovat největší povolenou hmotnost přípojného vozidla uvedenou v technickém průkazu traktoru. [1]

Okamžitá hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel smí být u jízdních souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ nejvýše 1,5 násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla. [1]

Okamžitá hmotnost jízdní soupravy nesmí být větší než největší povolená hmotnost jízdní soupravy stanovená při schválení technické způsobilosti tažného vozidla. [1]

Prostřední vozidlo jízdní soupravy musí mít vyšší nebo stejnou okamžitou hmotnost, jakou má poslední vozidlo jízdní soupravy. Kombinace pomocného vozíku ve spojení s návěsem se pro tyto účely pokládá za jedno vozidlo. Pomocným vozíkem pro výše uvedené účely se rozumí jedno nebo vícenápravové přípojně vozidlo kategorie O nebo R svojí konstrukcí určené k připojení návěsu příslušné kategorie za použití točnice pro připojení návěsového čepu. Pomocný vozík jako samostatné vozidlo musí plnit požadavky za příslušnou kategorii přípojného vozidla. [1]

2.1.1.2 Spojitelnost jízdních souprav

Tato podkapitola se řídí dle § 35 a patřičných odstavců.

Pro spojování vozidel do jízdních souprav platí, že za vozidla kategorií T a C lze připojit pouze vozidla kategorie R, pokud není v paragrafu § 34 stanoveno jinak. [1]

Vozidla kategorií R a S, která nejsou vybavena brzdovým zařízením, a vozidla kategorií R a S, která jsou vybavena nájezdovou brzdovou soustavou, mohou být zapojována jen za tažná vozidla, jejichž provozní hmotnost je shodná nebo vyšší než okamžitá hmotnost připojovaného vozidla, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti tažného vozidla stanoveno jinak, u vozidel výše uvedených kategorií s největší povolenou hmotností nad 3 t zapojených do jízdní soupravy s tahačem musí být kromě toho účinek parkovací brzdy tahače prokazatelně schopen ubrzdit jízdní soupravu tahače s tímto vozidlem na svahu 12 %. [1]

V případě spojení tažného vozidla s přívěsem nebo dalším přívěsem musí být splněny dále uvedené požadavky: [1]

- a) svislé statické zatížení pevné oje, svisle nevýkyvné, u přívěsů s nápravou uprostřed, musí mít vždy kladnou hodnotu, aby se zabránilo odlehčování zadních náprav tažného vozidla,
- b) svisle výkyvná oj přívěsu nesmí mít, v zapojeném stavu, úhlovou odchylku od vodorovné roviny větší jak 10°, přitom poloha oje je dána spojnicí os čepů umožňujících kývání oje a bodu vlastního spojení s tažným vozidlem.

Zapojení vozidel do jízdních souprav, s výjimkou tažení přívěsů kategorií O₁ a O₂ s nájezdovou brzdou, s ohledem na ABS je možné v těchto kombinacích: [1]

- a) tažné vozidlo s ABS a přípojné vozidlo s ABS,
- b) tažné vozidlo bez ABS a přípojné vozidlo bez ABS,
- c) tažné vozidlo bez ABS a přípojné vozidlo s ABS za podmínky, že tažné vozidlo je vybaveno zařízením umožňující napájet a kontrolovat bezchybnou funkci ABS přípojného vozidla.

2.1.1.3 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel, zvláštních vozidel a jejich rozdělení na nápravy

Tato podkapitola se řídí dle § 37 a patřičných odstavců.

Tabulka 1 - Největší povolené hmotnosti na nápravu vozidla nesmí překročit [1]

a) U jednotlivé nápravy	10,00 t
b) U dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav dvojnápravy nesmí překročit při jejím dílčím rozvoru :	
1. méně než 1,0 m	11,00 t
2. od 1,0 m a méně než 1,3 m	16,00 t
3. od 1,3 m a méně než 1,8 m	18,00 t
c) Dvojnápravou podle písmene b) se rozumí dvě za sebou umístěné nápravy, jejichž středy jsou od sebe vzdáleny méně než 1,8 m.	
d) U trojnápravy přípojných vozidel součet zatížení tří náprav trojnápravy nesmí překročit při jejich větším z dílčích rozvorů jednotlivých náprav:	
1. do 1,3 m včetně	21,00 t
2. nad 1,3 m do 1,4 m včetně	24,00 t
3. nad 1,4 m do 1,8 m včetně	27,00 t
Trojnápravou přípojných vozidel se rozumí tři za sebou umístěné nápravy, jejichž součet dílčích rozvorů činí nejvýše 3,6 m.	
e) Hmotnost připadající na jednu nápravu dvojnápravy a trojnápravy přípojných vozidel nesmí překročit 10 t. Nad hodnotu 1,8 m respektive 3,6 m je náprava (nápravy) považována za samostatnou.	

Tabulka 2 - Největší povolená hmotnost silničních vozidel nesmí překročit [1]

a) U přívěsů se dvěma nápravami	18,00 t
b) U přívěsů se třemi nápravami	24,00 t
c) U přívěsů se čtyřmi a více nápravami	32,00 t
d) U jízdních souprav	48,00 t

Největší povolená hmotnost zvláštních vozidel nesmí překročit hodnoty platné pro silniční vozidla a dále: [1]

- a) u traktorových návěsů může být vyšší než hmotnosti stanovené u přívěsů uvedené v Tabulce 2 písmen a), b) a c) v závislosti na počtu náprav o hmotnost připadající na spojovací zařízení v závislosti na typu tohoto spojovacího zařízení a jeho povoleném zatížení,
- b) u pracovních strojů přípojných nesmí přesahovat hodnoty stanovené pro traktorové přívěsy nebo návěsy

2.1.1.4 Hmotnosti vyžadované pro provoz na pozemních komunikacích

Tato podkapitola se řídí dle § 38 a patřičných odstavců.

Okamžitá hmotnost vozidla nebo jízdní soupravy nesmí překročit povolenou hmotnost vozidla nebo jízdní soupravy. V případě znečištění například bláto, sníh nebo voda se připouští překročení největší povolené hmotnosti vozidla nebo jízdní soupravy maximálně o 3 %. [1]

U vozidel kategorií T, C, R, SS a S se připouští nerovnoměrnost rozložení okamžité hmotnosti vozidla na kola jednotlivých náprav mezi pravou a levou polovinou, pokud to dovoluje únosnost pneumatik: [1]

- a) u vozidel kategorií T, C a R nejvýše 15 % hmotnosti připadající na nápravu,
- b) u vozidel kategorií SS a S nejvýše 20 % hmotnosti připadající na nápravu,
- c) u traktoru po namontování nástavby nebo připojení pracovního stroje nejvýše 20 % hmotnosti připadající na nápravu.

Náklad na vozidle, i v jízdní soupravě, musí být rovnoměrně rozložen a řádně zajištěn vhodným technickým zařízením proti pohybu. [1]

2.1.1.5 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav

Tato podkapitola se řídí dle § 39 a patřičných odstavců.

Tabulka 3 - Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu [1]

a) Největší povolená šířka: 1. vozidel kategorie M, N, O, R, T a C	2,55 m
b) Největší povolená výška 1. jízdní soupravy tahače s návěsem	4,00 m + 2% výšky
c) Největší povolená délka 1. jízdní soupravy tahače s návěsem 2. jízdní soupravy motorového vozidla s jedním přívěsem 3. jízdní soupravy traktoru s jedním přívěsem a návěsem 4. jízdní soupravy se dvěma přívěsy nebo s kombinací návěsu a jednoho přívěsu	16,50 m 18,75 m 18,00 m 22,00 m

2.1.1.6 Technické požadavky na přípojná vozidla kategorie R

Pro přípojná vozidla této kategorie platí technické požadavky dle přílohy č. 6 k vyhlášce č. 341/2014 Sb. a požadované směrnice EU uvedené v Tabulce 4. Dále budou v této podkapitole uvedeny jednotlivé body technických požadavků.

Tabulka 4 - Platné směrnice EU [1]

Položka	Směrnice Evropské unie (EU)
Maximální naložená hmotnost	2009/63/ES
Registrační tabulka	2009/63/ES
Brzdová zařízení	76/432/EHS
Montáž světelné techniky	2009/61/ES
Zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci	2009/68/ES
Rozměry a přípojná hmotnost	2009/144/ES
Mechanická spojovací zařízení	2009/144/ES

Povinné štítky	2009/144/ES
Ovládání a spojení brzd traktoru a přípojného vozidla	2009/144/ES
Systémy proti rozstříku	2009/661/ES
Schvalování typu	2003/37/ES

- a) Brzdové zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem "dokument EHK - TRANS/SC1/WP29/R.274", s výjimkou hodnot účinku brzdění při zkoušce typu 0 (základní zkouška účinku brzd za studena; teplota disků nebo vnější strany bubnů < 100 °C). [1]
- b) Vozidla kategorie R s největší technicky přípustnou hmotností převyšující 6 000 kg, musí být vybavena vzduchovou dvouhadicovou brzdovou soustavou. [1]
- c) U vozidel se vzduchovou dvouhadicovou brzdovou soustavou musí doba náběhu tlaku a zásobníky energie splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 13 přílohami č. 6 a č. 7. [1]
- d) Nájezdovou brzdovou soustavou mohou být vybavena vozidla kategorie R s největší technicky přípustnou hmotností nepřevyšující 3 500 kg. [1]
- e) Zařízení pro vnější osvětlení a světelnou signalizaci musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 48-04, série změn 04, kromě požadavků na vybavení svítlnou pro zadní mlhové světlo, zpětným světlometem a nápadným značením. Světelná zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickými předpisy a musí být podle nich schválena. [1]
- f) Vozidla s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než 20 km.h⁻¹ musí mít všechna kola opatřená účinnými kryty, např. blatníky, podběhy a alespoň u kol poslední nápravy i účinnými lapači nečistot, které v dostatečné míře zabraňují rozstříku nečistot dozadu za jedoucím vozidlem. [1]
- g) Blatníky, podběhy a lapače nečistot musí překrývat šířku běhounu pneumatiky a vnější boční okraje blatníků musí být zaobleny; u předních řízených kol přívěsu může být za tyto kryty považována nástavba nebo karoserie přívěsu; u náprav umístěných bezprostředně za sebou postačí společný kryt kol. U vozidel se sklápěcí karosérií postačí, jsou-li zadními kryty opatřena kola poslední nápravy na jejich zadní straně. [1]
- h) Kryty kol a lapače nečistot musí splňovat tyto další podmínky: [1]

- i. při provozní hmotnosti vozidla musí kryty kol, s výjimkou zadních blatníků vozidel se sklápěcí karosérií, zakrývat kola tak, aby přední i zadní hrana krytu kola byla nejvýše 150 mm nad vodorovnou rovinou procházející středem kola,
 - ii. zadní kryt na zadní straně u vozidla se sklápěcí karosérií musí být svou horní hranou nejméně tak vysoko, jako je nejvyšší bod pneumatiky při největší povolené hmotnosti vozidla, a spodní hranou níže, než je střed kola vozidla při jeho provozní hmotnosti,
 - iii. lapače nečistot musí být spodní hranou tak nízko, aby rovina proložená teoretickým bodem styku pneumatiky při největší povolené hmotnosti vozidla a spodní hranou lapače svírala s rovinou vozovky úhel nejvýše 20°.
- i) Bočnice, podlahy a podlahové krytiny, pokud jsou ze dřeva nebo jiného hořlavého materiálu, musí být v místech, která mohou být vystavena vysokým teplotám při poruše funkčních částí vozidla, např. pneumatiky apod., chráněny ohnivzdorným materiálem. Materiál bočnic, podlah a podlahových krytin musí též krátkodobě vzdorovat palivům, mazivům, vodě a běžným dezinfekčním prostředkům. [1]
 - j) Dřevěné podlahy a bočnice karosérií musí být zhotoveny bez průchozích spár. Tyto spáry musí být těsné tak, aby účinně zabraňovaly pronikání nákladu. Podlahy vozidel se sklápěcí karosérií, není-li karoserie celokovová, musí být oplechovány. [1]
 - k) Odjištění a zajištění, otvírání a zavírání bočnic, zadních čel a jejich sklápění musí být umožněno takovým konstrukčním provedením kování, závěsů a závěrů, aby jakákoli ruční - svalová manipulace byla snadná, bez nadměrné fyzické námahy a pokud možno bez jiných pomůcek. Uzavírací zařízení bočnice a zadního čela musí být umístěna tak, aby obsluha na ně mohla působit z místa mimo dosah sklápění bočnice nebo čela. Bočnice musí být konstrukčně provedeny tak, aby byly zajištěny proti samovolnému otevírání a odolné proti bočním deformacím způsobujícím změnu vnějšího obrysu vozidla. Při ruční manipulaci se zadním čelem a s bočnicemi nesmí ovládací síla - svalová přesahovat 245 N. U vozidel se sklápěcí karosérií může být otevírání a zavírání zadního čela nebo bočnic, popřípadě zadního čela a bočnic automatické nebo ovládané z místa řidiče. Sklápěcí karoserie musí být konstrukčně provedena tak, aby byla zajištěna proti samovolnému pohybu. [1]
 - l) Přístupové prostředky pro vstup na ložnou plochu nebo do ložného prostoru musí splňovat požadavky technické normy ČSN EN 1853. [1]
 - m) Spojovací zařízení musí být provedeno podle některé z technických norem ISO 20019, ČSN ISO 5692-1, ISO 5692-2, ISO 8755, ČSN ISO 24347. [1]

- n) Dvounápravové a více nápravové přívěsy musí mít oj vyváženou tak, aby se po odpojení nemohla dotknout vozovky, a aby spojování přívěsu s tažným vozidlem mohlo být prováděno s nejmenší možnou námahou. Oko oje těchto přívěsů musí být přibližně ve stejné výšce nad vozovkou, jako je závěs tažného vozidla nebo musí být oj na tuto výšku seřiditelná. [1]
- o) 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
- i. zabrání převrácení vozidla při odpojení od tažného vozidla v rozsahu provozních zatížení i při nerovnoměrném rozdělení nákladu a při ložných manipulacích připuštěných v návodu k obsluze vozidla, [1]
 - ii. umožní, že přípojné vozidlo může být v podepřeném stavu spojeno s tažným vozidlem. [1]
- Svislé zatížení působící směrem dolů na oji návěsu musí být nejméně 3 % hmotnosti prázdného návěsu.
- p) U dvounápravových a vícenápravových přívěsů s točnicovým řízením musí být oj tak dlouhá, aby vzdálenost mezi osou oka oje a osou točnice byla nejméně o 1,2 m větší, než je obrysový poloměr přední části karoserie opsaný z osy točnice. [1]
- q) Jednonápravové přívěsy nesmějí být na zádi vybaveny zařízením ke spojování vozidel. [1]
- r) Vozidla kategorie R s největší technicky přípustnou hmotností převyšující 3 500 kg, musí být vzadu vybavena zadním ochranným zařízením proti podjetí, které dostatečným způsobem chrání automobily kategorií M1 a N1 v případě jejich nárazu zezadu do vozidel výše uvedených kategorií. Vozidla kategorie R3 a R4 a zadní ochranná zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 58 a musí být podle něj schválena. Ustanovení tohoto odstavce se nevztahují na
- i. přívěsy speciálního provedení pro přepravu velmi dlouhých nedělitelných nákladů, [1]
 - ii. vozidla, u nichž jakékoliv zadní ochranné zařízení je neslučitelné s účelem použití daného vozidla. [1]
- s) Vozidla kategorií R s největší technicky přípustnou hmotností převyšující 3 t, jejichž nejvyšší konstrukční rychlost převyšuje 25 km.h⁻¹, musí být dostatečně odpružena s případným použitím tlumičů pérování a stabilizátorů. [1]

- t) U dílů, součástí, celků a skupin používaných nebo určených pro vozidla nesmí být použito materiálů obsahujících azbest. [1]
- u) Vnější povrch vozidel nesmí mít špičaté nebo ostré výčnělky směřující ven, které by svým tvarem, rozměry nebo tvrdostí zvětšovaly nebezpečí poranění osob. [1]
- v) Vozidla musí být vybavena nejméně jedním zakládacím klínem. Vozidla se třemi a více nápravami, jednonápravové přívěsy a návěsy musí být vybaveny nejméně dvěma zakládacími klíny. Tyto klíny musí být schopny účinně zajistit vozidlo proti samovolnému pohybu, musí být lehce přístupné obsluze a bezpečně uchopitelné. [1]
- w) Pneumatiky musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 106 a musí být podle něj schváleny a opatřeny schvalovací značkou dle tohoto předpisu nebo národní schvalovací značkou. [1]
- x) Vozidla, jejichž nejvyšší konstrukční rychlost nepřevyšuje 40 km.h^{-1} , tzv. "pomalá vozidla" musí být při provozu na pozemních komunikacích na zádi opatřena deskami zadního značení. Toto označení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 69 a musí být podle něj schváleno. [1]
- y) Elektrická instalace vozidla musí být izolována a vedena tak, aby bylo zamezeno samovolnému poškození vodičů nebo vzniku zkratu. Připojení elektrické instalace pro předepsané osvětlení k tažnému vozidlu musí být provedeno sedmipólovým elektrickým vedením se sedmipólovou vidlicí černé - tmavé barvy. Vidlice co do provedení, barvy a umístění musí splňovat podmínky stanovené technickou normou ISO 1724, a musí být podle ní schválena. [1]
- z) Přívěsy a návěsy s výjimkou vozidel kategorií O1 a R1 a požárních přívěsů musí být vybavena náhradním kolem s ráfkem a s pneumatikou předepsaného druhu a rozměru upevněné v držáku, který zajišťuje, že síla při snímání kola z držáku nebo vkládání do držáku nepřesáhne 490 N. Tahač návěsu může mít náhradní kolo umístěno na připojeném návěsu. V provozu může jízdní souprava, v případě stejných rozměrů pneumatik a stejného provedení kola, mít jedno společné náhradní kolo. Tato povinnost se nevztahuje na přívěsy a návěsy kategorie R, které jsou provozovány na omezeném území v operativním dosahu servisních služeb svého provozovatele. [1]

2.2 Legislativa mezinárodně platná

Nejenom v České Republice existuje soustava platných předpisů a nařízení, kterými se musí řídit legislativa při schvalování dopravních prostředků. Jelikož dopravní prostředky mají mezinárodní charakter, byla přijata řada nařízení, vyhlášek a směrnic akceptující mezinárodní dohody. V Evropě nyní existují dvě soustavy předpisů EHK/OSN a ES/EU a celosvětově existuje třetí soustava zvaná GTR. Dle podepsaných dohod tyto předpisy doplňují naše vnitrostátní předpisy.

2.2.1 Předpis EHK/OSN

Evropská hospodářská komise (EHK) byla založena roku 1947 a je podřízena zakládající Ekonomické a sociální radě OSN (Organizace spojených národů). Dobrovolným podpisem "Dohody o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, která se mohou montovat nebo užívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání homologací, udělených na základě těchto pravidel" v Ženevě roku 1958 se zúčastněné státy zavázaly ke společné tvorbě a respektování předpisů. V rámci jednotlivých pracovních skupin vznikají předpisy, například problematiku dopravních prostředků řeší pracovní skupina WP. 29 s označením Světové fórum pro harmonizaci předpisů týkajících se vozidel. Homologační značka České Republiky je **E 8**.

2.2.2 Předpis ES/EU

Tyto předpisy jsou podloženy Římskou smlouvou z roku 1958, kdy bylo založeno Evropské hospodářské společenství. Dnes předpisy vydává Evropský parlament a Rada evropské unie ve formě směrnic, nařízení nebo rozhodnutí. Na rozdíl od předpisů EHK/OSN, které jsou dobrovolné, jsou předpisy ES/EU povinné pro všechny státy Evropské unie. Homologační značka České Republiky je **e 8**.

2.2.3 Předpis GTR (Global Technical Regulations)

Soustava celosvětových předpisů založená v Ženevě roku 1998 na základě sepsání "Dohody o vytvoření celosvětových technických předpisů pro kolová vozidla a pro vybavení a části, které mohou být montovány a nebo užity na kolových vozidlech". Účelem je vznik platných technických předpisů, které budou splňovat schvalování (používané v Evropě, Japonsku a východě) a autocertifikaci (používané v USA a Kanadě). Přistoupení k předpisům je opět dobrovolné.

2.3 Nařízení č. 167/2013

Nařízení č. 167/2013 ze dne 5. února 2013 pojednává o schvalování zemědělských a lesnických vozidel, dozoru nad trhem a jeho prováděcí nařízení dle nařízení Evropského parlamentu a Rady evropské unie (EU) [6]. Toto nařízení nahradí směrnici 2003/37/ES včetně dalších dílčích směrnic a přináší přísnější požadavky na schvalování vozidel kategorií T, C, R a S.

Tabulka 5 - Doplnující nařízení komise (EU) k nařízení č. 167/2013 [6]

Položka	Nařízení komise (EU)
Požadavky na konstrukci a obecné schvalování	č. 1322/2014
Požadavky na brzdění vozidel	2015/68
Požadavky na environmentální výkonnost a výkonnost pohonné jednotky	2015/96
Požadavky na funkční bezpečnost vozidel	2015/208
Administrativní požadavky	2015/504



Obrázek 6 - Traktorové přípojné vozidlo na zkušebně SZZPLS [12]

3 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Veškeré parametry (délka, šířka, zatížení nápravy a výška) traktorového přívěsu jsou v souladu s vyhláškou č. 341/2014 Sb. a dle nařízení Evropského parlamentu a Rady Evropské unie č. 167/2013.

Rozměry traktorového přívěsu:

- celková délka (včetně závěsného oka) - 4 020 mm
- celková šířka - 2 070 mm
- celková výška od země - bez nástavků - 1 426 mm
- s nástavky - 1 873 mm
- výška ložné plochy od země - 973 mm
- výška závěsného oka od země - 704 mm

Rozměry ložné plochy (korby):

- délka ložné plochy - 2 750 mm
- šířka ložné plochy - 2 070 mm
- výška ložné plochy - bočnice - 450 mm
- s nástavky - 900 mm

Výpočet objemu ložné plochy (korby):

a) bez nástavků

$$V_1 = l_1 \cdot l_2 \cdot h_1 = 2,750 \cdot 2,070 \cdot 0,450 \cong 2,56 \text{ m}^3$$

b) s nástavky

$$V_2 = l_1 \cdot l_2 \cdot 2 \cdot h_1 = 2,750 \cdot 2,070 \cdot 2 \cdot 0,450 \cong 5,12 \text{ m}^3$$

Základním důležitým vstupním parametrem navrhovaného traktorového přívěsu je jeho nosnost (užitečná hmotnost) 4 000 kg. Pro účely pevnostní kontroly podvozkového rámu a rámu nástavby je uvažován právě náklad o největší možné hmotnosti. Navrhovaný přívěs bude dosahovat maximální rychlosti $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Dynamické účinky rychlosti budou zohledněny při přepravním zatěžovacím stavu podvozkového rámu a rámu nástavby dynamickým součinitelem $\delta_D = 1,5$. Tímto dynamickým součinitelem je zohledněna jízda po zpevněném povrchu a polních cestách bez výrazných nerovností. Při pohybu v terénu se značnými nerovnostmi bude předpokládána snížená rychlost, což by bylo dále uvedeno i v uživatelském manuálu traktorového přívěsu.

Mezi další důležité zátěžové stavy bude patřit sklápění do boku a sklápění dozadu pro oba ideové návrhy rámu - podvozkový rám a rám nástavby. Jelikož se jedná o třístranný sklápěcí přívěs, důležitými parametry jsou i maximální úhly sklápění dle patřičně zvoleného spodního hydraulického (teleskopického) válce. Doporučenými hodnotami jsou maximální úhel sklápění dozadu 50° a maximální úhel sklápění do boku 45° . Při pevnostních výpočtech nebude kontrolován stav, kdy uživatel záměrně urychlí přívěs i s ne zcela vyprázdňenou nástavbou pohybem vpřed, za účelem urychlení vyložení materiálu. Taková situace (stav) se zvednutou nástavbou je přísně zakázána.

Tabulka 6 - Parametry zemědělských komodit [20]

Komodity	Měrná hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	Sypný úhel [°]
pšenice	800	25
ječmen	800	25
žito	800	25
oves	500	25
slunečnice	500	30

kukuřice	700	25
brambory (volně ložené)	750	30
luštěniny	800	25
jetel, tráva	350	40
hnůj chlévský (volně ložený)	800	45
kukuřičná píce (siláž)	690	40

3.1 Průřezové charakteristiky profilů

Pro ideový návrh podvozkového rámu a rámu nástavby bylo použito několik otevřených válcovaných profilů různých rozměrů a délek a dva uzavřené profily pro správné uchycení vidlicových dosedacích čepů a držáků. Pro pevnostní výpočty byly reálné profily nahrazeny zjednodušenými tvary profilů na zjednodušených numerických modelech obou rámu (viz kapitola 5). Výpočtové hodnoty modulů průřezu v ohybu a kvadratické momenty k dané ose se budou lišit od hodnot reálných (viz Tabulka 7).

Tabulka 7 - Tabulkové parametry válcovaných profilů

Typ profilu	hmotnost [kg/m]	J_y [cm ⁴]	W_{oy} [cm ³]	t_s [mm]	t_g [mm]	b [mm]
I80	5,94	77,8	19,5	3,9	5,9	42
U80	8,64	106	26,5	6,0	8,0	45
U120	13,40	364	60,7	7,0	9,0	55
U160	18,80	925	116	7,5	10,5	65
HEB120	26,7	864	144	6,5	11,0	120
j.100x100x10	25,6	411	82,2	T = 10		100

3.2 Výpočet silových účinků působících na rám podvozku

V jednotlivých základních zatěžovacích stavech jako jsou jízda přívěsu, sklápění dozadu a sklápění do boku byly provedeny výpočty silových účinků (reakcí) působící na hydraulický válec a jednotlivé dosedací vidlicové čepy. Výsledné silové účinky budou použity pro zatěžování samotného podvozkového rámu pevnostních výpočtů metodou MKP.

3.2.1 Přepravní zatěžovací stav - jízda přívěsu

Jedná se o stav, kdy je sklápěcí přívěs připojen za dopravní prostředek kategorie T nebo C a pohybuje se přímým směrem konstantní rychlostí nebo stojí na místě. Tento stav se též nazývá jako statická poloha. K tomuto stavu dochází při běžném provozu velmi často. Neměl by být nijak nebezpečný, ale závisí na pozemních komunikacích, kde se tažené vozidlo s přívěsem pohybuje. Podélné nebo příčné zrychlení je v tomto případě nulové. Na rám nástavby působí pouze tíhová síla od hmotnosti nákladu a samotného rámu nástavby ve svislém směru, která je vyvolána gravitačním zrychlením $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. V tomto případě všechny čtyři držáky rámu nástavby dosedají na čtyři vidlicové čepy podvozkového rámu, na tyto čepy působí patřičné hodnoty reakcí od působení tíhové síly od hmotností nákladu a samotného rámu nástavby. Na hydraulický válec v tomto případě nepůsobí žádná reakce.

Parametry:

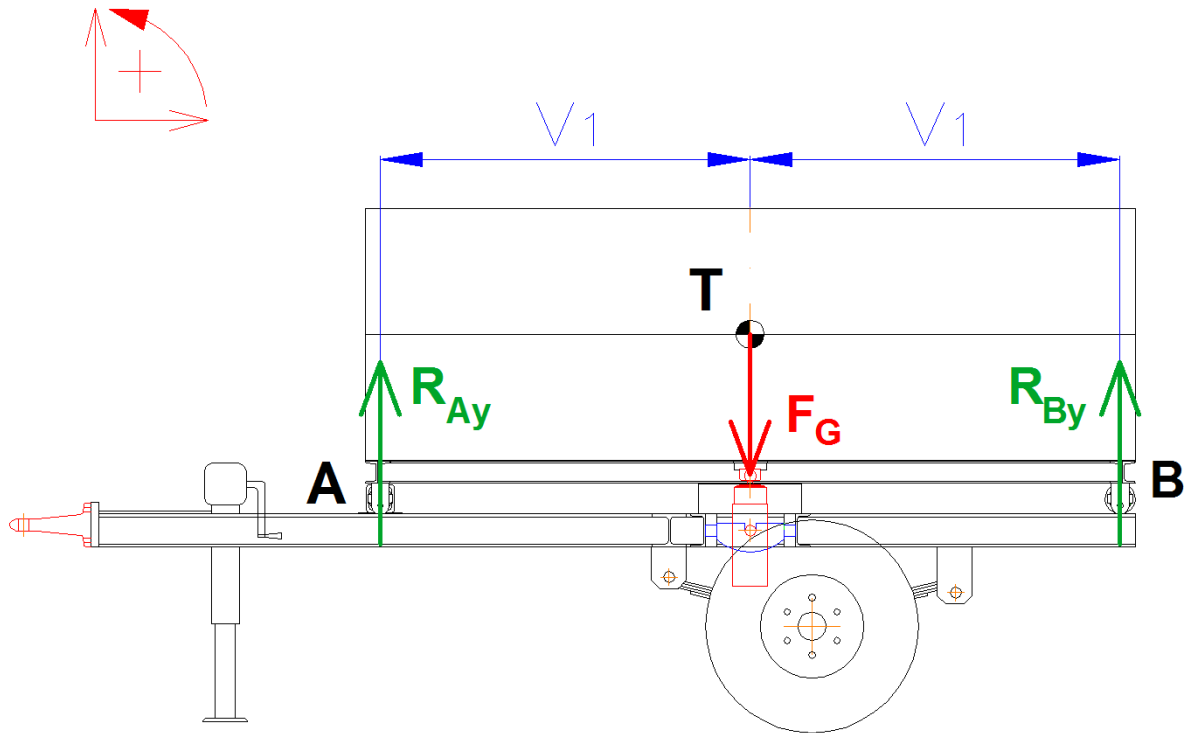
$$m_n = 4\,000 \text{ kg} \quad - \text{ hmotnost nákladu}$$

$$m_{rn} = 365 \text{ kg} \quad - \text{ hmotnost rámu nástavby}$$

$$m_{celk} = m_n + m_{rn} = 4\,365 \text{ kg}$$

$$v_1 = 1\,321 \text{ mm} = 1,321 \text{ m}$$

$$\delta_D = 1,5 \quad - \text{ dynamický součinitel}$$



Obrázek 7 - Schéma traktorového přívěsu při přepravním zatěžovacím stavu

$$\sum_{i=1}^n F_{i_y} = 0; R_{Ay} - F_G + R_{By} = 0 \rightarrow R_{By} = F_G - R_{Ay}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i_B} = 0; -R_{Ay} \cdot 2 \cdot v_1 + F_G \cdot v_1 = 0$$

$$F_G = (m_n + m_{rn}) \cdot g \cdot \delta_D \cong 64\,232\,N - \text{výsledná tíhová síla}$$

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{F_G \cdot v_1}{2 \cdot v_1} = \frac{F_G}{2} = 32\,116\,N \rightarrow 16\,058\,N - \text{reakce působící na jeden čep}$$

3.2.2 Zatěžovací stav - sklápění dozadu

Tento zátěžový stav odpovídá situaci, kdy je přívěs připojený k tažnému vozidlu v klidu a není vystaven žádnému působení podélného nebo příčného zrychlení. Pohyb koná pouze nastavba přívěsu, která je sklápěna pomocí hydraulického válce. Rám nastavby je tedy uprostřed uložen právě na tomto hydraulickém válci a držáky v zadní části rámu dosedají na otočné vidlicové čepy, okolo kterých se tato nastavba otáčí. Při sklápění dozadu opisuje těžiště rámu nastavby a nákladu kružnici kolem osy vidlicových čepů. Maximální úhel

sklápění dozadu je 50° . V celém průběhu sklápění dozadu je uvažována situace, kdy je uzavřeno zadní čelo nástavby a nemůže tedy nastat vysypání naloženého materiálu (snižování celkové hmotnosti nákladu).

Popis dvou poloh sklápění dozadu:

- a) pro počáteční polohu sklápění je uvažován co nejmenší úhel sklápění dozadu (např. 1°). V této poloze již rám nástavby nedosedá na všechny čtyři dosedací čepy, ale pouze na zadní dva čepy a téměř celá hmotnost rámu nástavby a nákladu působí na hydraulický válec. V praxi se jedná o velmi nebezpečný stav, proto je nutné provést pevnostní analýzu rámu na toto zatížení pomocí metody MKP. Další průběhy sklápění už nejsou tolik nebezpečné, jelikož ve skutečnosti dochází k postupnému vysypání naloženého materiálu.
- b) pro polohu maximálního zvednutí nástavby úhlu 50° odpovídá stav, kdy dochází k úplnému vyprázdnění nástavby. Nyní převážná část hmotnosti rámu nástavby a nákladu působí na zadní dosedací čepy a na hydraulický válec působí mnohem menší zatížení než při počátečním sklápění.

Na podvozkový rám působí opět tíhová síla vyvolaná hmotností rámu nástavby a nákladu a gravitačního zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Na hydraulický válec a dosedací čepy působí patřičné reakce v ose x a y. Na rám nástavby působí pouze tíhová síla vyvolaná hmotností nákladu a gravitačního zrychlení. Zvoleným počátkem souřadnicového systému je bod B.

Parametry:

$$m_n = 4\,000 \text{ kg} \quad - \text{ hmotnost nákladu}$$

$$m_{rn} = 365 \text{ kg} \quad - \text{ hmotnost rámu nástavby}$$

$$x_p = 1\,321 \text{ mm} = 1,321 \text{ m}$$

$$y_p = 114 \text{ mm} = 0,114 \text{ m}$$

$$v_1 = 1\,321 \text{ mm} = 1,321 \text{ m}$$

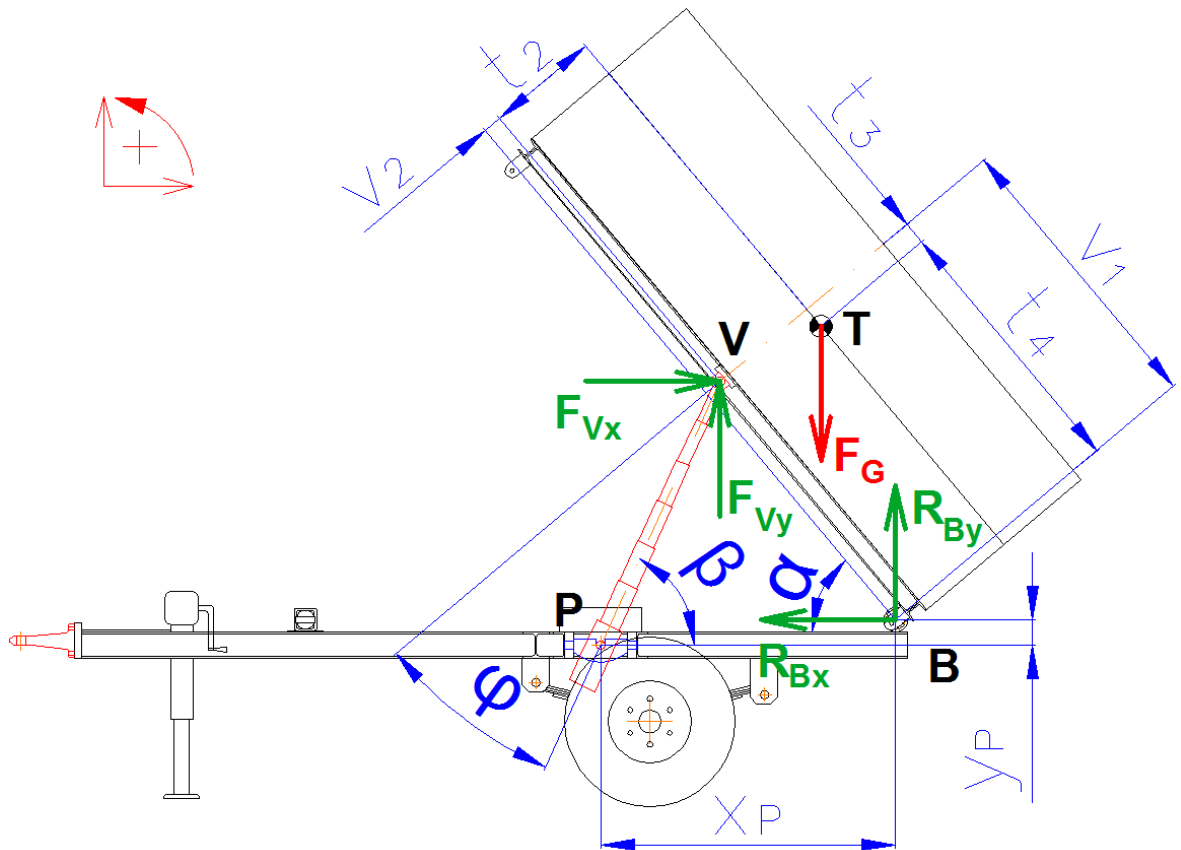
$$v_2 = 82 \text{ mm} = 0,082 \text{ m}$$

$$t_2 = 505 \text{ mm} = 0,505 \text{ m}$$

$$t_3 = 0 \text{ mm}$$

$$t_4 = v_1$$

- $\alpha = 1 \div 50^\circ$ - úhel sklápění dozadu
 $\varphi = \max 30^\circ$ - maximální úhel odklonu osy hydraulického válce od svislé osy nástavby dle udání výrobce hydraulického válce



Obrázek 8 - Schéma traktorového přívěsu při sklápění dozadu

Souřadnice bodu V (uložení hydraulického válce na rám nástavby):

$$x_V = v_1 \cdot \cos \alpha - v_2 \cdot \sin \alpha$$

$$y_V = v_1 \cdot \sin \alpha + v_2 \cdot \cos \alpha$$

Souřadnice bodu T (těžiště rámu nástavby a nákladu - leží ve svislé ose nástavby):

$$x_T = v_1 \cdot \cos \alpha - (v_2 + t_2) \cdot \sin \alpha - t_3 \cdot \cos \alpha$$

$$y_T = v_1 \cdot \sin \alpha + (v_2 + t_2) \cdot \cos \alpha - t_3 \cdot \sin \alpha$$

Výpočet hodnoty úhlu β (úhel mezi osou hydraulického válce a svislou osou podvozkového rámu):

$$\tan \beta = \frac{y_V + y_P}{x_P - x_V} \rightarrow \beta = \operatorname{atan} \frac{y_V + y_P}{x_P - x_V}$$

Reakce působící na hydraulický válec v ose x a y:

$$F_{V_x} = F_V \cdot \cos \beta$$

$$F_{V_y} = F_V \cdot \sin \beta$$

$$\sum_{i=1}^n F_{i_x} = 0; F_{V_x} - R_{B_x} = 0 \rightarrow R_{B_x} = F_{V_x}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{i_y} = 0; F_{V_y} - F_G + R_{B_y} = 0 \rightarrow R_{B_y} = F_G - F_{V_y}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i_B} = 0; F_G \cdot x_T - F_{V_x} \cdot y_V - F_{V_y} \cdot x_V = 0 \rightarrow F_G \cdot x_T - F_V \cdot \cos \beta \cdot y_V - F_V \cdot \sin \beta \cdot x_V = 0$$

$$F_G = (m_n + m_{rn}) \cdot g \cong 42\,821\, N - \text{výsledná tíhová síla}$$

$$F_V = \frac{F_G \cdot x_T}{y_V \cdot \cos \beta + x_V \cdot \sin \beta} - \text{výsledná reakce působící na hydraulický válec}$$

Silové účinky při počátečním úhlu sklápění 1°:

$$F_{V_x} = 316,781\, N$$

$$F_{V_y} = 42\,509,732\, N$$

$$R_{B_x} = 316,781\, N \rightarrow 158,391\, N - \text{reakce působící na jeden čep v ose x}$$

$$R_{B_y} = 311,268\, N \rightarrow 155,634\, N - \text{reakce působící na jeden čep v ose y}$$

Silové účinky při maximálním úhlu sklápění 50°:

$$F_{V_x} = 6\,113,412\, N$$

$$F_{V_y} = 13\,476,127\, N$$

$$R_{B_x} = 6\,113,412\, N \rightarrow 3\,056,706\, N - \text{reakce působící na jeden čep v ose x}$$

$$R_{B_y} = 29\,344,873\, N \rightarrow 14\,672,437\, N - \text{reakce působící na jeden čep v ose y}$$

3.2.3 Zátěžový stav - sklápění do boku

Tento poslední zátěžový stav uvedený v diplomové práci odpovídá situaci, kdy je přívěs připojený k tažnému vozidlu v klidu a není vystaven žádnému působení podélného nebo příčného zrychlení. Pohyb koná pouze nastavba přívěsu, která je tentokrát sklápěna do boku pomocí hydraulického válce. Rám nastavby je i v tomto případě uprostřed uložen právě na tomto hydraulickém válci a boční držáky dosedají na vidlicové čepy (na pevno navažený vpředu a na otočný vzadu), okolo kterých se tato nastavba otáčí. I při sklápění do boku opisuje těžiště rámu nastavby a nákladu kružnici kolem podélné osy bočních vidlicových čepů. Maximální úhel sklápění do boku je 45° . V celém průběhu sklápění do boku je uvažována situace, kdy je uzavřena bočnice nastavby a nemůže tedy nastat vysypání naloženého materiálu (snižování celkové hmotnosti nákladu).

Popis dvou poloh sklápění do boku:

- a) pro počáteční polohu sklápění do boku je uvažován co nejmenší úhel sklápění (např. 1°) jako v případě sklápění dozadu. Rozdíl je jen v tom, že nastavba v tomto případě dosedá na dva boční dosedací čepy a téměř celá hmotnost rámu nastavby a nákladu působí na hydraulický válec. V praxi se opět jedná o velmi nebezpečný stav. Další průběhy sklápění už nejsou tolik nebezpečné, jelikož ve skutečnosti dochází k postupnému vysypání naloženého materiálu.
- b) pro polohu maximálního zvednutí nastavby úhlu 45° odpovídá stav, kdy dochází k úplnému vyprázdnění nastavby. Nyní převážná část hmotnosti rámu nastavby a nákladu působí na boční dosedací čepy a na hydraulický válec působí mnohem menší zatížení než při počátečním sklápění.

Na podvozkový rám působí opět tíhová síla vyvolaná hmotností rámu nastavby a nákladu a gravitačního zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Na hydraulický válec a dosedací boční čepy působí patřičné reakce v ose x a y. Na rám nastavby působí pouze tíhová síla vyvolaná hmotností nákladu a gravitačního zrychlení. Zvoleným počátkem souřadnicového systému je bod B.

Parametry:

$m_n = 4\,000 \text{ kg}$ - hmotnost nákladu

$m_{rn} = 365 \text{ kg}$ - hmotnost rámu nastavby

$$x_A = 996,5 \text{ mm} = 0,997 \text{ m}$$

$$y_A = 114 \text{ mm} = 0,114 \text{ m}$$

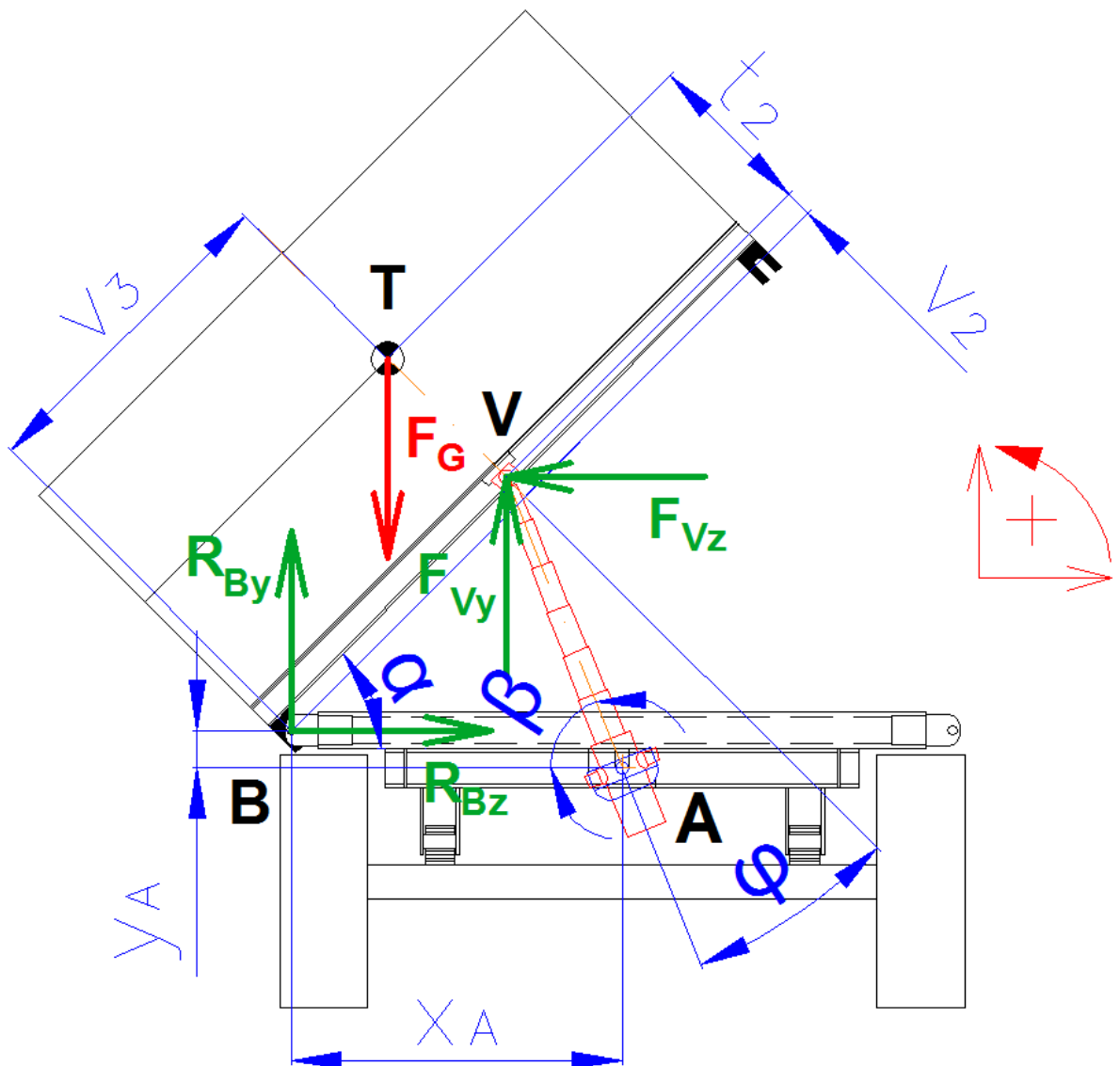
$$v_3 = 996,5 \text{ mm} = 0,997 \text{ m}$$

$$v_2 = 82 \text{ mm} = 0,082 \text{ m}$$

$$t_2 = 505 \text{ mm} = 0,505 \text{ m}$$

$\alpha = 1 \div 45^\circ$ - úhel sklápění do boku

$\varphi = \max 30^\circ$ - maximální úhel odklonu osy hydraulického válce od svislé osy nástavby dle udání výrobce hydraulického válce



Obrázek 9 - Schéma traktorového přívěsu při sklápění do boku

Souřadnice bodu V (uložení hydraulického válce na rám nástavby):

$$x_V = v_3 \cdot \cos \alpha - v_2 \cdot \sin \alpha$$

$$y_V = v_3 \cdot \sin \alpha + v_2 \cdot \cos \alpha$$

Souřadnice bodu T (těžiště rámu nástavby a nákladu - leží ve svislé ose nástavby):

$$x_T = v_3 \cdot \cos \alpha - (v_2 + t_2) \cdot \sin \alpha$$

$$y_T = v_3 \cdot \sin \alpha + (v_2 + t_2) \cdot \cos \alpha$$

Výpočet hodnoty úhlu β (úhel mezi osou hydraulického válce a svislou osou podvozkového rámu):

$$\tan \beta = \frac{y_V + y_A}{x_A - x_V} \rightarrow \beta = \operatorname{atan} \frac{y_V + y_A}{x_A - x_V}$$

Reakce působící na hydraulický válec v ose x a y:

$$F_{V_z} = F_V \cdot \cos \beta$$

$$F_{V_y} = F_V \cdot \sin \beta$$

$$\sum_{i=1}^n F_{i_z} = 0; R_{b_z} - F_{V_z} = 0 \rightarrow R_{b_z} = F_{V_z}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{i_y} = 0; F_{V_y} - F_G + R_{B_y} = 0 \rightarrow R_{B_y} = F_G - F_{V_y}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i_B} = 0; -F_G \cdot x_T + F_{V_z} \cdot y_V + F_{V_y} \cdot x_V = 0 \rightarrow -F_G \cdot x_T + F_V \cdot \cos \beta \cdot y_V + F_V \cdot \sin \beta \cdot x_V = 0$$

$$F_G = (m_n + m_{rn}) \cdot g \cong 42\,821\, N - \text{výsledná tíhová síla}$$

$$F_V = \frac{F_G \cdot x_T}{y_V \cdot \cos \beta + x_V \cdot \sin \beta} - \text{výsledná reakce působící na hydraulický válec}$$

Silové účinky při počátečním úhlu sklápění 1° :

$$F_{V_z} = 314,604\, N$$

$$F_{V_y} = 42\,410,246\, N$$

$$R_{B_z} = 314,604\, N \rightarrow 157,302\, N - \text{reakce působící na jeden čep v ose x}$$

$$R_{B_y} = 410,754 \text{ N} \rightarrow 205,377 \text{ N} - \text{reakce působící na jeden čep v ose } y$$

Silové účinky při maximálním úhlu sklápění 45°:

$$F_{V_z} = 5\,203,408 \text{ N}$$

$$F_{V_y} = 13\,038,080 \text{ N}$$

$$R_{B_x} = 5\,203,408 \text{ N} \rightarrow 2\,601,704 \text{ N} - \text{reakce působící na jeden čep v ose } x$$

$$R_{B_y} = 29\,782,920 \text{ N} \rightarrow 14\,891,460 \text{ N} - \text{reakce působící na jeden čep v ose } y$$

4 KONCEPČNÍ NÁVRH ČÁSTÍ PODVOZKU

4.1 Náprava

Jednou z důležitých součástí přípojných vozidel jsou nápravy, které slouží k přenosu zatížení od celkové hmotnosti přípojného vozidla včetně nákladu přes pojezdová kola na podložku. Podložkou se rozumí zpevněná či nezpevněná komunikace, po které se vozidlo pohybuje. Mezi nejznámější prodejce náprav patří německé společnosti Gigant, BPW či italská společnost ADR.

Dle stanovených požadavků tohoto jednonápravového traktorového přívěsu byla zvolena náprava společnosti Gigant - typ GKH2 05506 3010. Hlavními parametry nápravy jsou nosnost o hodnotě 5 500 kg a rozchod kol 1 800 mm. Základním prvkem konstrukce této nápravy je nosník kruhového průřezu, jehož průměr činí 101,6 mm. Náprava je vybavena bubnovými brzdami a pružicími prvky v podobě listových per.



Obrázek 10 - Náprava Gigant - GKH2 05506 3010 [7]

4.2 Pneumatiky a disky

Vzhledem k celkovému zatížení a maximální konstrukční rychlosti traktorového přívěsu byly zvoleny pneumatiky řady IM (implementy nosné - pneumatiky s velkou transportní kapacitou) od společnosti Mitas a.s. Zvolený typ bezdušové pneumatiky nesl přesný název IM-04 10.0/75 - 15.3 18PR. Zkratka PR udává počet pláten pneumatiky, tím je označen rozdíl v únosnosti a hustícím tlaku. Čím vyšší hodnota PR tím má pneumatika lepší vlastnosti jako odolnost, únosnost a životnost. Nosnost pneumatiky při maximální konstrukční rychlosti přívěsu 40 km.h^{-1} dosahuje hodnoty 2 725 kg.

Tabulka 8 - Parametry zvolené pneumatiky [8]

Rozměr pláště	10.0/75 - 15.3
PR - Počet pláten (Ply Rating)	18 PR
Šířka profilu (mm)	264
Hmotnost (kg)	17
Hustící tlak (bar)	7,1
Ráfek	9.00x15.3
Index nosnosti/ Rychlostní index	143 A8 (LI 143 = 2 725 kg; A8 = 40 km.h^{-1})
Vnější průměr (mm)	760

Nosnost pneumatiky je závislá na provozní rychlosti přívěsu a hustícím tlaku. Se vzrůstající hodnotou hustícího tlaku stoupá i nosnost pneumatiky, která naopak klesá při vzrůstající provozní rychlosti (viz Tabulka 9).

Tabulka 9 - Nosnost pneumatiky [8]

	Hustící tlak (bar)			Rychlost (km.h^{-1})
	6.0	6.5	7.1	
Nosnost pneumatiky	3 025	3 380	3 815	10
	2 720	3 045	3 435	20
	2 420	2 705	3 050	30
	2 160	2 415	2 725	40

	1 945	2 175	2 455	50
--	-------	-------	-------	----

K daným rozměrům a nosnosti byly vybrány zesílené disky o rozměru 9.00x15.3 s krytem ventilu od společnosti Fimas s.r.o. Nosnost disků při maximální konstrukční rychlosti přívěsu 40 km.h⁻¹ dosahuje hodnoty 3 350 kg.



10.0/75 - 15.3

IM-04 I-1

143 A8

Mitas

Obrázek 11 - Pneumatika Mitas IM-04 [8]

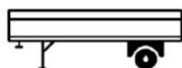


Obrázek 12 - Disk 9.00x15.3 [11]

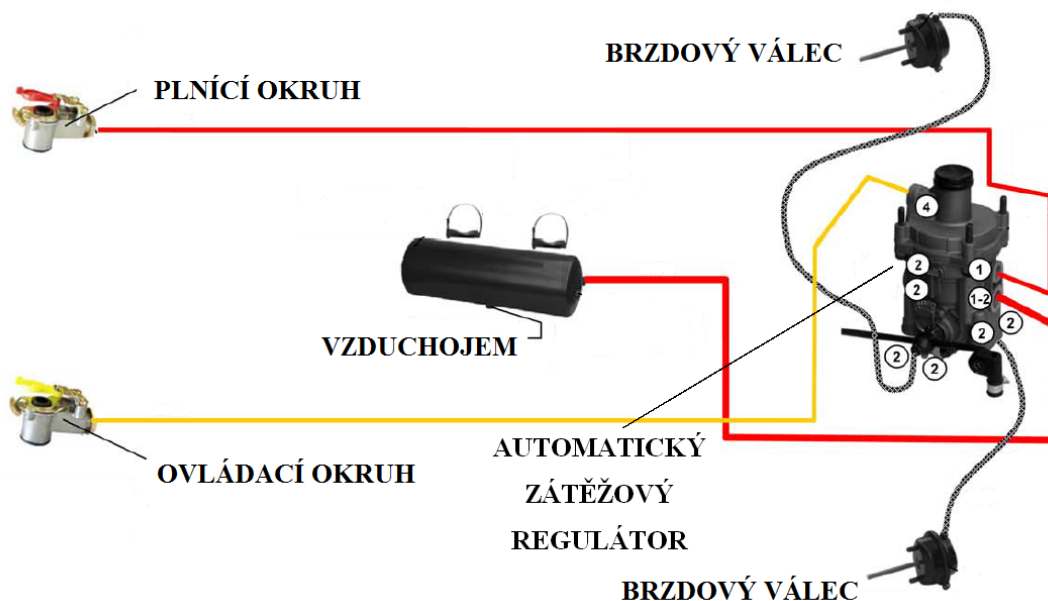
4.3 Brzdová soustava

Neméně důležitou částí podvozku traktorového přívěsu je brzdová soustava. Brzdění přívěsu může být zajištěno vzduchovými (pneumatickými) nebo hydraulickými brzdami. Nejčastěji se používají vzduchové brzdy. Dle provedení dané nápravy dále rozlišujeme brzdy bubnové a kotoučové. Vzhledem ke zpřísnujícím požadavkům dle nařízení č. 167/2013 musí být brzdová soustava vybavena dvouhadicovým systémem a automatickým zátěžovým regulátorem brzdě síly.

Pro tento sklápěcí traktorový přívěs byla navržena jednookruhová dvouhadicová vzduchová brzdová soustava od společnosti WABCO. Zvolená náprava je vybavena bubnovými brzdami (viz kapitola 4.1). Dvouhadicový systém se skládá z plnicího okruhu (označen červenou barvou) a ovládacího okruhu (označen žlutou barvou). Plnicí okruh stále dodává a udržuje tlak ve vzduchojemu. Naopak ovládací okruh ovládá brzdy a vyvíjí tlak v okamžiku, kdy dochází k brzdění přívěsu. Dvouhadicový systém tímto odstraňuje nevýhody jednohadicového systému. Automatický zátěžový regulátor brzdě síly zabezpečuje automatickou regulaci brzdě síly v závislosti na zatížení přípojného vozidla. Při nezatíženém přípojném vozidle se brzdě tlak snižuje a naopak se zvyšujícím se zatížením brzdě tlak vzrůstá.



DVOUHADICOVÁ VZDUCHOVÁ BRZDOVÁ SOUSTAVA PŘÍVĚSU



Obrázek 13 - Dvouhadicová vzduchová brzdová soustava WABCO [18]

5 NÁVRH RÁMŮ TRAKTOROVÉHO PŘÍVĚSU

Traktorový přívěs je tvořen dvěma důležitými rámy celé konstrukce - podvozkovým a nástavbovým. Oba rámy jsou provedeny jako svařovaná konstrukce kombinací otevřených a uzavřených profilů. Pro použité materiály byla zvolena jakost materiálu S235JR a S355JR (11373 a 11523) Tedy materiály, které jsou zaručeně svařitelné. Dané konstrukce musí být bezpečné, funkční a zaručovat dlouhou životnost. Povrchy obou ráků jsou po zhotovení ošetřeny antikorozními nátěry nebo samotným pozinkováním pro zajištění patřičné povrchové ochrany proti korozi.

Provedení svarů bude dle třídy "C". Tato třída, pokud není na výkresové dokumentaci jinak, nevyžaduje vizuální defektoskopickou kontrolu svarů, na rozdíl od třídy "A" a "B". Pro kvalitní provedení veškerých svarů je ekonomicky výhodné všech vstupní materiál ošetřit v průběžném tryskacím zařízení, jelikož materiál ze své výroby může obsahovat okuje ("šupiny"). Tyto okuje se za pomoci tryskacího zařízení odstraní a tím se zamezí vytvoření možných trhlin ve svarech.

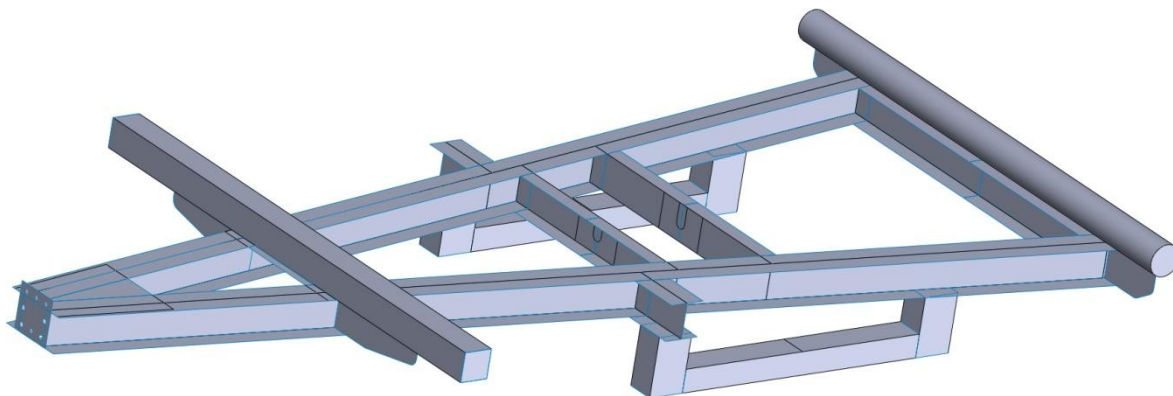
Alternativou pro svarové spoje jsou nýtové a šroubové spoje, které mají svoje výhody a nevýhody. Při použití alternativních spojů má konstrukce celkově nižší tuhost, ale oproti svařování v sobě nenesou žádná zbytková napětí. Výhodou může být pružná deformace v náročném terénu, která napomáhá k lepšímu rozkladu zatížení podvozku přívěsu. Použití alternativních spojů je ale cenově i technologicky náročnější.

Oba rámy byly navrhovány v programu SolidWorks 2014. Pro modelování byly použity entity zvané povrchy, díky kterým byly vytvořeny jednoduché matematické modely, které se dále používaly pro následující pevnostní výpočty v jednotlivých zatěžovacích stavech.

5.1 Ideový návrh podvozkového rámu

Základním nosným prvkem celého traktorového přívěsu je podvozkový rám (viz Obrázek 14). Pro konstrukci je použit materiál jakosti S235JR (11373). Hlavními nosnými prvky tohoto rámu jsou dva podélníky otevřeného "H" profilu HEB 120 umístěné do tvaru V. V zadní části rámu je umístěna příčka opět z profilu HEB 120, na kterou bude umístěn ohýbaný plech pro montáž zařízení pro osvětlení. Též dle nařízení č. 167/2013 bude v této zadní části umístěno zařízení pro ochranu proti podjetí zezadu. Na tuto příčku je přivařena bezešvá trubka Ø108x12,5 (průměr [mm] x tloušťka stěny trubky [mm]) vyztužená na koncích dvěma žebry z plechu o tloušťce 20 mm. V prostřední části vyztužují rám dvě příčky otevřeného "U" profilu U 120, které jsou vsazeny do profilů HEB 120. Na tyto příčky jsou přivařeny desky z plechu o tloušťce 40 mm a jsou do nich vyfrézovány drážky pro umístění segmentu hydraulického válce (viz Příloha N) umožňující třístranné sklápění. Další uzavřený profil, který byl při návrhu použit, je jekl 100x100x10 (výška [mm] x šířka [mm] x tloušťka stěny [mm]) přivařený na plech o tloušťce 4 mm (tento plech spojuje oba hlavní podélníky) a je podepřen dvěma žebry z plechu o tloušťce 20 mm. Do těchto dvou uzavřených profilů budou na koncích zavařeny vidlicové dosedací čepy (viz Příloha L) umožňující sklápění rámu nástavby dosedající právě na tyto čepy. Přední část rámu (oj) je zakončena deskou z plechu o tloušťce 30 mm nesoucí tažné oko dovolující patřičné zatížení. Tato část je především namáhána na ohyb okolo příčné osy rámu. Oba hlavní podélníky jsou v této přední části spojeny deskou z plechu o tloušťce 10 mm.

Pro následující pevnostní výpočty je náprava odpružená listovými pery nahrazena uzavřenými profily, které budou simulovat chování rámu při určitém zatížení.



Obrázek 14 - Numerický model podvozkového rámu

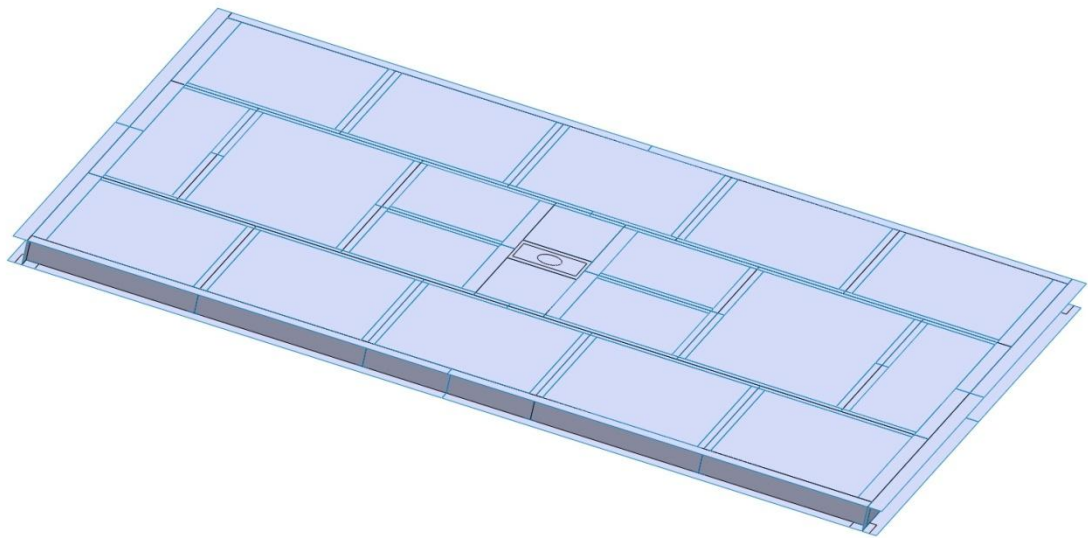
5.2 Ideový návrh rámu nástavby

Druhým neméně důležitým rámem traktorového přívěsu je rám nástavby (viz Obrázek 15), jehož ložná plocha umožňuje převoz různých druhů komodit, pro jejichž převoz je právě konstruován tento přívěs. Pro konstrukci je použit materiál jakosti S355JR (11523). Celá konstrukce tohoto rámu je tvořena pouze z otevřených "I" a "U" profilů. Obvod rámu nástavby je tvořen "U" profily U 80. V přední a zadní části tohoto rámu jsou dva "U" profily přivařeny stojinou k sobě a tvoří tzv. "H" profil pro zpevnění a vytvoření dostatečné plochy pro přivaření držáků (viz Příloha M). Tyto držáky dosedají na vidlicové čepy podvozkového rámu a umožňují sklápění dozadu nebo do boku. Podélníky a příčky jsou tvořeny z "I" profilu I 80.

V prostřední části rámu byla věnována velká pozornost dostatečnému vyztužení z důvodu uchycení vrchní části hydraulického válce. Při nedostatečném vyztužení tohoto místa by mohlo při zdvihu dojít k nevratné deformaci. Pro vyztužení byly použity dvě příčky profilu I 80, mezi něž je umístěn profil U 160. Do profilu U 160 je umístěná a zavařená deska

z plechu o tloušťce 25 mm s vyfrézovanou kruhovou drážkou o hloubce 5 mm. Do této drážky je vsazena a zavařena vrchní část hydraulického válce.

Podlahu tohoto rámu tvoří plech o tloušťce 3 mm. Tato tloušťka plechu dostatečně odpovídá převozu zemědělských komodit, pro které je určen a navržen. Pro užívání přívěsu v těžářském průmyslu by bylo vhodné zvolit podlahu o větší tloušťce.

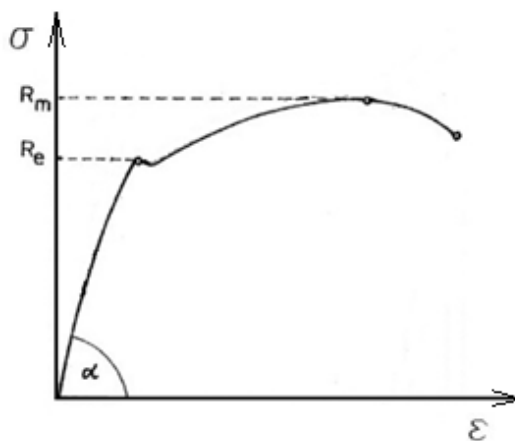


Obrázek 15 - Numerický model rámu nástavby

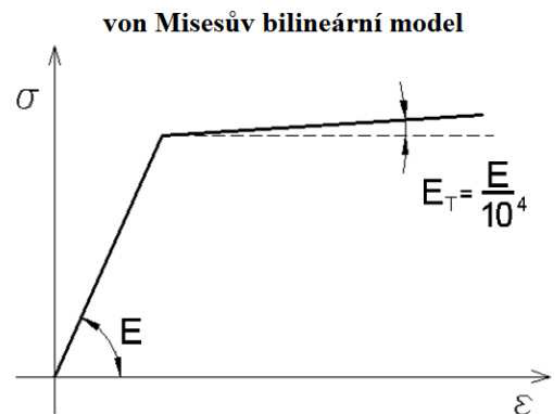
6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Pevnostní výpočty - analýzy jednotlivých zatěžovacích stavů byly provedeny metodou MKP (metoda konečných prvků) v programu SolidWorks 2014. Tyto analýzy byly aplikovány zvláště na podvozkový rám a rám nástavby. Oba tyto rámy byly samostatně vystaveny zátěžovým stavům - přepravní zatěžovací stav (jízda přívěsu), sklápění dozadu a do boku. Pevnostní výpočty byly založeny na mezním zatěžování rámu v pružně-plastickém oboru. Oba rámy byly uvažovány jako ideální modely bez počátečních imperfekcí, na které byly aplikovány nelineární analýzy se zkratkami MNA (materiálová nelineární analýza) a GMNA (geometricky-materiálově nelineární analýza).

U nelineární analýzy MNA je zohledněno pružně-plastické chování materiálu a malé posuvy konstrukce. Pro výpočty se mohou používat různé modely nelineárního chování materiálů. Pro pevnostní numerické výpočty je dle patřičných norem doporučen používat von Misesův bilineární model chování materiálu (model znázorňující materiál s lineárním zpevněním). U tohoto modelu se Youngův modul E mění na tangenciální modul E_T pro plastickou oblast. Nelineární analýza GMNA zohledňuje pružně-plastické chování materiálu a velké posuvy konstrukce (tzv. geometrická nelinearita).



Obrázek 16 - Smluvní diagram tahové zkoušky



Obrázek 17 - Von Misesův bilineární model

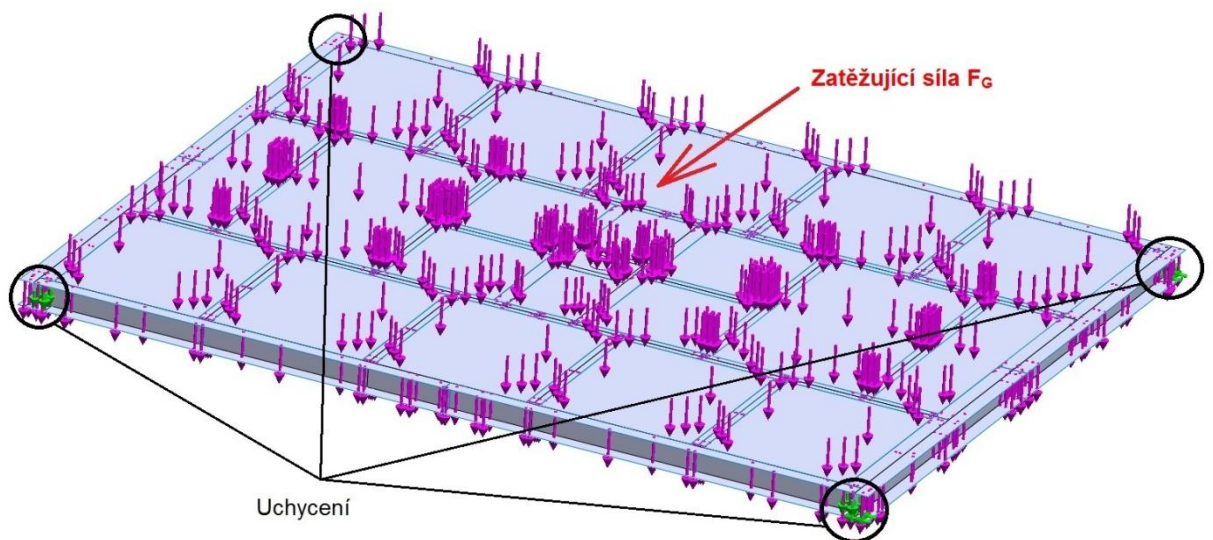
Všechny procesy nelineárních úloh byly řízeny přírůstkem délky oblouku (Arc-Length Control Process). Tato řídicí technika výpočtu dokáže zvládnout jevy, při kterých konstrukce ztratí stabilitu a tím dojde ke zhroucení výpočtového procesu u ostatních řídicích technik výpočtu. Mezi tyto jevy se řadí prolomení konstrukce vpřed (snap-through) a prolomení konstrukce vzad (snap-back).

6.1 RÁM NÁSTAVBY

6.1.1 Přepravní zatěžovací stav - jízda přívěsu

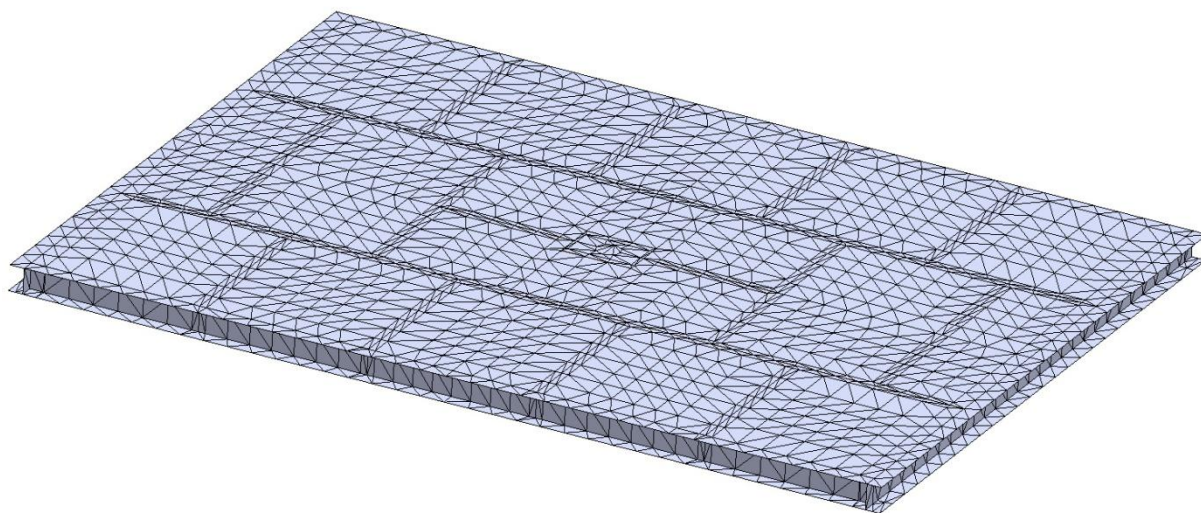
Před samotným spuštěním nelineárních analýz MNA a GMNA bylo zapotřebí jednoduchý matematický model rámu nástavby uchytit a tím stanovit jeho okrajové podmínky (viz Obrázek 18). Jelikož se jedná o přepravní zatěžovací stav, byly okrajové podmínky stanoveny do míst, kde se nachází držáky vidlicových čepů. V těchto místech byl numerický

model uložen. Dále byla celá ložná plocha rámu zatížena silou F_G působící kolmo na plochu, jejíž hodnota byla stanovena v předchozích výpočtech vstupních parametrů. Pro jednotlivé otevřené profily a použité plechy byla použita jakost materiálu S355JR, u které byl zvolen bilineární model pružně-plastického chování materiálu von Mises. Tato jakost materiálu byla v tomto případě zvolena z důvodu lepších výsledků než dosahovala jakost materiálu S235JR. Každé ploše tohoto zjednodušeného modelu rámu nástavby byla přidělena patřičná tloušťka odpovídající rozměrům použitého materiálu (viz kapitola 3.1).



Obrázek 18 - Výpočtový model rámu nástavby pro přepravní zatěžovací stav

Dalším důležitým krokem před spuštěním nelineární analýzy bylo vytvoření sítě tohoto modelu (viz Obrázek 19).



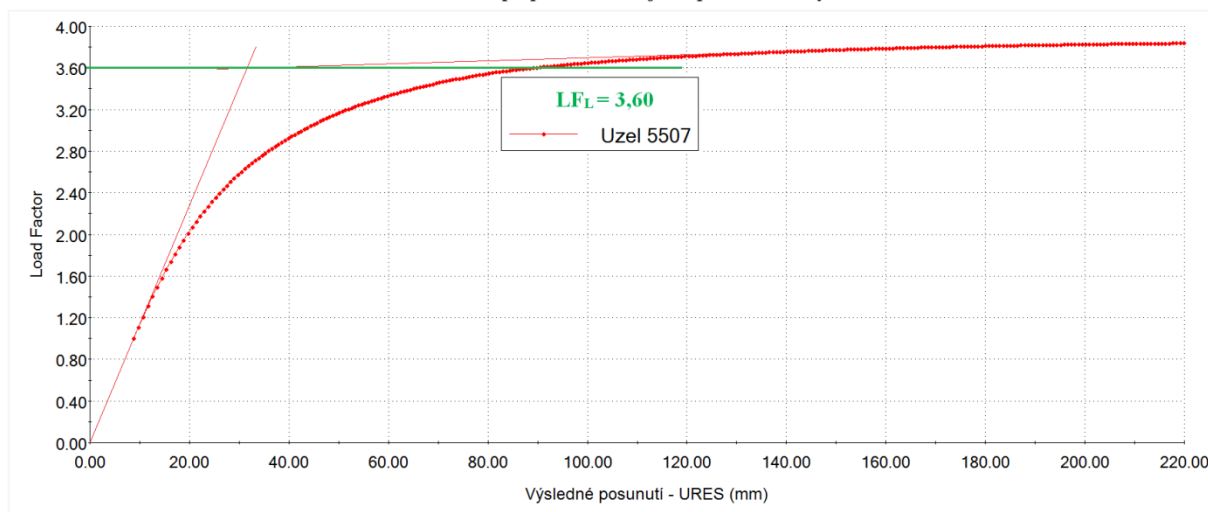
Obrázek 19 - Výpočtový model rámu nástavby s prvkovou sítí

Výsledným ukazatelem nelineárních analýz MNA nebo GMNA je zatěžovací křivka (zatěžovací charakteristika), též nazývána jako rovnovážná křivka. Tato výsledná křivka znázorňuje průběh přírůstku zatížení v závislosti na výsledném posunutí vybraného bodu konstrukce (viz Obrázek 20). Přírůstek zatížení nalezneme na ose y jako tzv. Load factor, což je násobek zatěžující síly F_G modelu. Na ose x se nachází hodnoty výsledného posunutí. Zatěžovací křivka byla určena z uzlu modelu, kde se nachází největší hodnota posunutí. Hodnoty těchto uzlů jsou uvedeny v každém grafu. U zatěžovacích křivek obou analýz byly zjišťovány hodnoty mezních stavů zatížení LF_L (Load factor limitní), ze kterých byly následně zjištěny hodnoty dovoleného zatížení.

U přepravního zatěžovacího stavu byla nejprve vytvořena zatěžovací křivka vycházející z nelineární analýzy MNA. Tato křivka se skládá z elastické, elasto-plastické a plastické oblasti. Křivka znázorňuje průběh lineární a nelineární části, ke kterým byly vytvořeny tečny. Průsečíkem těchto dvou tečen byla zjištěna hodnota mezního stavu plasticity zatížení $LF_L = 3,60$. Pokud bude zatížení rámu nástavby větší než je mezní hodnota, rám nedokáže odolávat dalšímu zatěžování.

ZATĚŽOVACÍ KŘIVKA

Zatěžovací přepravní stav – jízda přívěsu – analýza MNA



Obrázek 20 - Zatěžovací charakteristika analýzy MNA rámu nástavby pro přepravní zatěžovací stav

Druhá zatěžovací křivka byla výsledkem nelineární analýzy GMNA tohoto zatěžovacího stavu. Opět vychází z uzlu největší hodnoty posuvu. V případě průběhu této křivky je patrná ztráta stability konstrukce odpovídající hodnotě $LF_{ST} = 3,79$ (Load factor stability), kdy dochází k velkému nárůstu posuvů bez ohledu na další zatěžování. Dle průsečíku tečny lineární a nelineární části křivky byl zjištěn mezní stav plasticity o hodnotě $LF_{PL} = 3,60$. Jelikož z průběhu zatěžovací křivky analýzy GMNA je patrná ztráta stability konstrukce, nadále bude pracováno s touto analýzou. Takový postup řešení byl použit u všech vyšetřovaných zatěžovacích stavech.

Pro výpočet dovolené hodnoty zatížení byly použity obě zjištěné hodnoty LF_{ST} a LF_{PL} , kdy je hledána minimální hodnota výsledného dovoleného zatížení. Součinitelé bezpečnosti $n_T = 1,5$ k meznímu stavu plasticity a $n_u = 2,4$ k meznímu stavu ztráty stability byly zvoleny dle normy ČSN 690010 dle kapitoly 4.2, kde jsou uvedeny výpočty pevnosti - všeobecná část pro nádoby z oceli. Norma ČSN 690010 se zabývá konstrukcí a výpočtem tlakových nádob. Obě hodnoty součinitelů bezpečnosti jsou určeny pro provozní podmínky dané konstrukce a součinitel n_u je přímo určen pro hodnoty při ztrátě stability. Dále byl použit součinitel svarového spoje $\varphi = 0,7$, odpovídající svarům, které nejsou podrobeny nedestruktivním zkouškám jiným než je vizuální kontrola. Součinitel hodnoty svarového spoje je hodnota určena na základě mechanických a plastických vlastností svaru a závisí na rozsahu kontroly svarů.

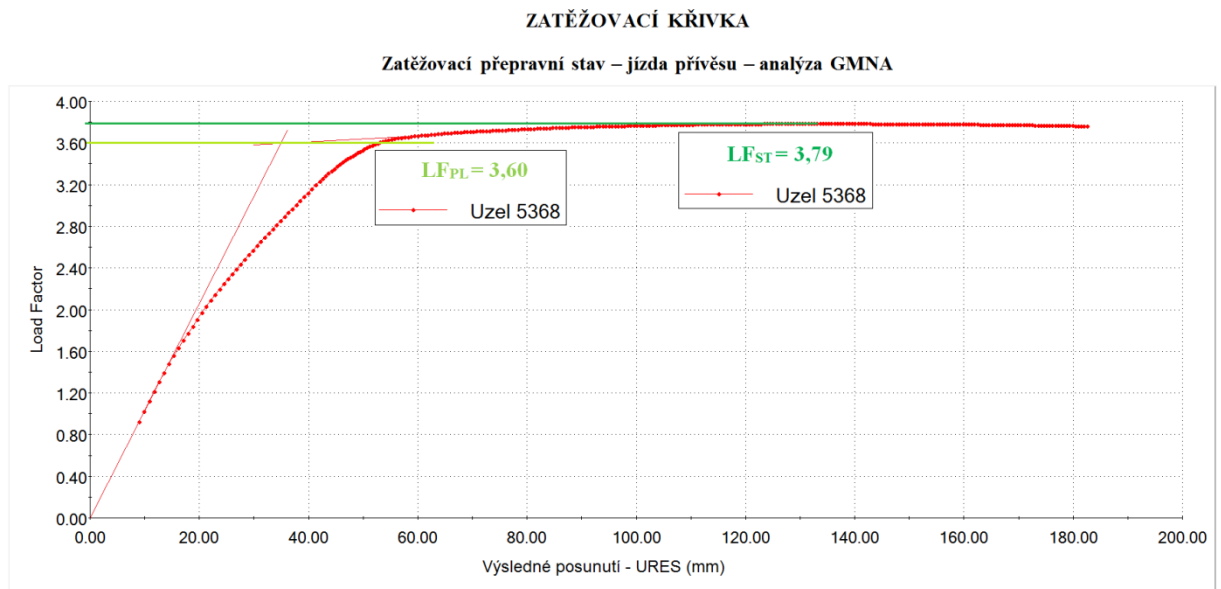
Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D rámu nástavby:

- $F_G = 64\,232\text{ N}$ - zatěžovací síla rámu
 $LF_{ST} = 3,79$ - Load factor stability
 $LF_{PL} = 3,60$ - Load factor plasticity
 $n_T = 1,5$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
 $n_u = 2,4$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
 $\varphi = 0,7$ - součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min\left\{\frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u}\right\} = \min\left\{\frac{3,60}{1,5} \cdot 0,7; \frac{3,79}{2,4}\right\} = \min\{1,68; 1,58\}$$

$$F_{GD} = LF_D \cdot F_G = 1,58 \cdot 64\,232 = 101\,486,56\text{ N}$$

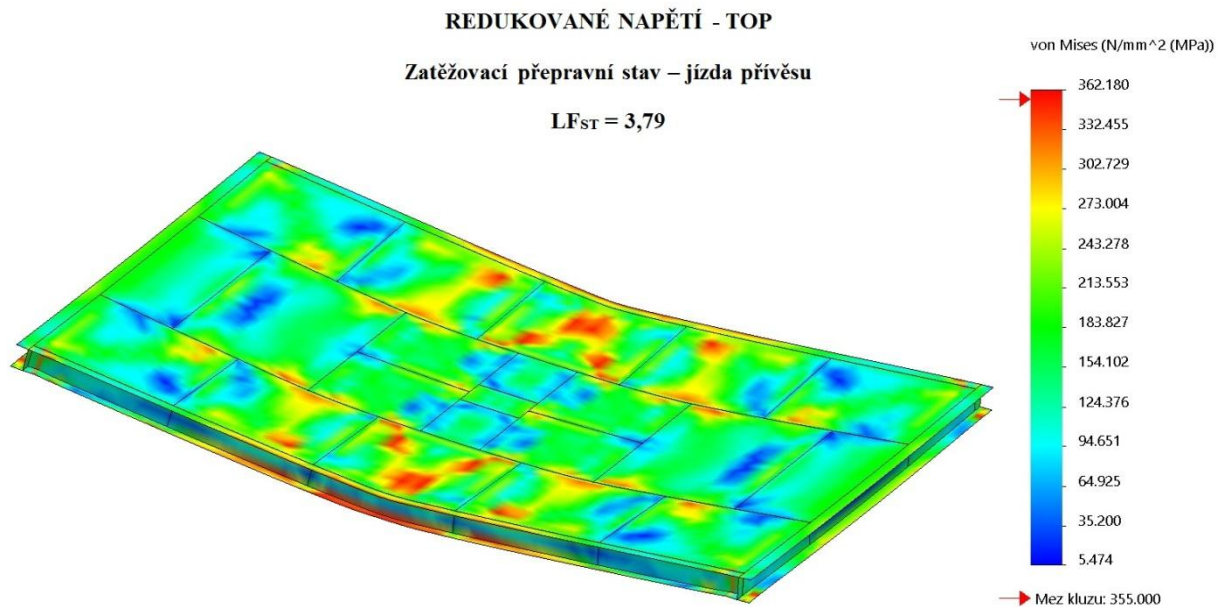
Dovolená hodnota zatížení rámu nástavby při zatěžovacím přepravním stavu je $LF_D = 1,58$. Této výsledné dovolené hodnotě odpovídá dovolené zatížení $F_{GD} = 101\,486,56\text{ N}$. Dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.



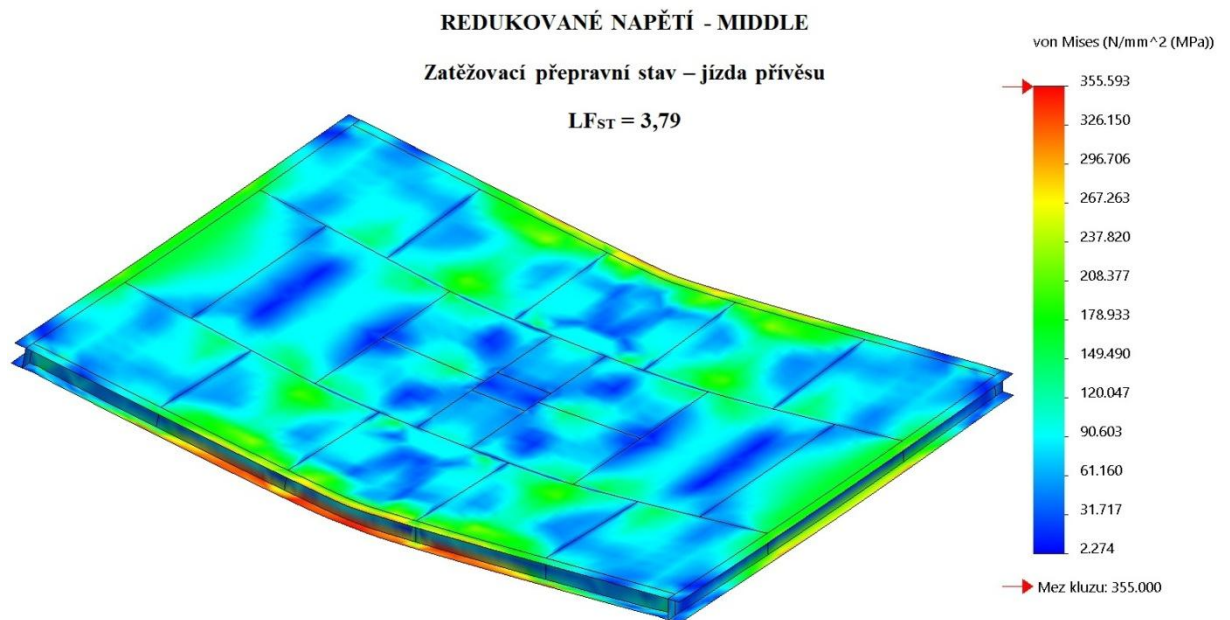
Obrázek 21 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro přepravní zatěžovací stav

Další obrázky znázorňují rozložení redukovaného napětí na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM. Všechna zobrazení odpovídají měřítku deformací 1:1. Tato rozložení redukovaných napětí odpovídají stavu ztrátě stability

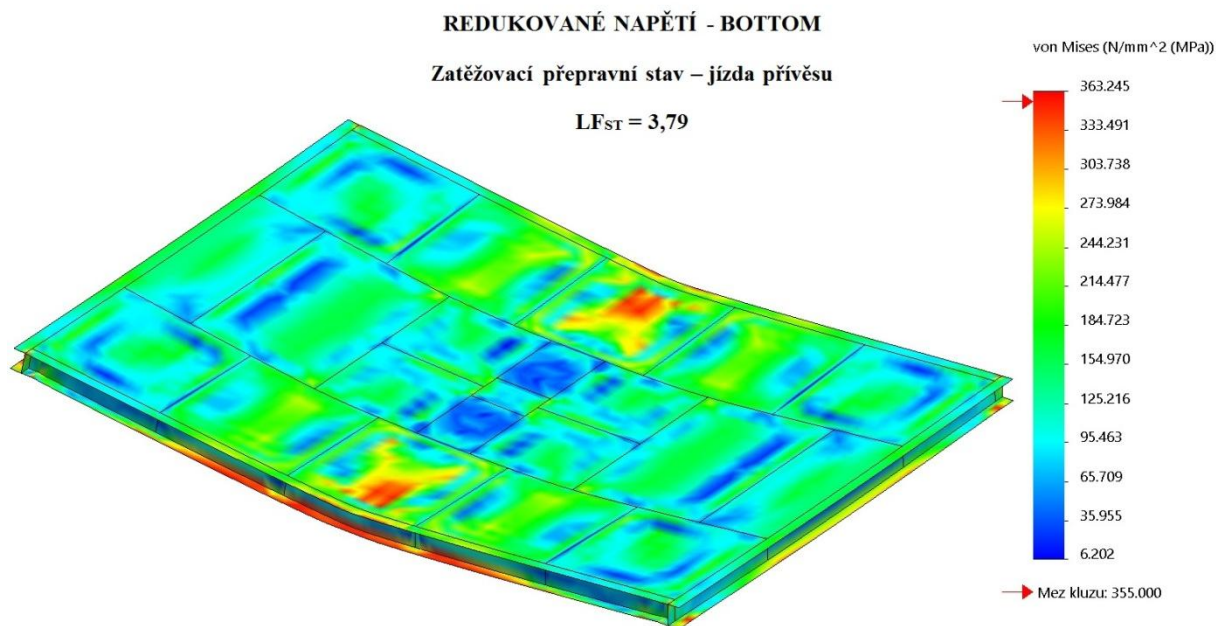
konstrukce pro hodnotu $LF_{ST} = 3,79$, z které byla následně zjištěna hodnota dovoleného zatížení rámu.



Obrázek 22 - Redukované napětí von Mises - TOP - přepravní zatěžovací stav rámu nástavby

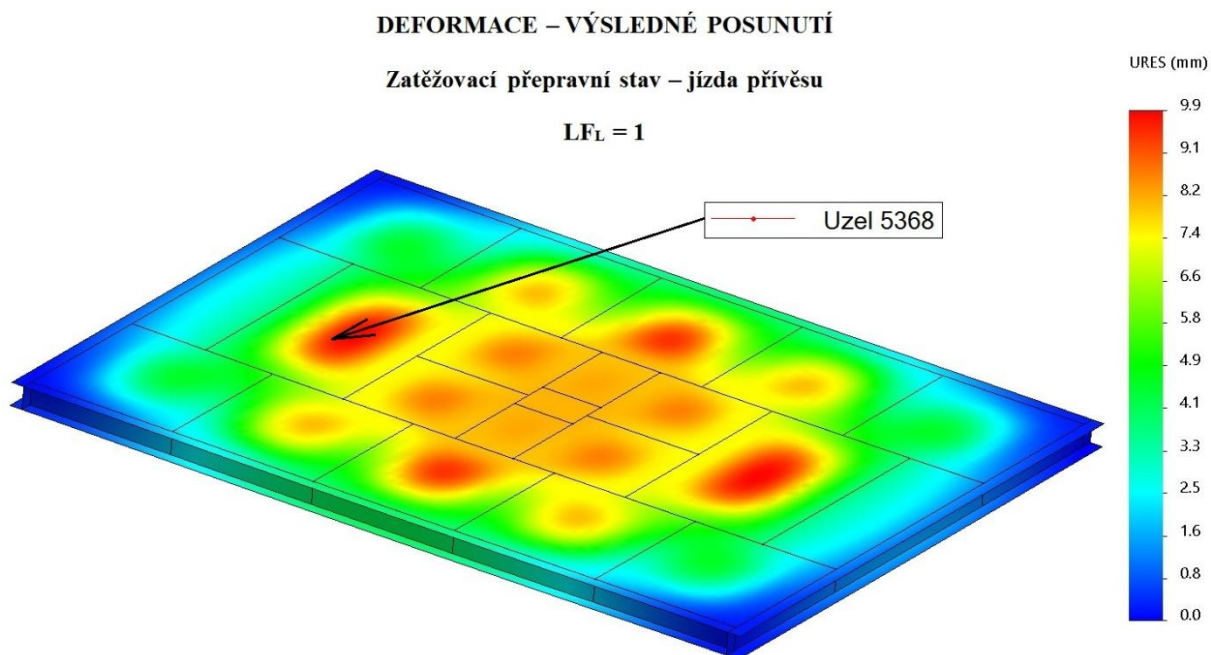


Obrázek 23 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - přepravní zatěžovací stav rámu nástavby



Obrázek 24 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - přepravní zatěžovací stav rámu nástavby

Poslední obrázek celé analýzy znázorňuje deformace - výsledná posunutí rámu nástavby při přepravním zatěžovacím stavu, který odpovídá hodnotě $LF_L = 1$, tedy zatěžovací síle $F_G = 64\,232\text{ N}$. Červená místa na zjednodušeném modelu zobrazují místa, kde dochází k největším hodnotám posunutí (jednotky - milimetry). V jednom z těchto míst se nachází i uzel 5368, z kterého byla získána výsledná zatěžující křivka. V tomto místě dosahovala hodnota posunutí hodnotě 9,9 mm.

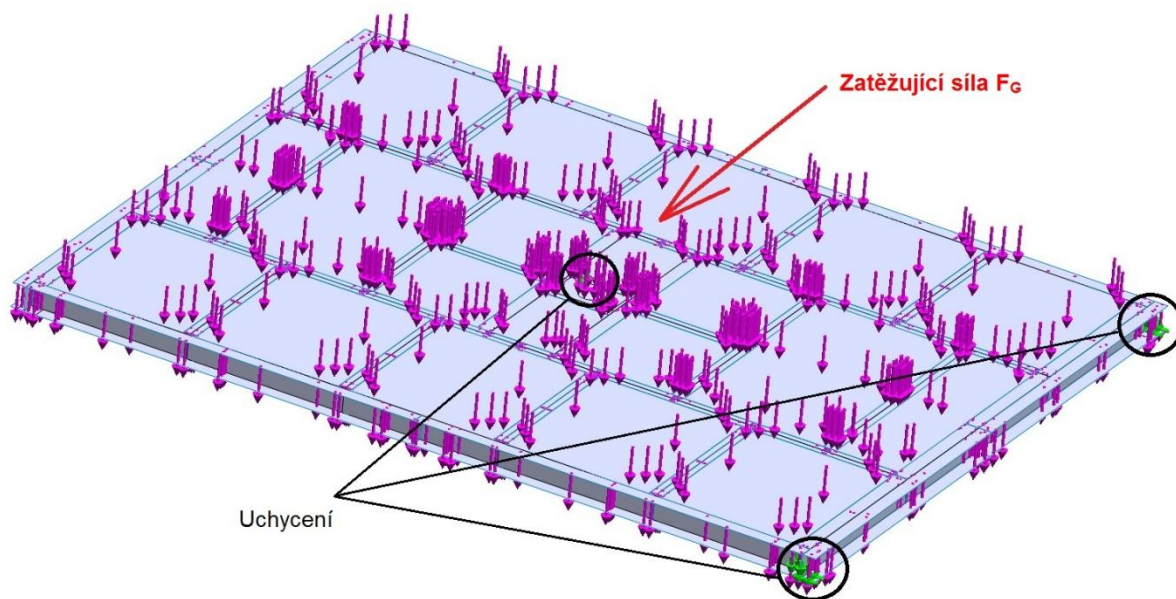


Obrázek 25 - Celkové posuvy rámu nástavby při přepravním zatěžovacím stavu

6.1.2 Zatěžovací stav - sklápění dozadu

6.1.2.1 Počáteční poloha sklápění

Jelikož se jedná o pevnostní výpočet rámu nástavby při sklápění dozadu, bylo uchycení (okrajové podmínky) stanoveno v místě působení spodního hydraulického válce a v místech umístění zadních držáků. Tyto držáky dosedají na zadní otočné vidlicové čepy. Hydraulický válec působí do středu konstrukce rámu. Toto místo je zároveň zvoleno těžištěm konstrukce a nákladu. Jelikož se jedná o počáteční polohu sklápění (velmi malý úhel), působí zatěžující síla F_G kolmo na plochu celé konstrukce. Opět byl použit model pružně - plastického chování materiálu jakosti S355JR.



Obrázek 26 - Výpočtový model rámu nástavby pro počáteční sklápění dozadu

Síť tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případě předchozího výpočtu přepravního zatěžovacího stavu a je tedy identická dle Obrázku 19. Byly provedeny nelineární analýzy MNA a GMNA a vytvořeny patřičné zatěžovací křivky. Z výsledného průběhu zatěžovací křivky analýzy GMNA byl zjištěn bod, v jehož dosažení dochází ke ztrátě stability celé konstrukce rámu. Bylo tedy dále pracováno pouze se zatěžovací křivkou analýzy GMNA. Ztráta stability konstrukce odpovídala hodnotě $LF_{ST} = 6,60$ a hodnota mezního stavu plasticity dle průřezu dvou tečen odpovídala hodnotě $LF_{PL} = 2,40$. Dále byla zjišťována minimální hodnota dovoleného zatížení.

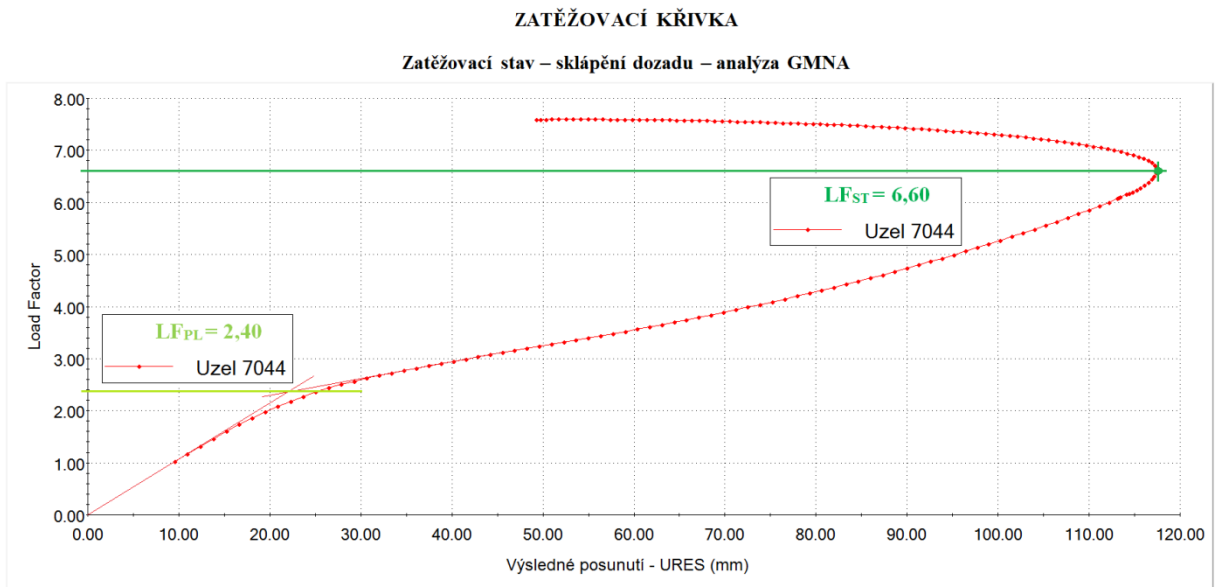
Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D rámu nástavby při počátku sklápění dozadu:

$F_G = 42\,821\,N$	- zatěžovací síla rámu
$LF_{ST} = 6,60$	- Load factor stability
$LF_{PL} = 2,40$	- Load factor plasticity
$n_T = 1,5$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
$n_u = 2,4$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
$\varphi = 0,7$	- součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u} \right\} = \min \left\{ \frac{2,40}{1,5} \cdot 0,7; \frac{6,60}{2,4} \right\} = \min \{1,12; 2,75\}$$

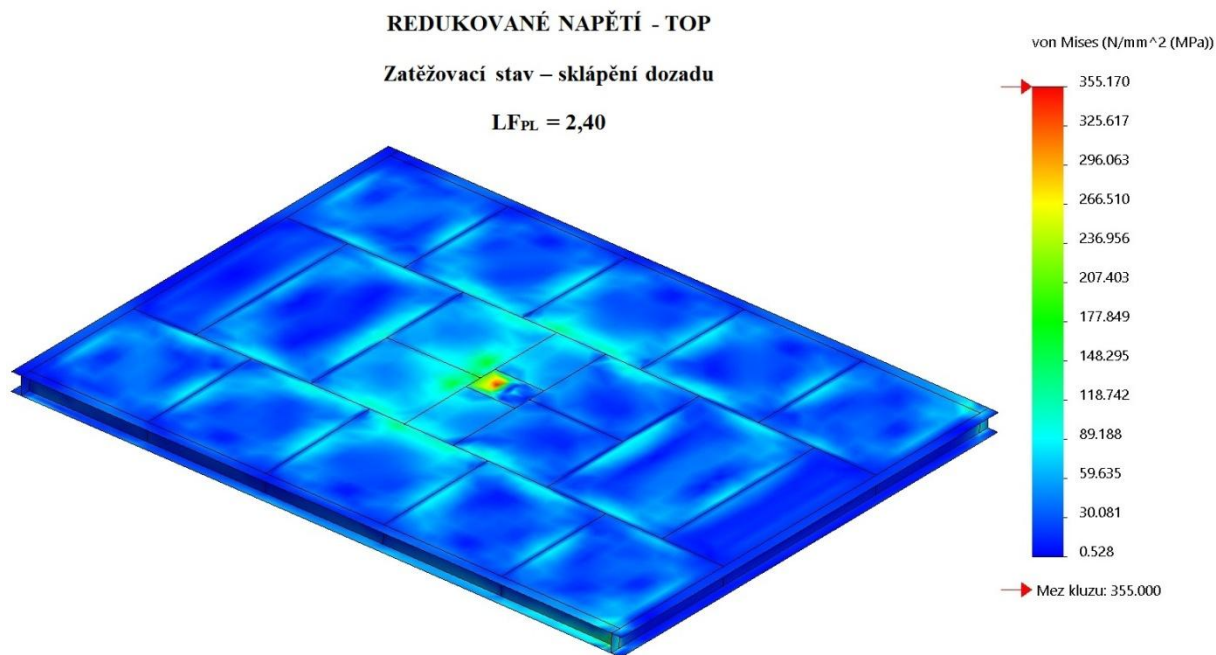
$$F_{GD} = LF_D \cdot F_G = 1,12 \cdot 42\,821 = 47\,959,52\,N$$

Dovolená hodnota zatížení rámu nástavby při počátečním sklápění dozadu je $LF_D = 1,12$. Této výsledné dovolené hodnotě odpovídá dovolené zatížení $F_{GD} = 47\,959,52\,N$. Dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.

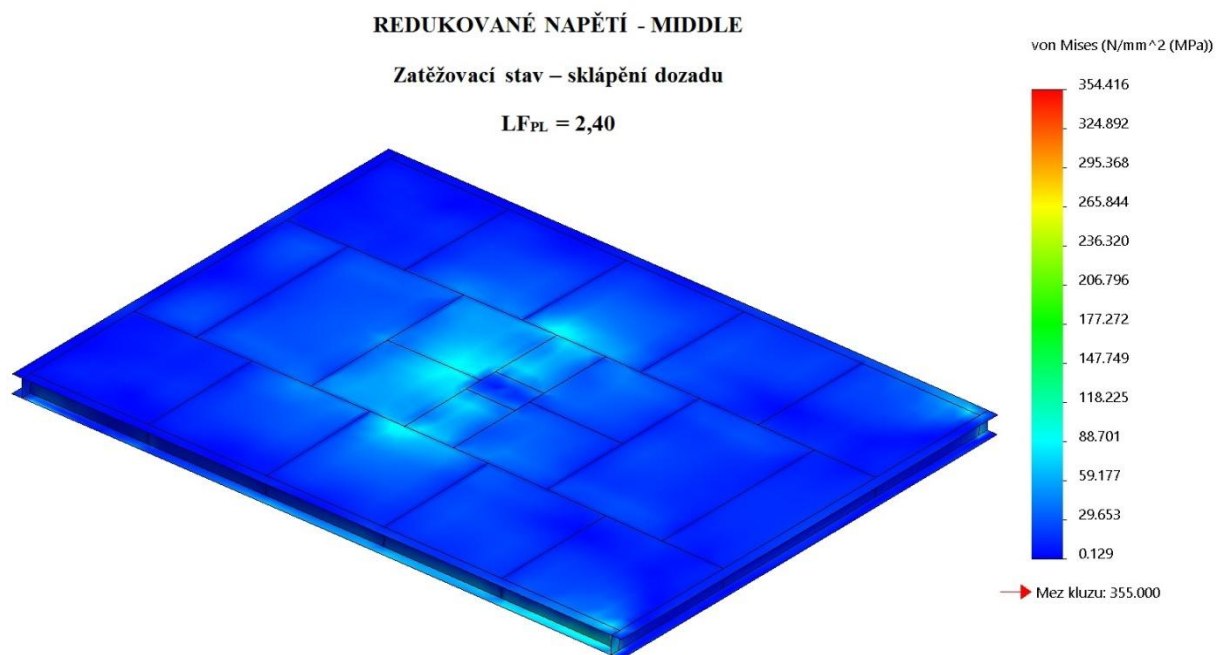


Obrázek 27 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro počáteční sklápění dozadu

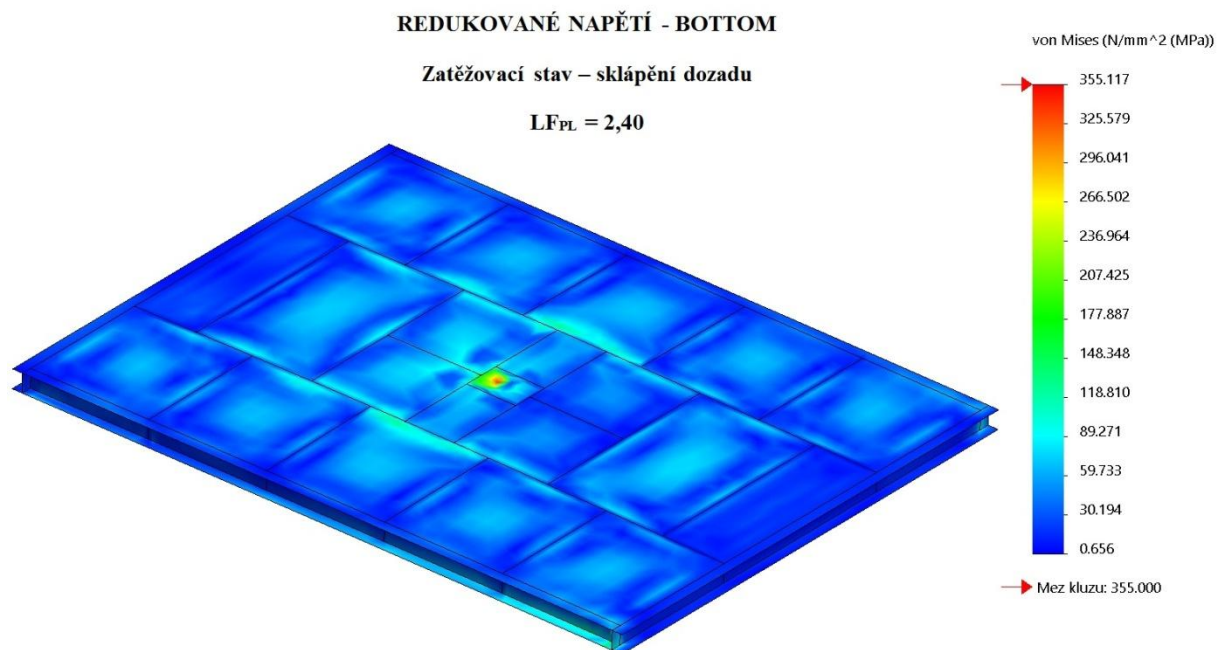
Obrázky znázorňující rozložení redukovaného napětí na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídají měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu plasticity $LF_{PL} = 2,40$.



Obrázek 28 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění dozadu rámu nástavby

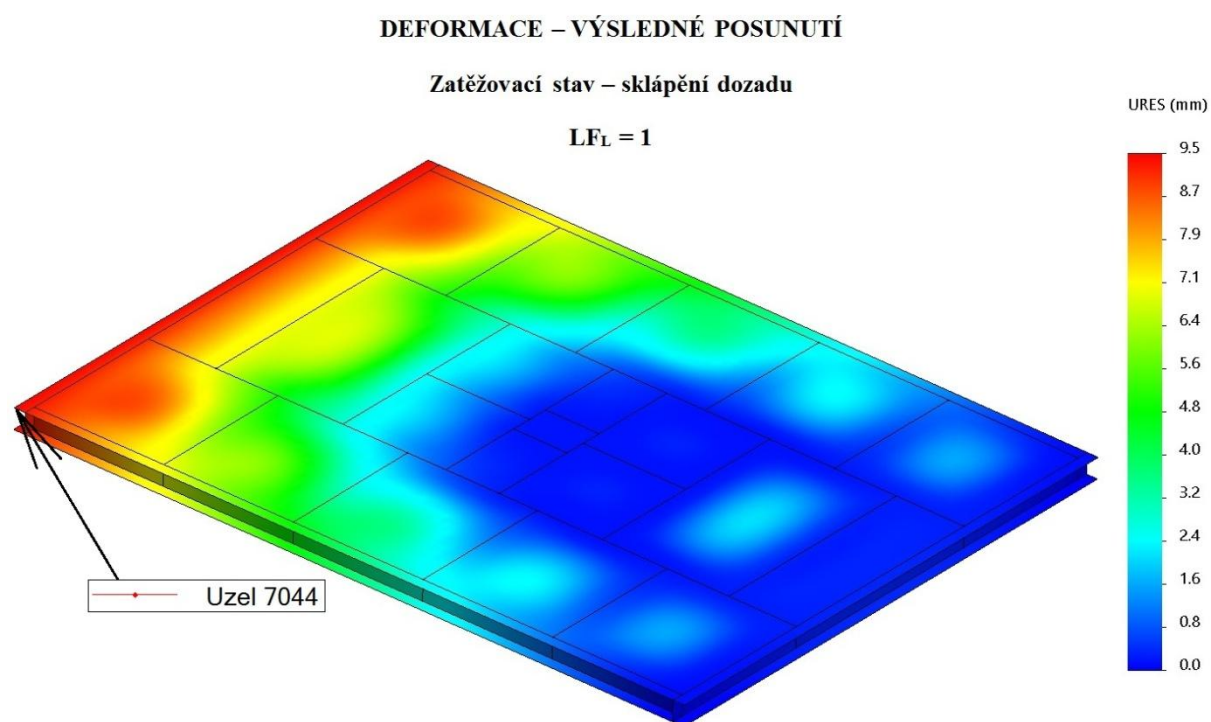


Obrázek 29 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění dozadu rámu nástavby



Obrázek 30 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění dozadu rámu nástavby

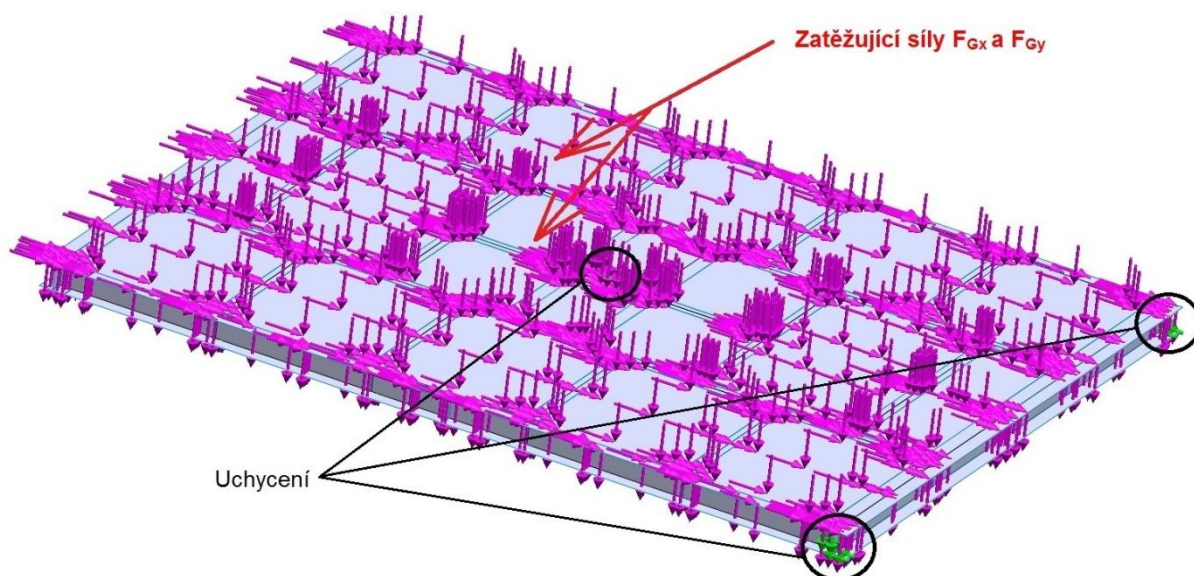
Obrázek deformací výsledných posunutí rámu nástavby při počátečním sklápění dozadu odpovídá hodnotě $LF_L = 1$, při které je zatěžovací síla rovna $F_G = 42\,821\text{ N}$. V místě největšího posunutí byla zjištěna hodnota 9,5 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 7044.



Obrázek 31 - Celkové posuvy rámu nástavby při počátečním sklápění dozadu

6.1.2.2 Poloha sklápění dozadu při maximálním úhlu

Tento zatěžovací stav odpovídá dosažení maximálního úhlu sklápění dozadu 50°. Uchycení rámu nástavby (okrajové podmínky) byly vytvořeny stejným způsobem jako v případě počátečního sklápění. Změna nastává v zadávání zatěžující síly. Zatěžovací síla musí být rozložena při maximálním úhlu na síly působící ve směru osy x a y. Poté zatěžující síla F_{Gx} působí ve směru rovnoběžném s plochou celé konstrukce a síla F_{Gy} působí ve směru kolmém na plochu celé konstrukce rámu. Síť tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případech předchozích výpočtů a je tedy identická dle Obrázku 19.



Obrázek 32 - Výpočtový model rámu nástavby pro maximální úhel sklápění dozadu

Z provedených nelineárních analýz MNA a GMNA byla vybrána opět analýza GMNA. Výsledná zatěžovací křivka této analýzy zobrazovala bod ztráty stability, kterému odpovídala hodnota $LF_{ST} = 9,39$. Mezní stav plasticity získaný z průřezu dvou tečen odpovídá hodnotě $LF_{PL} = 3,95$. Následovalo zjištění hodnoty dovoleného zatížení.

Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění dozadu:

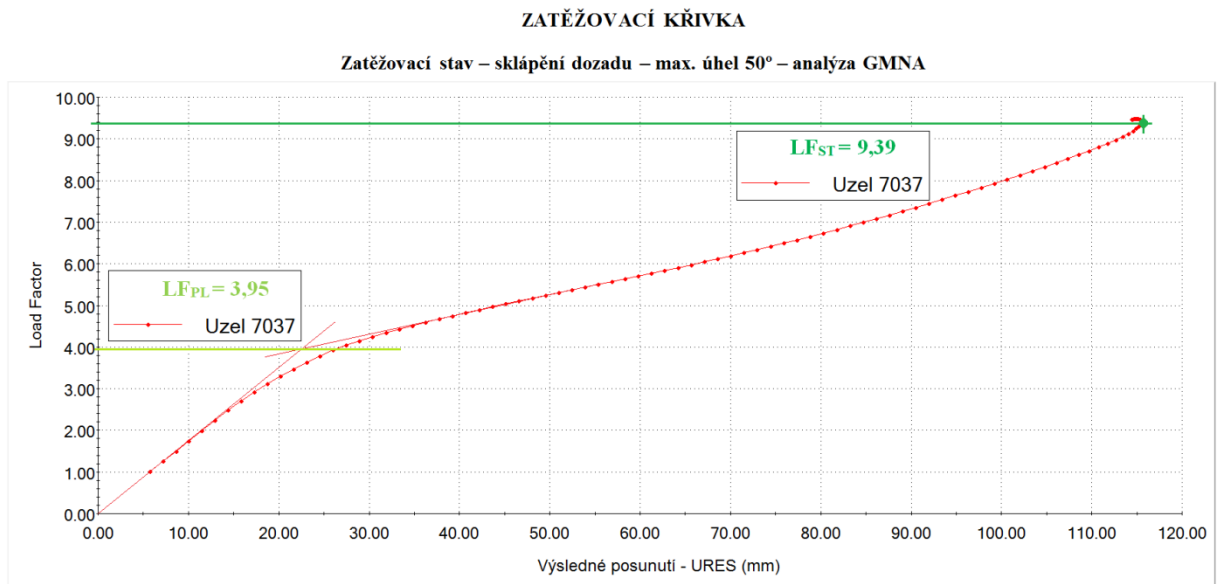
$F_{Gx} = 32\,802,789\text{ N}$ - zatěžovací síla rámu v ose x

$F_{Gy} = 27\,524,808\text{ N}$ - zatěžovací síla rámu v ose y

- $LF_{ST} = 9,39$ - Load factor stability
- $LF_{PL} = 3,95$ - Load factor plasticity
- $n_T = 1,5$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
- $n_u = 2,4$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
- $\varphi = 0,7$ - součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u} \right\} = \min \left\{ \frac{3,95}{1,5} \cdot 0,7; \frac{9,39}{2,4} \right\} = \min \{1,84; 3,91\}$$

Dovolená hodnota zatížení rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění dozadu je $LF_D = 1,84$. Dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.



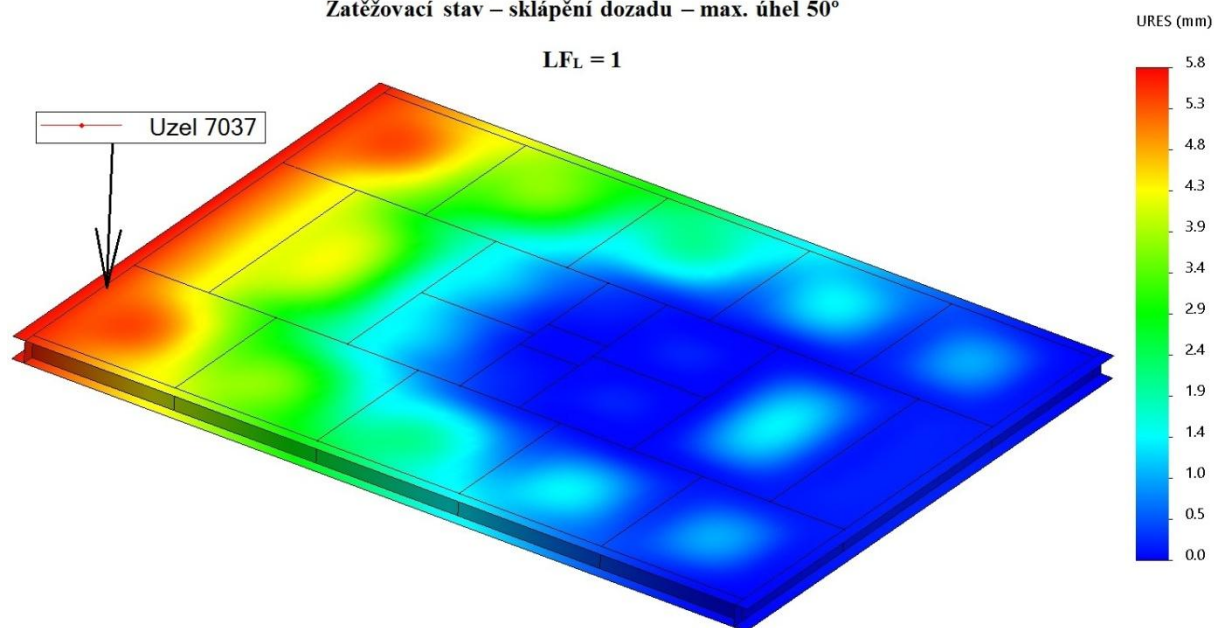
Obrázek 33 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro maximální úhel sklápění dozadu

Obrázky znázorňující rozložení redukovaného napětí na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídají měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu plasticity $LF_{PL} = 3,95$ jsou uvedeny v příloze (Příloha A, B, C). Obrázek deformací - výsledných posunutí rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění dozadu odpovídá hodnotě $LF_L = 1$. V místě největšího posunutí byla zjištěna hodnota 5,8 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 7037.

DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ

Zatěžovací stav – sklápění dozadu – max. úhel 50°

$LF_L = 1$

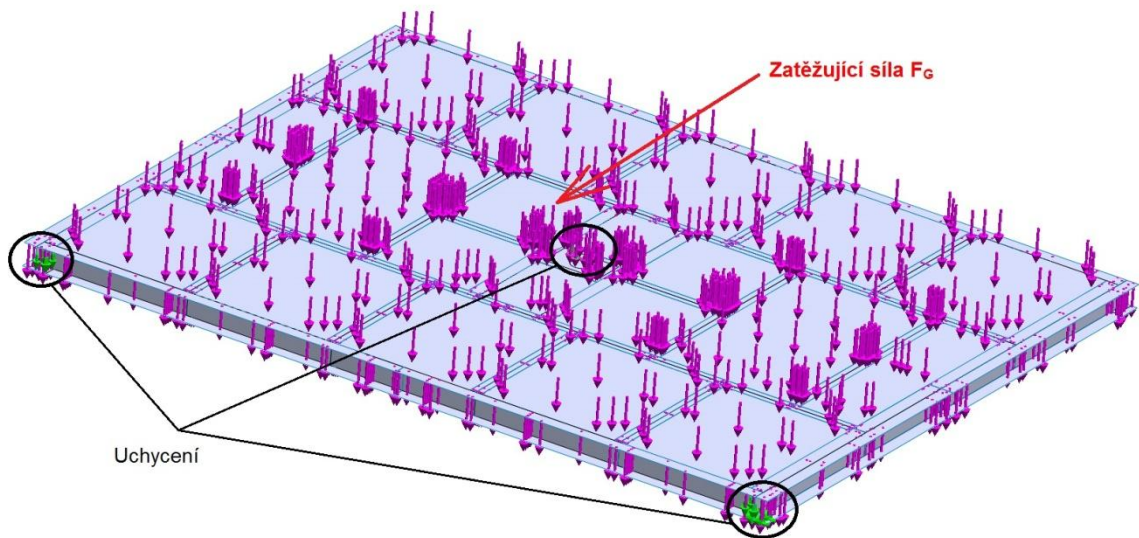


Obrázek 34 - Celkové posuvy rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění dozadu

6.1.3 Zatěžovací stav - sklápění do boku

6.1.3.1 Počáteční poloha sklápění

Jelikož se jedná o pevnostní výpočet rámu nástavby při sklápění do boku bylo uchycení (okrajové podmínky) stanoveno v místě působení spodního hydraulického válce a v místech umístění bočních držáků, které dosedají na boční vidlicové čepy. Jelikož se jedná o počáteční polohu sklápění (velmi malý úhel), působí zatěžující síla F_G kolmo na plochu celé konstrukce. Jako model pružně-plastického chování materiálu byl zvolen materiál jakosti S355JR. Síť tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případech předchozích výpočtů a je tedy identická dle Obrázku 19.



Obrázek 35 - Výpočtový model rámu nástavby pro počáteční sklápění do boku

I v tomto případě zatěžovacího stavu byly provedeny nelineární analýzy MNA a GMNA a vytvořeny k tomu náležité zatěžovací křivky. Jelikož z výsledného průběhu analýzy GMNA nebyl zjištěn žádný bod ztráty stability konstrukce rámu nástavby, byla dále zpracovávána analýza MNA a její příslušná zatěžovací křivka. Mezní stav plasticity dle vytvořeného průřezu dvou tečen lineární a nelineární části křivky odpovídala hodnotě $LF_L = 4,10$. Dále byla zjišťována hodnota dovoleného zatížení.

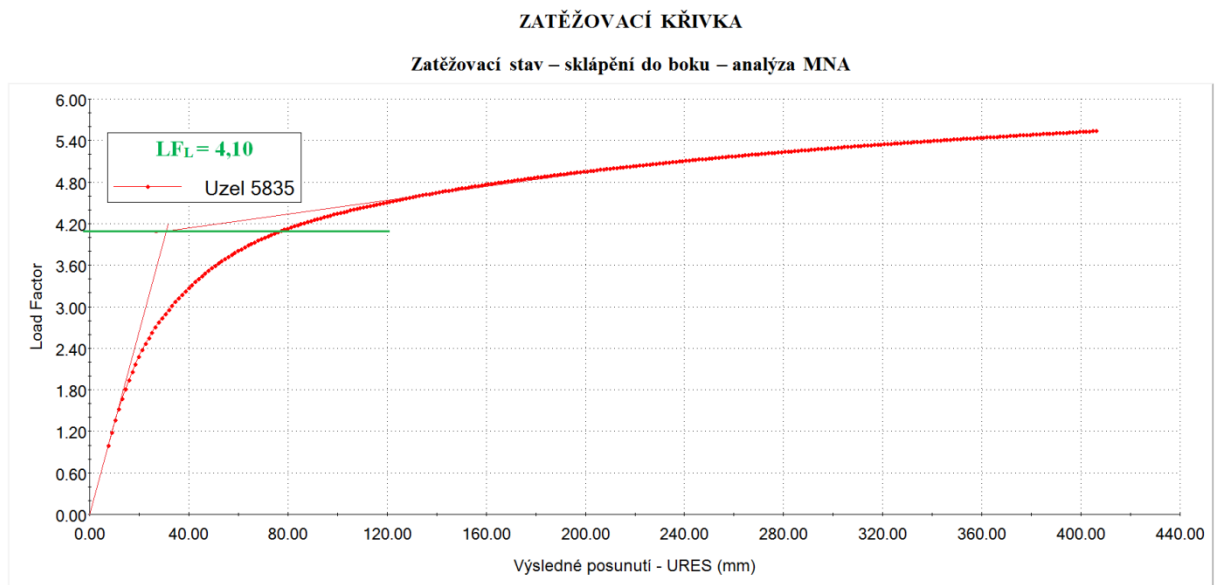
Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D rámu nástavby při počátku sklápění dozadu:

- $F_G = 42\,821\text{ N}$ - zatěžovací síla rámu
- $LF_L = 4,10$ - Load factor plasticity
- $n_T = 1,5$ - součinitel bezpečnosti pro LF_L
- $\varphi = 0,7$ - součinitel svarového spoje

$$LF_D = \frac{LF_L}{n_T} \cdot \varphi = \frac{4,10}{1,5} \cdot 0,7 = 1,91$$

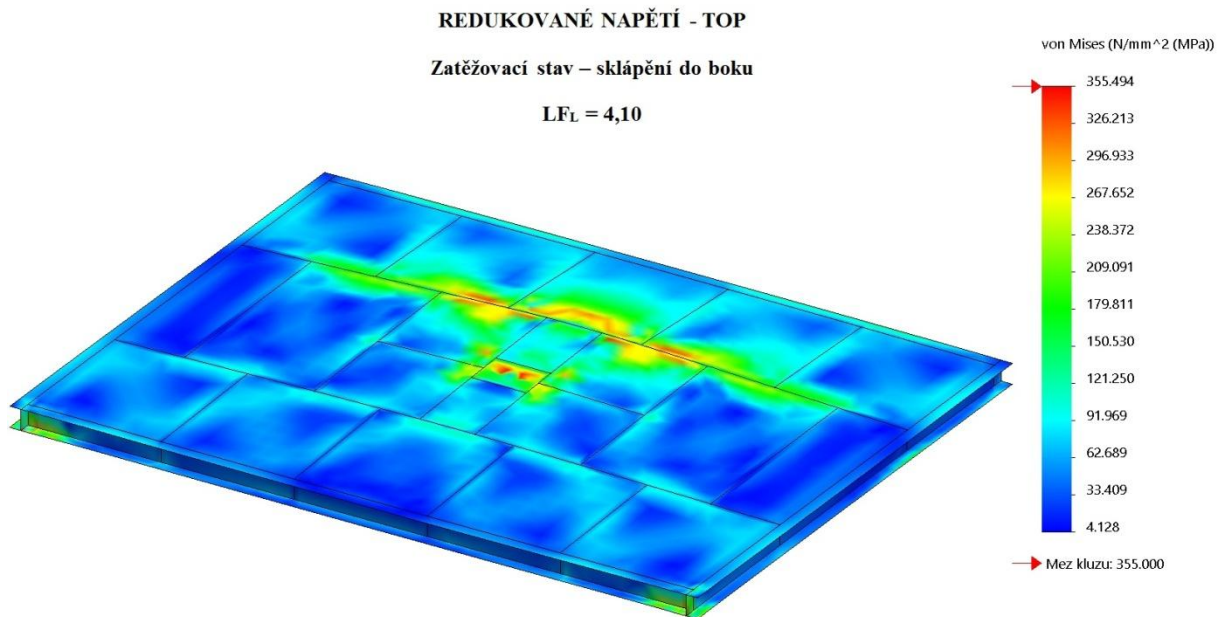
$$F_{GD} = LF_D \cdot F_G = 1,91 \cdot 42\,821 = 81\,788,11\text{ N}$$

Dovolená hodnota zatížení rámu nástavby při počátečním sklápění do boku je $LF_D = 1,91$. Této výsledné dovolené hodnotě odpovídá dovolené zatížení $F_{GD} = 81\,788,11\text{ N}$. Dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.

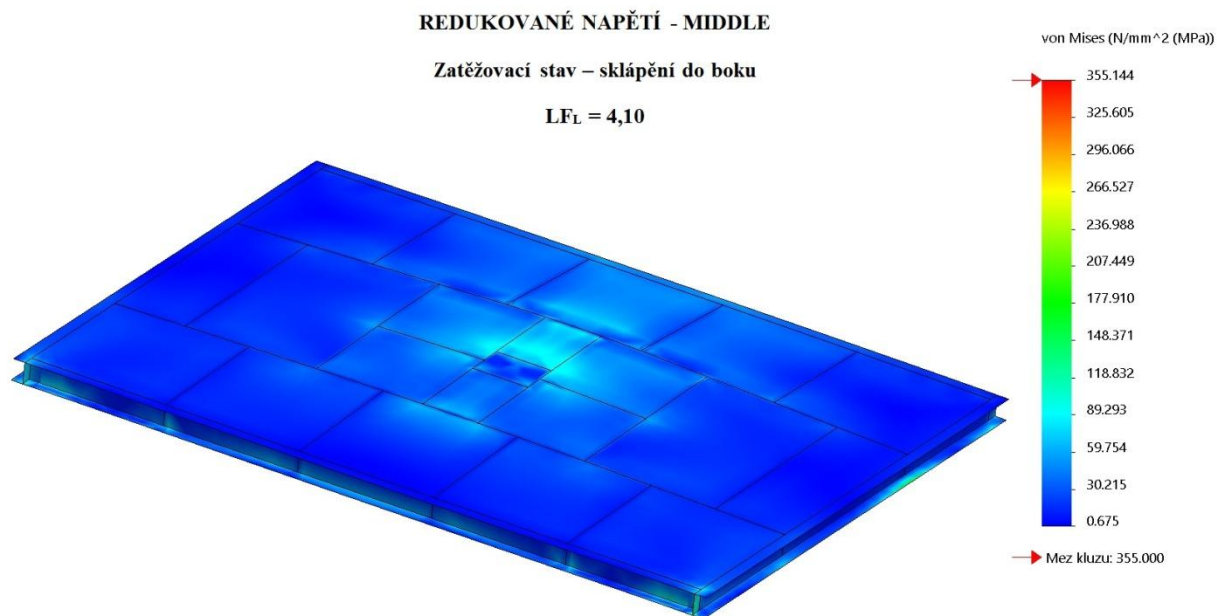


Obrázek 36 - Zatěžovací charakteristika analýzy MNA rámu nástavby pro počáteční sklápění do boku

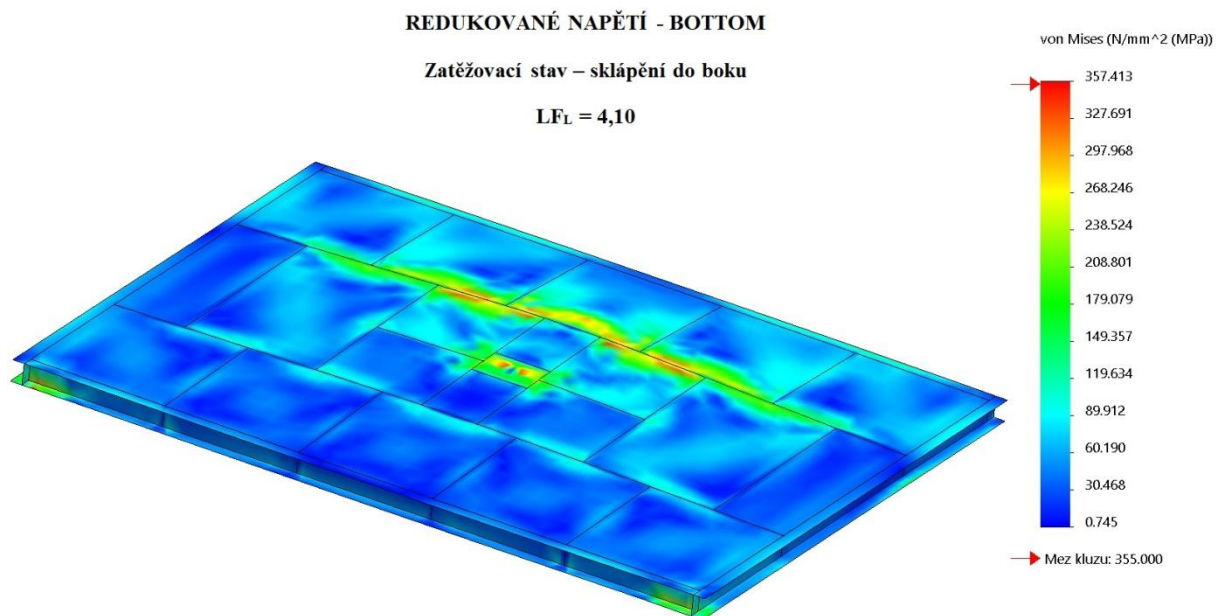
Následující obrázky znázorňující rozložení redukovaného napětí na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídají měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu plasticity $LF_L = 4,10$.



Obrázek 37 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění do boku rámu nástavby

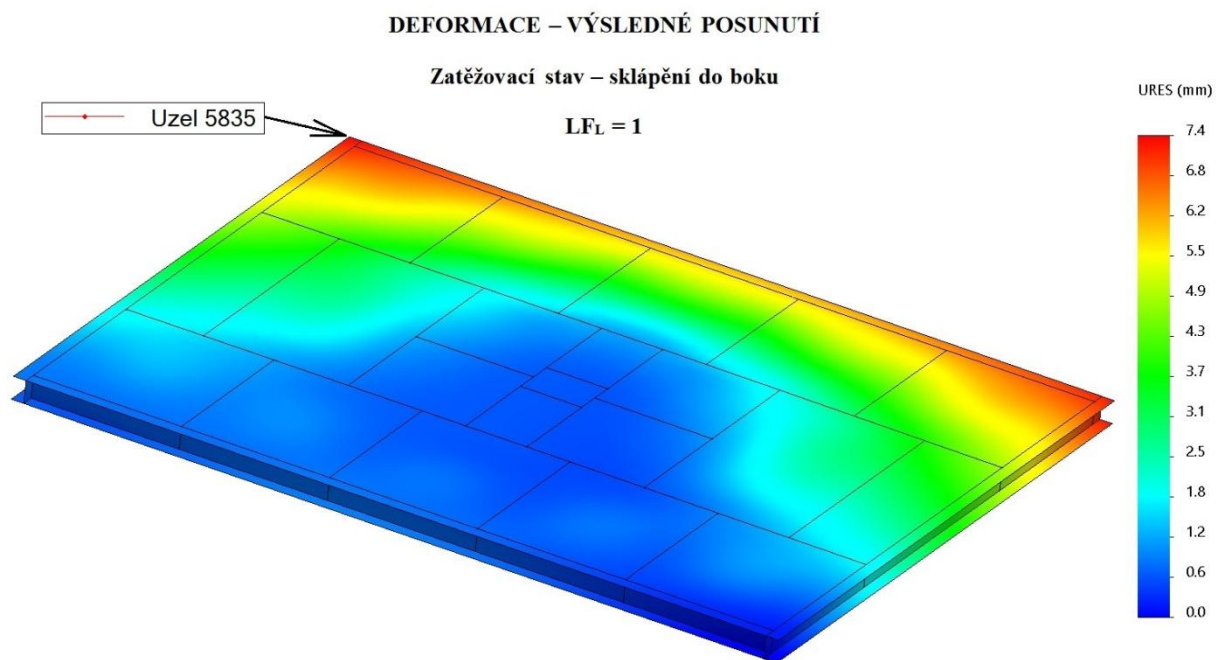


Obrázek 38 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění do boku rámu nástavby



Obrázek 39 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění do boku rámu nástavby

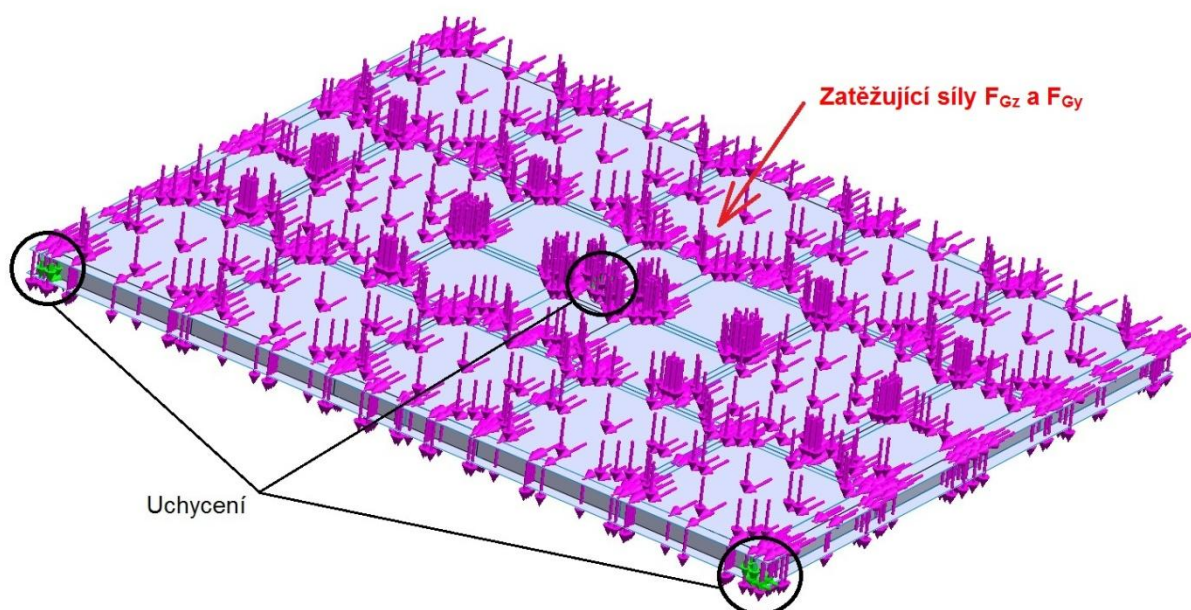
Obrázek deformací - výsledných posunutí rámu nástavby při počátečním sklápění do boku odpovídá hodnotě $LF_L = 1$. V místě největšího posunutí byla zjištěna hodnota 7,4 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 5835.



Obrázek 40 - Celkové posuvy rámu nástavby při počátečním sklápění do boku

6.1.3.2 Poloha sklápění do boku při maximálním úhlu

Tento zatěžovací stav odpovídá dosažení maximálního úhlu sklápění do boku 45° . Uchytení rámu nástavby (okrajové podmínky) bylo vytvořeno stejným způsobem jako v případě počátečního sklápění. Zatěžovací síla byla rozložena při dosažení tohoto maximálního úhlu na síly působící ve směru osy z a y . Poté zatěžující síla F_{Gz} působí ve směru rovnoběžném s plochou celé konstrukce a síla F_{Gy} působí ve směru kolmém na plochu celé konstrukce rámu. Síť tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případech předchozích výpočtů a je tedy identická dle Obrázku 19.



Obrázek 41 - Výpočtový model rámu nástavby pro maximální úhel sklápění do boku

Z provedených nelineárních analýz MNA a GMNA byla vybrána analýza GMNA. Výsledná zatěžovací křivka této analýzy zobrazovala bod ztráty stability, kterému odpovídala hodnota $LF_{ST} = 7,88$. Mezní stav plasticity získaný z průsečíku dvou tečen odpovídal hodnotě $LF_{PL} = 5,50$. Následovalo zjištění hodnoty dovoleného zatížení.

Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění do boku:

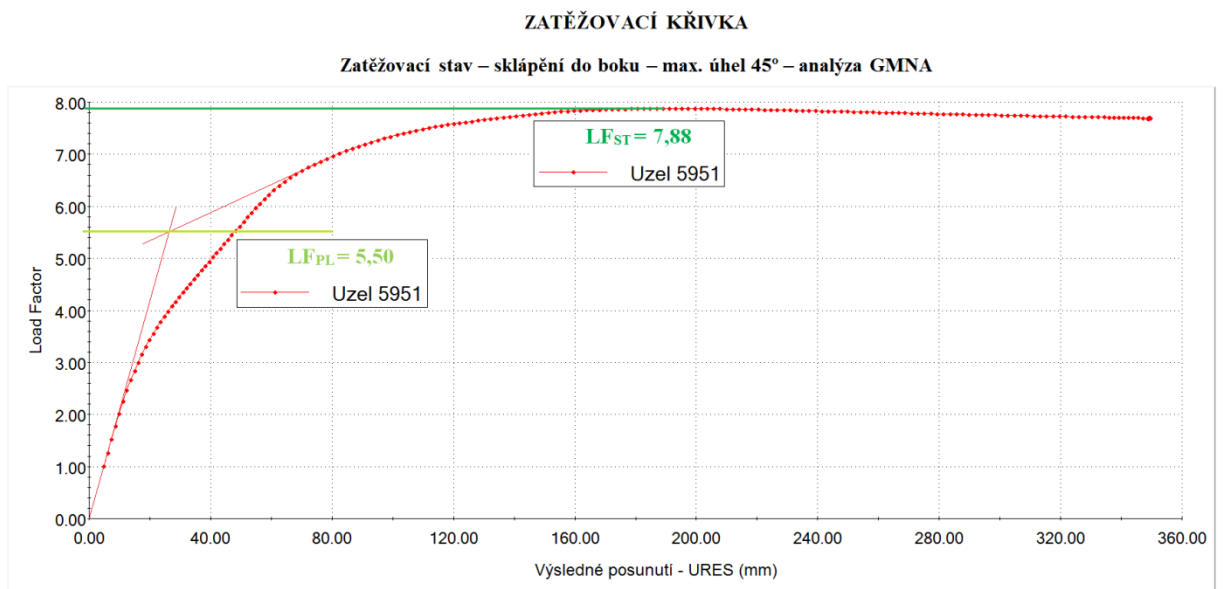
$$F_{Gz} = 30\,279,019\text{ N} \quad \text{- zatěžovací síla rámu v ose } z$$

$$F_{Gy} = 30\,279,019\text{ N} \quad \text{- zatěžovací síla rámu v ose } y$$

$LF_{ST} = 7,88$	- Load factor stability
$LF_{PL} = 5,50$	- Load factor plasticity
$n_T = 1,5$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
$n_u = 2,4$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
$\varphi = 0,7$	- součinitel svarového spoje

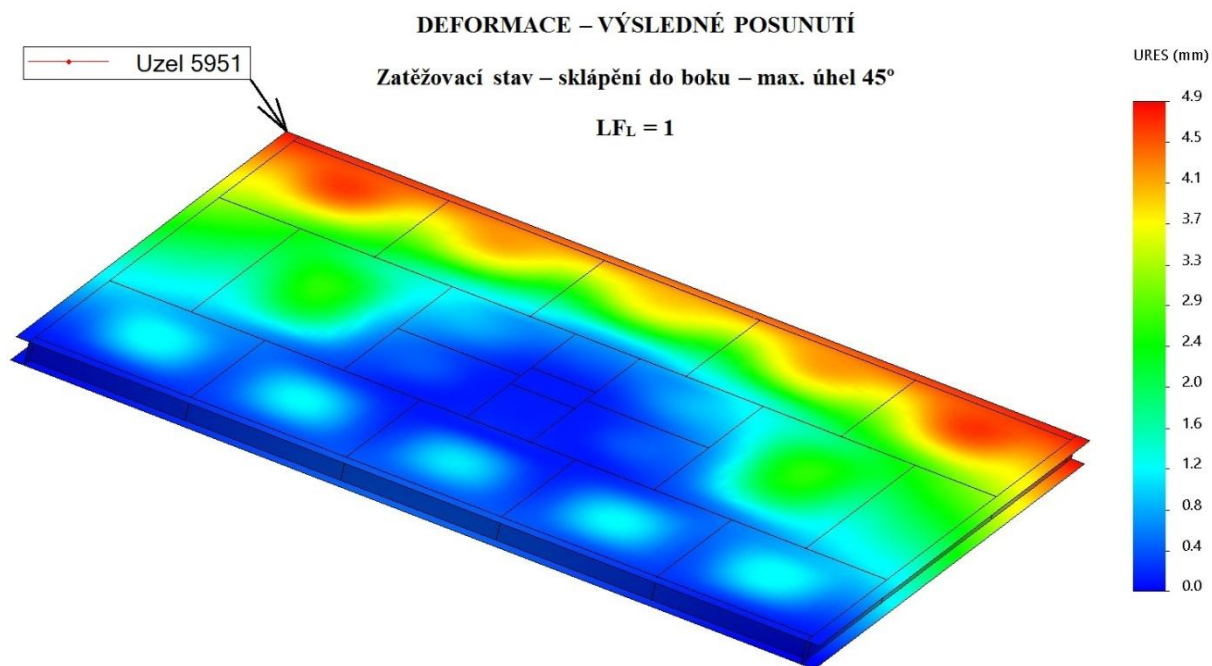
$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u} \right\} = \min \left\{ \frac{5,50}{1,5} \cdot 0,7; \frac{7,88}{2,4} \right\} = \min \{2,56; 3,28\}$$

Dovolená hodnota zatížení rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění do boku je $LF_D = 2,56$. Dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.



Obrázek 42 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA rámu nástavby pro maximální úhel sklápění do boku

Obrázky znázorňující rozložení redukovaného napětí na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídají měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu plasticity $LF_{PL} = 5,50$ jsou uvedeny v příloze (Přílohy D, E, F). Obrázek deformací - výsledných posunutí rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění dozadu odpovídá hodnotě $LF_L = 1$. V místě největšího posunutí byla zjištěna hodnota 4,9 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 5951.



Obrázek 43 - Celkové posuvy rámu nástavby při maximálním úhlu sklápění do boku

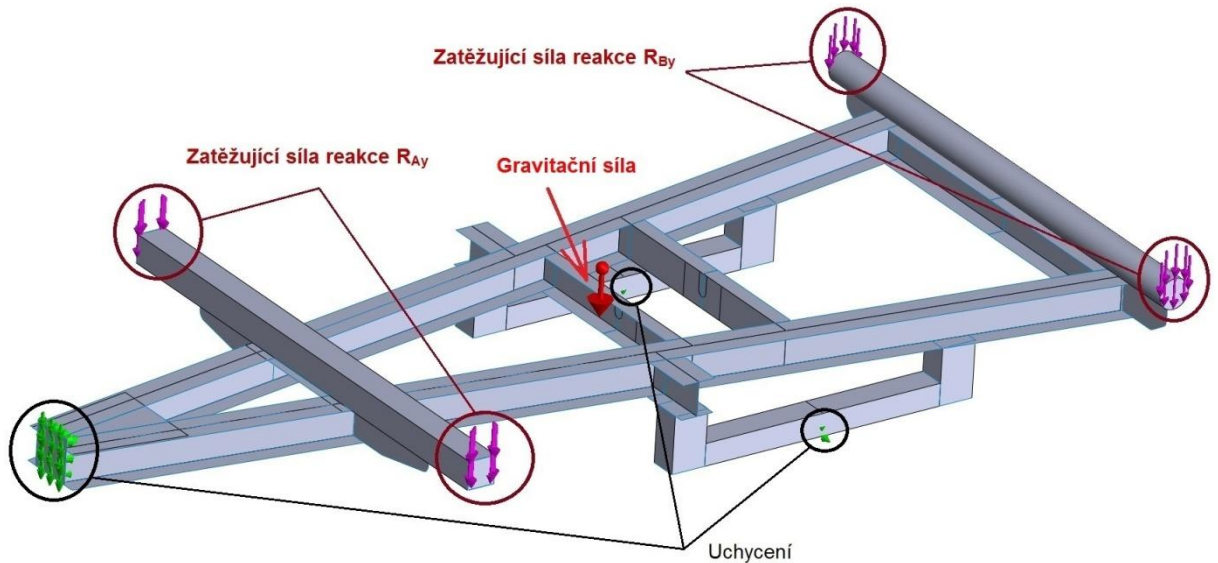
6.2 PODVOZKOVÝ RÁM

6.2.1 Převážný zatěžovací stav - jízda přívěsu

Jednoduchý numerický model podvozkového rámu bylo nutné patřičně uchytit a tím stanovit jeho okrajové podmínky před spuštěním nelineárních analýz MNA a GMNA. U tohoto zatěžovacího převážného stavu byly okrajové podmínky stanoveny v místě, kde je k rámu přivařena deska pro tažné oko. Tažné oko je poté šroubovým spojem připevněno k této desce. Dalšími místy, kde jsou stanoveny okrajové podmínky, jsou spodní plochy uzavřených profilů (přesné uložení je uprostřed). Tyto uzavřené profily simulují umístění a pohyb nápravy odpružené listovými pery. V těchto třech místech byl model uložen.

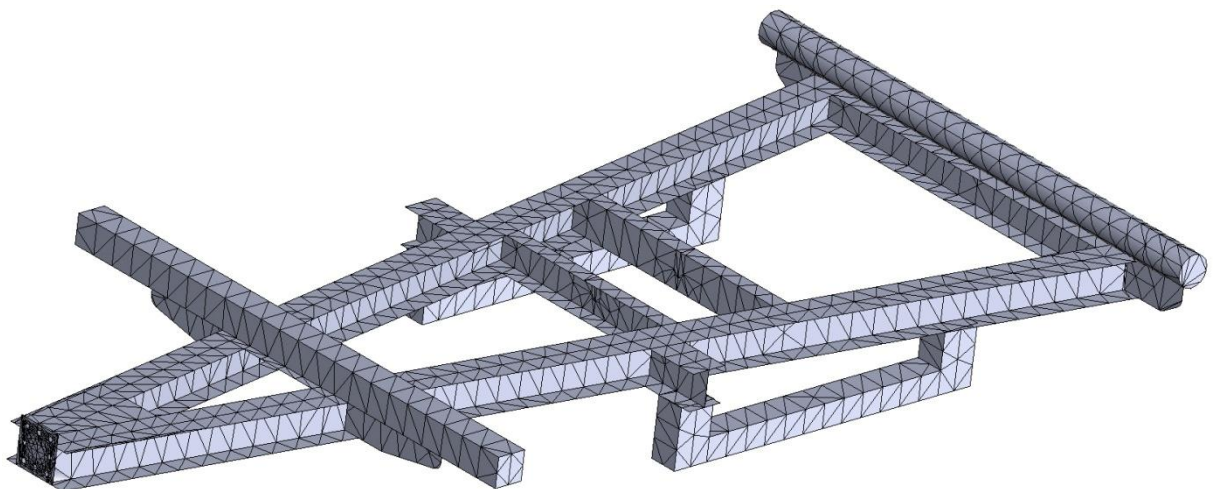
Celý rám byl zatížen gravitační silou s tíhovým zrychlením $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Přední vidlicové čepy uloženy v uzavřeném profilu byly zatěžovány silou reakce R_{Ay} . Zadní vidlicové čepy byly uloženy v profilu kruhového průřezu a byly zatěžovány silou reakce R_{By} . Tyto hodnoty síly reakcí vychází ze stanovených vstupních parametrů (viz kapitola 3.2.1).

Pro jednotlivé plechy, otevřené a uzavřené profily, byla v tomto případě použita jakost materiálu S235JR, u které byl zvolen bilineární model pružně-plastického chování materiálu von Mises. Jakost materiálu S235JR dosahovala přijatelných výsledků a nebylo nutné volit jinou jakost materiálu (např. S355JR). Každé ploše tohoto zjednodušeného podvozkového rámu byla přidělena patřičná tloušťka odpovídající rozměrům použitého materiálu (viz kapitola 3.1).



Obrázek 44 - Výpočtový model podvozkového rámu pro přepravní zatěžovací stav

Důležitým krokem před samotným spuštěním vybrané analýzy bylo vytvoření sítě konečných prvků tohoto modelu.



Obrázek 45 - Výpočtový model podvozkového rámu s prvkovou sítí

Výsledkem přepravního zatěžovacího stavu byla zatěžovací křivka nelineární analýzy GMNA vycházející z uzlu největší hodnoty posunutí. Z průběhu této zatěžovací křivky je patrná ztráta stability konstrukce odpovídající hodnotě $LF_{ST} = 3,96$, a proto bylo dále pracováno s touto analýzou. Dle průsečíku tečny lineární a nelineární části křivky byl zjištěn mezní stav plasticity o hodnotě $LF_{PL} = 3,78$.

Pro výpočet dovolených hodnot zatížení byl použit stejný postup řešení jako v případech předchozích výpočtů rámu nástavby. I zde byly zvoleny součinitelé bezpečnosti $n_T = 1,5$ k meznímu stavu plasticity a $n_u = 2,4$ k meznímu stavu ztráty stability dle normy ČSN 690010 a součinitel svarového spoje $\varphi = 0,7$.

Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D podvozkového rámu:

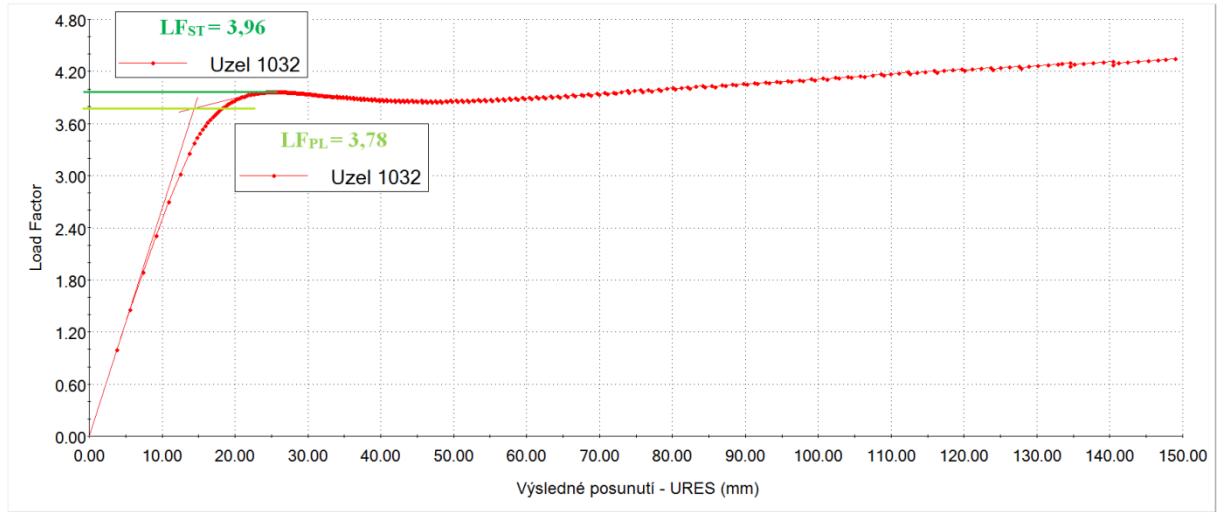
$R_{A_y} = 16\ 058\ N$	- síla reakce působící na přední vidlicový čep v ose y
$R_{B_y} = 16\ 058\ N$	- síla reakce působící na zadní vidlicový čep v ose y
$LF_{ST} = 3,96$	- Load factor stability
$LF_{PL} = 3,78$	- Load factor plasticity
$n_T = 1,5$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
$n_u = 2,4$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
$\varphi = 0,7$	- součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u} \right\} = \min \left\{ \frac{3,78}{1,5} \cdot 0,7; \frac{3,96}{2,4} \right\} = \min\{1,76; 1,65\}$$

Dovolená hodnota zatížení podvozkového rámu při zatěžovacím přepravním stavu je $LF_D = 1,65$. Tato zjištěná dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.

ZATĚŽOVACÍ KŘIVKA

Zatěžovací přepravní stav – jízda přívěsu – analýza GMNA



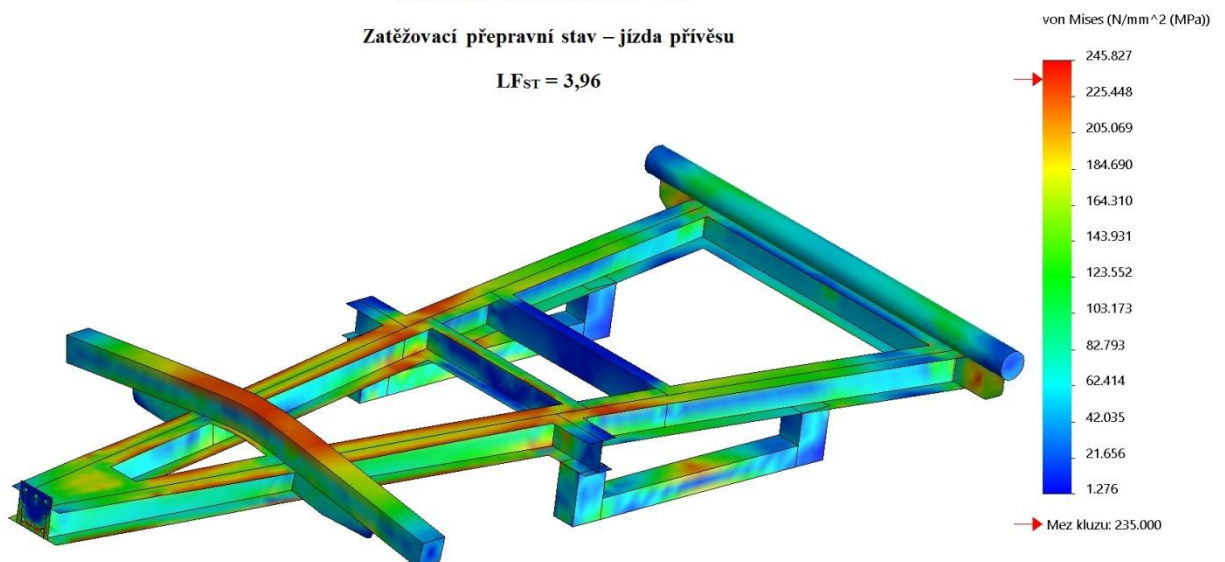
Obrázek 46 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro přepravní zatěžovací stav

Další obrázky znázorňují vykreslení rozložení redukovaného napětí von Mises na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM. Všechna zobrazení deformovaného modelu odpovídají měřítku deformací 1:1. Tato rozložení redukovaného napětí odpovídají meznímu stavu ztráty stability pro hodnotu $LF_{ST} = 3,96$, z které byla zjištěna hodnota dovoleného zatížení rámu.

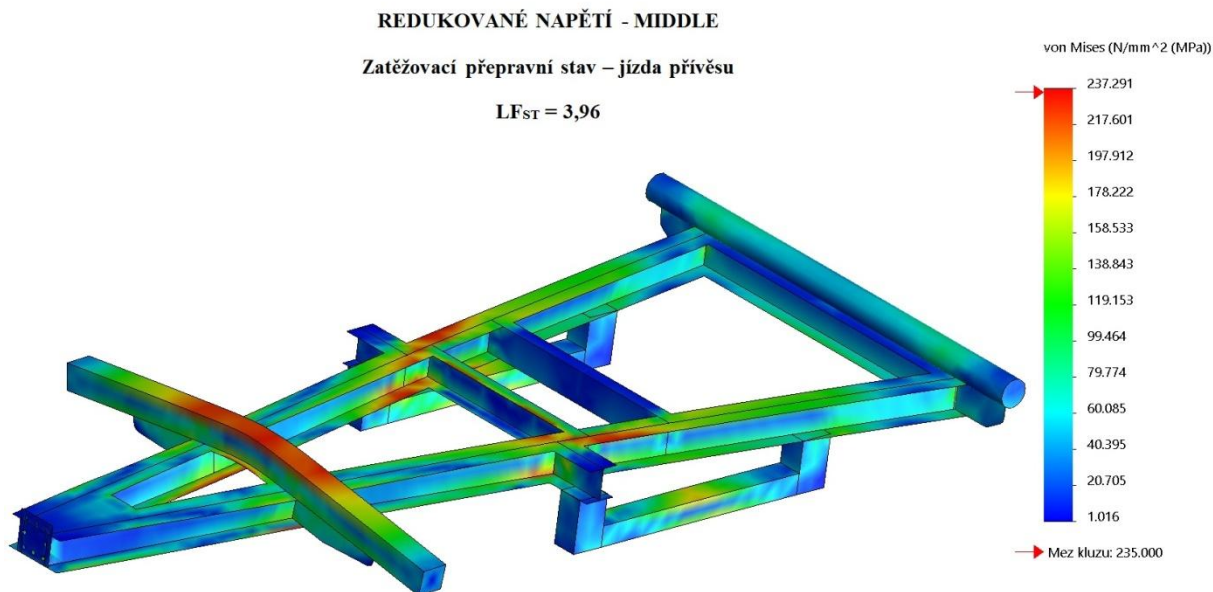
REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - TOP

Zatěžovací přepravní stav – jízda přívěsu

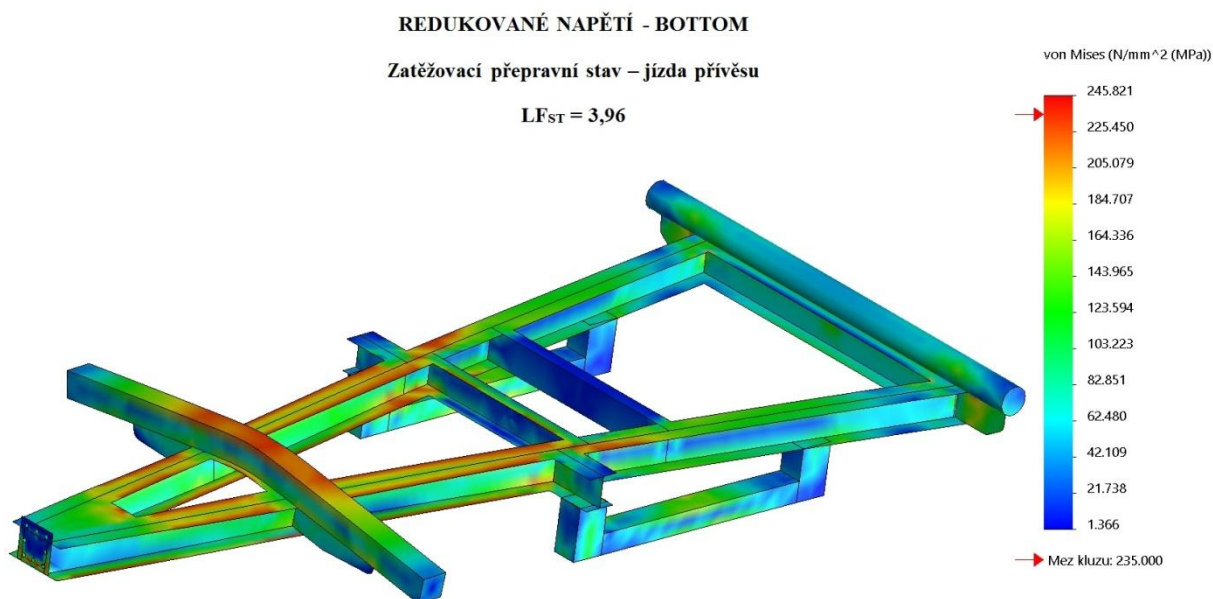
$LF_{ST} = 3,96$



Obrázek 47 - Redukované napětí von Mises - TOP - přepravní zatěžovací stav podvozkového rámu

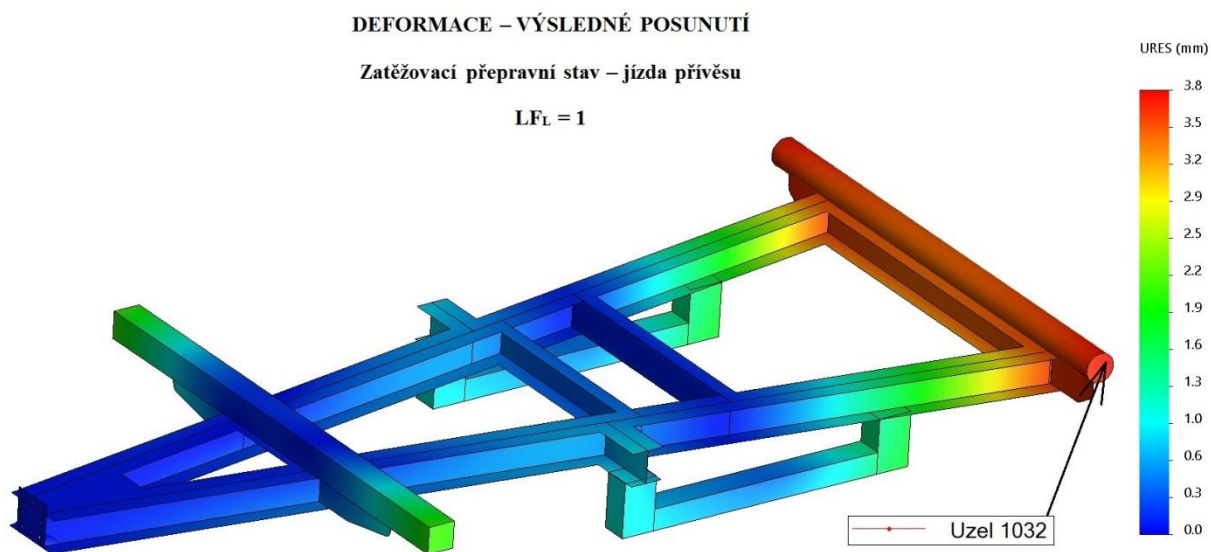


Obrázek 48 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - přepravní zatěžovací stav podvozkového rámu



Obrázek 49 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - přepravní zatěžovací stav podvozkového rámu

Poslední obrázek celé této analýzy znázorňuje deformace - výsledná posunutí podvozkového rámu při přepravním zatěžovacím stavu, který odpovídá hodnotě $LF_L = 1$, tedy skutečným zatěžovacím silám. K největší hodnotě posunutí konstrukce rámu dochází v uzlu 1032, z kterého byla získána výsledná zatěžující křivka. V tomto místě dosahovalo posunutí hodnoty 3,8 mm.

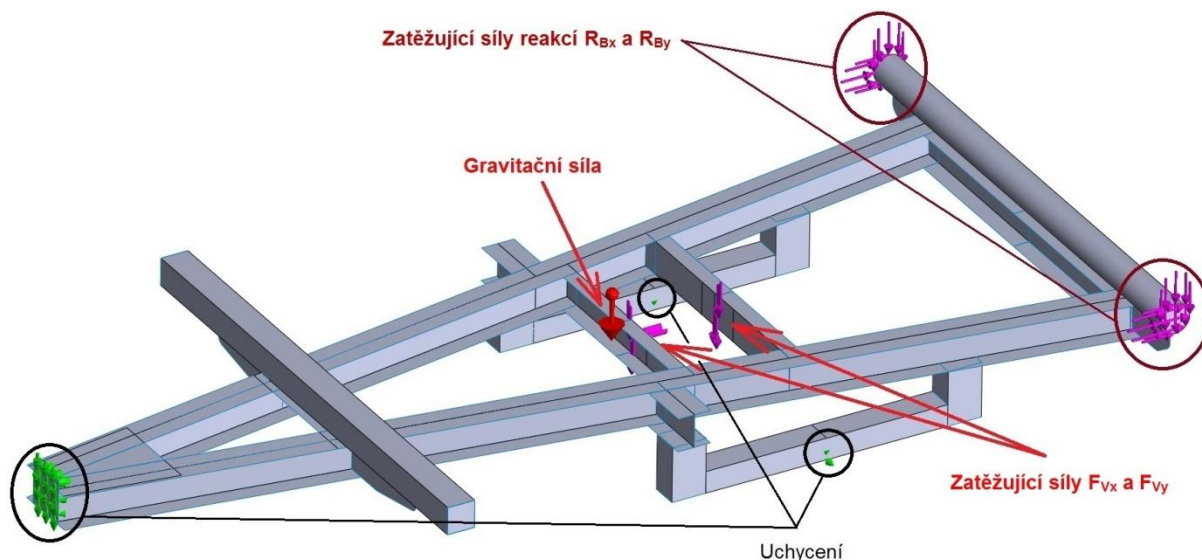


Obrázek 50 - Celkové posuvy podvozkového rámu při přepravním zatěžovacím stavu

6.2.2 Zatěžovací stav - sklápění dozadu

6.2.2.1 Počáteční poloha sklápění

U zatěžovacího stavu - počáteční poloha sklápění dozadu byly okrajové podmínky numerického modelu podvozkového rámu stanoveny ve stejných místech jako v případě předchozího zatěžovacího přepravního stavu. Celý rám byl zatížen gravitační silou s tíhovým zrychlením $g = 9,81m \cdot s^{-2}$. Dle vstupních parametrů byly zadní vidlicové čepy zatíženy silami reakcí R_{Bx} a R_{By} a místo uložení spodního hydraulického válce bylo zatíženo výslednými zatěžujícími silami F_{Vx} a F_{Vy} . Při počáteční poloze sklápění dozadu působí největší síla v místě uložení hydraulického válce v ose y.



Obrázek 51 - Výpočtový model podvozkového rámu pro počáteční sklápění dozadu

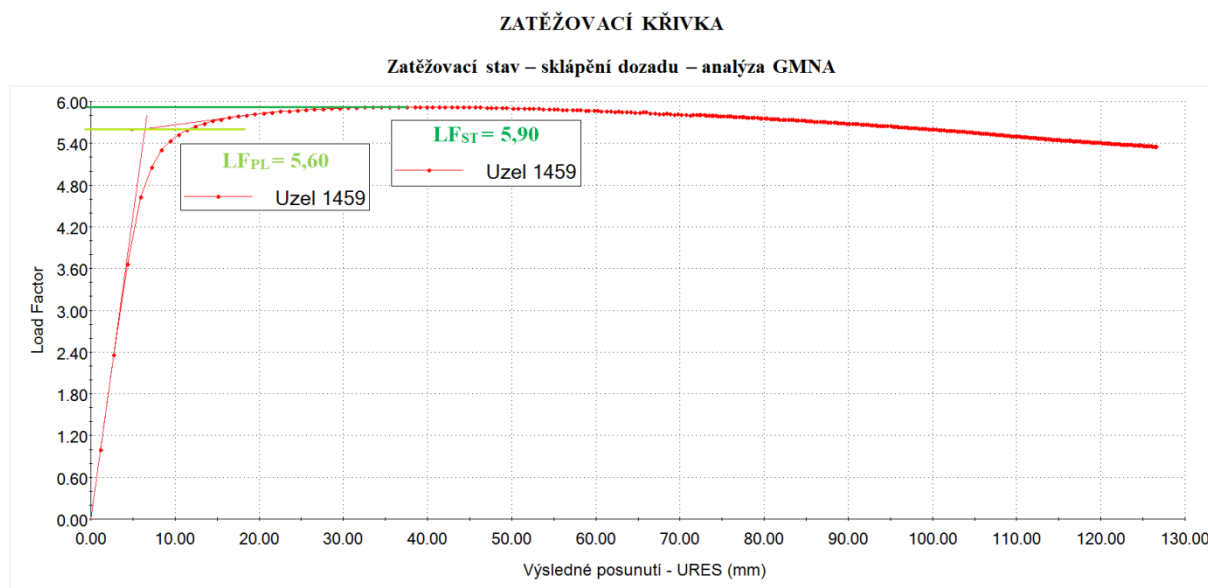
Síť konečných prvků tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případě předchozího výpočtu a je tedy identická dle Obrázku 45. Byly opět provedeny analýzy MNA a GMNA a vytvořeny příslušné zatěžovací křivky. Z výsledného průběhu zatěžovací křivky analýzy GMNA byl zjištěn bod mezního stavu ztráty stability celé konstrukce rámu. Pro výpočet dovoleného zatížení byla tedy použita tato analýza. Mezní stav ztráty stability konstrukce odpovídal hodnotě $LF_{ST} = 5,90$ a mezní stav plasticity dle průřezů tečen lineární a nelineární části odpovídal hodnotě $LF_{PL} = 5,60$. Dále byla zjišťována minimální hodnota dovoleného zatížení.

Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D podvozkového rámu při počáteční poloze sklápění dozadu:

$F_{V_x} = 316,781 \text{ N}$	- výsledná síla hydraulického válce v ose x
$F_{V_y} = 42\,509,732 \text{ N}$	- výsledná síla hydraulického válce v ose y
$R_{B_x} = 158,391 \text{ N}$	- síla reakce působící na zadní vidlicový čep v ose x
$R_{B_y} = 155,634 \text{ N}$	- síla reakce působící na zadní vidlicový čep v ose y
$LF_{ST} = 5,90$	- Load factor stability
$LF_{PL} = 5,60$	- Load factor plasticity
$n_T = 1,5$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
$n_u = 2,4$	- součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
$\varphi = 0,7$	- součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u} \right\} = \min \left\{ \frac{5,60}{1,5} \cdot 0,7; \frac{5,90}{2,4} \right\} = \min \{2,61; 2,46\}$$

Dovolená hodnota zatížení podvozkového rámu při počáteční poloze sklápění dozadu je $LF_D = 2,46$. Tato zjištěná dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.



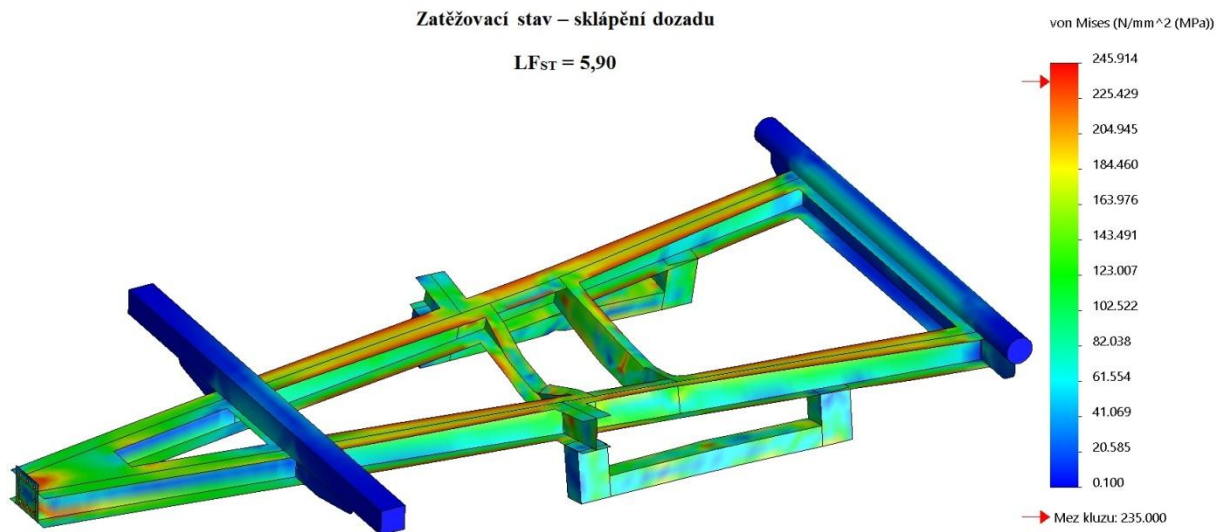
Obrázek 52 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro počáteční sklápění dozadu

Další obrázky znázorňující vykreslení rozložení redukovaného napětí von Mises na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídají měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu ztráty stability $LF_{ST} = 5,90$.

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - TOP

Zatěžovací stav – sklápění dozadu

$LF_{ST} = 5,90$

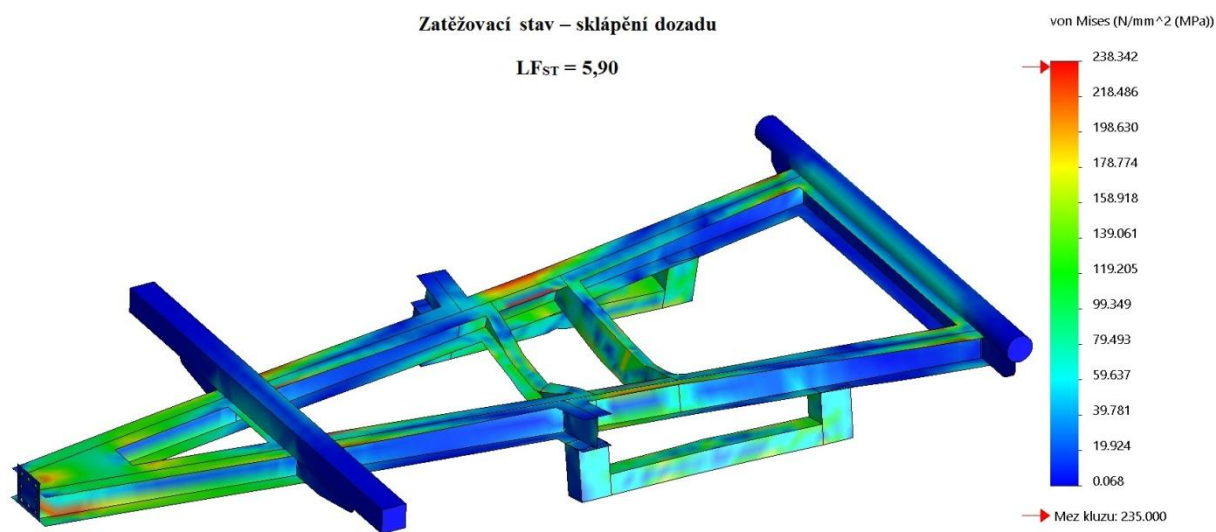


Obrázek 53 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění dozadu podvozkového rámu

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - MIDDLE

Zatěžovací stav – sklápění dozadu

$LF_{ST} = 5,90$

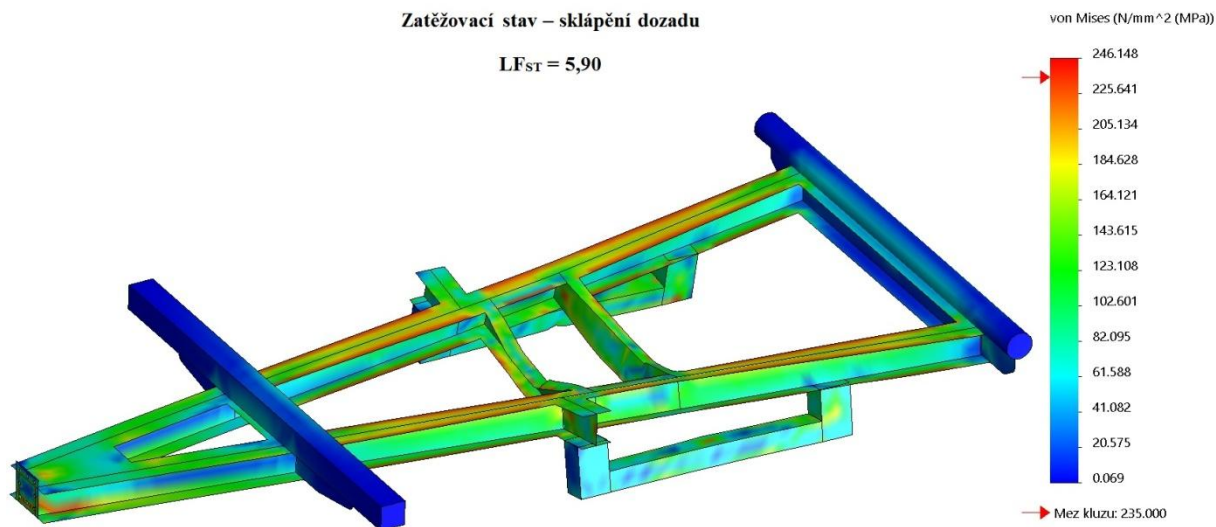


Obrázek 54 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění dozadu podvozkového rámu

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - BOTTOM

Zatěžovací stav – sklápění dozadu

$LF_{ST} = 5,90$



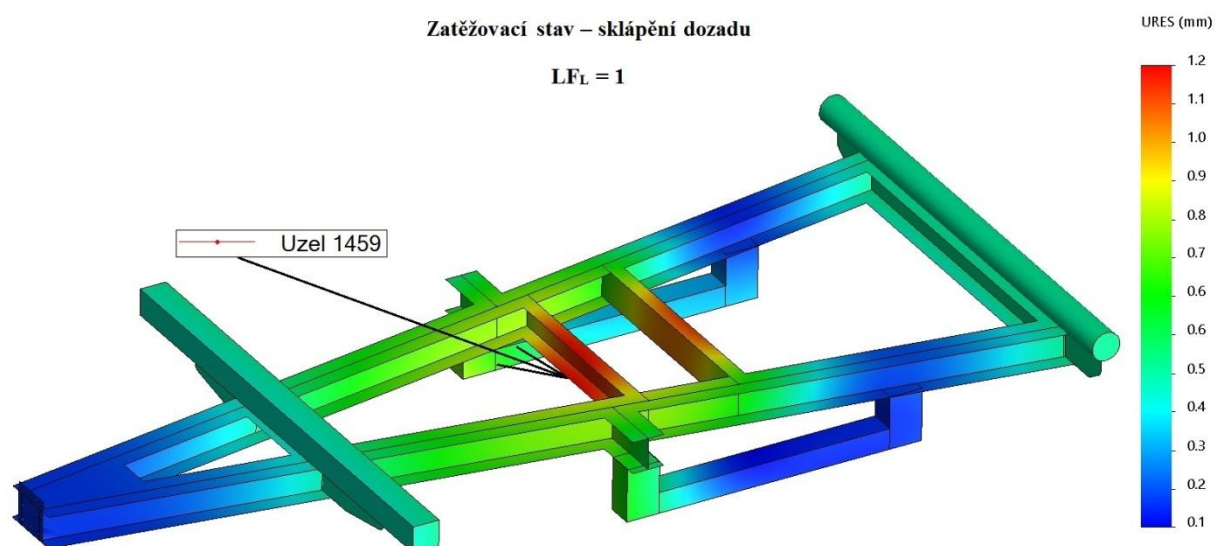
Obrázek 55 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění dozadu podvozkového rámu

Obrázek deformací - výsledných posunutí podvozkového rámu při počáteční poloze sklápění dozadu odpovídá hodnotě $LF_L = 1$, tedy skutečným zatěžovacím silám. V místě největšího posunutí konstrukce byla zjištěna hodnota 1,2 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 1459.

DEFORMACE – VÝLEDNÉ POSUNUTÍ

Zatěžovací stav – sklápění dozadu

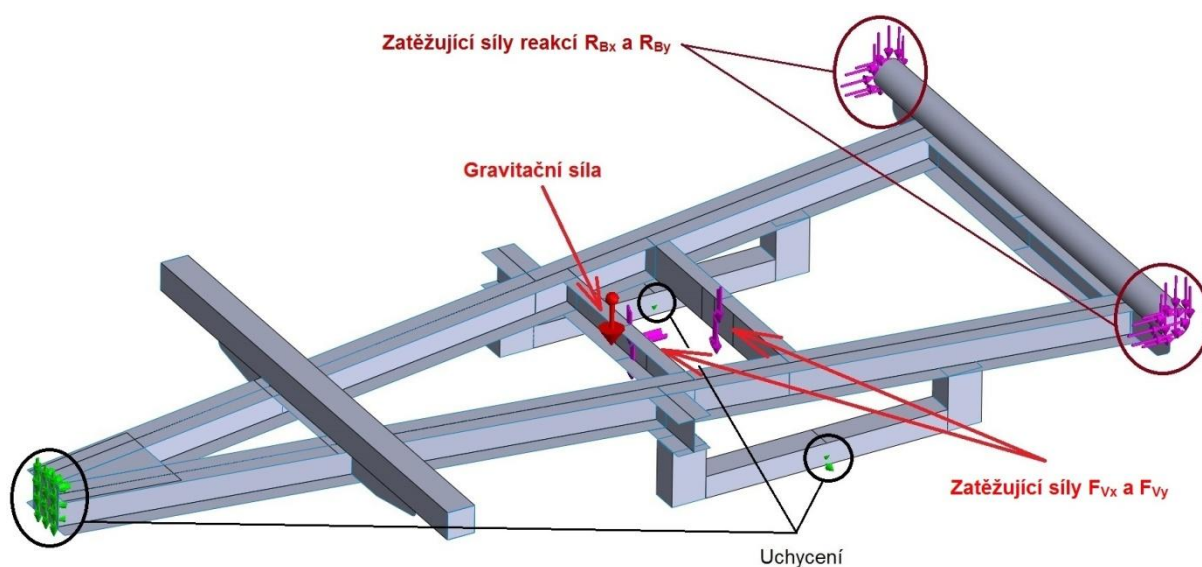
$LF_L = 1$



Obrázek 56 - Celkové posuvy podvozkového rámu při počátečním sklápění dozadu

6.2.2.2 Poloha sklápění dozadu při maximálním úhlu

Tento zatěžovací stav odpovídá dosažení polohy maximálního úhlu sklápění dozadu 50° . Okrajové podmínky numerického modelu podvozkového rámu byly stanoveny stejným způsobem jako v případech předchozích výpočtů. Všechny zatěžovací síly tohoto rámu jsou stejné jako v případě počáteční polohy sklápění dozadu. Liší se jen použitými hodnotami dle výpočtů vstupních parametrů. V tomto případě působí největší hodnoty zatěžovacích sil v ose y na zadní vidlicové čepy a na místo uložení hydraulického válce.



Obrázek 57 - Výpočtový model podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění dozadu

Síť konečných prvků tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případě předchozích výpočtů a je tedy identická dle Obrázku 45. Z provedených nelineárních analýz byla i zde vybrána analýza GMNA, jelikož její zatěžovací křivka zobrazovala bod mezního stavu ztráty stability konstrukce. Mezní stav ztráty stability konstrukce odpovídal hodnotě $LF_{ST} = 5,20$ a mezní stav plasticity získaný z průsečíků dvou tečen odpovídal hodnotě $LF_{PL} = 4,77$. Následovalo zjišťování hodnot dovoleného zatížení.

Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D podvozkového rámu při maximálním úhlu sklápění dozadu:

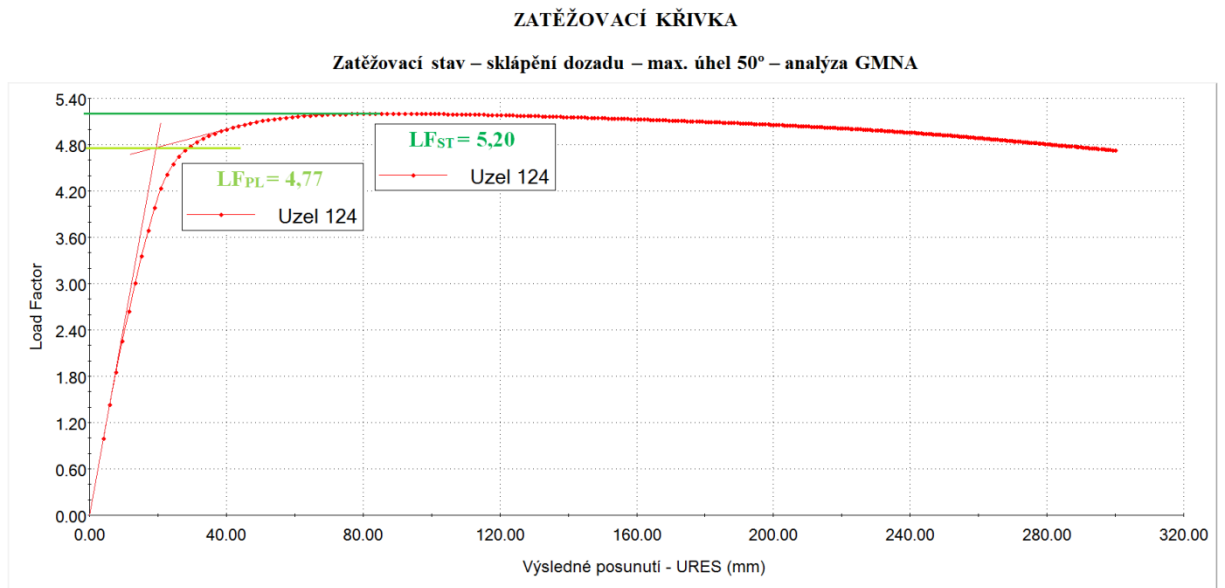
$$F_{V_x} = 6\,113,412\,N \quad - \text{výsledná síla hydraulického válce v ose x}$$

$$F_{V_y} = 13\,476,127\,N \quad - \text{výsledná síla hydraulického válce v ose y}$$

- $R_{B_x} = 3\,056,706\text{ N}$ - síla reakce působící na zadní vidlicový čep v ose x
 $R_{B_y} = 14\,672,437\text{ N}$ - síla reakce působící na zadní vidlicový čep v ose y
 $LF_{ST} = 5,20$ - Load factor stability
 $LF_{PL} = 4,77$ - Load factor plasticity
 $n_T = 1,5$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
 $n_u = 2,4$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
 $\varphi = 0,7$ - součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u} \right\} = \min \left\{ \frac{4,77}{1,5} \cdot 0,7; \frac{5,20}{2,4} \right\} = \min \{2,23; 2,17\}$$

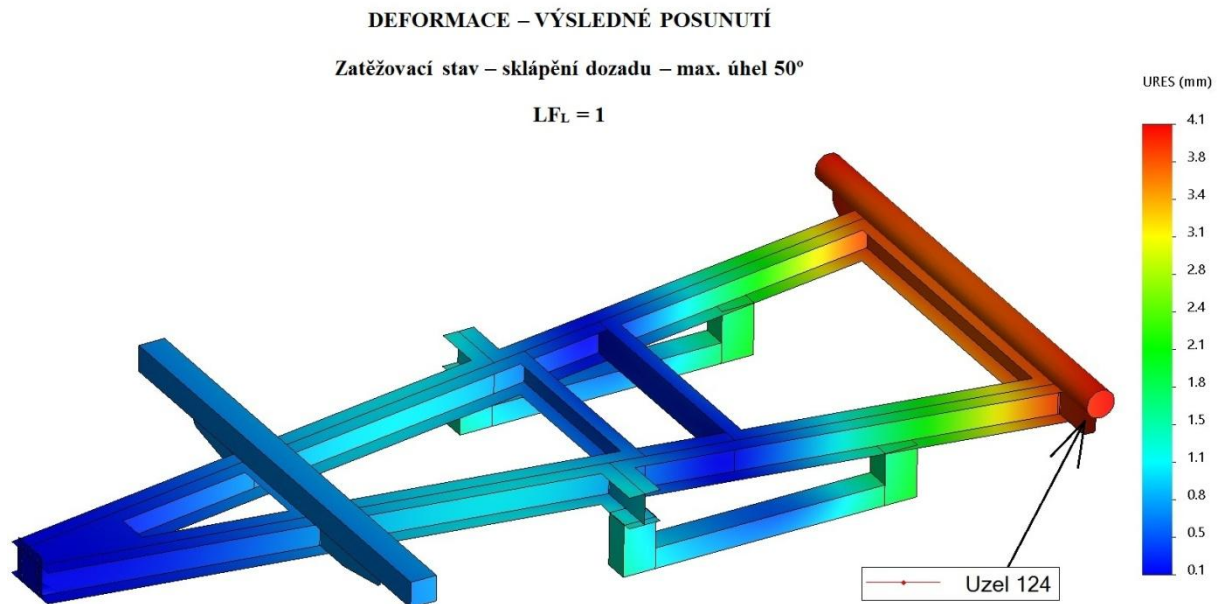
Dovolená hodnota zatížení podvozkového rámu při dosažení maximálního úhlu sklápění dozadu je $LF_D = 2,17$. Tato zjištěná dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.



Obrázek 58 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění dozadu

Obrázky znázorňující vykreslení rozložení redukovaného napětí von Mises na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídající měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu ztráty stability $LF_{ST} = 5,90$ jsou uvedeny v příloze (Přílohy G, H, CH).

Poslední obrázek deformací - výsledných posunutí podvozkového rámu při dosažení maximální polohy sklápění dozadu odpovídá hodnotě $LF_L = 1$. V místě největšího posunutí konstrukce byla zjištěna hodnota 4,1 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 124.

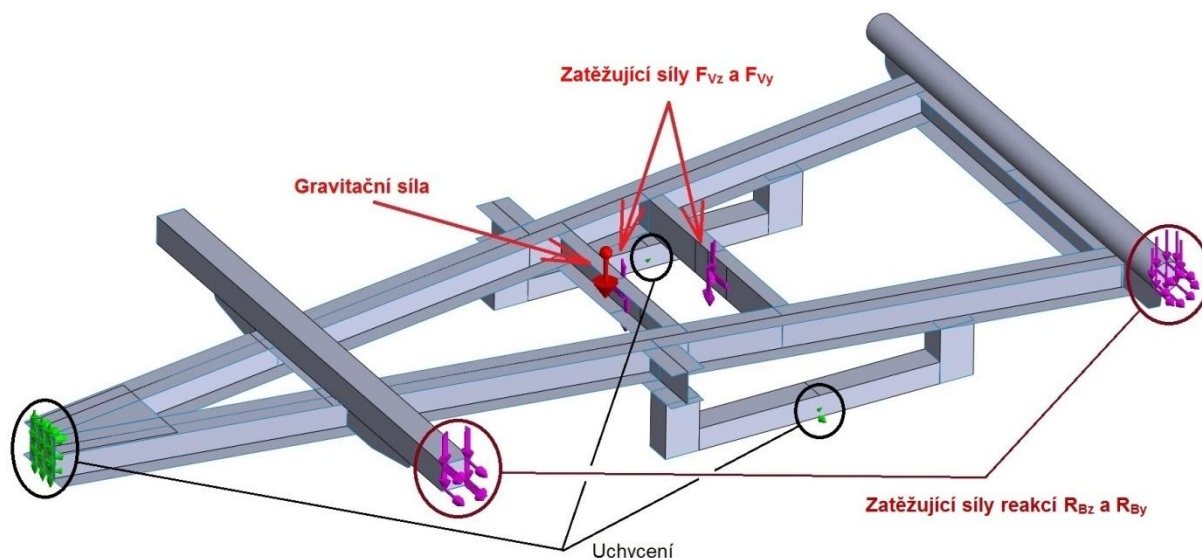


Obrázek 59 - Celkové posuvy podvozkového rámu při maximálním úhlu sklápění dozadu

6.2.3 Zatěžovací stav - sklápění do boku

6.2.3.1 Počáteční poloha sklápění

I v případě zatěžovacího stavu - počáteční poloha sklápění do boku byly okrajové podmínky stanoveny do stejných míst jako v případech předchozích výpočtů zatěžovacích stavů. Celý rám byl poté zatížen gravitační silou s tíhovým zrychlením $g = 9,81m \cdot s^{-2}$. Dle vstupních parametrů byly boční vidlicové čepy na levé nebo pravé straně (jeden umístěn v přední části a jeden umístěn v zadní části rámu) zatíženy silami reakcí R_{Bz} a R_{By} . Místo uložení spodního hydraulického válce bylo zatíženo výslednými zatěžujícími silami F_{Vz} a F_{Vy} . Při počáteční poloze sklápění do boku působí největší síla v místě uložení hydraulického válce v ose y.



Obrázek 60 - Výpočtový model podvozkového rámu pro počáteční sklápění do boku

Síť konečných prvků tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případě předchozího výpočtu a je tedy identická dle Obrázku 45. I v případě tohoto zatěžovacího stavu byly provedeny nelineární analýzy MNA a GMNA, ke kterým byly náležitě vytvořeny zatěžovací křivky. Z výsledného průběhu zatěžovací křivky analýzy GMNA byl zjištěn bod mezního stavu ztráty stability celé konstrukce rámu. Pro výpočet dovoleného zatížení byla použita tato analýza. Mezní stav ztráty stability konstrukce odpovídal hodnotě $LF_{ST} = 5,94$ a mezní stav plasticity dle průsečíků tečen lineární a nelineární části odpovídal hodnotě $LF_{PL} = 5,55$. Dále byla zjišťována minimální hodnota dovoleného zatížení.

Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D podvozkového rámu při počáteční poloze sklápění do boku:

$F_{V_z} = 314,604 \text{ N}$ - výsledná síla hydraulického válce v ose z

$F_{V_y} = 42\,410,246 \text{ N}$ - výsledná síla hydraulického válce v ose y

$R_{B_z} = 157,302 \text{ N}$ - síla reakce působící na boční vidlicový čep v ose z

$R_{B_y} = 205,377 \text{ N}$ - síla reakce působící na boční vidlicový čep v ose y

$LF_{ST} = 5,94$ - Load factor stability

$LF_{PL} = 5,55$ - Load factor plasticity

$n_T = 1,5$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}

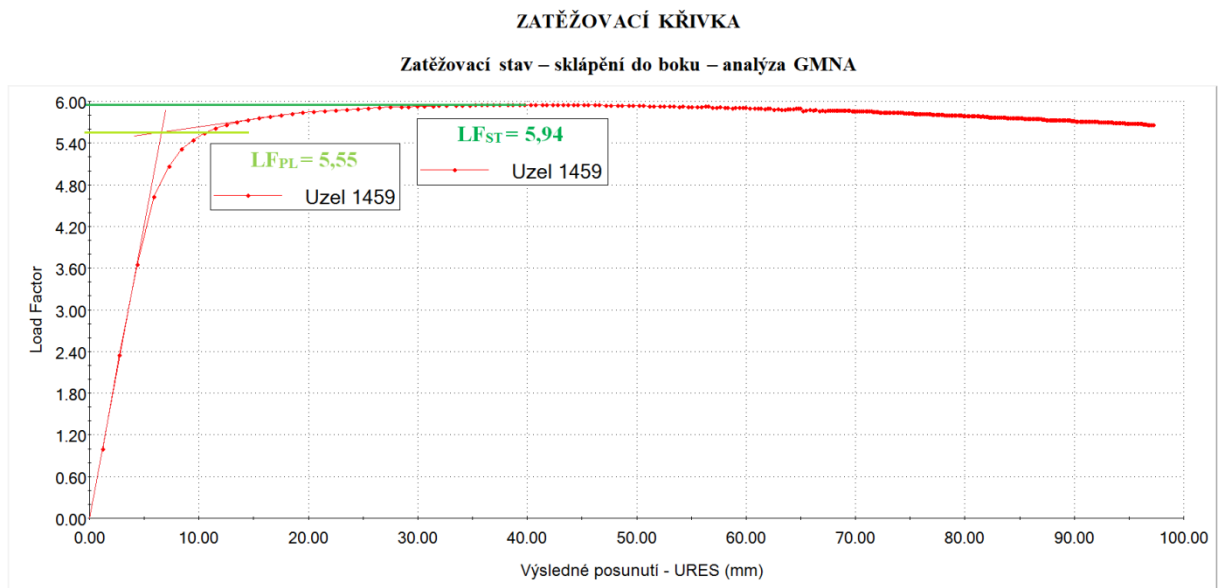
$n_u = 2,4$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}

$\varphi = 0,7$

- součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min \left\{ \frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u} \right\} = \min \left\{ \frac{5,55}{1,5} \cdot 0,7; \frac{5,94}{2,4} \right\} = \min \{2,59; 2,48\}$$

Dovolená hodnota zatížení podvozkového rámu při počáteční poloze sklápění do boku je $LF_D = 2,48$. Tato zjištěná dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.



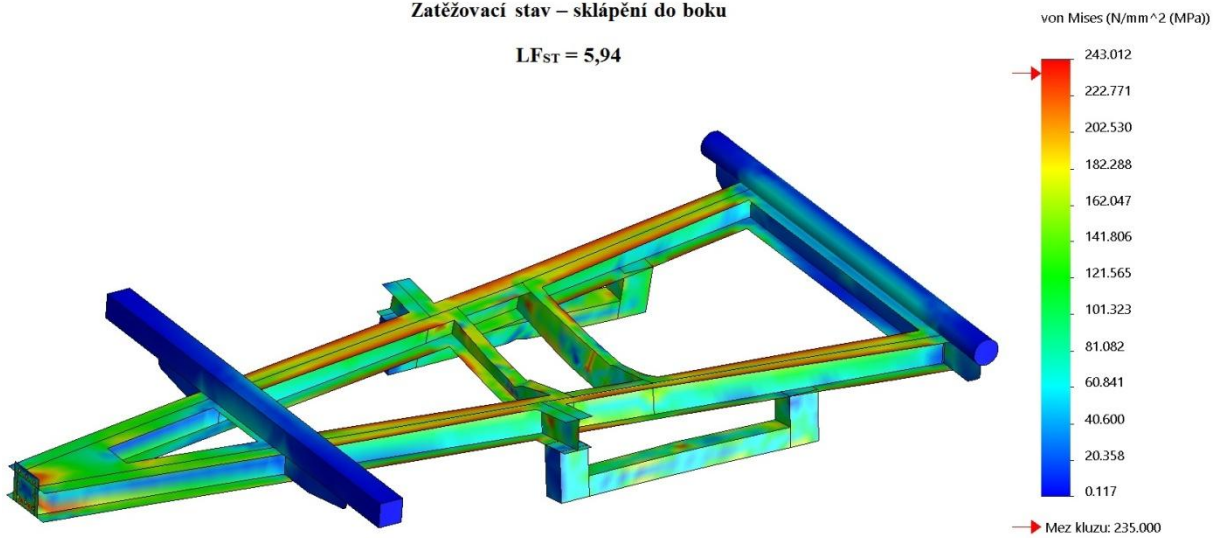
Obrázek 61 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro počáteční sklápění do boku

Další obrázky znázorňující vykreslení rozložení redukovaného napětí von Mises na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídají měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu ztráty stability $LF_{ST} = 5,94$.

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - TOP

Zatěžovací stav – sklápění do boku

$LF_{ST} = 5,94$

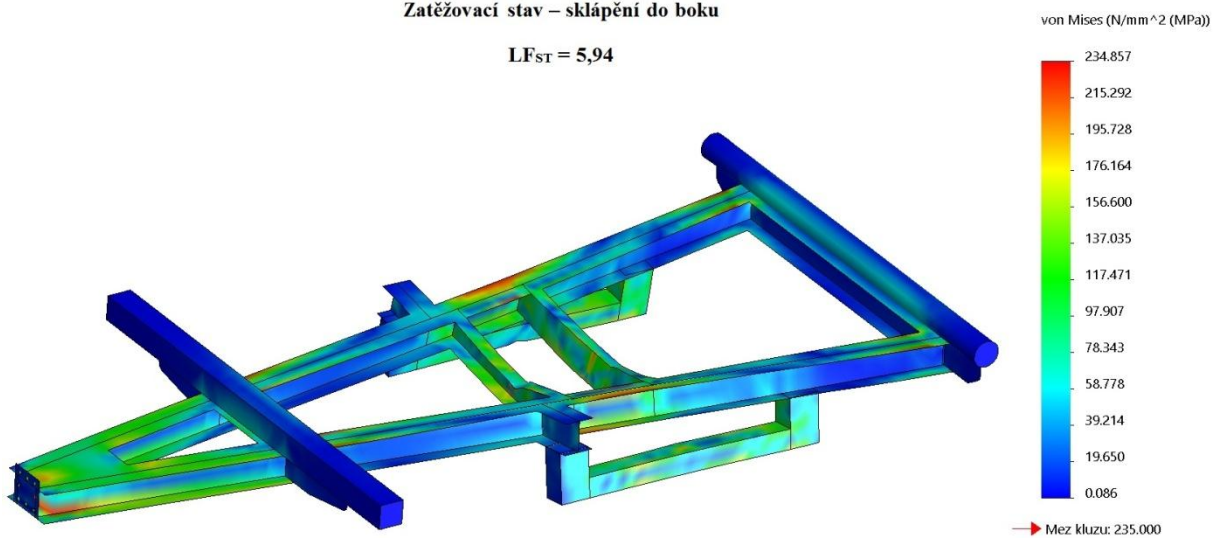


Obrázek 62 - Redukované napětí von Mises - TOP - počáteční sklápění do boku podvozkového rámu

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - MIDDLE

Zatěžovací stav – sklápění do boku

$LF_{ST} = 5,94$

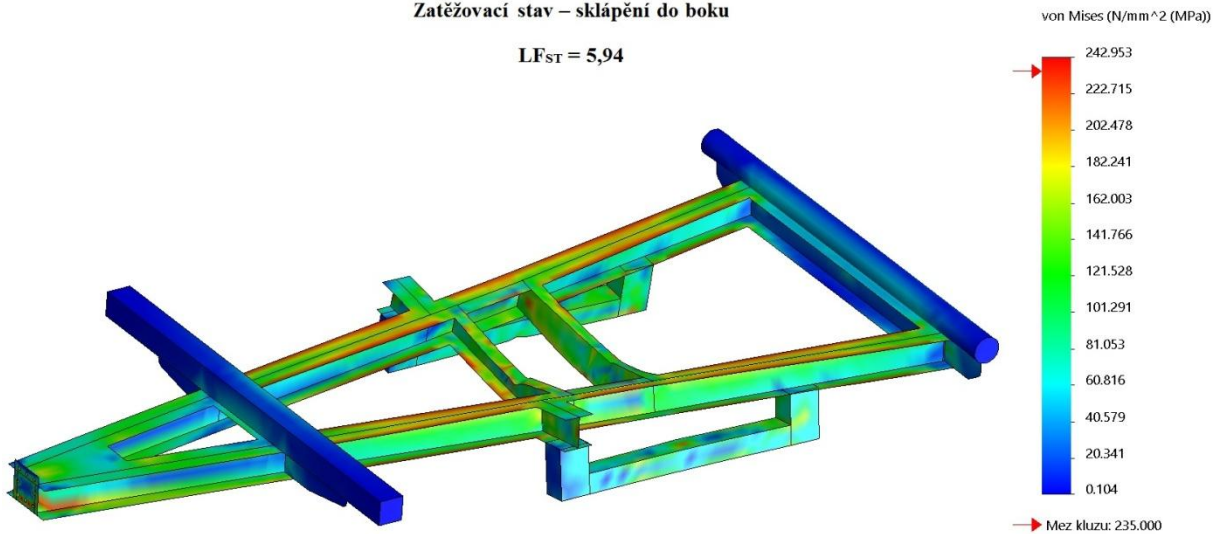


Obrázek 63 - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - počáteční sklápění do boku podvozkového rámu

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - BOTTOM

Zatěžovací stav – sklápění do boku

$LF_{ST} = 5,94$



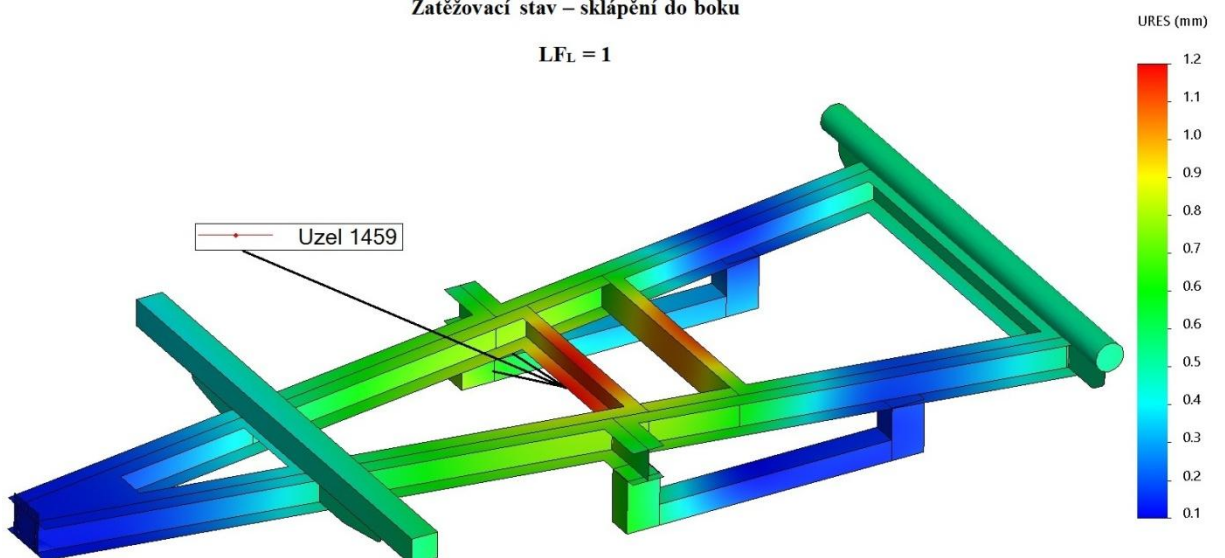
Obrázek 64 - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - počáteční sklápění do boku podvozkového rámu

Obrázek deformací výsledných posunutí podvozkového rámu při počáteční poloze sklápění do boku odpovídá hodnotě $LF_L = 1$. V místě největšího posunutí konstrukce byla zjištěna hodnota 1,2 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 1459. Stejně hodnoty posunutí dosahoval podvozkový rám i v případě počáteční polohy sklápění dozadu, uzel nesl též stejné označení.

DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ

Zatěžovací stav – sklápění do boku

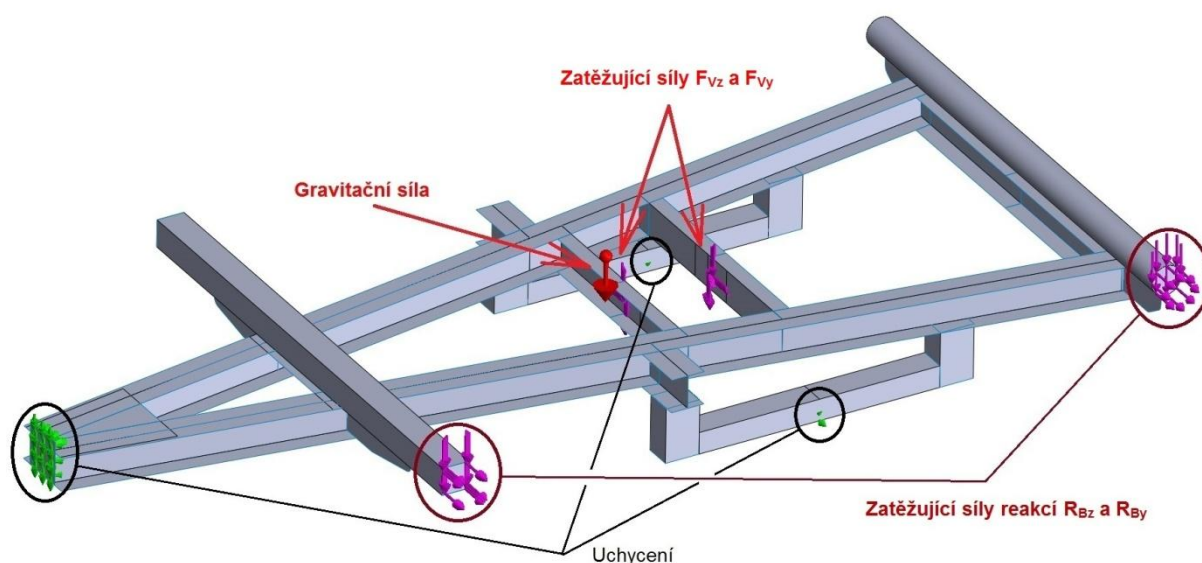
$LF_L = 1$



Obrázek 65 - Celkové posuvy podvozkového rámu při počátečním sklápění do boku

6.2.3.2 Poloha sklápění do boku při maximálním úhlu

Tento zatěžovací stav odpovídá poloze dosažení maximálního úhlu sklápění do boku 45°. Patříčné uchycení podvozkového rámu (stanovení okrajových podmínek) bylo vytvořeno stejným způsobem jako v případě předchozích výpočtů. Zatěžovací síly byly stanoveny do stejných míst jako v případě počáteční polohy sklápění do boku. Opět se jen lišily zadané hodnoty těchto sil. Největší hodnoty zatěžujících sil v ose y se nacházely na bočních vidlicových čepech a v místě uložení hydraulického válce.



Obrázek 66 - Výpočtový model podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění do boku

Síť konečných prvků tohoto modelu byla vytvořena se stejnými parametry velikostí elementů jako v případě předchozích výpočtů a je tedy identická dle Obrázku 45. I v případě tohoto zatěžovacího stavu byly provedeny nelineární analýzy MNA a GMNA. Z výsledného průběhu zatěžovací křivky analýzy GMNA byl zjištěn bod mezního stavu ztráty stability celé konstrukce rámu. Pro výpočet dovoleného zatížení byla použita tato analýza. Mezní stav ztráty stability konstrukce odpovídal hodnotě $LF_{ST} = 4,82$ a mezní stav plasticity dle průřezů tečen lineární a nelineární části odpovídal hodnotě $LF_{PL} = 4,50$. Dále byla zjišťována minimální hodnota dovoleného zatížení.

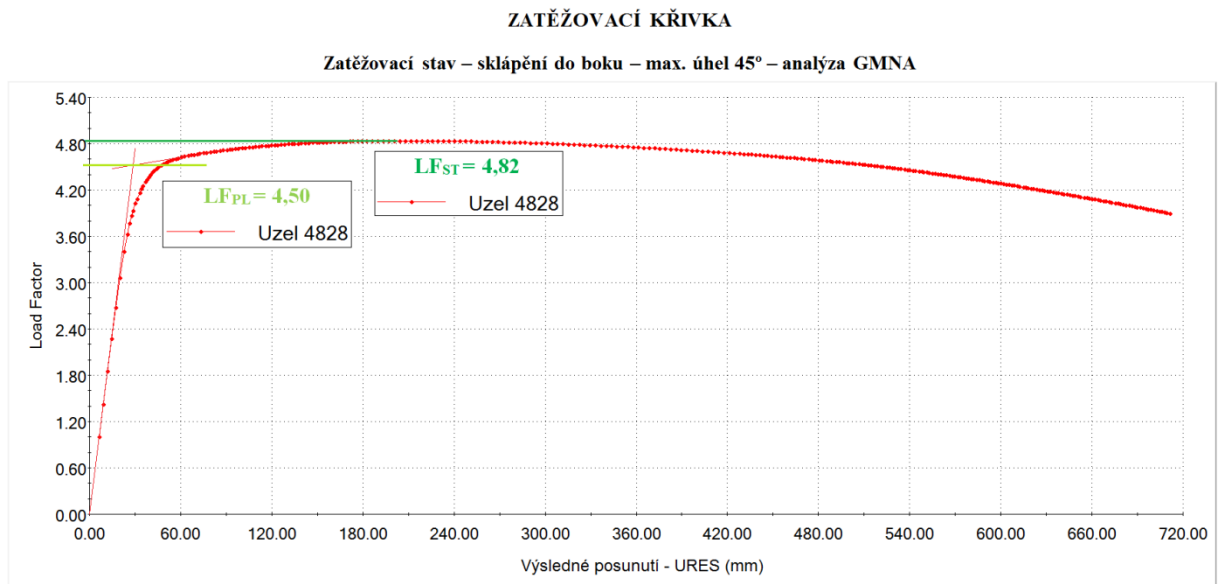
Výpočet dovolené hodnoty zatížení LF_D podvozkového rámu při poloze maximálního úhlu sklápění do boku:

$F_{V_z} = 5\,203,408\,N$ - výsledná síla hydraulického válce v ose z

- $F_{V_y} = 13\,038,080\text{ N}$ - výsledná síla hydraulického válce v ose y
 $R_{B_z} = 2\,601,704\text{ N}$ - síla reakce působící na boční vidlicový čep v ose z
 $R_{B_y} = 14\,891,460\text{ N}$ - síla reakce působící na boční vidlicový čep v ose y
 $LF_{ST} = 4,82$ - Load factor stability
 $LF_{PL} = 4,50$ - Load factor plasticity
 $n_T = 1,5$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{PL}
 $n_u = 2,4$ - součinitel bezpečnosti pro LF_{ST}
 $\varphi = 0,7$ - součinitel svarového spoje

$$LF_D = \min\left\{\frac{LF_{PL}}{n_T} \cdot \varphi; \frac{LF_{ST}}{n_u}\right\} = \min\left\{\frac{4,50}{1,5} \cdot 0,7; \frac{4,82}{2,4}\right\} = \min\{2,10; 2,01\}$$

Dovolená hodnota zatížení podvozkového rámu při poloze maximálního úhlu sklápění do boku je $LF_D = 2,01$. Tato zjištěná dovolená hodnota zatížení rámu musí být vždy větší než $LF_L = 1$, v tomto případě VYHOVUJE.

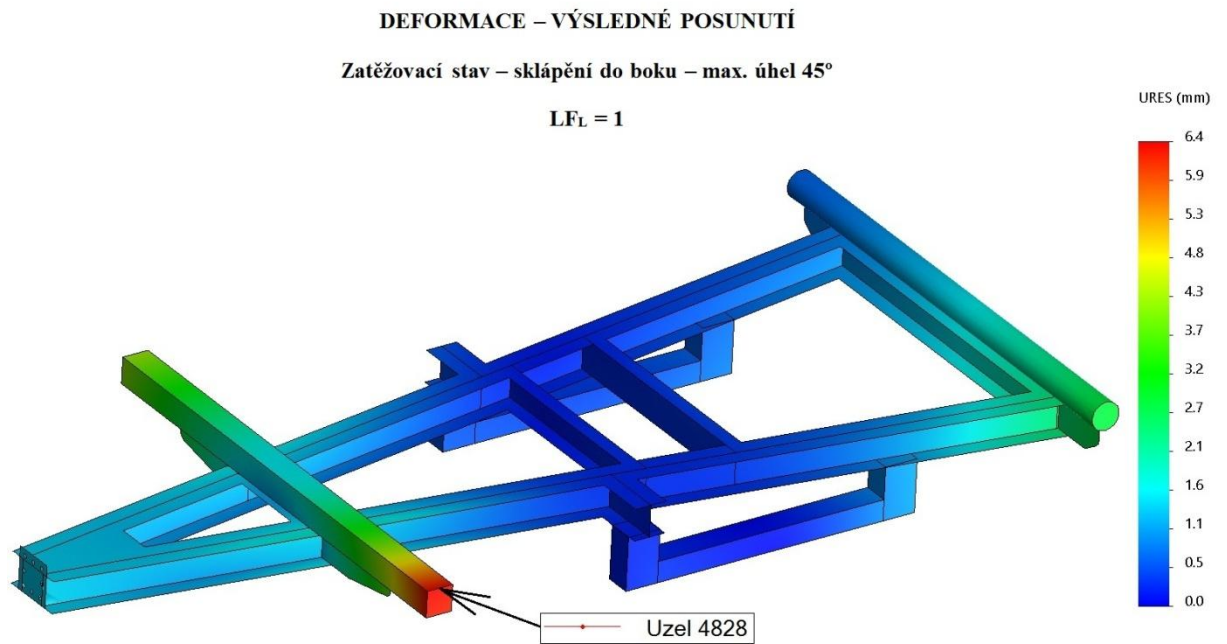


Obrázek 67 - Zatěžovací charakteristika analýzy GMNA podvozkového rámu pro maximální úhel sklápění do boku

Obrázky znázorňující vykreslení rozložení redukovaného napětí von Mises na horní ploše TOP, střednicové ploše MIDDLE a spodní ploše BOTTOM odpovídající

měřítku deformací 1:1 a hodnotě mezního stavu ztráty stability $LF_{ST} = 4,82$ jsou uvedeny v příloze (Přílohy I, J, K).

Poslední obrázek deformací výsledných posunutí podvozkového rámu při dosažení maximální polohy sklápění do boku odpovídá hodnotě $LF_L = 1$. V místě největšího posunutí konstrukce byla zjištěna hodnota 6,4 mm a uzel tohoto místa je označen číslem 4828.



Obrázek 68 - Celkové posuvy podvozkového rámu při maximálním úhlu sklápění do boku

7 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením a provedením traktorového sklápěcího přípojného vozidla. Úvod práce je věnován popisu různých druhů výložných systémů převáženého materiálu, s kterými se dnes nejčastěji setkáváme. Každý druh výložného systému materiálu má své specifické konstrukční řešení, výhody a nevýhody a též specifické využití v praxi. S konstrukčním návrhem traktorového přípojného vozidla úzce souvisí zpřísnující se legislativní nařízení a požadavky. V České republice se řídíme zákonem č. 56/2001 Sb. a vyhláškou č. 341/2014 Sb., kterou bude nahrazovat přísnější nařízení Evropského parlamentu a Rady EU č. 167/2013.

Další část práce byla podrobně věnována ideovému konstrukčnímu návrhu a provedení podvozkového rámu a rámu nástavby a patřičným výpočtům. Oba rámy jsou hlavními prvky navrhovaného traktorového jednonápravového třístranného sklápěcího přívěsu s užitečnou hmotností nástavby 4 000 kg. Pro tento přívěs byla navržena náprava od společnosti Gigant o celkové nosnosti 5 500 kg. S ohledem na maximální hmotnost nákladu a dosažení maximálních úhlů pro sklápění dozadu a do boku byl náležitě zvolen spodní hydraulický válec. Jeho důležitými parametry byla nosnost (při počátečním a maximálním zdvihu) a délka zdvihu.

Podvozkový rám i rám nástavby byly ideově navrženy jako svařené konstrukce z otevřených a uzavřených profilů o jakosti materiálu S235JR nebo S355JR. Rámy byly poté podrobeny pevnostním výpočtům. Na základě metod současné vědy a techniky byly pro vyhodnocení pevnosti obou navržených rámu použity nelineární numerické analýzy MNA a GMNA. Výpočty byly zaměřeny na tři zatěžovací stavy - jízda přívěsu, sklápění dozadu a sklápění do boku. Pro správné nastavení těchto analýz byly nejprve provedeny výpočty reakcí sil v čepech umožňující sklápění a působících sil spodního hydraulického válce. Na základě výsledků nelineárních analýz byla nalezena a vyhodnocena limitní zatížení konstrukce odpovídající meznímu stavu ztráty stability a meznímu stavu plasticity. Nalezené hodnoty mezních stavů zatížení byly použity pro výpočty dovolených zatížení konstrukcí. Vzhledem k těmto vypočteným dovoleným hodnotám zatížení byly oba navržené rámy označeny za vyhovující.

8 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Vyhláška č. 341/2014 Sb., *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* [online]. 2017. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341#f5479100>
- [2] Zákon č. 56/2001 Sb., *o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb* [online]. 2017. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2001-56#f2161088>
- [3] ČSN EN 1993-1-9 (dříve ČSN 731401). *Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-9: Únava*. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [4] EN ČSN 69 0010. Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla – výpočet pevnosti. Český normalizační institut.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] *Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 ze dne 5. února 2013 o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly a jeho prováděcí nařízení* [online]. Brno, 2016, , 64 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: http://www.szzpls.cz/w/szzpls/files/4_techagro-2016_mares.pdf
- [7] *Gigant trailer axles: Products* [online]. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://www.gigant-group.com/en/products/axles/rigid-axles/drum-brake.html>
- [8] *Mitas: Zemědělské pneumatiky - diagonální implementy* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.mitas-tyres.com/cz/product/2000061363101/>

- [9] *Proplanta: Landtechnik* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: http://www.proplanta.de/Landtechnik/WIELTON-PRC-2HP-W18WB_la-Bilder_116013481652414037_bi-1.html
- [10] *WTC Písečná: Vozy s výměnným systémem* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.wtc-pisecna.eu/vozy-s-vymennym-systemem>
- [11] *KREISSLER24: Kompletträder & Felgen* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://www.kreissler24.de/felge-9-00x15-3-6loch-et-5-ml161-lk205-e2.html>
- [12] *Státní zkušebna strojů a.s.: Traktorové přívěsy a návěsy* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.statnizkusebna.cz/traktorove-privesy-a-navesy>
- [13] MOLVA, Martin, Ing. *Návrh nosiče výměnných nástaveb za agrotahač 6 x 6*. Brno, 2015. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [14] *Fliegl AGRARTECHNIK: Překládací technika od společnosti Fliegl* [online]. 2012 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.fliegl-agrartechnik.de/pekldac-technika-od-spolenosti-fliegl/158/3253>
- [15] *TRANS-TECHNIK spol. s r.o.: Díly na nástavby nákladních aut - sklápěčové nástavby* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.trans-technik.cz/07-sklapecove-nastavby>
- [16] *HSP Partners: PENTA Hydraulické válce - spodní válce* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <https://www.hsppartners.cz/cs/produkty/hydraulicke-valce-penta/spodni-valce/>
- [17] *FUHRMANN Fahrzeuge Ges.m.b.H.: STAHLBORDWÄNDE* [online]. 2017 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.fuhrmann.at/de/stahlbordwaende.php>
- [18] *TRAILER BROCHURE FOR MIDDLE EAST: WABCO* [online]. 2014, , 102 [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/01/25/8150101253.pdf>

- [19] *BIG Traktorové sklápěcí návěsy: Výroba - návěsy* [online]. 2009 [cit. 2017-05-24].
Dostupné z: <http://www.big-navesy.cz/stranky/vyroba>
- [20] NOVÁK, O., HOŘEJŠÍ, J.: *Statické tabulky pro stavební praxi*. SNTL. Praha, 1968.
- [21] Computer program Solidworks 2014. SolidWorks Corporation.

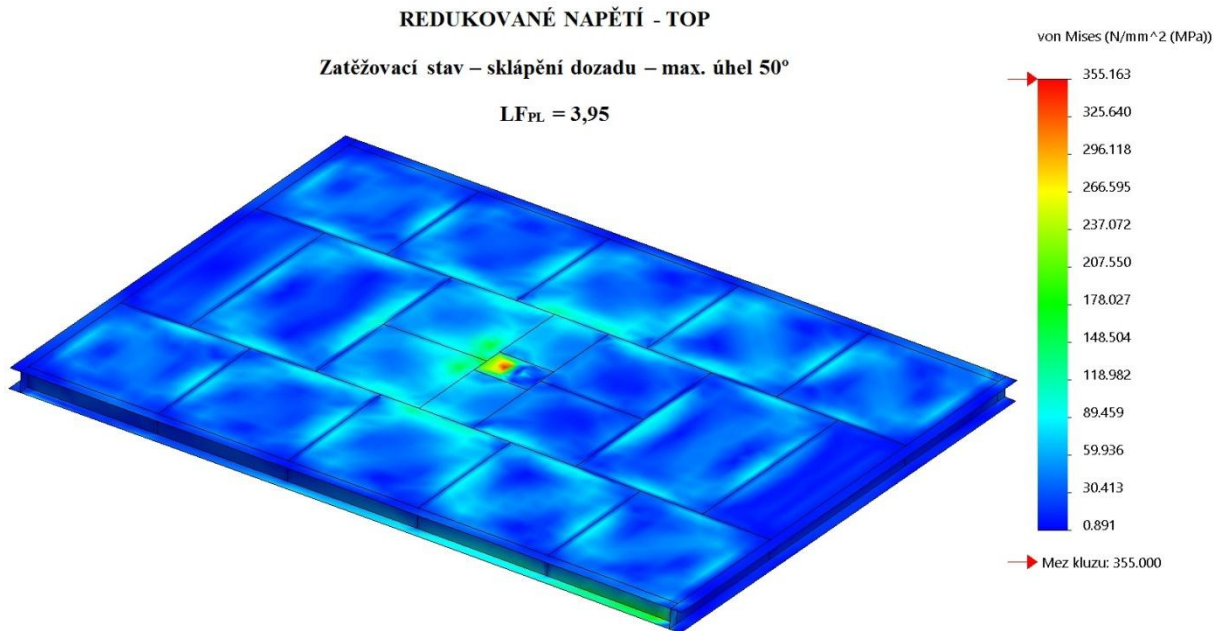
9 PŘÍLOHY

Příloha A	Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění dozadu rámu nástavby.....	- 97 -
Příloha B	Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění dozadu rámu nástavby	- 97 -
Příloha C	Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění dozadu rámu nástavby	- 98 -
Příloha D	Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění do boku rámu nástavby.....	- 98 -
Příloha E	Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění do boku rámu nástavby.....	- 99 -
Příloha F	Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění do boku rámu nástavby.....	- 99 -
Příloha G	Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění dozadu podvozkového rámu	- 100 -
Příloha H	Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění dozadu podvozkového rámu.....	- 100 -
Příloha CH	Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění dozadu podvozkového rámu.....	- 101 -
Příloha I	Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění do boku podvozkového rámu	- 101 -
Příloha J	Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění do boku podvozkového rámu	- 102 -
Příloha K	Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění do boku podvozkového rámu	- 103 -
Příloha L	Dosedací vidlicový čep 10t [15].....	- 103 -
Příloha M	Držák vidlicového čepu 10t [15]	- 103 -
Příloha N	Katalog spodních hydraulických válců PENTA [16]	- 104 -

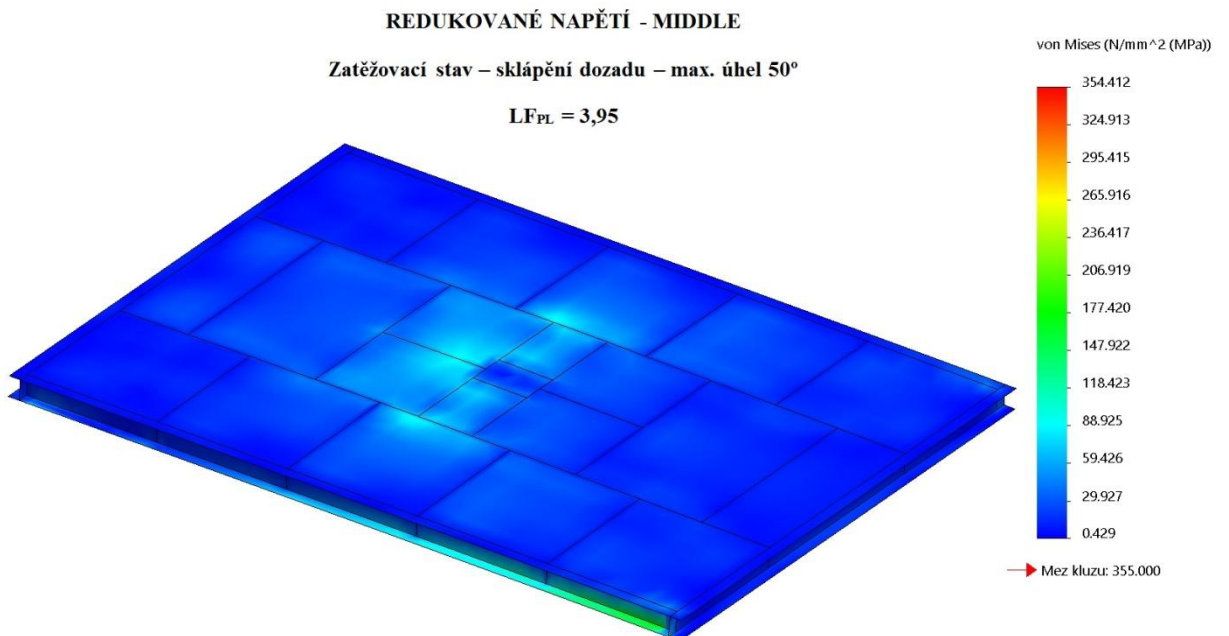
Výkresová dokumentace - Rám nástavby - č.v. 1-00-SP-07-00

Výkresová dokumentace - Podvozkový rám - č.v. 2-00-SP-07-00

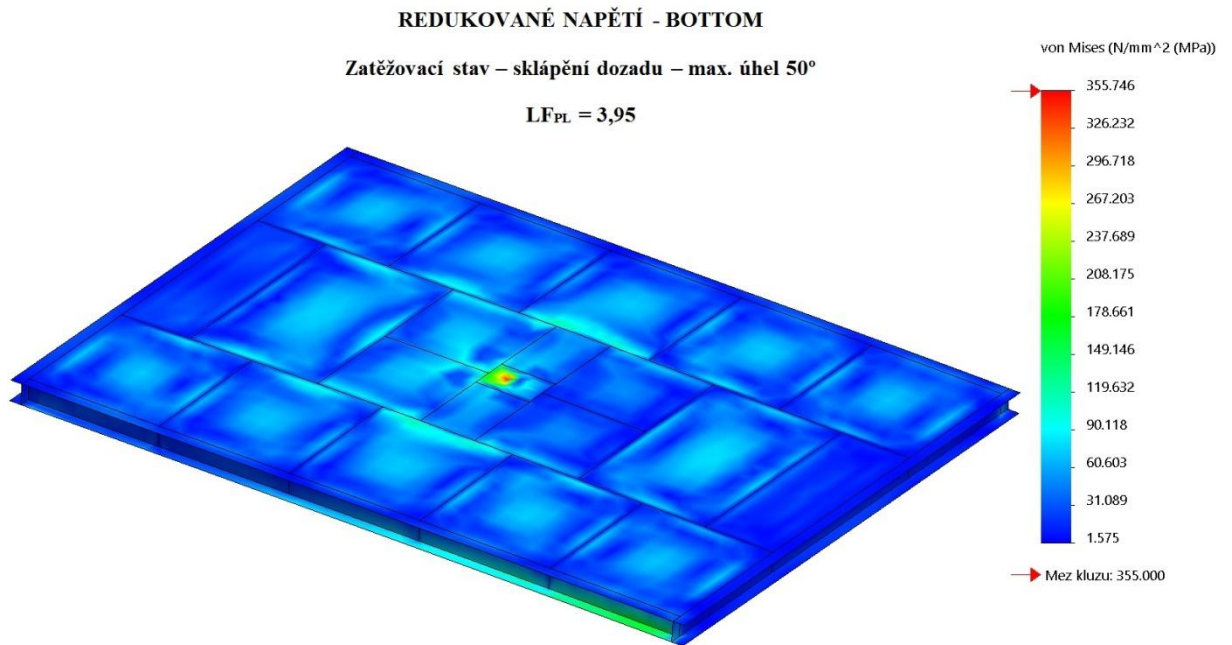
Příloha A - Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění dozadu rámu
nástavby



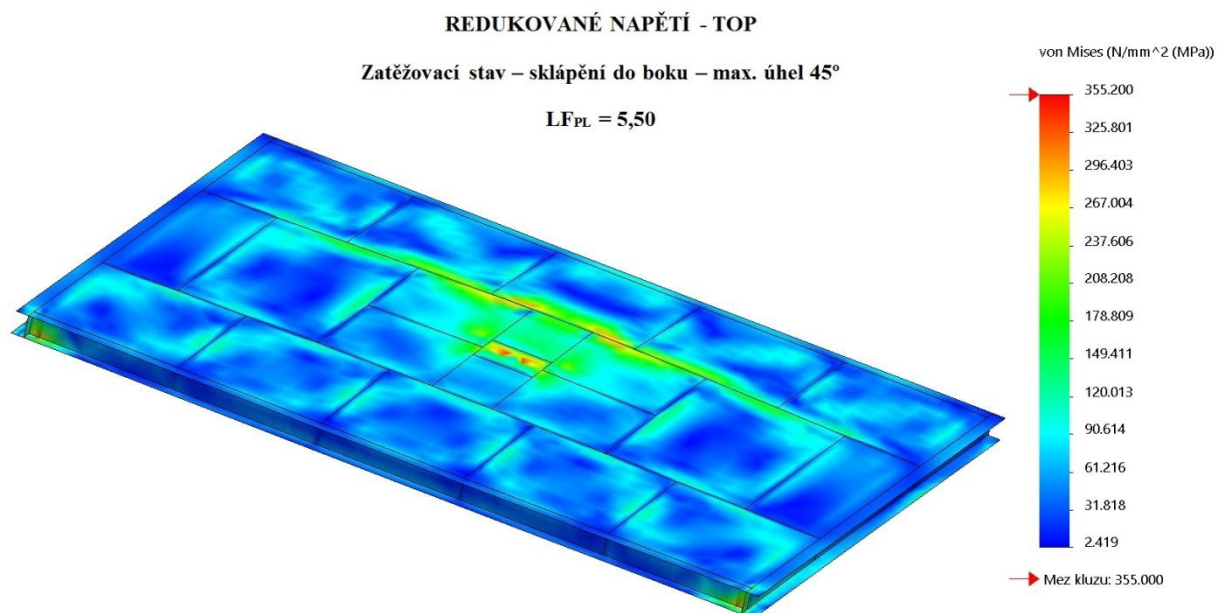
Příloha B - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění dozadu rámu
nástavby



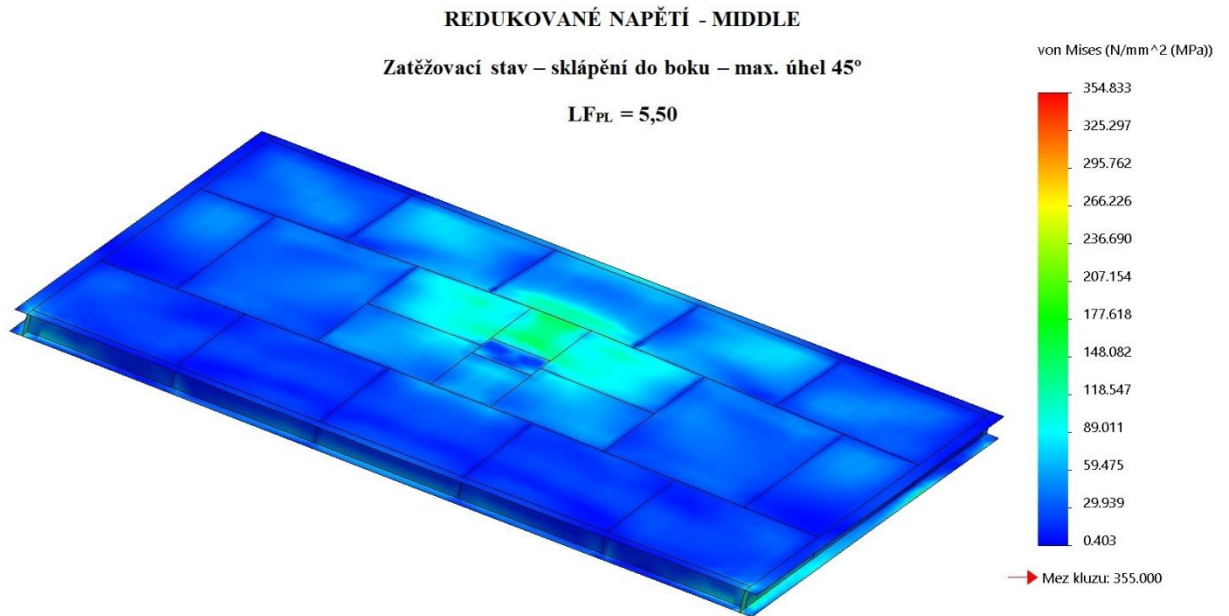
Příloha C - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění dozadu rámu nástavby



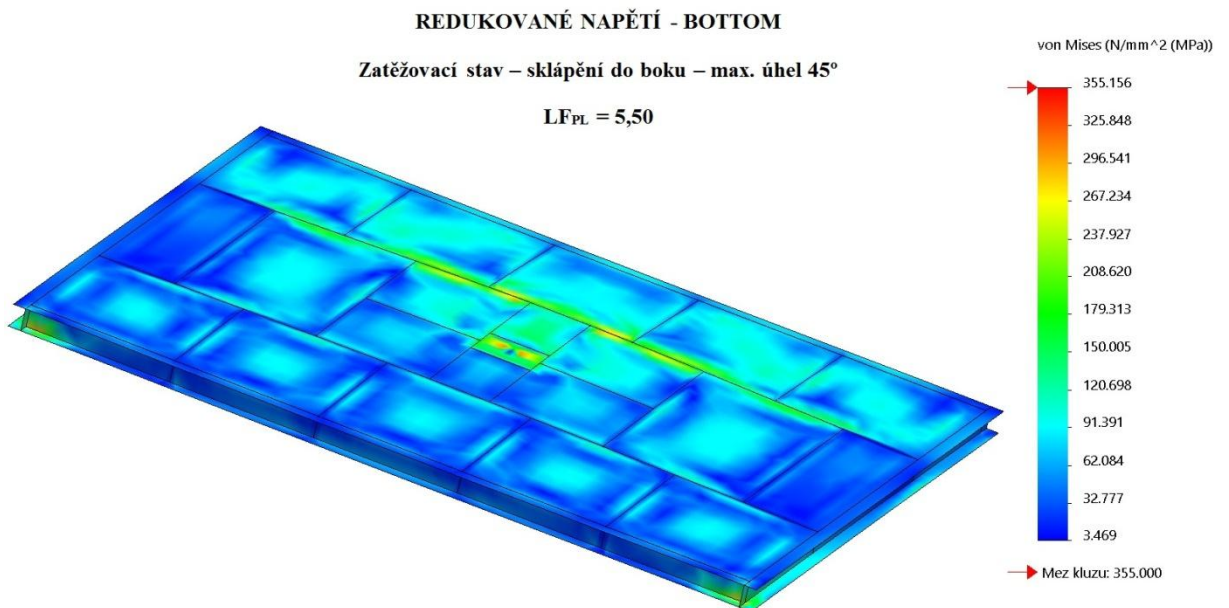
Příloha D - Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění do boku rámu nástavby



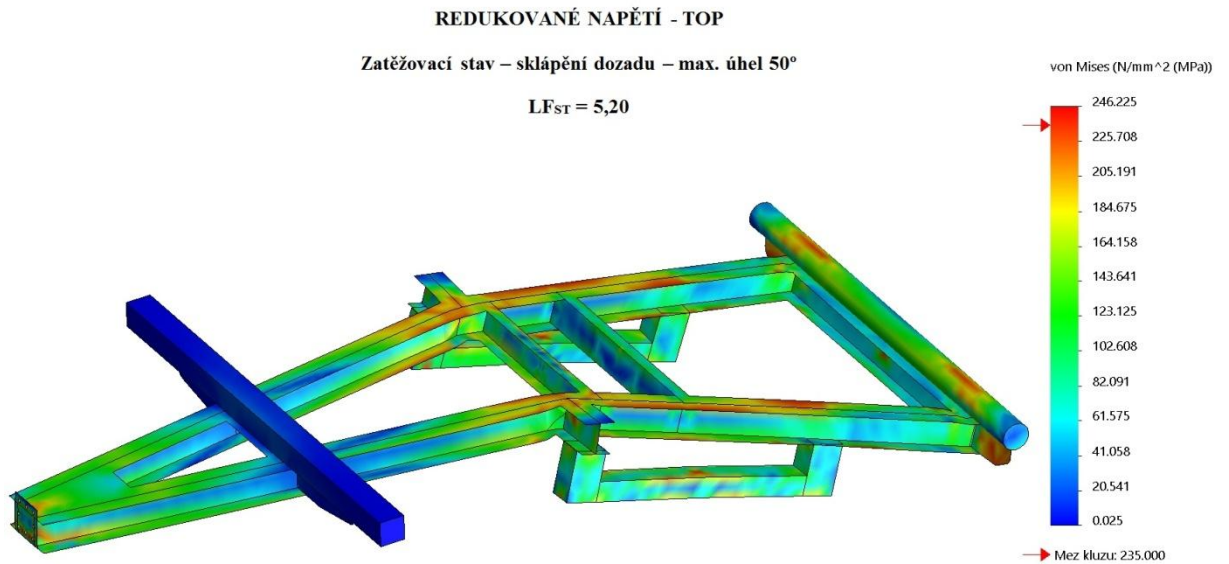
Příloha E - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění do boku rámu nástavby



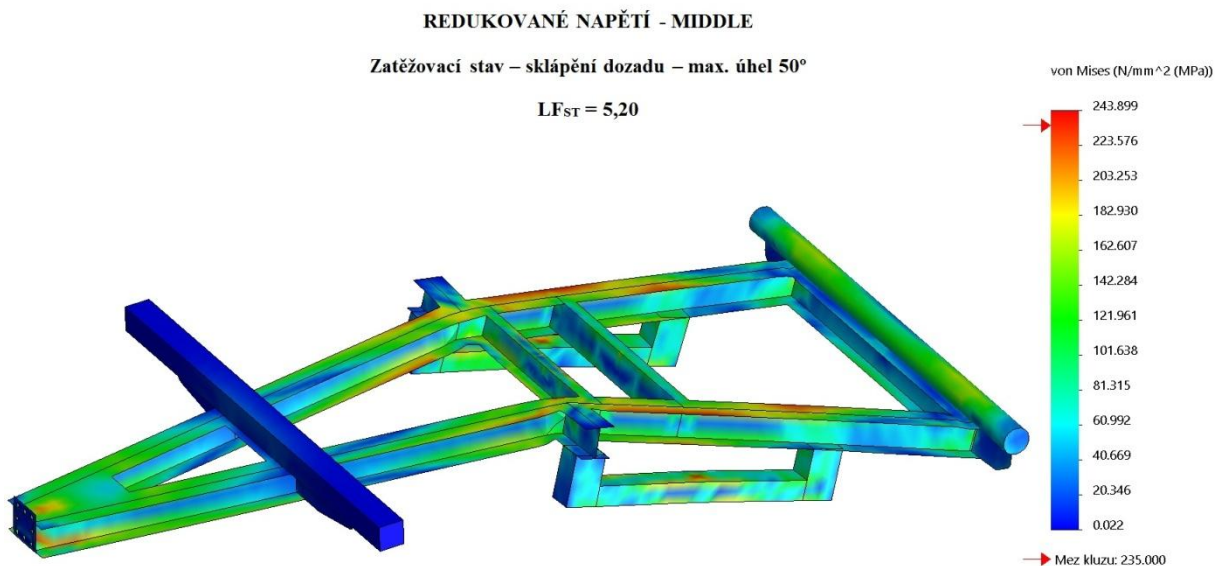
Příloha F - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění do boku rámu nástavby



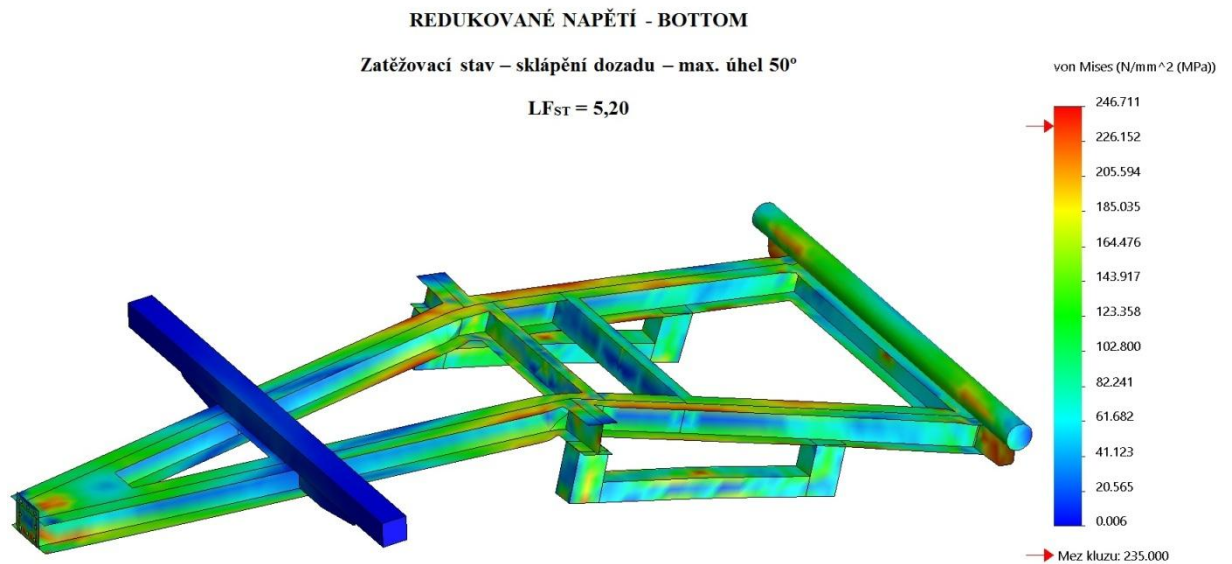
Příloha G - Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění dozadu podvozkového rámu



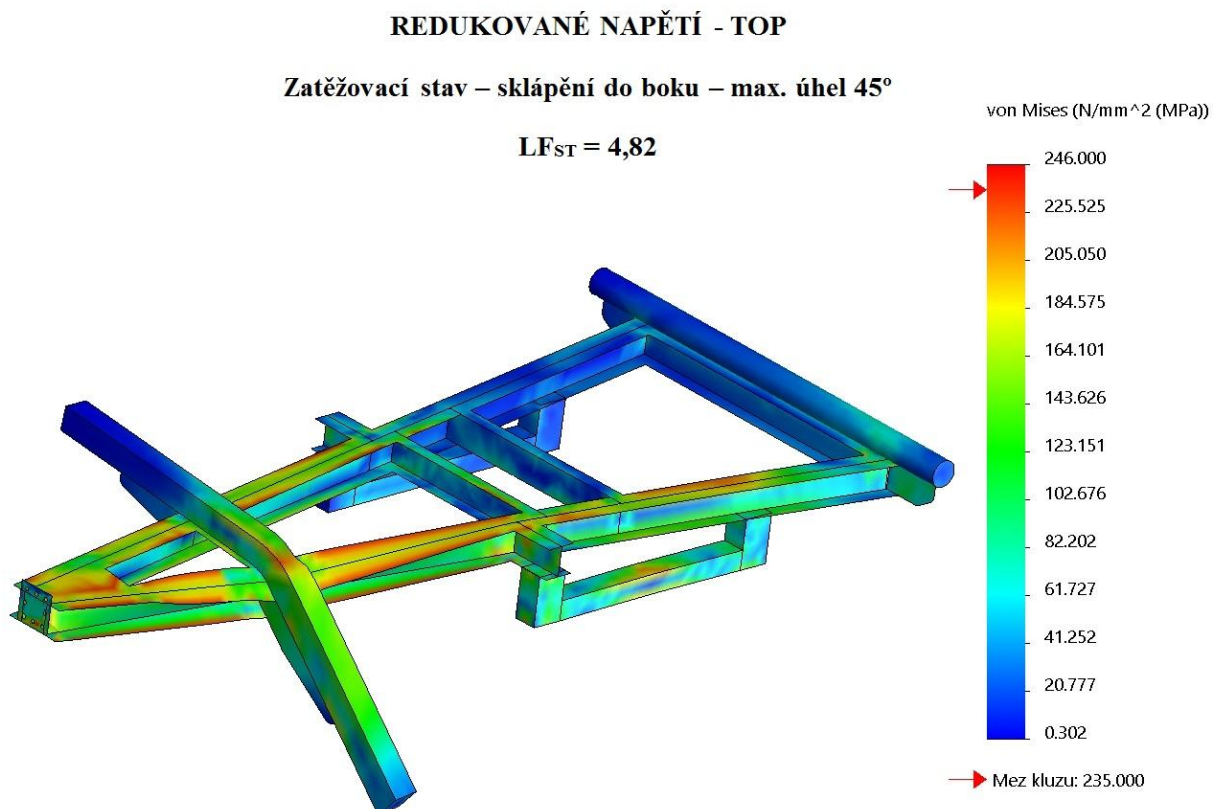
Příloha H - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění dozadu podvozkového rámu



Příloha CH - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění dozadu
podvozkového rámu



Příloha I - Redukované napětí von Mises - TOP - maximální úhel sklápění do boku
podvozkového rámu

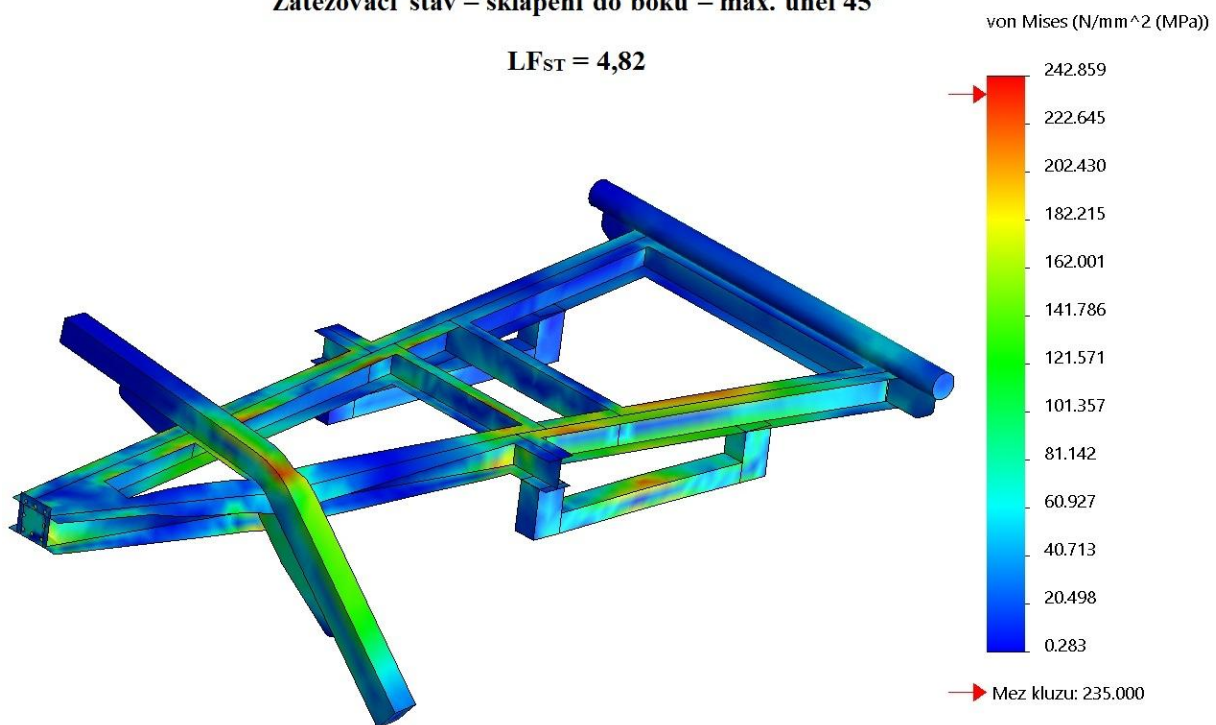


Příloha J - Redukované napětí von Mises - MIDDLE - maximální úhel sklápění do boku
podvozkového rámu

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - MIDDLE

Zatěžovací stav – sklápění do boku – max. úhel 45°

$LF_{ST} = 4,82$

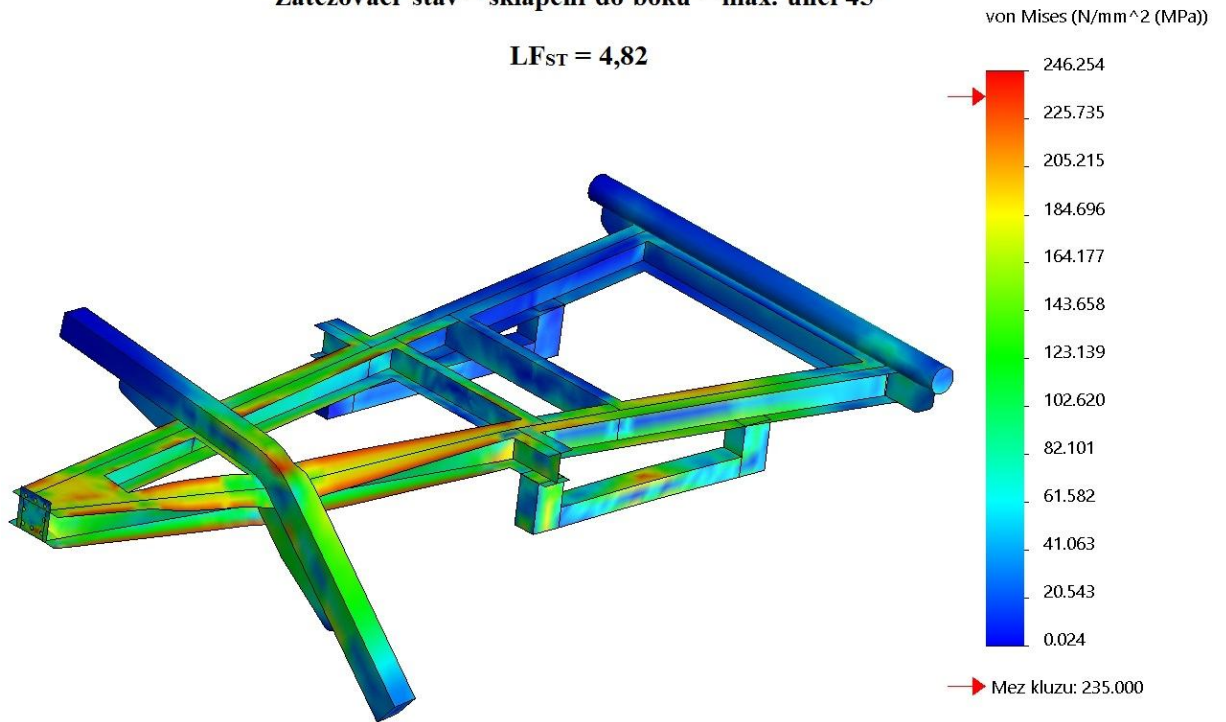


Příloha K - Redukované napětí von Mises - BOTTOM - maximální úhel sklápění do boku podvozkového rámu

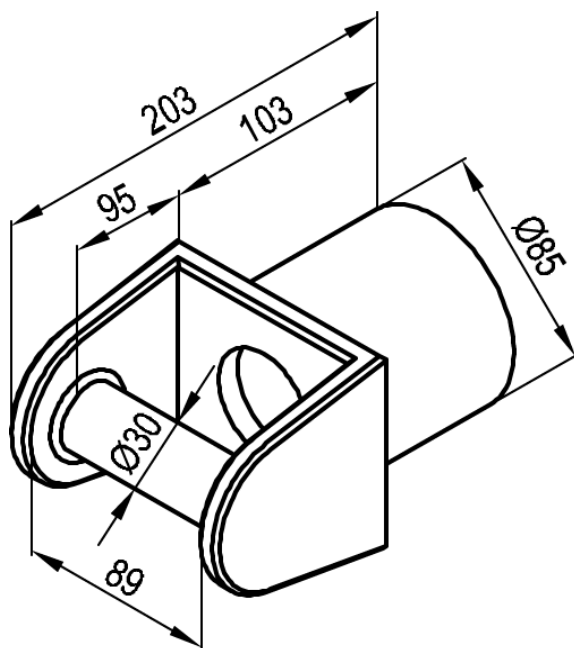
REDUKOVANÉ NAPĚTÍ - BOTTOM

Zatěžovací stav – sklápění do boku – max. úhel 45°

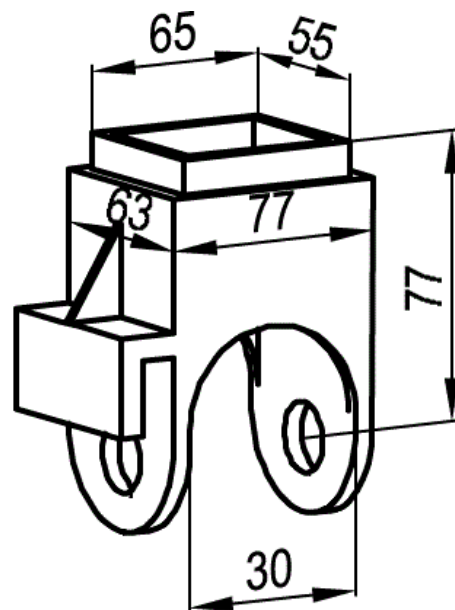
$LF_{ST} = 4,82$



Příloha L - Dosedací vidlicový čep 10t [15]

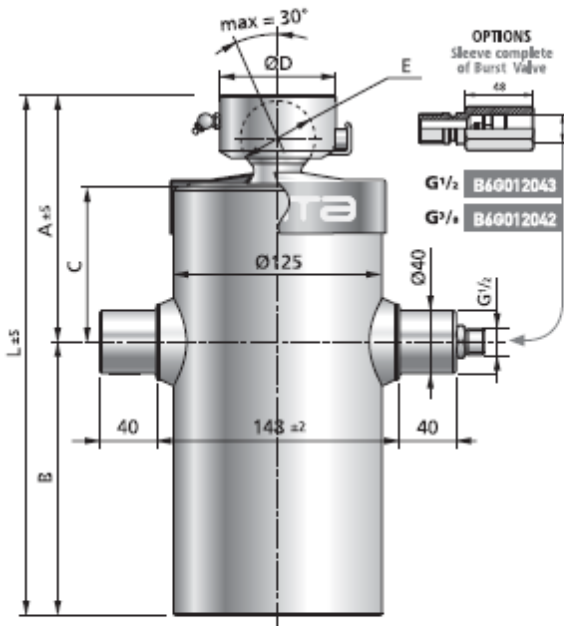


Příloha M - Držák vidlicového čepu 10t [15]



L 105

EFFECTIVE DIAMETER [mm] **105 • 90 • 75 • 60 • 45 • 30**



OPTION with ROD EYE - PIN

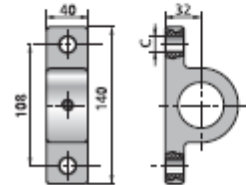


OPTION with ROD EYE - LOWER PIN

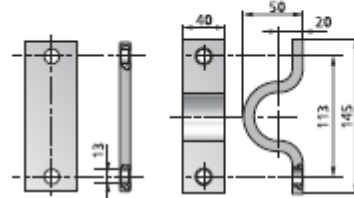


ACCESSORIES

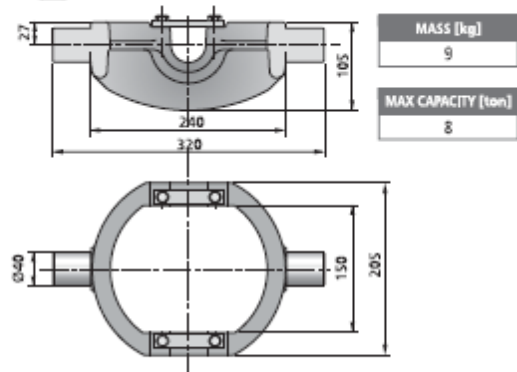
CYLINDER SUPPORT PAIR A70040001



CRADLE SUPPORT PAIR A60040001



CRADLE ASL060001



L 105 TECHNICAL DATA

MODEL	CODE	EXTENSION N.	POWER STROKE [mm]	MASS [kg]	WORKING VOLUME [dm ³]	MAX. WORKING PRESSURE [bar]	TIPPING CAPACITY [ton]	L	A	B	C	D	E
BL445 1872 105 5	3104451055001	5	1872	38	8,9	200	6-12	532	140	392	85	74	43
BL445 1492 105 4	3104451054001	4	1492	40	8,3	200	8-15	549	157	392	85	92	58
BL360 1432 105 5	3103601055001	5	1432	30	6,8	200	6-12	444	150	294	95	74	43
BL360 1140 105 4	3103601054001	4	1140	33	6,4	200	8-15	461	167	294	95	92	58
BL360 855 105 3	3103601053010	3	855	35	5,6	200	10-18	461	167	294	95	92	58
BL320 1237 105 5	3103201055001	5	1237	28	5,9	200	6-12	405	150	255	95	74	43
BL320 984 105 4	3103201054001	4	984	27	5,5	200	8-15	405	150	255	95	74	43
BL320 984 105 4	3103201054003	4	984	29	5,4	200	8-15	422	167	255	95	92	58
BL275 1027 105 5	3102751055001	5	1027	24	4,9	200	6-12	363	150	213	95	74	43
BL275 816 105 4	3102751054001	4	816	22	4,6	200	8-15	363	150	213	95	74	43
BL265 1182 105 6	3102651056001	6	1172	22	4,7	200	5-9	351	151	200	95	74	43
BL235 1003 105 6	3102351056001	6	1004	21	4,1	200	5-9	323	151	172	95	74	43