



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH KONSTRUKCE ROZMETADLA TUHÝCH STATKOVÝCH HNOJIV

DESIGN OF THE MANURE SPREADER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ján Pacher

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Ján Pacher
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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

Návrh konstrukce rozmetadla tuhých statkových hnojiv

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce rozmetadla tuhých statkových hnojiv. Koncepce bude vytvořena tak, aby bylo možné použít jednu nebo dvě nápravy dle požadavku zákazníka bez konstrukčních zásahů do spodního rámu stroje. Navržená koncepce zohlední legislativní požadavky z hlediska použití bezpečnostních prvků, povolených rozměrů a hmotností. Součástí práce bude pevnostní analýza výsledného řešení.

Základní technické parametry:

Maximální technicky přípustná/povolená hmotnost 8000 kg.

Rozměry:

Délka včetně oje cca 5000 – 7000 mm.

Šířka stroje včetně pneumatik max. 2550 mm.

Objem korby cca 6 – 8 m³.

Konstrukční rychlost 40 km/h.

Typ uložení nápravy/náprav – odpružená/odpružené.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše obdobných konstrukčních řešení rozmetadel.
Návrh konstrukce včetně všech konstrukčních celků, jejich popis a zhodnocení.
Volba typu rozmetacího ústrojí a zhodnocení výhod a nevýhod.
Návrh pohonu podlahového dopravníku a rozmetacího ústrojí.
Pevnostní analýza konstrukce rozmetadla pro zvolené zátěžné stavy.
Celková sestava rozmetadla.
Podsestava korby rozmetadla.
Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.
PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002. ISBN 8072042572.
VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.
LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá konštrukčným návrhom rozmetadla tuhých statkových hnojív a následnou pevnostnou kontrolou samonosnej konštrukcie. Úvod práce tvorí rešeršný rozbor súčasných konštrukčných riešení rozmetadiel na trhu s podobnými parametrami ako v zadaní práce. Následné kapitoly sa zaoberajú koncepčným návrhom rozmetadla, príprave výpočtového modelu, vhodnej náhrade daných komponentov a vyhodnotením samotnej pevnostnej analýzy. K diplomovej práci je doložená čiastočná výkresová dokumentácia. Práca bola vytvorená v spolupráci so spoločnosťou ZDT Nové Veselí.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

rozmetadlo hnojív, statkový hnoj, rozmetacie ústrojenstvo, podlahový dopravník, pevnostná analýza

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the structural design of a solid manure spreader and the subsequent strength control of self-supporting construction. The introduction of the work consists of a research analysis of current design solutions of spreaders on the market with similar parameters as in the assignment. Subsequent chapters deal with the conceptual design of the spreader, preparation of the calculation model, suitable replacement of the components and evaluation of the strength analysis itself. The diploma thesis is accompanied by partial drawing documentation. The work was created in cooperation with ZDT Nové Veselí.

KEYWORDS

manure spreader, manure, spreading device, floor conveyor, strength analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

PACHER, J. *Návrh konstrukce rozmetadla tuhých statkových hnojiv*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 21. mája 2021

.....

Ján Pacher

POĎAKOVANIE

Touto cestou by som rád poďakoval všetkým, ktorí mi boli počas štúdia a pri vypracovávaní diplomovej práce nápomocní a oporou. Obzvlášť by som sa chcel poďakovať vedúcemu práce pánovi Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi, Ph.D. a zároveň konzultantovi práce zo spoločnosti ZDT Nové Veselí pánovi Ing. Martinovi Molvovi za cenné pripomienky, rady a odborné vedenie tejto diplomovej práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Prehľad obdobných konštrukčných riešení rozmetadiel	12
1.1 Farmtech Superfex – 700	12
1.2 Joskin Siroko 4008/8V	13
1.3 Sip Orion 70 alp	14
1.4 Metal-fach N276 Falcon	15
2 Legislatívne požiadavky	17
2.1 Kategórie vozidla	17
2.2 Vyhláška č. 341/2014 Sb.	17
2.3 Vyhláška č. 209/2018 Sb.	18
3 Konceptný návrh rozmetadla.....	21
3.1 Návrh nosného rámu	23
3.1.1 Oje	24
3.2 Voľba nápravy a pneumatík.....	24
3.2.1 Voľba dvoch náprav	25
3.3 Voľba typu rozmetacieho ústrojenstva	26
3.4 Návrh pohonu rozmetacieho ústrojenstva.....	27
3.5 Návrh podlahového dopravníka.....	28
3.5.1 Funkčný výpočet dopravníku	28
3.6 Návrh pohonu podlahového dopravníka.....	33
4 Zátťažové stavy	35
4.1 Státie, priama jazda konštantnou rýchlosťou.....	35
4.2 Akcelerácia	36
4.3 Prejazd zatačkou	36
4.4 Brzdenie	37
4.4.1 Vyrovnané brzdenie.....	37
4.4.2 Brzdenie ťažným vozidlom	37
4.4.3 Brzdenie prívesom.....	38
5 Pevnostná analýza konštrukcie rozmetadla	40
5.1 Tvorba MKP modelu	40
5.2 Nahradenie vybraných prvkov.....	42
5.2.1 Náklad.....	42
5.2.2 Ťažné zariadenie.....	43
5.2.3 Ramená nápravy, pneumatiky	44
5.2.4 Rozmetacie valce a prevodovka	45
6 Výpočet medzného stavu únosnosti.....	46
6.1 Oceľ S355J0 (11 523).....	46
6.2 Hardox 450	47

7	Výsledky pevnostnej analýzy	48
7.1	Státie, priama jazda konštantnou rýchlosťou	48
7.2	Akcelerácia.....	51
7.3	Prejazd zatačkou.....	53
7.4	Brzdenie.....	56
7.4.1	Vyrovnané brzdenie	56
7.4.2	Brzdenie ťažným vozidlom.....	58
7.4.3	Brzdenie prívesom	61
	Záver	64
	Použité informačné zdroje.....	65
	Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	67
	Zoznam príloh	69
	Zoznam samostatných príloh.....	69

ÚVOD

S vysokým obsahom živín, ktoré sú nevyhnutné pre správny rast rastlín, je hnoj stále jedným z najbežnejšie používaných hnojív na veľkých farmách. Výrazne zlepšuje fyzikálne vlastnosti pôdy a taktiež je prírodnou látkou. Aby bolo možné čo najlepšie využiť jeho potenciál a efektívne ho distribuovať, je potrebné mať funkčné a efektívne stroje - rozmetadlá.

Rozmetadlá maštaľného hnoja (Obr. 1) sa používajú na presné a rovnomerné rozmetanie statkového hnoja, rašeliny a kompostu na užitočné poľnohospodárske oblasti. Optimalizuje sa tak účinnosť hnojiva, čím sa šetrí čas a zvyšuje efektívnosť. Môžu byť tiež použité na prepravu poľnohospodárskych komodít. Sú kompatibilné s traktormi vybavenými spodným závesom a sú plne prispôbené na prepravu po verejných komunikáciách.

Cieľom diplomovej práce je navrhnúť konštrukciu rozmetadla vrátane všetkých konštrukčných celkov s čím súvisí taktiež voľba komponentov pre pohon dopravníka a rozmetacieho ústrojenstva. V neposlednom rade je pre prácu dôležitá pevnostná analýza konštrukcie rozmetadla pre zvolené záťažové stavy a následná výkresová dokumentácia v zadanom rozsahu.



Obrázok 1 Nakladanie rozmetadla Joskin tuhým statkovým hnojom [2].

1 PREHLAD OBDOBNÝCH KONŠTRUKČNÝCH RIEŠENÍ ROZMETADIEL

V úvodnej kapitole sú uvedené niektoré z možných dostupných rozmetadiel tuhých statkových hnojív, ktoré sú dostupne na celosvetovom trhu. Rôzne varianty na porovnanie som volil podľa parametrov uvedených v zadaní mojej práce. Kľúčovým parametrom pre voľbu nasledujúcich rozmetadiel bol hlavne objem korby.

1.1 FARMTECH SUPERFEX – 700

Kompaktné a efektívne rozmetadlá série Superfex so širokým pracovným rozsahom sa vyznačujú optimálnym rozmetaním. Rozmetadlá Superfex sú k dispozícii s jednonápravovou a so štandardným alebo univerzálnym rozmetaním. Vďaka veľkému výberu možností je možné rozmetadlo vybaviť pre individuálne potreby a požiadavky.

Model Superfex – 700 (Obr. 2) má plne uzatvorené šasi z pozinkovanej ocele s integrovanými rúrami a hnacím hriadeľom, nastaviteľné oje pre horné alebo dolné pripojenie. Náprava od spoločnosti FAD umožňuje zaťaženie nápravy 7500 kg pri rýchlosti 25 km/h. Korbu tvoria rámové profily, oceľové bočnice, dno z plechu hrúbky 3 mm a predná bezpečnostná sieť. Štyri vertikálne rozmetače s naskrutkovanými pílamí HARDOX sú poháňané kĺbovým hriadeľom WALTERSCHEID cez sústavu kužeľových prevodoviek. Pohon dopravníka, plynulú reguláciu otáčok, chod dopredu a dozadu zabezpečuje hydromotor s prevodovkou. Súčasťou sú dve vysoko pevné reťaze z ocele (11 x 31 mm) s robustnými podlahovými lištami. Posuv podlahového dopravníka je možné ľahko ovládať z kabíny traktora [1].



Obrázok 2 Farmtech Superfex – 700 [1].

Technické parametre Superfex – 700 [1]:

Objem:	7,4 m ³
Rozmery (d × š × v):	6450 × 2200 × 2770
Doporučený výkon traktora:	45 kW
Šírka rozvodu:	6 m
Počet rozmetadiel:	4

1.2 JOSKIN SIROKO 4008/8V

Siroko je vstupným modelom rady JOSKIN rozmetačov hnojív s úzkym telom. Spája princípy, ktoré viedli k samotnej koncepcii tohto typu stroja: ľahkosť, robustnosť a ľahká údržba. Siroko, ktorý je odolný a mimoriadne dobre ovládateľný, sa tiež ukazuje ako ekonomický, a to z rozpočtového aj energetického hľadiska. Jeho špeciálne nízka, úzka karoséria v kombinácii so širokými kolesami s veľkým priemerom poskytujú ľahkú trakciu a veľkú svetlú výšku (pre menší tlak na zem) bez ohľadu na terén.

Telo stroja S4008/8V (Obr. 3) ako aj rôzne ďalšie komponenty, ako je oje a rám rozmetača, sú vyrobené z ocele s vysokou pevnosťou v ťahu. Táto oceľ sa vyznačuje svojou odolnosťou a dynamickými vlastnosťami. Všetky rozmetače hnoja Siroko sú štandardne vybavené ojom s priečnym zavesením s parabolickými listami. Tento systém ponúka nielen bezkonkurenčný komfort jazdy, a to aj pri vyšších rýchlostiach (40 km/h), ale tiež umožňuje udržať trakciu. Pohyblivú podlahu tvoria dve reťaze Ø 14 mm s triedou 80 privarené k lamelám s uzavretými profilmí. Pohybuje sa na skrutkovanej pozinkovanej podlahe, ktorú je možné v prípade opotrebenia ľahko vymeniť. Táto pohyblivá podlaha je vybavená bočnými napínačmi, ktoré sú ľahko prístupné. Dva vertikálne rozmetače poháňané hriadeľom Walterscheid P.T.O. sa otáčajú rýchlosťou 423 ot./min, pod ktorými sú dve zaťahovacie čepele, ktoré fungujú aj ako rozbíjacie kladivo [2].

Technické parametre S4008/8V [2]:

Objem:	7,7 m ³
Rozmery (d × š × v):	4650 × 1450 × 1100
Doporučený výkon traktora:	55 kW
Šírka rozvodu:	9 m
Počet rozmetadiel:	2



Obrázok 3 Joskin Siroko 4008/8V [2].

1.3 SIP ORION 70 ALP

Konštrukcia podvozku v tvare V je založená na troch bodoch - širokom podvozku a oji - pre maximálnu stabilitu stroja aj v strmom teréne. Robustná vertikálna rozmetávací jednotka stroja Orion 70 ALP (Obr. 4) je špeciálne navrhnutá tak, aby zabezpečila jemné a rovnomerné rozmetanie bez ohľadu na rozmetávaný materiál. Šponovanie udržuje dopravné reťaze pod optimálnym konštantným napätím. Je zaistené efektívne rozmetanie bez ohľadu na hmotnosť materiálu. Pre ľahší prístup je systém namontovaný na prednej strane rozmetadla [3].

Technické parametre Orion 70 ALP [3]:

Objem:	6,2 m ³
Rozmery (d × š × v):	5870 × 2150 × 1700
Doporučený výkon traktora:	50 kW
Šírka rozvodu:	8 m
Počet rozmetadiel:	4



Obrázok 4 SIP Orion 70 ALP [3].

1.4 METAL-FACH N276 FALCON

Rozmetač maštal'ného hnoja N276 Falcon (Obr. 5) vybavený úzkym boxom zaisťuje široký rozmetací vzor. Špeciálne rozmetadlá umožňujú rozhodnúť rôzne druhy hnoja, rašeliny a kompostu. Na ochranu adaptéra pred preťažením je namontovaná tretia spojka. Mechanické tlmenie oja a veľké kolesá zaisťujú jeho vynikajúcu stabilitu pri práci aj cestnej doprave. Stroj je vybavený hydraulickým pohonom podlahového dopravníka, ktorý umožňuje efektívne riadenie rýchlosti. Reťaze dopravníka sa napínajú pomocou napínacích skrutiek [4].

Technické parametre N276 Falcon [4]:

Objem:	7,7 m ³
Rozmery (d × š × v):	7700 × 2580 × 2970
Doporučený výkon traktora:	62 kW
Šírka rozvodu:	9 m
Počet rozmetadiel:	2



Obrázok 5 Metal-fach N276 Falcon [4].

2 LEGISLATÍVNE POŽIADAVKY

História európskeho skúšania a schvaľovania poľnohospodárskych a lesných prípojných vozidiel a strojov je pomerne krátka, začala v roku 2003. V tomto roku bola prijatá smernica Európskeho parlamentu a Rady 2003/37/ES, ktorá okrem kolesových traktorov rozšírila oblasť pôsobnosti taktiež na pásové traktory, prípojné vozidla a prípojné pracovné stroje poľnohospodárskych a lesných traktorov. Uplatnenie smernice na všetky kategórie poľnohospodárskych a lesných vozidiel, ktoré sama zaviedla, sa ale nepodarilo, pretože nedošlo k prijatí zvláštnych smerníc pre novo zavedené kategórie vozidiel. Typové schvaľovanie bolo možné iba pre kolesové traktory [5].

K odstráneniu nedostatkov, ktoré smernica mala vo vzťahu k schvaľovaniu prípojných vozidiel a strojov, došlo v roku 2013, kedy Európsky parlament a Rada prijali nariadenia (EU) č. 167/2013 o schvaľovaní poľnohospodárskych a lesníckych vozidiel a dozoru nad trhom s týmito vozidlami [6].

2.1 KATEGÓRIE VOZIDLA

Podľa nariadení Európskeho parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 zo dňa 5. februára 2013 o schvaľovaní poľnohospodárskych a lesníckych vozidiel a dozoru nad trhom s týmito vozidlami sa vozidla delia do kategórií:

- a) traktory (kategória T a C),
- b) prípojné vozidla (kategória R),
- c) výmenné ťahané zariadenia (kategória S) [6].

Zadanie tejto diplomovej práce spadá pod kategóriu R, ktorá sa z hľadiska technicky prípustných hmotností na nápravu ďalej delí na podkategórie doplnené o písmeno „a“ alebo „b“, pričom „a“ platí pre prípojné vozidlá s maximálnou konštrukčnou rýchlosťou menšou alebo rovnou 40 km/h a „b“ platí pre prípojné vozidlá s maximálnou konštrukčnou rýchlosťou vyššou ako 40 km/h:

- a) kategória R1: prípojné vozidlá , u nich súčet technický prípustných hmotností na nápravu neprevyšuje 1500 kg,
- b) kategória R2: prípojné vozidlá , u nich súčet technický prípustných hmotností na nápravu prevyšuje 1500 kg, ale neprevyšuje 3500 kg,
- c) kategória R3: prípojné vozidlá , u nich súčet technický prípustných hmotností na nápravu prevyšuje 3500 kg, ale neprevyšuje 21000 kg,
- d) kategória R4: prípojné vozidlá , u nich súčet technický prípustných hmotností na nápravu prevyšuje 21000 kg [6].

2.2 VYHLÁŠKA Č. 341/2014 SB.

Vyhláška o schvaľovaní technickej spôsobilosti a o technických podmienkach prevádzky vozidiel na pozemných komunikáciách.

Pre účely tejto vyhlášky sa rozumie:

- a) ťažným vozidlom motorové vozidlo spojené s prípojným vozidlom,
- b) jazdnou súpravou spojenie ťažného vozidla s jedným alebo s viacerými prípojnými vozidlami,
- c) najväčšou povolenou hmotnosťou najväčšia hmotnosť, s ktorou sa smie vozidlo používať v prevádzke na pozemných komunikáciách v Českej republike,
- d) najväčšie povolené zaťaženie nápravy najväčšie zaťaženie nápravy, s ktorou sa smie vozidlo používať v prevádzke na pozemných komunikáciách v Českej republike,
- e) maximálnou technicky prípustnou hmotnosťou na nápravu hmotnosť zodpovedajúca najväčšiemu technicky prípustnému statickému vertikálnemu zaťaženiu, ktorým pôsobí náprava vozidla na povrch vozovky,
- f) maximálnu technicky povolenú hmotnosť maximálna hmotnosť stanovená pre vozidlo na základe jeho konštrukčných vlastností a vykonanie; najväčšia technicky prípustná hmotnosť prívesu alebo návesu zahŕňa statickú hmotnosť prenesenú na ťažné vozidlo, ak je príves alebo náves pripojený,
- g) maximálnou technicky prípustnou hmotnosťou naloženej jazdnej súpravy maximálna hmotnosť stanovená pre kombináciu motorového vozidla a jedného alebo viacerých prípojných vozidiel na základe jeho konštrukčných vlastností a prevedení alebo maximálna hmotnosť určená pre jazdnú súpravu zloženú z ťahača návesu a návesu,
- h) okamžitú hmotnosť vozidla alebo jazdnej súpravy hmotnosť zistená v určitom okamihu pri ich prevádzke na pozemných komunikáciách,
- i) hmotnosťou v pohotovostnom stave v prípade prípojného vozidla: hmotnosť vozidla, vrátane paliva a kvapalín, vybaveného štandardným vybavením podľa špecifikácií výrobcu, a ak sú súčasťou vybavenia, aj hmotnosť karosérie, ďalšieho spojovacieho zariadenia a náhradného kolesa a náradia [7].

2.3 VYHLÁŠKA Č. 209/2018 SB.

Vyhláška o hmotnostiach, rozmeroch a spájateľnosti vozidiel. Definované budú len tie časti vyhlášky, ktoré súvisia s charakterom tejto diplomovej práce.

Spájateľnosť z pohľadu hmotnosti prípojného vozidla a súprav

- a) hmotnosť prípojného vozidla alebo vozidiel nesmie byť u jazdných súprav s ťažným vozidlom, ktorého najvyššia konštrukčná rýchlosť je do 40 km/h, vyššia ako dvaaplnásobok hmotnosti ťažného vozidla; u jazdnej súpravy traktora a traktorového návesu sa hmotnosťou každého z vozidiel jazdnej súpravy rozumie súčet hmotností pripadajúcich na jednotlivé nápravy traktora a návesu; časť hmotnosti pripadajúcej na nápravy traktorového návesu nesmie prevyšovať najväčšiu povolenú hmotnosť prípojného vozidla uvedenú v technickom preukaze traktora,
- b) hmotnosť prípojného vozidla alebo vozidiel nesmie byť u jazdných súprav s ťažným vozidlom, ktorého najvyššia konštrukčná rýchlosť je vyššia ako 40 km/h, vyššia ako jedenaplnásobok hmotnosti ťažného vozidla,
- c) hmotnosť jazdnej súpravy nesmie byť väčšia ako najväčšia technicky prípustná hmotnosť jazdnej súpravy stanovená pri schválení technickej spôsobilosti ťažného vozidla [8].

Spájateľnosť vozidiel v jazdnú súpravu

- a) za vozidlá kategórie T, C alebo Z možno pripojiť iba vozidlá kategórie R alebo S, ak nie je v § 3 (spájateľnosť z pohľadu hmotnosti prípojného vozidla a súprav) stanovené inak,
- b) vozidlá kategórie R alebo S, ktoré nie sú vybavené brzdovým zariadením, a vozidlá kategórie R alebo S, ktoré sú vybavené nájazdovou brzdovou sústavou, môžu byť zapájaná len za ťažné vozidlá, ktorých prevádzková hmotnosť je zhodná alebo vyššia ako hmotnosť pripájaného vozidla, pokiaľ nebolo pri schválení technickej spôsobilosti ťažného vozidla stanovené inak; pri vozidlách uvedených kategórii s najväčšou povolenou hmotnosťou nad 3 t zapojených do jazdnej súpravy musí byť okrem toho účinok parkovacej brzdy ťažného vozidla schopný ubrzdiť jazdnú súpravu s týmto vozidlom na pozemnej komunikácii so sklonom 12%, pokiaľ nebolo pri schválení technickej spôsobilosti ťažného vozidla stanovené inak,
- c) v prípade spojenia ťažného vozidla s prívesom alebo ďalším prívesom musia byť ďalej splnené tieto podmienky:
 1. zvislé statické zaťaženie pevného oje, zvisle nevykyvného, u prívesov s nápravou v strede, musí mať vždy kladnú hodnotu, aby sa zabránilo odľahčovaniu zadných náprav ťažného vozidla, a
 2. zvisle výkyvné oje prívesu nesmie mať v zapojenom stave uhlovú odchýlku od vodorovnej roviny väčšiu ako 10 °, pritom poloha oja je daná spojnicou osí čapov umožňujúcich kývanie oja a bodu vlastného spojenia s ťažným vozidlom,
- d) zapojenie vozidiel do jazdných súprav, s výnimkou ťahania prívesov kategórie O1 alebo O2 s nájazdovou brzdou, je možné v týchto kombináciách:
 1. ťažné vozidlo s ABS a prípojné vozidlo s ABS,
 2. ťažné vozidlo bez ABS a prípojné vozidlo bez ABS,
 3. ťažné vozidlo bez ABS a prípojné vozidlo s ABS za podmienky, že ťažné vozidlo je vybavené zariadením umožňujúcim napájať a kontrolovať bezchybnú funkciu ABS prípojného vozidla, a
 4. ťažné vozidlo kategórie T s ABS a prípojné vozidlo bez ABS, ktorého najvyššia konštrukčná rýchlosť je do 40 km/h [8].

Najväčšie povolené hmotnosti cestných vozidiel, zvláštnych vozidiel a ich rozdelenie na nápravy

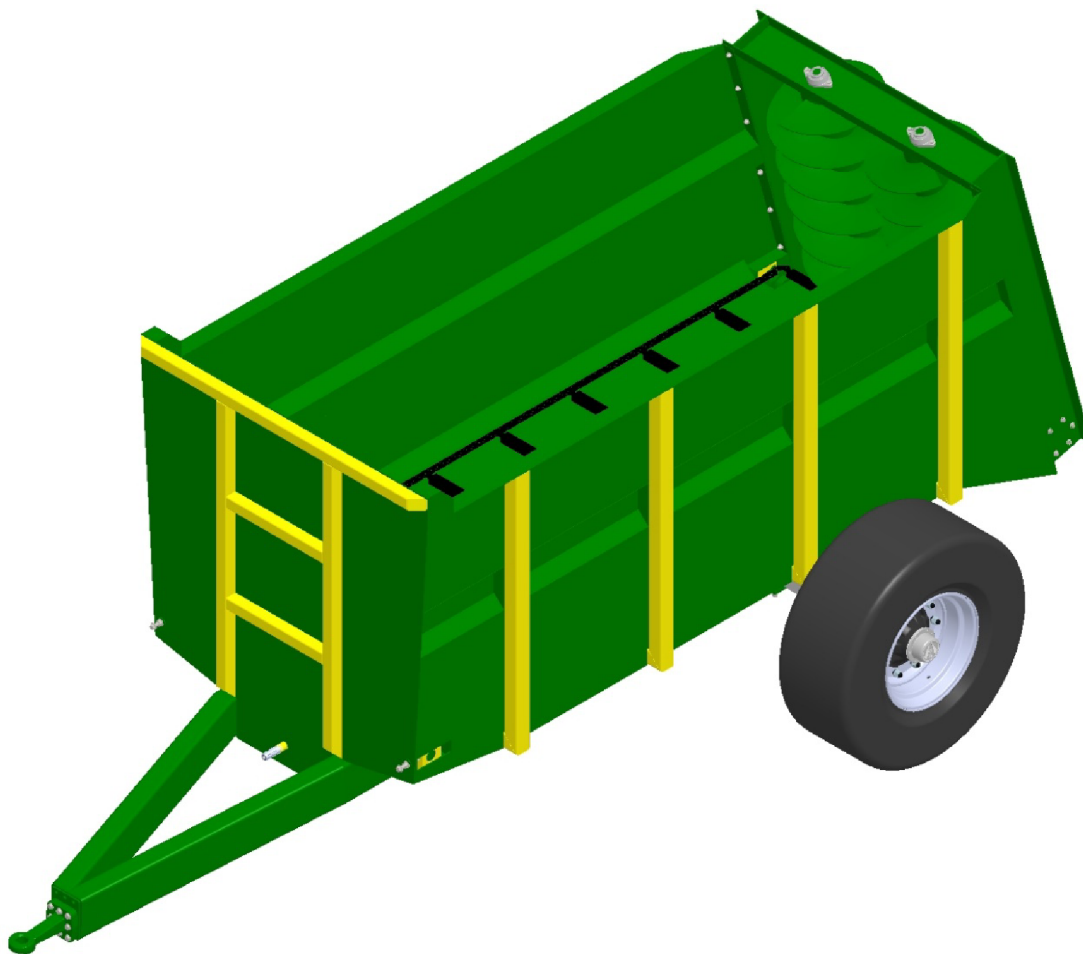
- a) hodnoty hmotnosti na nápravu, skupinu náprav vozidla a jazdných súprav vrátane nákladu, ktorých prekročenie ohrozuje bezpečnosť premávky na pozemných komunikáciách alebo stav pozemnej komunikácie, predstavuje:
 - 1. pri jednotlivej náprave – 10,00 t,
 - 2. u dvojnápravy prípojných vozidiel súčet zaťaženi oboch náprav dvojnápravy pri jej čiastkovom rázvore.
- b) pre vozidlá kategórie R alebo S môže byť najvyššia povolená hmotnosť vyššia ako hmotnosti stanovené u prívesov uvedené vyššie v závislosti od počtu náprav o hmotnosť pripadajúcu na spojovacie zariadenia v závislosti od typu tohto spojovacieho zariadenia a jeho povolenom zaťažení, ak nebolo pri schválení technickej spôsobilosti vozidla stanovené inak,
- c) hodnoty hmotností vozidiel a jazdných súprav vrátane nákladu, ktorých prekročenie ohrozuje bezpečnosť premávky na pozemných komunikáciách alebo stav pozemnej komunikácie, predstavuje pre prívesy s dvomi nápravami – 18,00 t [8].

Najväčšie povolené rozmery vozidiel a jazdných súprav

- a) šírka, ktorá predstavuje pri vozidlách kategórie R, ak nie je v tejto vyhláške stanovené inak – 2,55 m,
- b) výška, ktorá predstavuje pri jazdnej súprave ťažného vozidla s návesom – 4,08 m,
- c) dĺžka, ktorá predstavuje pri jazdnej súprave traktoru s jedným prípojným vozidlom – 18,00m [8].

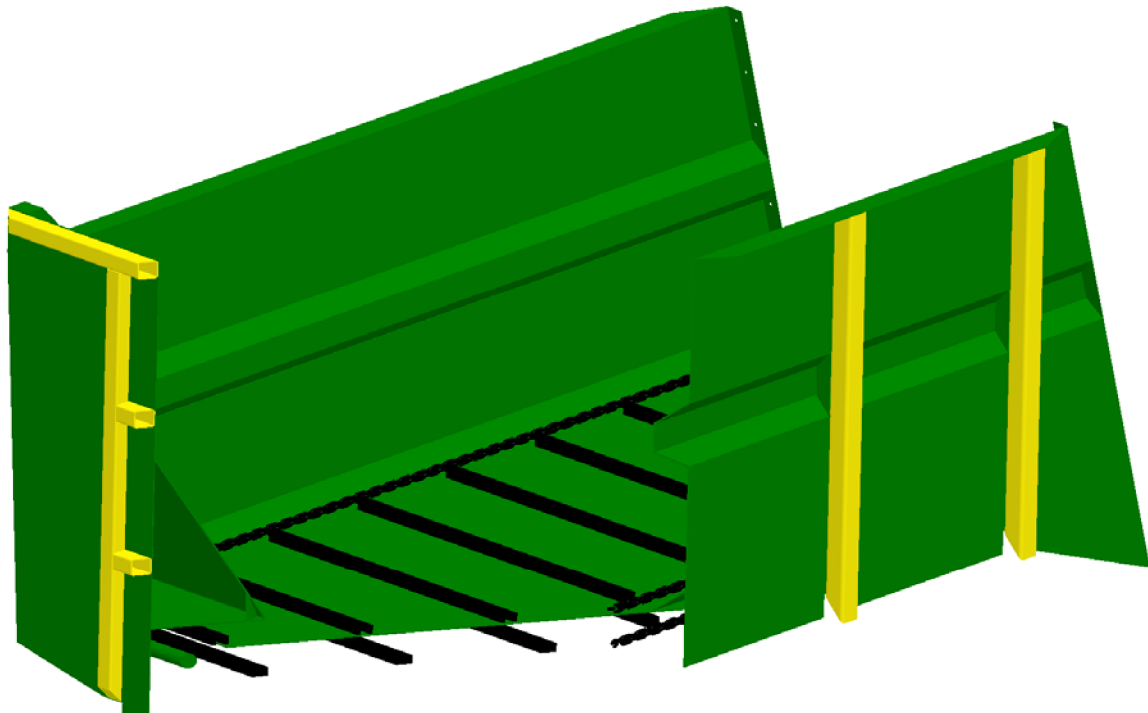
3 KONCEPČNÝ NÁVRH ROZMETADLA

Navrhnutá koncepcia (Obr. 6) zohľadňuje zadanie a legislatívne požiadavky z hľadiska použitia bezpečnostných prvkov, povolených rozmerov a hmotností. Jedná sa o samonosnú konštrukciu z dôvodu jednoduchosti stroja. Koncept bol navrhnutý tak, aby bolo možné použiť jednu alebo dve nápravy podľa požiadaviek zákazníka bez konštrukčného zásahu do spodného rámu stroja. Konštrukcia rozmetadla predstavuje zvarenec s uzatvorenými profilmi.



Obrázok 6 Konceptný návrh rozmetadla.

Korba rozmetadla (Obr. 7) je tvorená plechmi z vysokopevnostnej ocele Hardox 450 odolnej voči oderu o hrúbke 3 mm je spevnená na každej strane štyrmi klanicami. Stuženie korby je zabezpečené ohýbaným prvkom na bočniciach. Čelo je spevnené pomocou plechu vo vnútri korby, ktorý slúži aj ako zrážací štít a konštrukcie z jeklov pripomínajúcej tvar rebríka. Zadná strana korby je spevnená rámom, určeným na upevnenie rozmetacieho ústrojenstva.



Obrázok 7 Pohľad do korby rozmetadla – rez.

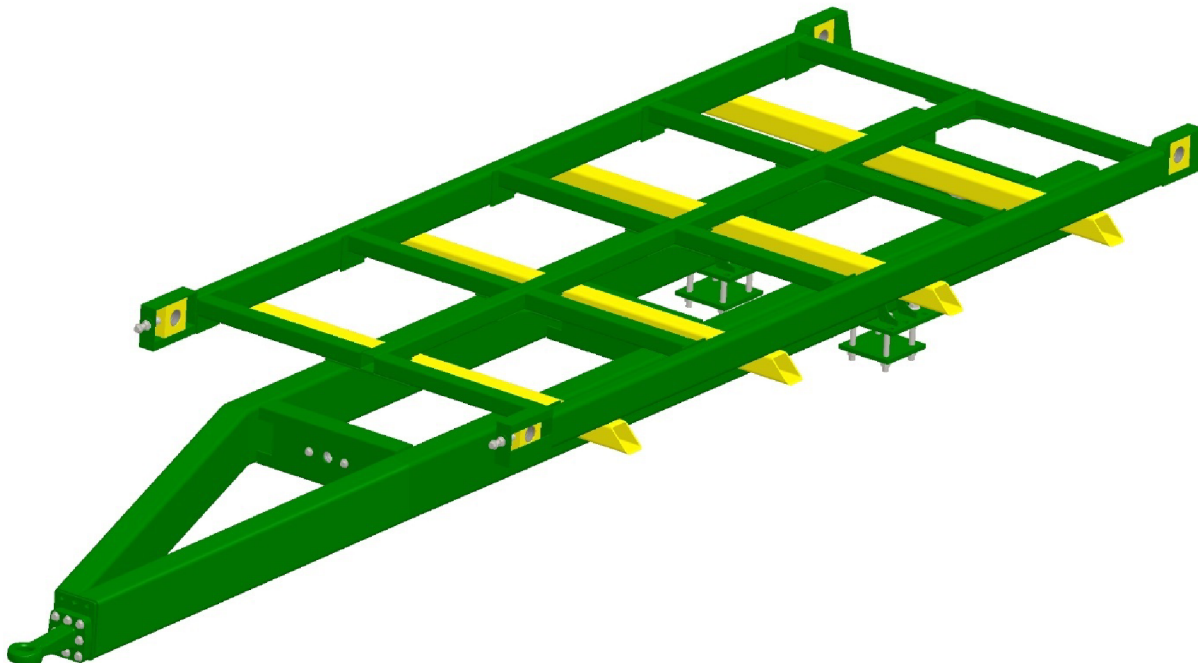
Základné technické parametre rozmetadla sú uvedené v tabuľke (Tab. 1).

Tabuľka 1 Základné technické parametre

Základné rozmery	
Celková dĺžka [mm]	5623
Celková šírka [mm]	2547
Celková výška [mm]	2369
Ložná plocha	
Celková dĺžka [mm]	3621
Celková šírka [mm]	1500
Celková výška [mm]	1205
Hmotnosť	
Maximálne technicky prípustná/povolená [kg]	8000
Pohotovostná [kg]	1895
Užitočná [kg]	6105

3.1 NÁVRH NOSNÉHO RÁMU

Z dôvodu samonosnej konštrukcie stroja je nosný rám (Obr. 8) tvorený prvkami rámu podvozku a podlahy. Pri návrhu boli zohľadňované technické požiadavky a účelovosť stroja.

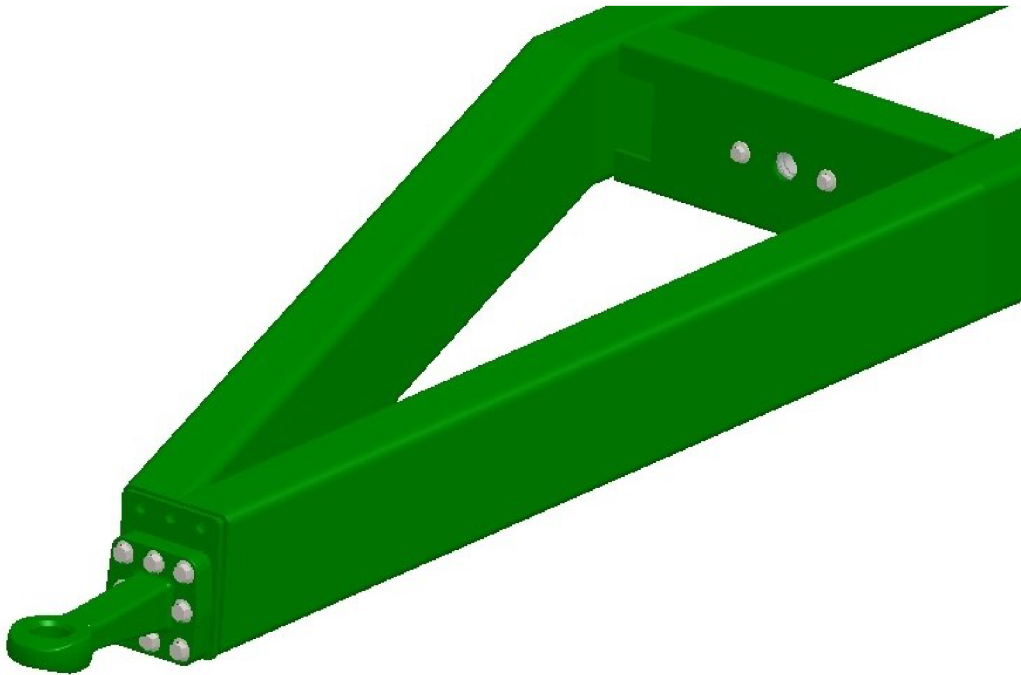


Obrázok 8 Konštrukcia nosného rámu.

Podvozkový rám tvoria dva uzatvorené pozdĺžne profily o rozmeroch 200 x 100 x 8 mm a priečne ohýbané plechové profily o hrúbke 8 mm, ktoré slúžia jednak ako spevnenie konštrukcie ale taktiež ako vedenie kardanového pohonu rozmetacích valcov. Nosný rám dopĺňuje a spevňuje konštrukcia podlahy, ktorá je taktiež tvorená dvomi uzatvorenými hlavnými pozdĺžnymi profilmi 120 x 60 x 8 mm. Tieto profily sú doplnené o konzoly dôležité pre upevnenie a šponovanie dopravníka. Štyrmi uzatvorenými priečnymi profilmi 80 x 80 x 6,3 mm, na ktoré nadväzujú klanice, je konštrukcia podlahy pomocou zvarového spojenia upevnená na rám podvozku.

3.1.1 OJE

Pri voľbe typu oja sa vychádzalo z obdobných konštrukčných riešení, a tým pádom sa zvolilo pevné oje. Oje (Obr. 9) je tvorené zhodnými profilmi ako rám podvozku z dôvodu plynulého napojenia na rám pomocou zvaru. Upevnenie za traktor s pripojením do spodného závesu poskytuje otočné oko o priemere 50 mm tzv. agrohák.



Obrázok 9 oje.

3.2 VOĽBA NÁPRAVY A PNEUMATÍK

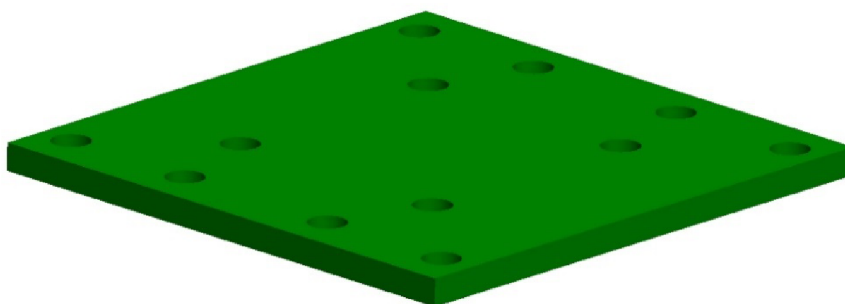
Zo zadania práce plynie možnosť využitia jednej alebo dvoch náprav podľa požiadaviek zákazníka, bez konštrukčného zásahu do spodného rámu stroja. Pri našom návrhu bola uprednostnená voľba jednej nápravy, z dôvodu obdobných konkurenčných riešení. Nami zvolená náprava (Obr. 10) je od spoločnosti ADR [9] AA1UA1VA013 s brzdami VA 406x120. Rozchod nápravy je 1795 mm. Pneumatiky boli zvolené od spoločnosti Mitas [10] o rozmere 405/70 – 20 s označením MPT-01 16.



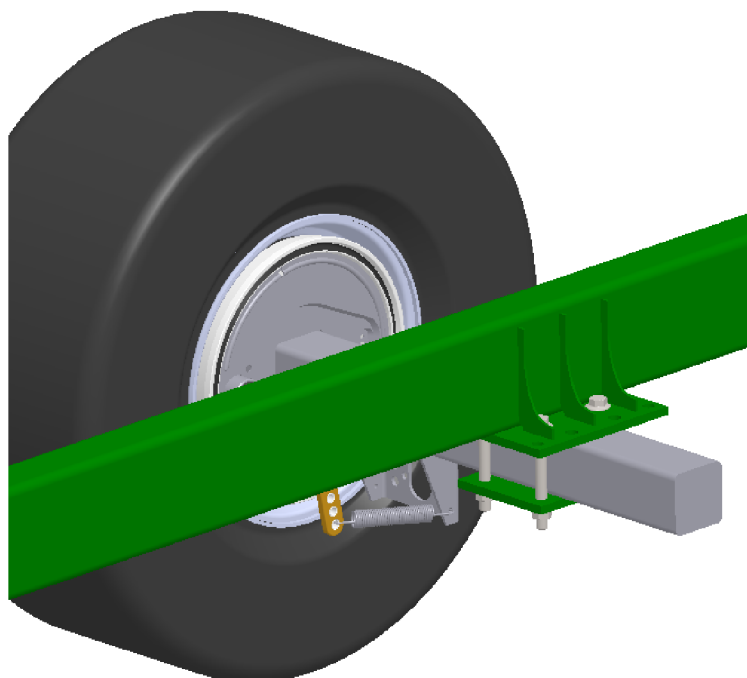
Obrázok 10 ADR náprava.

3.2.1 VOĽBA DVOCH NÁPRAV

Jedným z cieľov práce je voľba dvojnápravy bez konštrukčného zásahu do rámu stroja. Táto voľba je možná za použitia univerzálnej pätky (Obr. 11), ktorá slúži pre jednu ale zároveň aj dve nápravy. Pri použití dvoch náprav na základe technických parametrov stroja je určená náprava taktiež od spoločnosti ADR Bogie typ B [11]. Päťka je pomocou zvaru pripevnená k hlavnému nosníku podvozkového rámu. Kvôli zvýšeniu pevnosti boli pridané na každú stojinu nosníka trojice rebier (Obr. 12). Nami zvolená náprava je pripevnená pomocou skrutkového spoja.



Obrázok 11 Päťka náprav.

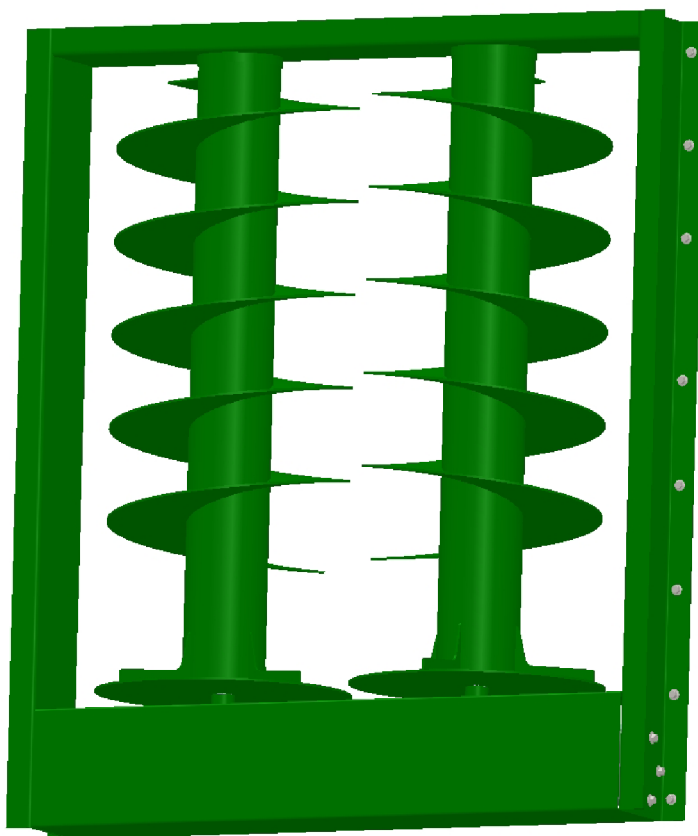


Obrázok 12 Päťka na pozícii.

3.3 VOĽBA TYPU ROZMETACIEHO ÚSTROJENSTVA

Pri voľbe typu rozmetacích valcov sa môžeme stretnúť s viacerými variantami. Valce môžu byť uložené horizontálne alebo vertikálne a taktiež sa vyskytujú buď štyri alebo dva. Pri dvoch rozmetacích jednotkách sa stretávame v drvivej väčšine s vertikálnym uložením.

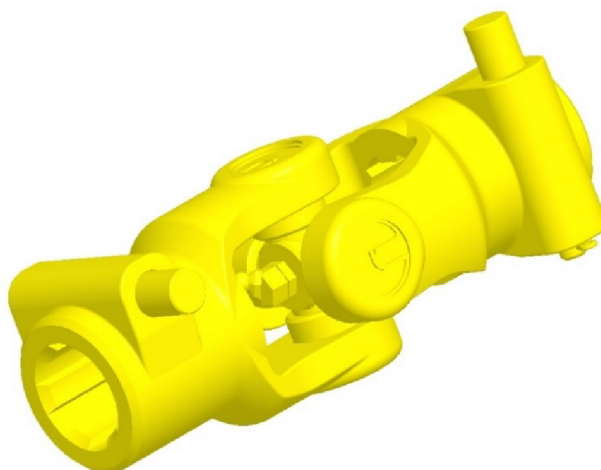
Nami zvolené rozmetacie ústrojenstvo (Obr. 13) je tvorené taktiež dvoma rozmetacími valcami vo vertikálnej polohe s vymeniteľnými nožmi. Nože slúžia na dokonalejšie rozomletie statkového hnoja aby sa zaručila rovnomernosť rozvodu. Rám tvoria U-profily a kryt prevodovky. Horné uloženie valcov v ráme predstavuje ložisko s domčekom. Výhody tejto varianty môžeme vidieť pri výbere vhodnej prevodovky, je menšia, ľahšia a lacnejšia na výrobu, polovičný servisný úkon čo sa týka výmeny nožov, nízka šanca spriečenia rozmetaného materiálu medzi valcami a mnoho ďalších.



Obrázok 13 Rám s rozmetacími valcami.

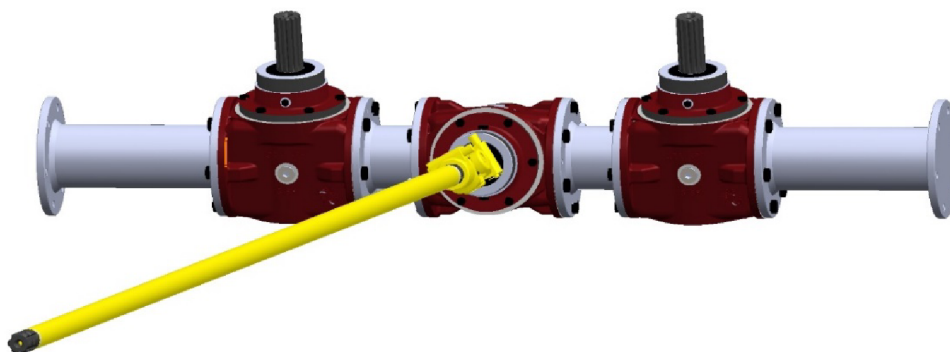
3.4 NÁVRH POHONU ROZMETACIEHO ÚSTROJENSTVA

Rozmetacie ústrojenstvo je poháňané kardanovým spojením od traktora, následne pomocou kardanovej tyče so šesťdrážkou vedenej v troch ložiskách s domčekom do kardanového kĺbu (Obr. 14) od spoločnosti Kardanka [12]. Na základe takto zvolenej možnosti uloženia kardanovej tyče boli použité upínacie puzdra a ložiska s väčším priemerom.



Obrázok 14 Kardanový kĺb.

Kardanovým kĺbom sú otáčky prenášané na monoblokovou kužeľovou prevodovkou RA169 (Obr. 15) od spoločnosti SISP [13]. Parametre prevodovky RA169 sú uvedené v tabuľke (Tab. 2).



Obrázok 15 Prevodovka RA169

Tabuľka 2 Parametre prevodovky RA169 [13].

Prevodový pomer	Vstupné parametre			Výstupné parametre	
	Otáčky n [min^{-1}]	Výkon P [kW]	Moment M_k [Nm]	Otáčky n [min^{-1}]	Moment M_k [Nm]
1/1.34	540	51	914	402	1227

3.5 NÁVRH PODLAHOVÉHO DOPRAVNÍKA

Podlahový dopravník slúži na distribúciu statkového hnoja k rozmetacím valcom. Jedná sa o dopravník na princípe otvoreného redleru. Dopravník tvoria dve reťaze, ktoré sú vedené cez napínacie a hnacie reťazové kladky. Horná vetva dopravníku sa kľže po podlahe rozmetadla a dolná vetva sa voľne pohybuje pod podlahou.

Dopravnú rýchlosť volím z rady podľa normy STN 26 2508 [14].

$$v_1 = 0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

3.5.1 FUNKČNÝ VÝPOČET DOPRAVNÍKU

V tejto kapitole si určíme vzťahy a hodnoty pre následné zvolenie pohonu dopravníka a typu reťazí.

Určenie maximálneho dopravného množstva

$$Q = 3,6 \cdot S_D \cdot v_1 \cdot \rho \cdot \psi \text{ [t}\cdot\text{hod}^{-1}] \quad (1)$$

$$Q = 3,6 \cdot B \cdot h \cdot v_1 \cdot \rho \cdot \psi$$

$$Q = 3,6 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 0,1 \cdot 1000 \cdot 0,9$$

$$Q = 534,6 \text{ t}\cdot\text{hod}^{-1}$$

kde:

Q	dopravované množstvo [t.hod ⁻¹]
S _D	pracovný prierez [m ³]
ρ	merná hmotnosť dopravovaného materiálu [kg.m ⁻³] čerstvý hnoj 700 – 800 kg.m ⁻³ , usadnutý hnoj 1000 – 1100 kg.m ⁻³ [15]
ψ	súčiniteľ zmenšenia pracovného prierezu ťažným orgánom; 0,9 – 0,95 [-]
B	šírka žľabu [m]
h	výška unášaného materiálu [m]

Výpočet výkonu hnacieho motora

$$P = \mu \cdot \frac{Q \cdot g \cdot L_D}{3,6} + 1000 \text{ [W]} \quad (2)$$

$$P = 0,6 \cdot \frac{534,6 \cdot 9,81 \cdot 3,6}{3,6} + 1000$$

$$P = 4146,7 \text{ W}$$

kde:

P výkon hnacieho motora [W]

μ súčiniteľ odporu [-]

g gravitačné zrýchlenie [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

L_D dopravná vzdialenosť [m]

Výpočet jednotlivých odporov**a) Odpor vplyvom trenia o podlahu**

$$F_1 = f \cdot q_1 \cdot g \cdot L_D \text{ [N]} \quad (3)$$

$$F_1 = 0,4 \cdot 1080 \cdot 9,81 \cdot 3,6$$

$$F_1 = 15256,5 \text{ N}$$

kde:

F_1 celkový odpor vplyvom trenia o podlahu [N]

f súčiniteľ šmykového trenia medzi materiálom a podlahou [-]

q_1 hmotnosť materiálu na 1 m^2 [kg]

b) Odpor vplyvom trenia materiálu o steny korby

$$F_2 = \rho \cdot f \cdot h^2 \cdot L_D \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_2 = 1000 \cdot 0,4 \cdot 1,1^2 \cdot 3,6 \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{40}{2} \right)$$

$$F_2 = 211,6 \text{ N}$$

kde:

F_2 celkový odpor vplyvom trenia materiálu o steny korby [N]

φ sypný uhol [°]

c) Odpor vplyvom trenia unášacej reťaze o podlahu

$$F_3 = f_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L_D \text{ [N]} \quad (5)$$

$$F_3 = 0,3 \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 3,6$$

$$F_3 = 211,9 \text{ N}$$

kde:

F_3 celkový odpor vplyvom trenia unášacej reťaze o podlahu [N]

f_1 súčiniteľ šmykového trenia medzi reťazou a podlahou [-]

q_2 hmotnosť dopravníka na 1 m² [kg]

d) Odpor vplyvom trenia unášacej reťaze o vratné vedenie

$$F_4 = f_1 \cdot q_2 \cdot L_D \text{ [N]} \quad (6)$$

$$F_4 = 0,3 \cdot 20 \cdot 3,6$$

$$F_4 = 21,6 \text{ N}$$

kde:

F_4 celkový odpor vplyvom trenia unášacej reťaze o vratné vedenie [N]

e) **Odpor napínacej reťazovej kladky**

$$F_5 = F_N \cdot \left(f_2 \cdot \frac{d}{D_1} + f_{\epsilon} \cdot \frac{d_1}{D_1} \right) \text{ [N]} \quad (7)$$

kde:

F_5 celkový odpor napínacej reťazovej kladky [N]

F_N napínacia sila [N]

f_2 súčiniteľ trenia unášacej reťaze [-]

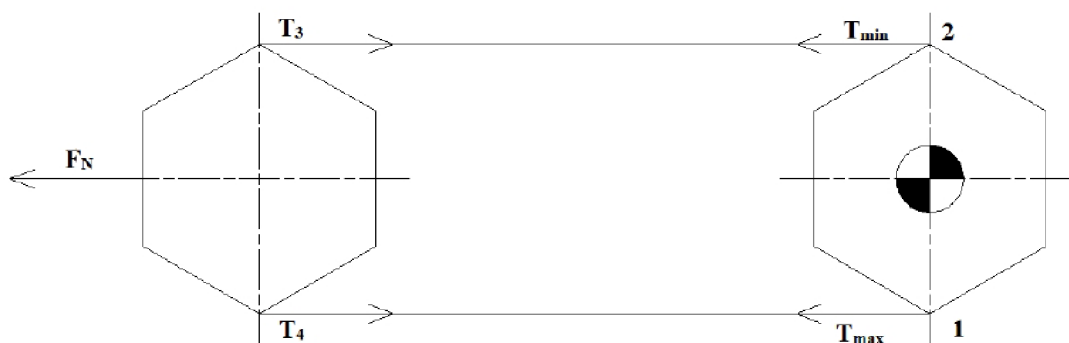
f_{ϵ} súčiniteľ čapového trenia [-]

d priemer čapu unášacej reťazovej kladky [m]

d_1 priemer čapu napínacej reťazovej kladky [m]

D_1 roztečný priemer napínacej reťazovej kladky [m]

Napínicu silu F_N (Obr. 16) zvolíme tak, aby minimálna sila v ťažnom elemente bola $T_{\min} = 1500 \div 3000 \text{ N}$.



Obrázok 16 Sily na dopravníku.

$$F_5 = 3043,2 \cdot \left(0,45 \cdot \frac{0,065}{0,12} + 0,05 \cdot \frac{0,065}{0,12} \right)$$

$$F_5 = 824,2 \text{ N}$$

f) Výpočet maximálnej sily v ťažnom elemente

$$T_{\max} = \frac{F_N}{2} + F_1 + F_2 + F_3 + F_5 \text{ [N]} \quad (8)$$

$$T_{\max} = \frac{3043,2}{2} + 15256,5 + 211,6 + 211,9 + 824,2$$

$$T_{\max} = 18025,8 \text{ N}$$

kde:

T_{\max} maximálna sila v ťažnom elemente [N]

g) Podmienka pre voľbu dvoch reťazí

$$T_{\max} \leq \frac{F_o}{1,5 \cdot k_p} \quad (9)$$

$$F_o = T_{\max} \cdot 1,5 \cdot k_p \text{ [N]} \quad (10)$$

$$F_o = 18025,8 \cdot 1,5 \cdot 4$$

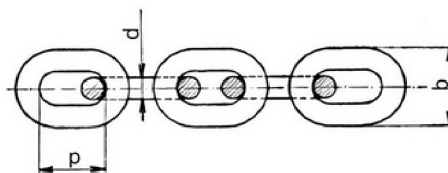
$$F_o = 108154,8 \text{ N}$$

kde:

F_o maximálna sila na dve reťaze [N]

k_p bezpečnosti proti opotrebeniu [-]

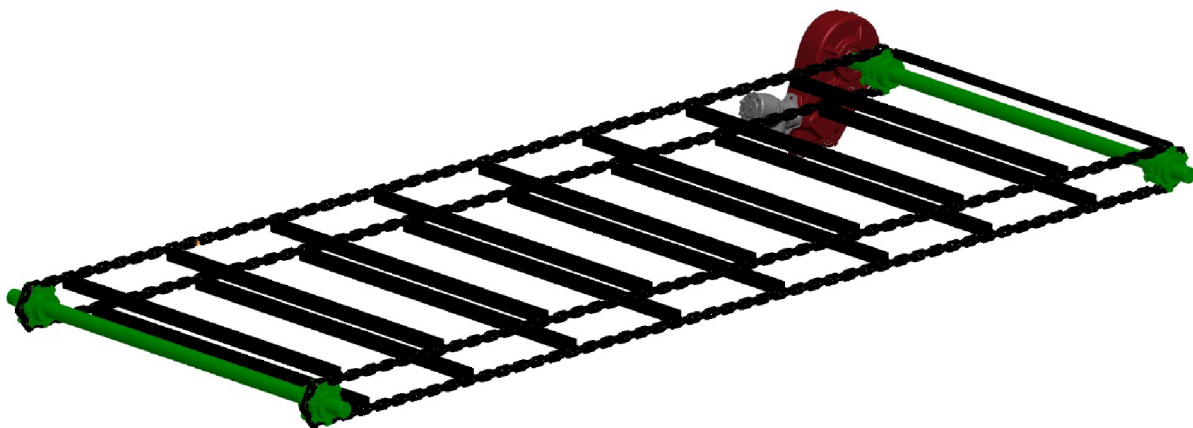
Na základe výpočtu volím krátkočlánkovú skúšanú kalibrovanú reťaz JAK 30 13 x 36 normy ČSN 20 3221.20 (Obr. 17). Zaťaženie na medzi pevnosti je 80 kN na jednu reťaz [16].



Obrázok 17 Reťaz JAK 30 13 x 36 [16].

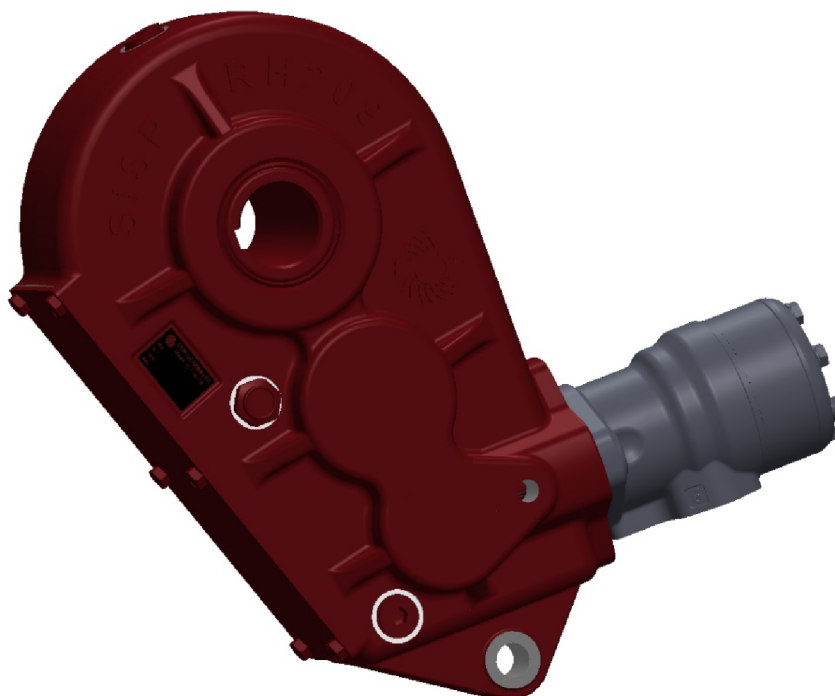
3.6 NÁVRH POHONU PODLAHOVÉHO DOPRAVNÍKA

Dopravník je pomocou prevodovky a hydromotoru poháňaný cez hnaciu hriadeľ a reťazové kladky. Na opačnej strane sa nachádza napínacia hriadeľ taktiež s reťazovými kladkami (Obr. 18). Možnosť napnutého dopravníka nám zaručuje uloženie napínacieho hriadeľa v šponovacích konzolách na ráme podlahy.



Obrázok 18 Podlahový dopravník.

Na základe výpočtov bola zvolená prevodovka od spoločnosti SISP s označením RH209 [17] a následne vhodný hydromotor Sauer&Danfoss OMR 125 [18] (Obr. 19).



Obrázok 19 Prevodovka RH209 a hydromotor OMR 125.

V tabuľkách sú uvedené základne parametre prevodovky RH209 (Tab. 3) a hydromotora OMR 125 (Tab. 4).

Tabuľka 3 Parametre prevodovky RH209 [17].

Prevodový pomer	Vstupné parametre				Výstupné parametre		
	Priemer Ø [mm]	Otáčky n [min ⁻¹]	Výkon P [kW]	Moment M _k [Nm]	Priemer Ø [mm]	Otáčky n [min ⁻¹]	Moment M _k [Nm]
1/30	25	540	6,5	116	50	18	3500

Tabuľka 4 Parametre hydromotora OMR 125 [18].

Geometrický objem V [cm ³]	Max. otáčky n [min ⁻¹]	Max. výkon P [kW]	Max. tlak p [MPa]	Max. prietok Q [l.min ⁻¹]
125,7	475	12,5	17,5	60

Hydromotor OMR 125 bol zvolený na základe vstupných otáčok prevodovky, ktorú sme volili podľa vypočítaného výkonu.

4 ZÁŤAŽOVÉ STAVY

Aby bolo možné zrealizovať pevnostnú analýzu, je nutné definovať záťažové stavy, ktoré sú vyvolané rôznymi silovými účinkami počas prevádzky zariadenia. Zameriame sa na štandardné stavy, ktoré reprezentujú státie, priama jazda konštantnou rýchlosťou, akcelerácia, prejazd zatáčkou a niekoľko možných variant brzdzenia.

Pre účely pevnostnej analýzy považujeme náklad o najvyššej možnej užitočnej hmotnosti stroja, čiže 6100 kg. Jedná sa o statkový hnoj, ktorý je rovnomerne naložený v korbe stroja po horný okraj bočnic.

Pre jednotlivé záťažové stavy sú určené koeficienty zrýchlenia (Tab. 5) pre pozemnú dopravu, ktoré sú predmetom normy ČSN EN 12195-1 kapitola 4. Táto norma je použiteľná len pre vozidlá s celkovou hmotnosťou vyššou ako 3500 kg, čo je vyhovujúce pre náš kontrolovaný prívies [19].

Tabuľka 5 Hodnoty koeficientov zrýchlenia [19].

Zajištění v	Koeficienty zrychlení				c _z , svisle dolů
	c _x , podélně		c _y , příčně		
	vpřed	vzad	pouze posunutí	naklápění	
podélném směru	0,8	0,5	–	–	1,0
příčném směru	–	–	0,5	0,5/0,6	1,0

4.1 STÁTIE, PRIAMA JAZDA KONŠTANTNOU RÝCHLOSŤOU

Pri státi alebo priamej jazde konštantnou rýchlosťou pôsobí na prívies gravitačné zrýchlenie v zvislom smere. Tým pádom sa pri tomto záťažovom stave neprejavia žiadne priečne ani pozdĺžne zrýchlenia. Počas priamej jazdy je ale prívies taktiež zaťažovaný rázovým zrýchlením v zvislom smere spôsobeným nerovnosťami na vozovke. Pri pevnostnej kontrole to nebudeme brať v úvahu za predpokladu, že tieto rázy budú pohltené pružnosťou pneumatík, ktoré nie sú predmetom analýzy.

Oba stavy sa nepovažujú za nebezpečné a nemali by sa pri nich pozorovať kritické miesta, respektíve napätia. Samozrejme je nevyhnutné overiť pravdivosť tohto tvrdenia.

4.2 AKCELERÁCIA

Akceleráciou vznikajú dva druhy zrýchlení. Okrem zvislého gravitačného zrýchlenia, pôsobí zrýchlenie v pozdĺžnom smere s hodnotou 0,5. Najvyššia hodnota zrýchlenia v pozdĺžnom smere je v okamihu rozbehu.

Pneumatiky prenášajú iba zvislé zaťaženie. Cez ťažné otočné oko je prenášaná pozdĺžna sila od ťažného vozidla.

Výpočet hodnoty zrýchlenia pre záťažový stav akcelerácia

$$a_A = c_{x \text{ vzad}} \cdot g \text{ [m.s}^{-2}\text{]} \quad (11)$$

$$a_A = 0,5 \cdot 9,81$$

$$a_A = 4,91 \text{ m.s}^{-2}$$

kde:

a_A zrýchlenie pre záťažový stav akcelerácia [m.s⁻²]

$c_{x \text{ vzad}}$ koeficient zrýchlenia v pozdĺžnom smere vzad [-]

4.3 PREJAZD ZATÁČKOU

Pri prejazde zatáčkou, pod čím si môžeme predstaviť pohyb po kružnici, nevzniká zrýchlenie v pozdĺžnom smere ale naopak, zrýchlenie v priečnom smere teda dostredivé zrýchlenie. Koeficient zrýchlenia v tomto prípade vyjadruje hodnotu 0,5.

Z charakteru záťažového stavu vyplýva, že pneumatiky prenášajú okrem zvislého zaťaženia aj priečnu silu a ťažné oko prenáša zvislú aj priečnu silu.

Výpočet hodnoty zrýchlenia pre záťažový stav prejazd zatáčkou

$$a_Z = c_y \cdot g \text{ [m.s}^{-2}\text{]} \quad (12)$$

$$a_Z = 0,5 \cdot 9,81$$

$$a_Z = 4,91 \text{ m.s}^{-2}$$

kde:

a_Z zrýchlenie pre záťažový stav prejazd zatáčkou [m.s⁻²]

c_y koeficient zrýchlenia v priečnom smere [-]

4.4 BRZDENIE

Záťažový stav brzdzenie sa delí na ďalšie tri podkategórie, ktoré môžu nastať pri nábehu brzdneho účinku alebo pri prípadnej poruche brzdneho systému. Vo všetkých podkategóriách vystupuje zrýchlenie v pozdĺžnom smere a tiažové zrýchlenie.

4.4.1 VYROVNANÉ BRZDENIE

Tento stav je z hľadiska bežnej premávky najbežnejší. Jedná sa o prípad, kedy dochádza k brzdzeniu ťažným vozidlom a zároveň aj prípojným vozidlom. Najvyššia hodnota zrýchlenia v pozdĺžnom smere je v okamihu spomaľovania súpravy s koeficientom zrýchlenia 0,8.

Pneumatiky prenášajú okrem zvislého zaťaženia taktiež brzdnu silu. Z dôvodu brzdeného príviesu v ťažnom oku neuvažujeme žiadnu silu v pozdĺžnom smere. V ťažnom oku sa ale vyskytuje sila v zvislom smere ako reakcia na snahu príviesu sa pri brzdení nakláňať vpred.

Výpočet hodnoty zrýchlenia pre záťažový stav vyrovnané brzdzenie

$$a_{BV} = c_{x \text{ vpred}} \cdot g \quad [\text{m.s}^{-2}] \quad (13)$$

$$a_{BV} = 0,8 \cdot 9,81$$

$$a_{BV} = 7,85 \text{ m.s}^{-2}$$

kde:

a_{BV} zrýchlenie pre záťažový stav vyrovnané brzdzenie [m.s^{-2}]

$c_{x \text{ vpred}}$ koeficient zrýchlenia v pozdĺžnom smere vpred [-]

4.4.2 BRZDENIE ŤAŽNÝM VOZIDLOM

Tento stav môže nastať pri poruche brzdového systému príviesu, ktorý nie je schopný núdzovo brzdiť alebo pri slabom brzdnom účinku príviesu.

V tomto záťažovom stave pneumatiky prenášajú iba zvisle zaťaženie a ťažné oko priečnu aj pozdĺžnu silu.

Veľkosť výsledného zrýchlenia nebude tak vysoká ako pri vyrovnanom brzdení, pretože je možnosť ju ponížiť o pomer najvyššej prípustnej hmotnosti ťažného vozidla a najvyššej prípustnej hmotnosti jazdnej súpravy podľa vyhlášky č. 209/2018 Sb. [8]. Zvoleným ťažným vozidlom bude traktor s najvyššou prípustnou hmotnosťou 4300 kg. Tým pádom maximálna hmotnosť jazdnej súpravy predstavuje 12300 kg.

Výpočet hodnoty zrýchlenia pre záťažový stav brzdienie ťažným vozidlom

$$a_{BTV} = \frac{m_{TV \max}}{m_{S \max}} \cdot c_{x \text{ vpred}} \cdot g \text{ [m.s}^{-2}\text{]} \quad (14)$$

$$a_{BTV} = \frac{4300}{12300} \cdot 0,8 \cdot 9,81$$

$$a_{BTV} = 2,74 \text{ m.s}^{-2}$$

kde:

a_{BTV} zrýchlenie pre záťažový stav brzdienie ťažným vozidlom [m.s⁻²]

$m_{TV \max}$ najvyššia prípustná hmotnosť ťažného vozidla [kg]

$m_{S \max}$ najvyššia prípustná hmotnosť jazdnej súpravy [kg]

4.4.3 BRZDENIE PRÍVESOM

Stav brzdienia len prívesom môžeme považovať za núdzový stav brzdienia. K tomuto stavu dôjde pri prerušení dodávky tlaku vzduchu medzi ťažným a prípojným vozidlom. Brzdny systém prívesu je navrhnutý tak, aby pri takejto poruche reagoval núdzovým brzdením a nevyhnutným brzdením prívesu.

Pneumatiky prenášajú zvisle zaťaženie a brzdnú silu. Ťažné otočné oko prenáša zvislú a zároveň aj pozdĺžnu silu. Pre výpočet pozdĺžnej sily bude hmotnosť vozidla nahradená maximálnou prípustnou hodnotou jazdnej súpravy, teda 12300 kg.

Veľkosť výsledného zrýchlenia nebude tak vysoká ako pri vyrovnanom brzdení. Hodnota bude ponížená ako predchádzajúcom prípade. Hmotnosť ťažného vozidla bude nahradená maximálnou prípustnou hmotnosťou prívesu, teda 8000 kg pre výpočet zrýchlenia.

Použitím najnižšej hmotnosti ťažného vozidla pre výpočet zrýchlenia a najvyššej prípustnej hmotnosti ťažného vozidla pre výpočet sily sme získali maximálne hodnoty zrýchlenia a sily aby sme pokryli možné kombinácie, ktoré môžu nastať.

Výpočet hodnoty zrýchlenia pre záťažový stav brzdenie príviesom

$$a_{BP} = \frac{m_{P_{\max}}}{m_{P_{\max}} + m_{TV a}} \cdot c_{x \text{ vpred}} \cdot g \text{ [m.s}^{-2}\text{]} \quad (15)$$

$$a_{BP} = \frac{8000}{8000 + 8000} \cdot 0,8 \cdot 9,81$$

$$a_{BP} = 3,92 \text{ m.s}^{-2}$$

kde:

a_{BP} zrýchlenie pre záťažový stav brzdenie príviesom [m.s⁻²]

$m_{P_{\max}}$ najvyššia prípustná hmotnosť príviesu [kg]

$m_{TV a}$ hmotnosť ťažného vozidla pre výpočet zrýchlenia [kg]

Výpočet pozdĺžnej sily v ťažnom otočnom oku

$$F_{TO} = \frac{m_{P_{\max}}}{m_{P_{\max}} + m_{TV F}} \cdot c_{x \text{ vpred}} \cdot g \cdot m_{TV F} \text{ [N]} \quad (16)$$

$$F_{TO} = \frac{8000}{8000 + 12300} \cdot 0,8 \cdot 9,81 \cdot 12300$$

$$F_{TO} = 38,04 \text{ kN}$$

kde:

F_{TO} sila v pozdĺžnom smere pôsobiaca na ťažné oko [N]

$m_{TV F}$ hmotnosť ťažného vozidla pre výpočet pozdĺžnej sily [kg]

5 PEVNOSTNÁ ANALÝZA KONŠTRUKCIE ROZMETADLA

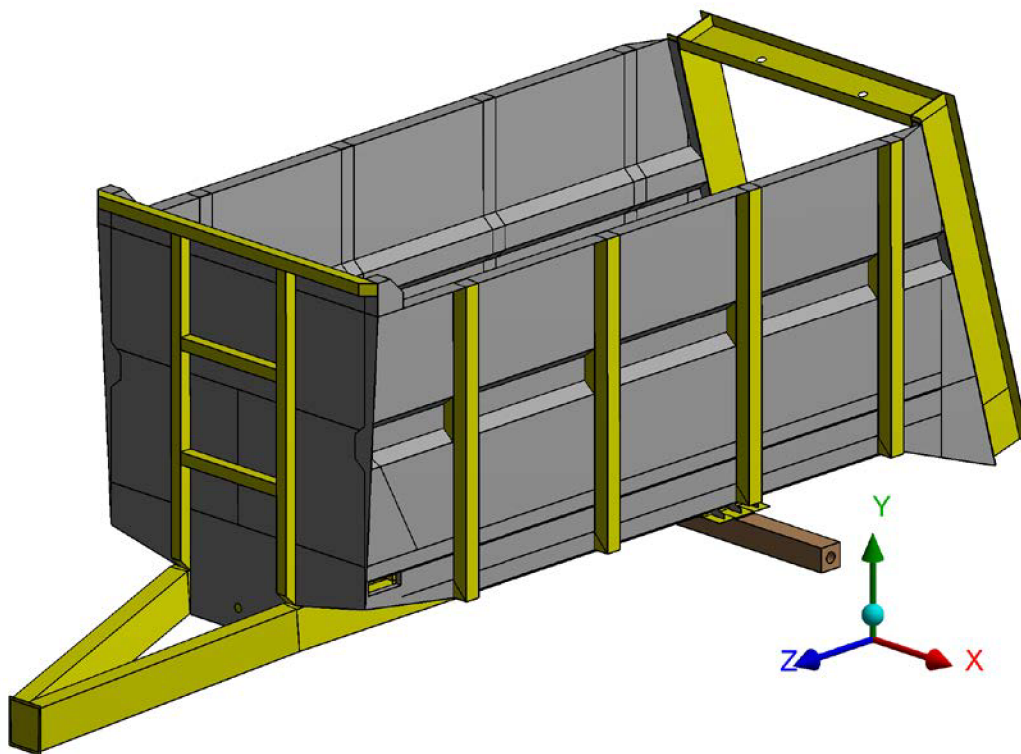
Pevnostná analýza tvorí nevyhnutnú časť práce. Pre pevnostnú analýzu bol použitý software Ansys Workbench. Výpočet nám na základe vstupných parametrov a okrajových podmienok dokáže identifikovať slabé a na druhej strane predimenzované miesta. Týmto postupom vieme konštrukčný návrh vhodne modifikovať. Pevnostná kontrola je riešená metódou konečných prvkov (MKP). Keďže sa jedná o samonosnú konštrukciu, tak predmetom výpočtu bude kompletný návrh konštrukcie rozmetadla. Konkrétne do výpočtu zahrnieme nosný rám, korbu a rám pre uloženie rozmetacích valcov.

Ostatné prvky koncepčného návrhu ako napríklad náprava alebo ťažné oko sú kupované a teda nie sú predmetom pevnostnej kontroly. Na druhej strane je nevyhnutné ich správne nahraďiť.

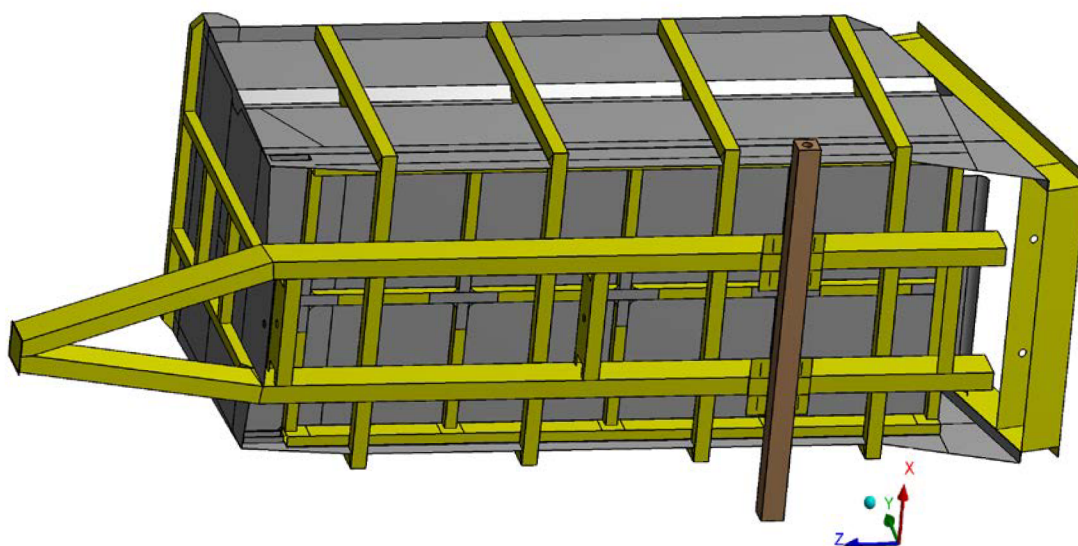
5.1 TVORBA MKP MODELU

Pre vytvorenie výpočtového modelu bolo v prvom rade dôležité vykonať úpravy modelového návrhu v prostredí Solidworks. Jednalo sa o odstránenie zaoblenia, skosenia profilov a odstránenie technologických prvkov. Tieto úpravy nemajú zásadný vplyv na výsledok analýzy. Následne sme upravený objemový model exportovali do programu Ansys Workbench. V tejto fáze sme daný model previedli na škrupinový model (Obr. 20) tvorený zo strednicových plôch, ktorým sú priradené vlastnosti ako je hrúbka steny a materiál.

Modelu bol priradený materiál, ktorý je kvôli názornosti farebne rozdelený (Obr. 20, 21). Materiály volené pre danú konštrukciu sú konštrukčná oceľ S355J0 (žltá) a vysokopevnostná oceľ Hardox 450 (sivá).

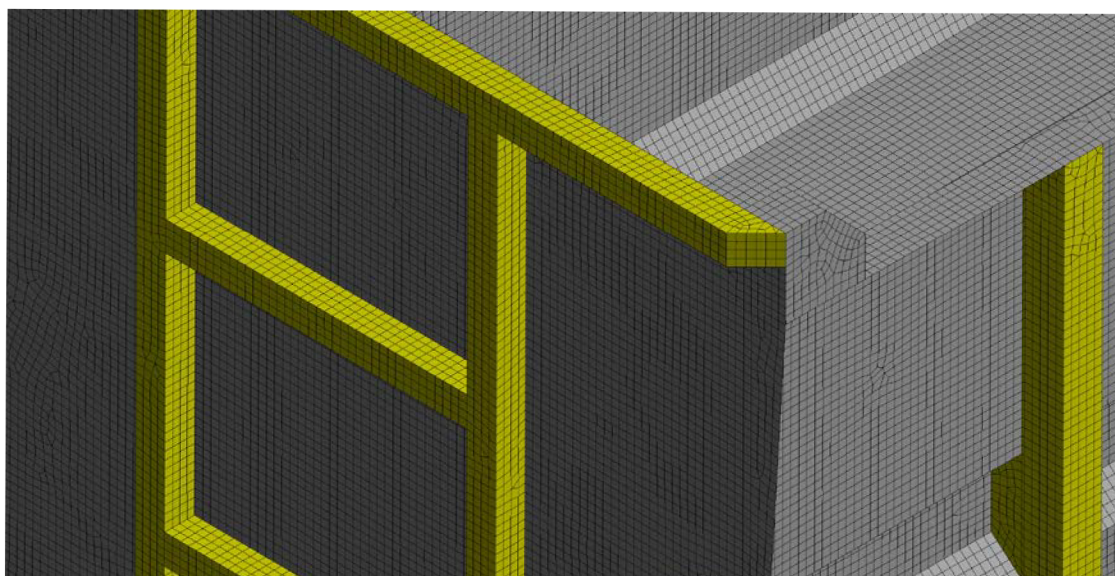


Obrázok 20 Škrupinový model - rozdelenie do materiálových skupín.



Obrázok 21 Rozdelenie do materiálových skupín - pohľad zdola.

Na strednicových plochách bola vytvorená sieť (mesh) (Obr. 22) pomocou štvoruzlových prvkov o veľkosti prvku 15 mm. Cieľom bolo vytvorenie siete dominantnej na tento typ prvku a v určitých oblastiach sa použila funkcia zjemnenia siete na problematickejší prvok alebo na prvok s menším rozmerom. Sieť je tvorená zo 196 507 prvkov a 577 794 uzlov.



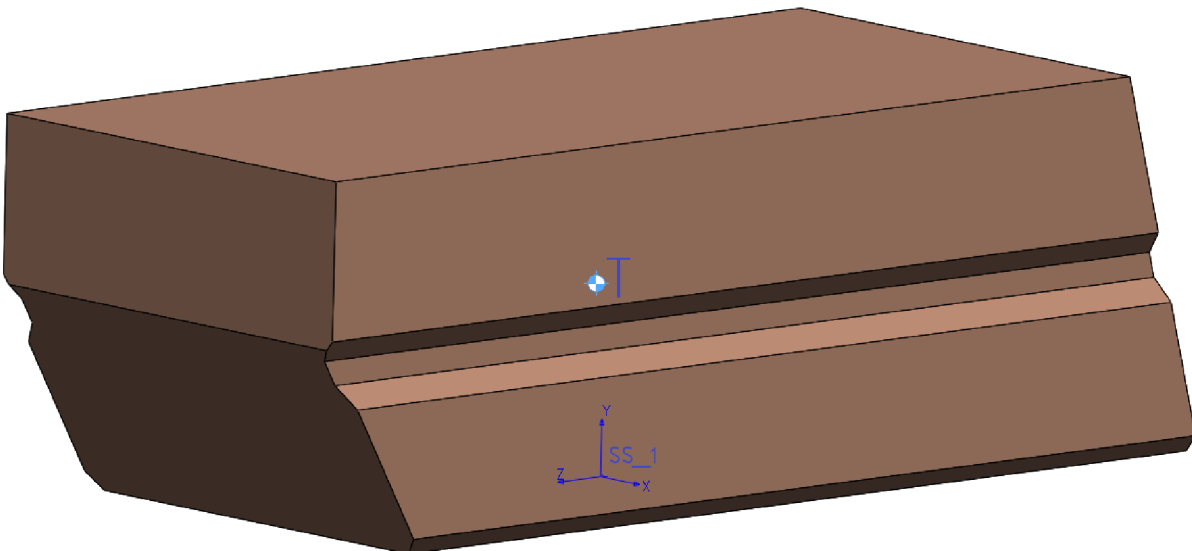
Obrázok 22 Detail siete.

5.2 NAHRADENIE VYBRANÝCH PRVKOV

V tejto kapitole budú uvedené prvky koncepčného návrhu, ktoré neboli premetom analýzy pri výpočte ale je nutnosťou ich správne nahradiť. Daným prvkom a súčastiam sa navolila správna funkčnosť alebo väzba, aby chovanie týchto prvkov čo najviac odpovedalo skutočnosti.

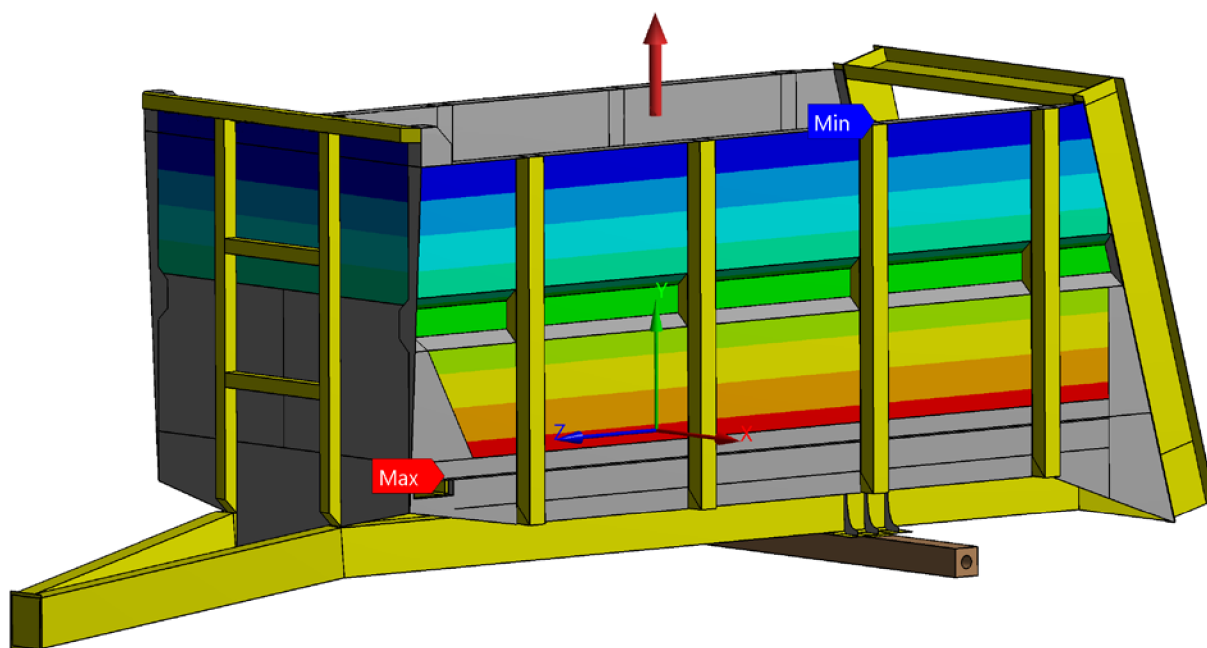
5.2.1 NÁKLAD

Pre zvolený typ nákladu, čo predstavuje vyzretý tuhý statkový hnoj, sme v prvom rade potrebovali určiť teoretické ťažisko nákladu. Pre jednoduchosť sme zvolili postup nasledovne. V prostredí programu Solidworks sme si namodelovali objem korby (Obr. 23), ktorému sme priradili správnu hustotu nákladu. Bod T [0;607;36,5] nám reprezentuje ťažisko nákladu vzhľadom k lokálnemu súradnému systému (SS_1). SS_1 sme si zvolil teoreticky v strede dna korby. Takto zvolený súradný systém nám slúžil na definovanie niekoľkých ďalších lokálnych súradných systémov.



Obrázok 23 Objem korby - ťažisko.

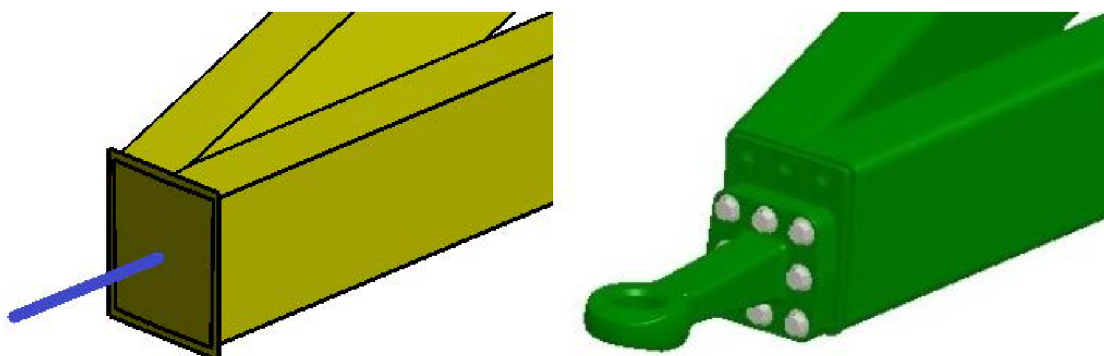
Ťažisko sme si určovali z dôvodu čo najpresnejšieho definovania nákladu v Ansys Workbench pomocou funkcie Hydrostatic pressure. Na obrázku 24 je znázornená náhrada nákladu s priradeným gravitačným zrýchlením. Taktiež môžeme vidieť červenú šípku, ktorá nám naznačuje voľný povrch z čoho vyplýva, že uvažujeme dokonalé plnú korbu s hladinou po okraj bočnice. Zobrazené hodnoty Min a Max odpovedajú teórií hydrostatického tlaku, teda s rastúcou hĺbkou tlak rastie. Pre každý zátťažový stav bol smer tzv. voľného povrchu a voľba plôch pôsobenia tlaku definovaná samostatne.



Obrázok 24 Náhrada nákladu.

5.2.2 ŤAŽNÉ ZARIADENIE

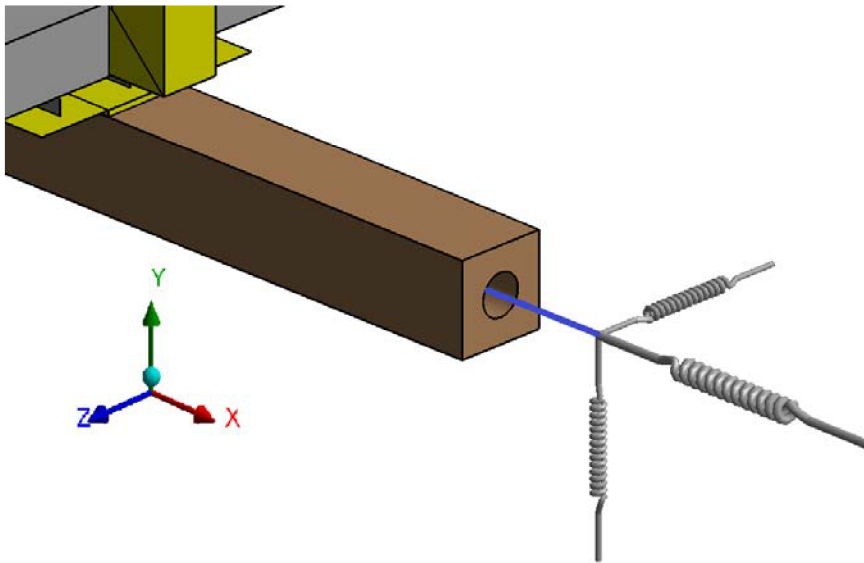
Ťažné zariadenie, v našom prípade otočné oko o priemere 50 mm tzv. agrohák je dodávané výrobcom a preto nie je predmetom pevnostnej analýzy. Je nahradené pomocou prvku Stiff Beam (tuhý prut), ktorého dĺžka zodpovedá reálnej vzdialenosti stredu ťažného oka a plechu upevnenia na rám stroja (Obr. 25). V mieste styku náhrady s plechom upevnenia je väzba Fixed, ktorá zamedzuje posuv a rotáciu v každom smere. Otočné oko reprezentuje funkcia Displacement.



Obrázok 25 Náhrada ťažného zariadenia.

5.2.3 RAMENÁ NÁPRAVY, PNEUMATIKY

Náprava spolu s pneumatikami (Obr. 26) je ďalším prvkom zostavy, ktorý nie je potrebné kontrolovať ale na druhej strane ho treba správne nahradiť kvôli správnosti výsledku. Pre zaväzbenie náhrady som v modeli ponechal nápravnicu, ktorá zodpovedá skutočnosti. Ramená nápravy sú nahradené pomocou prvku Stiff Beam a vo valcovej časti nápravnice im je pridelená väzba Revolute, ktorá zamedzuje posuvu vo všetkých smeroch a rotáciu umožňuje len okolo osi X. Následne pomocou funkcie Spring boli pneumatikám priradené tuhosti v pozdĺžnom a zvislom smere, a taktiež tuhosť pre bočné vedenie nápravy.



Obrázok 26 Náhrada nápravy a pneumatík.

Výpočet tuhosti pružiny nahradzujúcej pneumatiky

Tuhosť pneumatiky je vypočítaná na základe hodnôt z katalógového listu pneumatiky. Použité pneumatiky sú od spoločnosti Mitas o rozmere 405/70 – 20 s označením MPT-01 16 [10].

$$k_p = \frac{m_p \cdot g}{\Delta R} \text{ [N.mm}^{-1}\text{]} \quad (17)$$

$$k_p = \frac{3905 \cdot 9,81}{43}$$

$$k_p = 891 \text{ N.mm}^{-1}$$

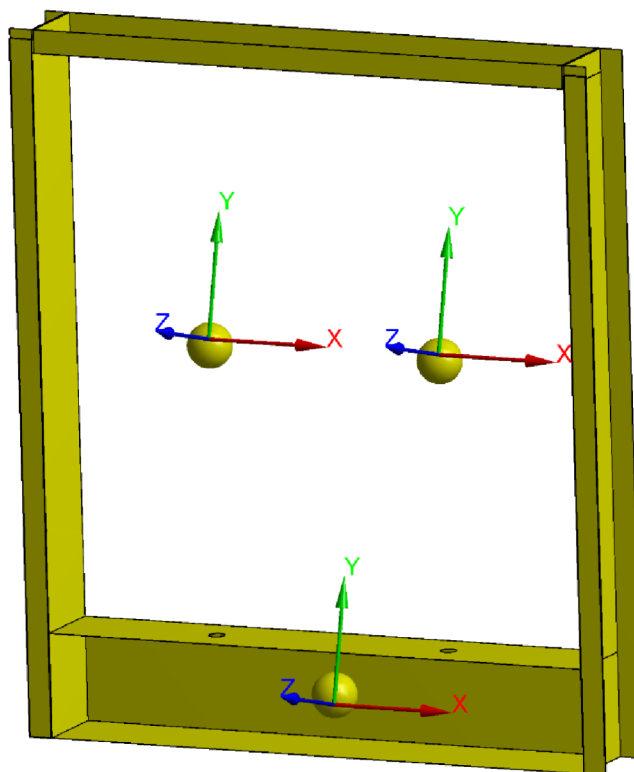
kde:

m_p maximálne zaťaženie pneumatiky pri predpísanom tlaku s predpísanou rýchlosťou 40 km/h [kg]

ΔR rozdiel statického nezaťaženého polomeru pri predpísanom tlaku a zaťaženého statického polomeru [mm]

5.2.4 ROZMETACIE VALCE A PREVODOVKA

Keďže majú spomenuté komponenty výraznú váhu, ktorá by mohla ovplyvniť výsledok boli taktiež nahradené. V programe Solidworks sme si našli ťažisko jak rozmetacích valcov, tak aj prevodovky. Následne v prostredí Ansys Workbench sme na základe zistených súradníc vytvorili tri lokálne súradné systémy. Lokálnym súradným systémom sme priradili prvky Point Mass (Obr. 27), ktoré reprezentujú hmotnosť jednotlivých komponentov. Týmto docielime presnejší výsledok pevnostnej kontroly.



Obrázok 27 Náhrada rozmetacích valcov a prevodovky.

6 VÝPOČET MEDZNÉHO STAVU ÚNOSNOSTI

Nosný rám stroja spolu s klanicami a rámom určeným na upevnenie rozmetacieho ústrojenstva sú vyrobené z konštrukčnej oceli S355J0 triedy 11 (11 523). Korba, rebrá na pätku nápravnice a spevnenie konštrukcie podlahy sú vyrobené z vysokopevnostnej ocele Hardox 450, ktorá je odolná voči oderu. Výpočet medzných stavov únosnosti odpovedá norme ČSN EN 1993-1-1 [20].

6.1 OCEĽ S355J0 (11 523)

Hodnota návrhovej pevnosti:

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} \text{ [MPa]} \quad (18)$$

$$f_{yd} = \frac{355}{1,15}$$

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

kde:

f_{yd} hodnota návrhovej pevnosti [MPa]

R_e medza klzu [MPa]

γ_M čiastkový súčiniteľ spoľahlivosti materiálu [-]

Dovolené napätie zahrňujúce dynamický súčiniteľ:

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} \text{ [MPa]} \quad (19)$$

$$f_D = \frac{309}{1,5}$$

$$f_D = 206 \text{ MPa}$$

kde:

f_D dovoľené napätie zahrňujúce dynamický súčiniteľ [MPa]

k_D dynamický súčiniteľ [-]

6.2 HARDOX 450

Hodnota návrhovej pevnosti:

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} \text{ [MPa]} \quad (20)$$

$$f_{yd} = \frac{1200}{1,15}$$

$$f_{yd} = 1043 \text{ MPa}$$

Dovolené napätie zahrňujúce dynamický súčiniteľ:

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} \text{ [MPa]} \quad (21)$$

$$f_D = \frac{1043}{1,5}$$

$$f_D = 695 \text{ MPa}$$

7 VÝSLEDKY PEVNOSTNEJ ANALÝZY

Na základe vyššie stanovených informácií, bola pevnostná analýza vykonaná v prostredí Ansys Workbench. Bolo kontrolovaných šesť záťažových stavov ako bolo spomenuté v kapitole 4. Keďže model je uvažovaný ako dokonalé tuhé teleso, môžeme predpokladať rovnaké rozloženie napätia na nosný rám za predpokladu použitia dvojnápravy tak ako aj za použitia jednej nápravy. Z toho dôvodu bola v rámci analýzy vykonaná náhrada iba jednej nápravy. Stav napätostí je určený podľa teórie HMM, čiže redukované napätie, ktorému v programe Ansys Workbench odpovedá napätie von Mises.

Objemový model bol pre výpočet nahradený modelom škrupinovým. Takto zhotovený model neobsahuje rádiusy a zvary. Táto skutočnosť nasvedčuje vzniku špičkových napätí pri spájaní dvoch a viacerých strednicových plôch. V takýchto oblastiach rastú hodnoty napätí teoreticky do nekonečna. Taktiež by sa odpozorovaná hodnota zvýšila za použitia jemnejšej siete s menšími elementmi. Preto je nereálne presne definovať hodnotu napätia v takejto oblasti a je dôležité túto oblasť pozorovať a zhodnotiť okolité napätie.

Problémom so špičkovým napätím by sa dalo predísť vytvorením reálneho objemového modelu, čo však vedie na skutočnosť radikálneho nárastu elementov a veľkej časovej náročnosti.

Pevnostná analýza nezahrňuje hodnoty deformácii, z dôvodu použitia niekoľkých pružín, ktoré by len tento výsledok skresľovali.

Z dôvodu dvoch materiálových skupín, ktoré sú farebne znázornené v kapitole 5 sú výsledky rozdelené za predpokladu použitia správneho rozsahu stupnice napätia pre konkrétnu materiálovú skupinu. Keďže náprava nie je predmetom pevnostnej kontroly bola vo výstupných obrázkoch analýzy skrytá.

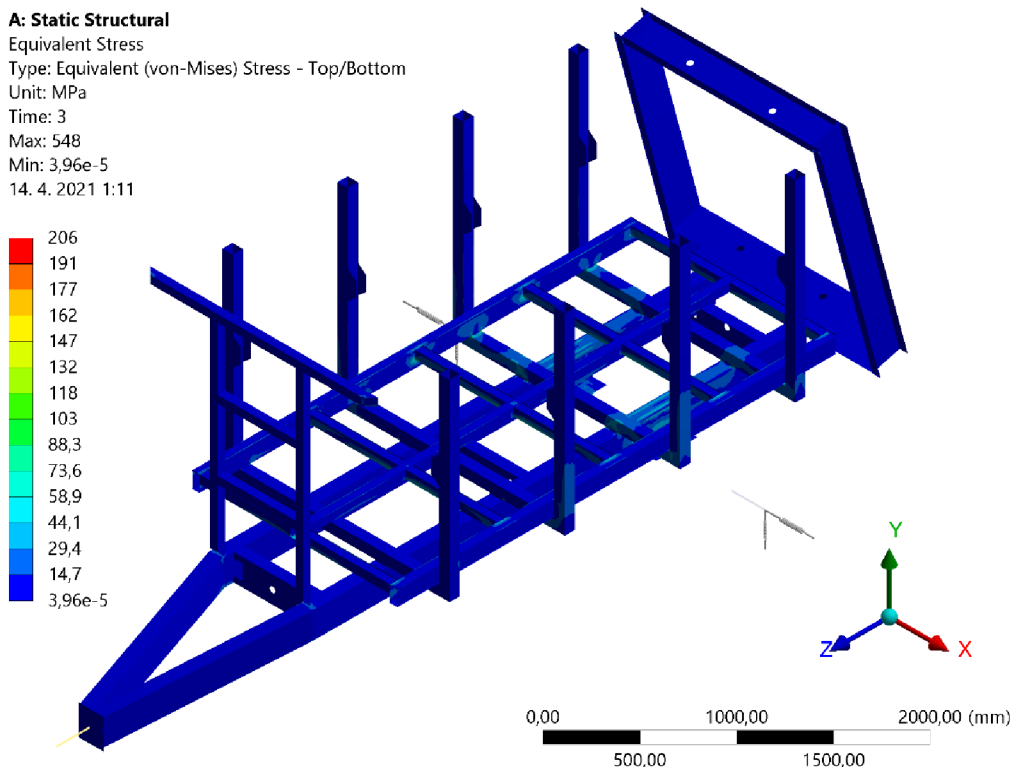
7.1 STÁTIE, PRIAMA JAZDA KONŠTANTNOU RÝCHLOSŤOU

Pri posudzovaní tohto stavu neočakávame veľké napätia, pretože model je zaťažený iba svojou hmotnosťou a hmotnosťou nákladu.

S355J0

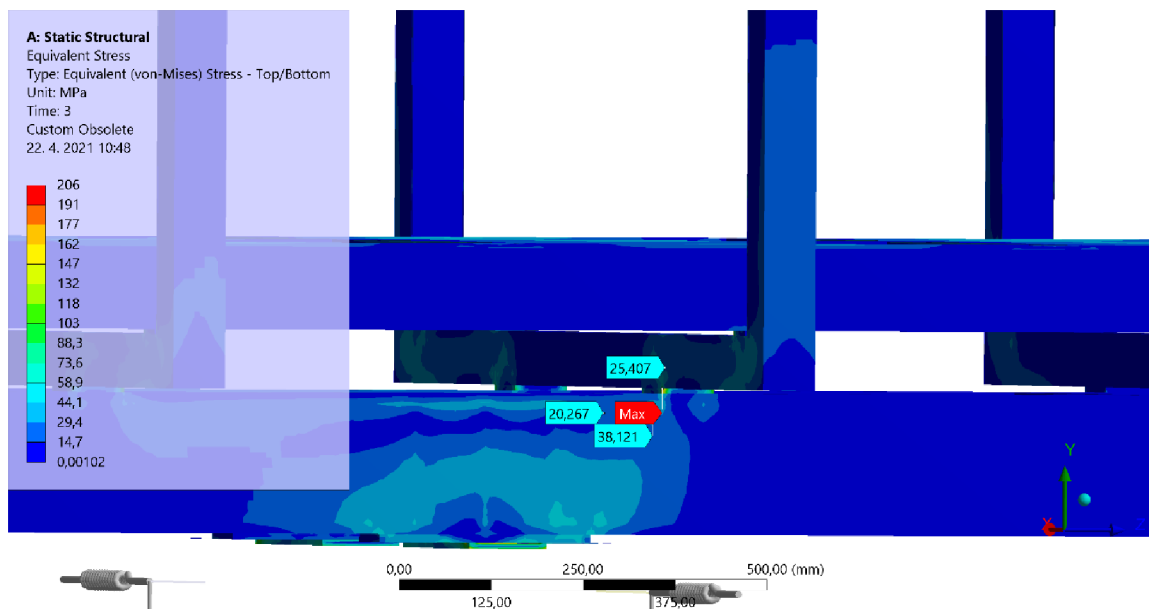
Na obrázku 28 môžeme vidieť stav napätia na danej materiálovej skupine.

Maximálna hodnota napätia predstavuje napät'ovú špičku v mieste spájania rámu podvozku s prvkom konštrukcie podlahy. Oblasť v okolí napät'ovej špičky nevykazuje vysoké hodnoty napätia a preto môžeme tento stav posúdiť ako vyhovujúci.



Obrázok 28 Státie, priama jazda; materiál S355J0 redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

Detail (Obr. 29) na miesto s maximálnou hodnotou napätia a jeho okolie.

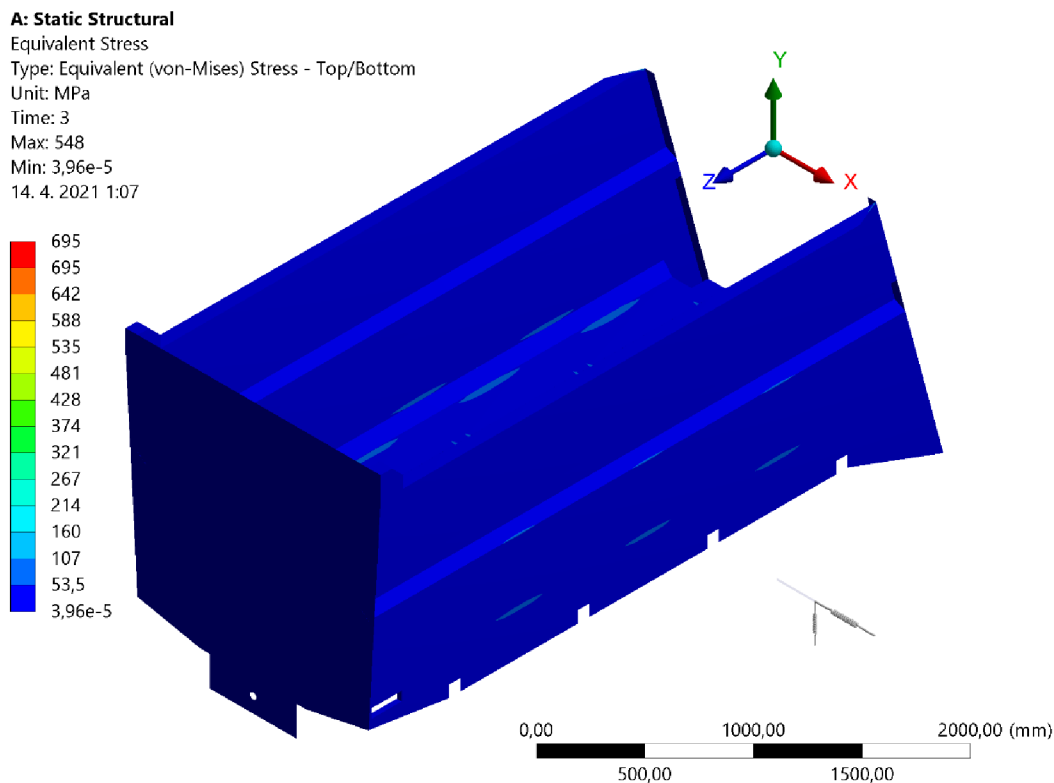


Obrázok 29 Státie, priama jazda - detail; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

Maximálna hodnota napätia predstavuje napäťovú špičku v mieste spájania rámu podvozku s prvkom konštrukcie podlahy. Oblasť v okolí napäťovej špičky nevykazuje vysoké hodnoty napätia a preto môžeme tento stav posúdiť ako vyhovujúci.

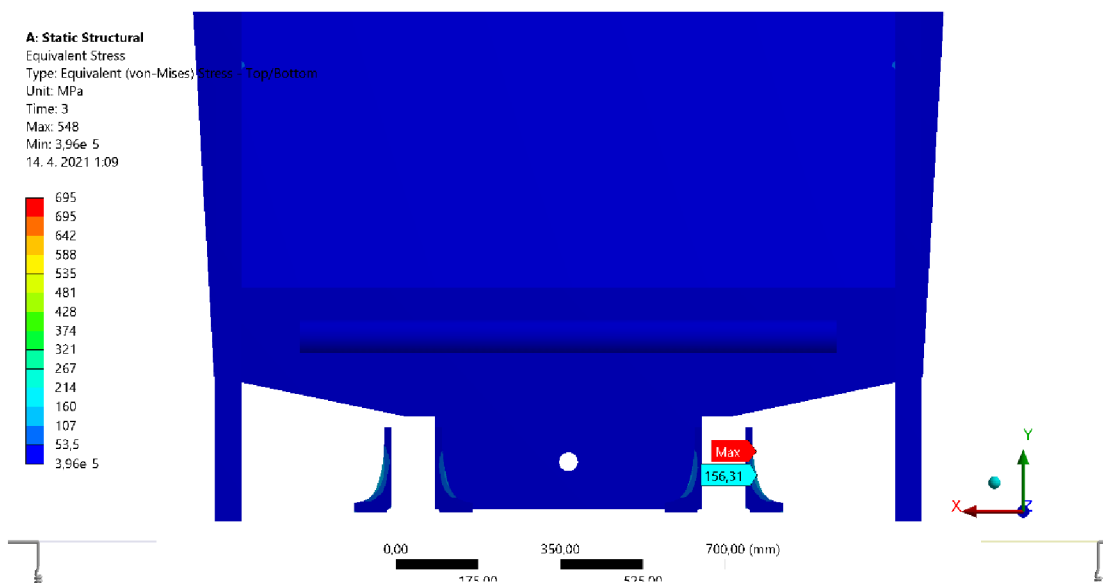
Hardox 450

Na korbe, ktorá spadá do tejto materiálovej skupiny bolo napätie rovnomerne rozložené na plechu podlahy a bočnice boli symetricky zaťažené čo môžeme vidieť na výsledku (Obr. 30).



Obrázok 30 Státie, priama jazda; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.

Miesto s maximálnym napätím predstavovalo rebro na pätke pre nápravu (Obr. 31). Maximálna hodnota 156 MPa sa rozloží na rádiuse rebra. Táto hodnota nepresahuje návrhovú medzu pevnosti a stav môžeme posúdiť ako vyhovujúci.



Obrázok 31 Státie, priama jazda - detail; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.

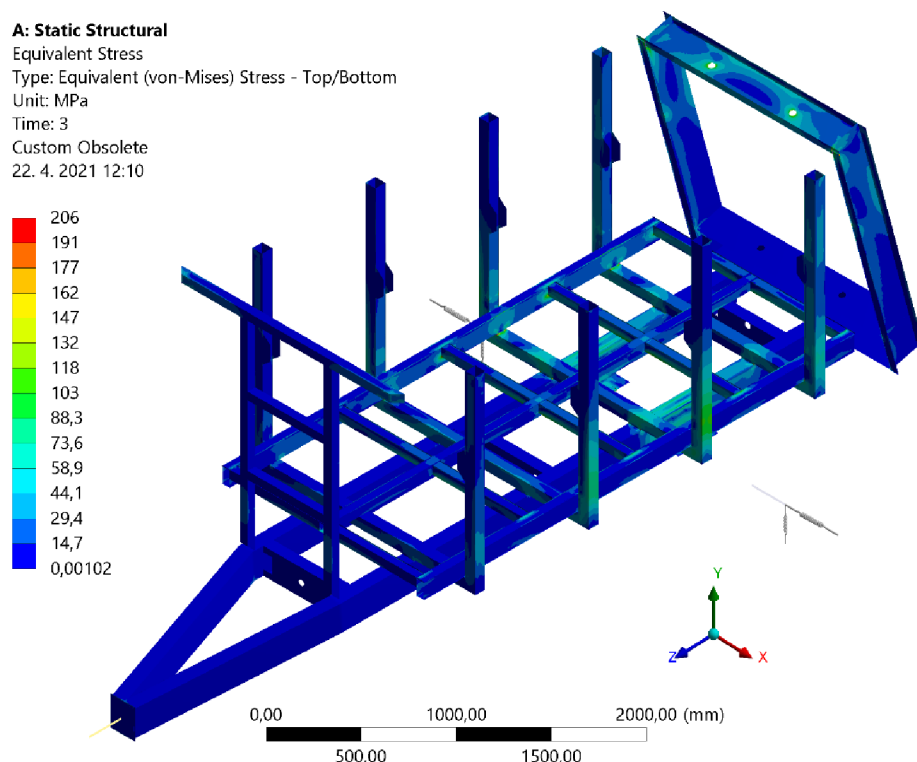
7.2 AKCELERÁCIA

Absenciu zadného čela sme nahradili pomocou funkcie Remote Point, aby sme boli schopní tento záťažový stav simulovať. Podľa očakávaní je najviac namáhaná zadná časť stroja spolu s rámom pre uloženie rozmetacieho ústrojenstva.

S355J0

Na obrázku 32 môžeme vidieť stav napätia na danej materiálovej skupine.

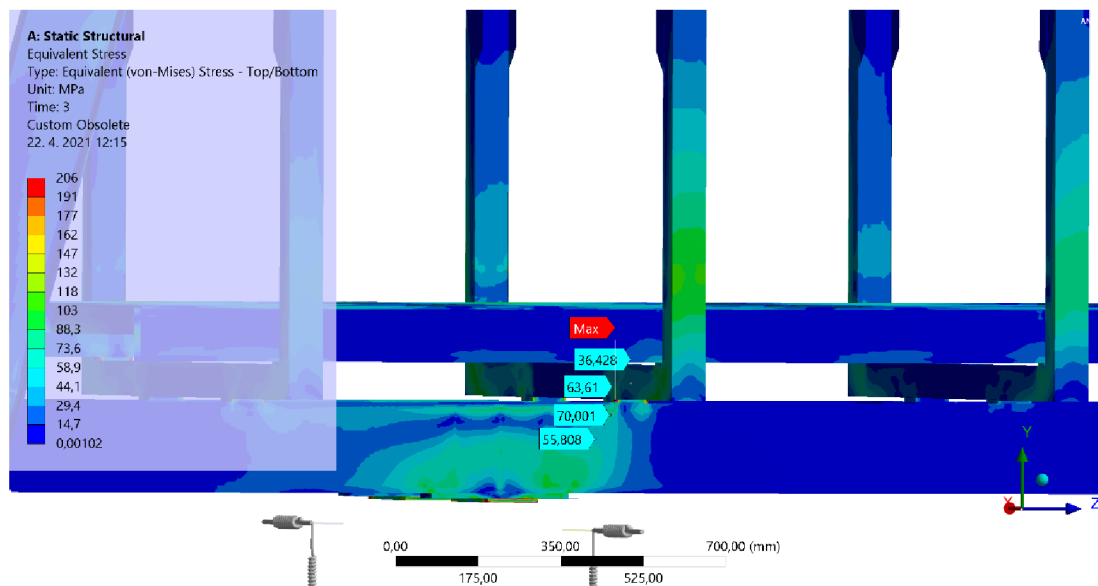
Kritickým miestom, teda miestom kde bola hodnota napätia najvyššia je opäť spoj pozdĺžneho nosníka s konštrukciou podlahy.



Obrázok 32 Akcelerácia; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

Maximálna hodnota napätia predstavuje napät'ovú špičku v mieste spájania rámu podvozku s prvkom konštrukcie podlahy. Oblasť v okolí napät'ovej špičky nevykazuje vysoké hodnoty napätia a preto môžeme tento stav posúdiť ako vyhovujúci.

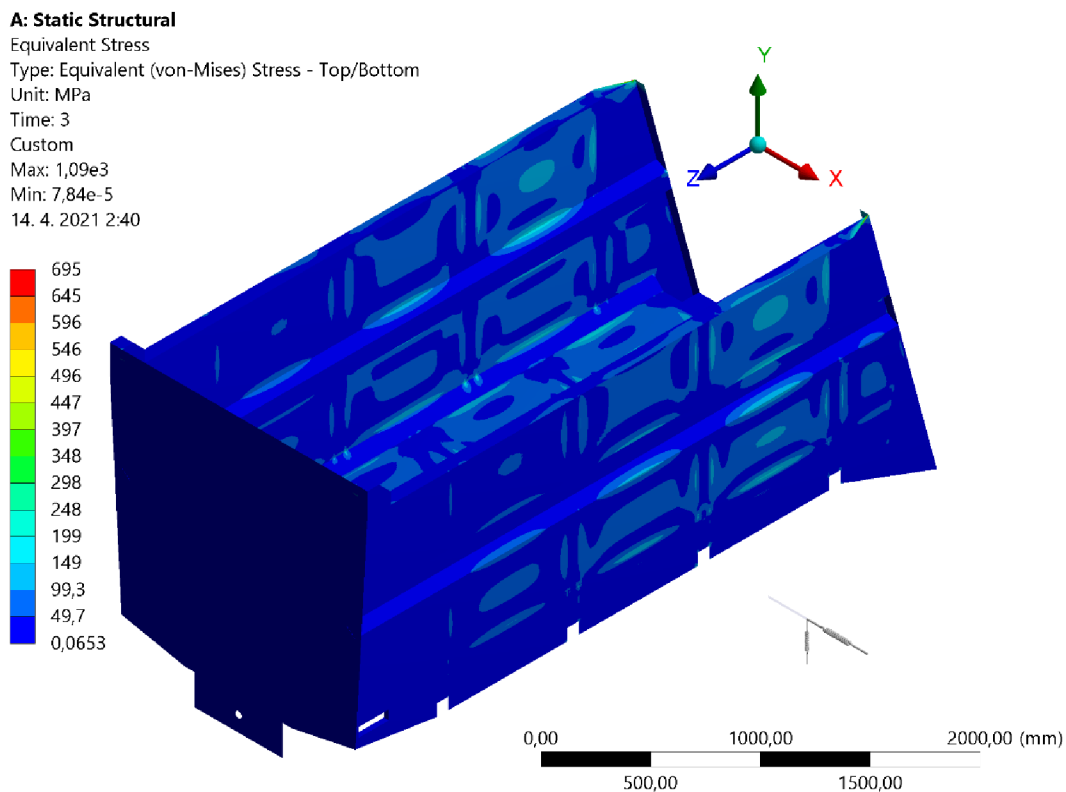
Detail (Obr. 33) na miesto s maximálnou hodnotou napätia a jeho okolie.



Obrázok 33 Akcelerácia - detail; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

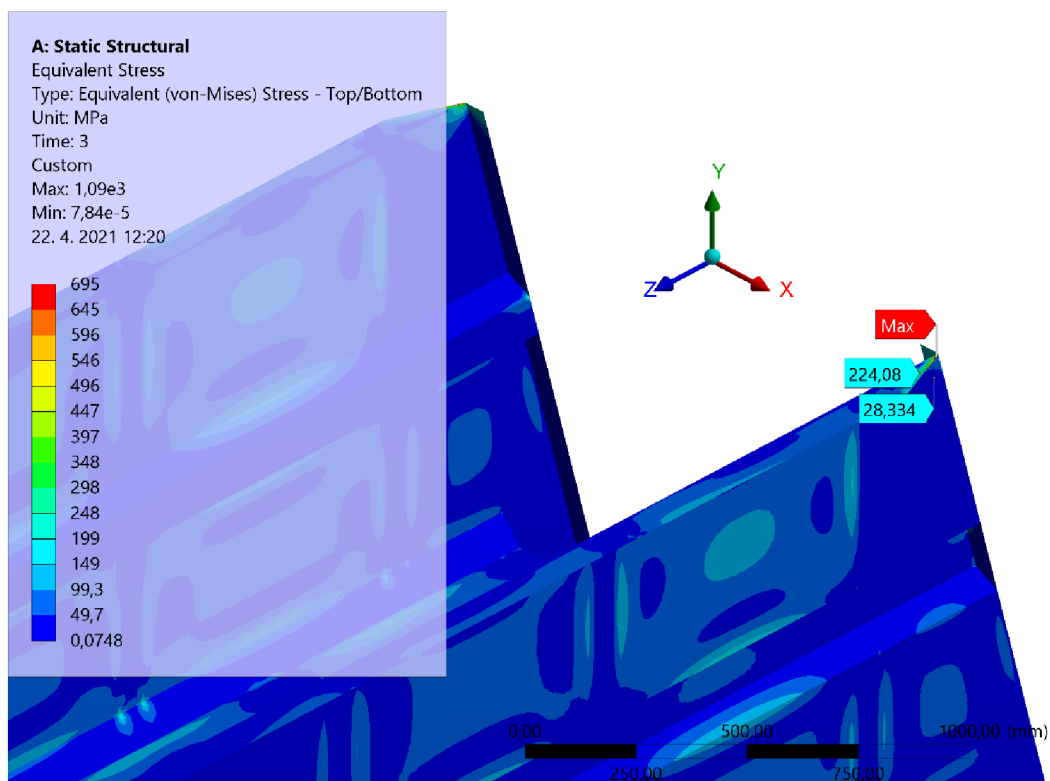
Hardox 450

Napätie na korbe bolo symetrický rozložené na obe bočnice v zadnej časti korby (Obr. 34).



Obrázok 34 Akcelerácia; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.

Maximálna hodnota napätia sa nachádza v blízkej oblasti spájania korby s rámom pre rozmetacie valce (Obr. 35). Toto napätie je špičkové a okolie vykazuje podstatne nízke hodnoty vzhľadom na hodnotu medzného stavu únosnosti. Tým pádom môžeme tento stav považovať za vyhovujúci.



Obrázok 35 Akcelerácia - detail; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.

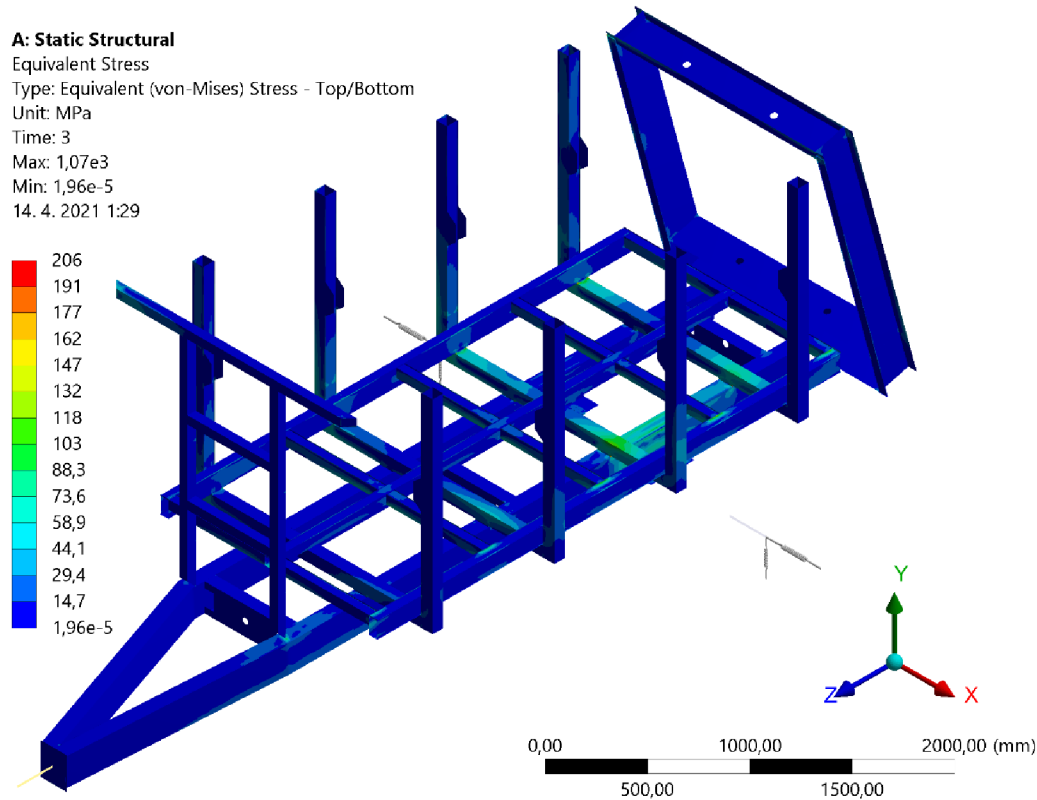
7.3 PREJAZD ZATÁČKOU

Podľa charakteru záťažového stavu očakávame najvyššie hodnoty napätia na vonkajšej strane modelu v závislosti na konfigurácii vstupných parametrov. Nami zvolený prejazd ľavotočivou zatáčkou ovplyvní teda pravú stranu modelu.

S355J0

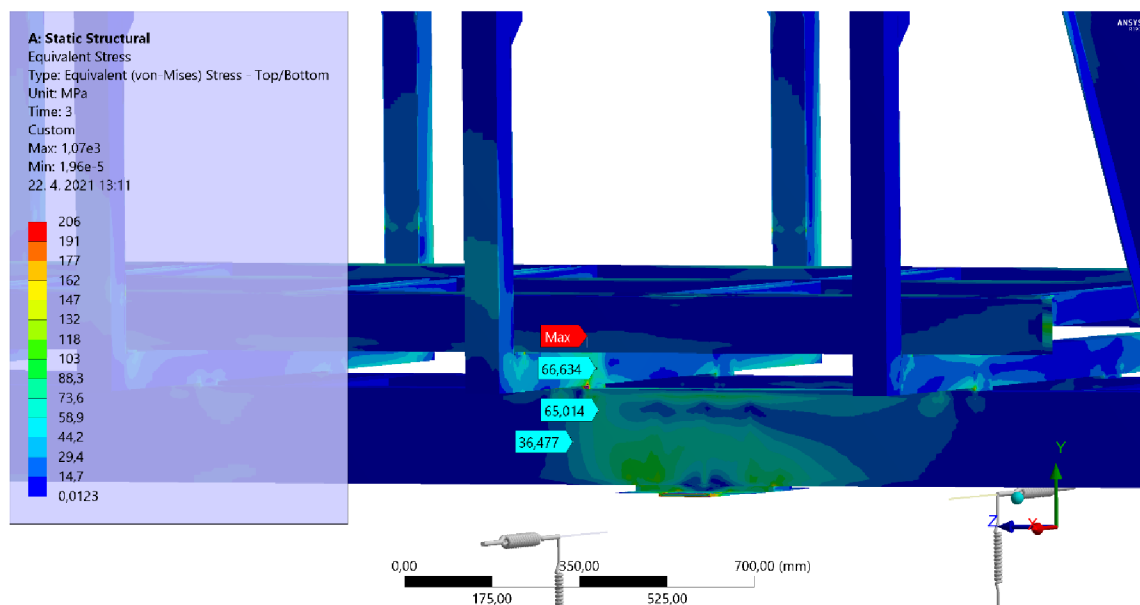
Na obrázku 36 môžeme vidieť priebeh napätia na danej materiálovej skupine.

Hodnota s maximálnym napätím je ako pri predošlých stavoch na spoji pozdĺžneho profilu podvozového rámu s prvkom tvoriacim konštrukciu podlahy. Jedná sa opäť o špičkové napätie a okolie tohto miesta nevykazuje vysoké hodnoty napätia. Z toho dôvodu môžeme tento stav považovať za vyhovujúci.



Obrázok 36 Prejazd zatáčkou; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

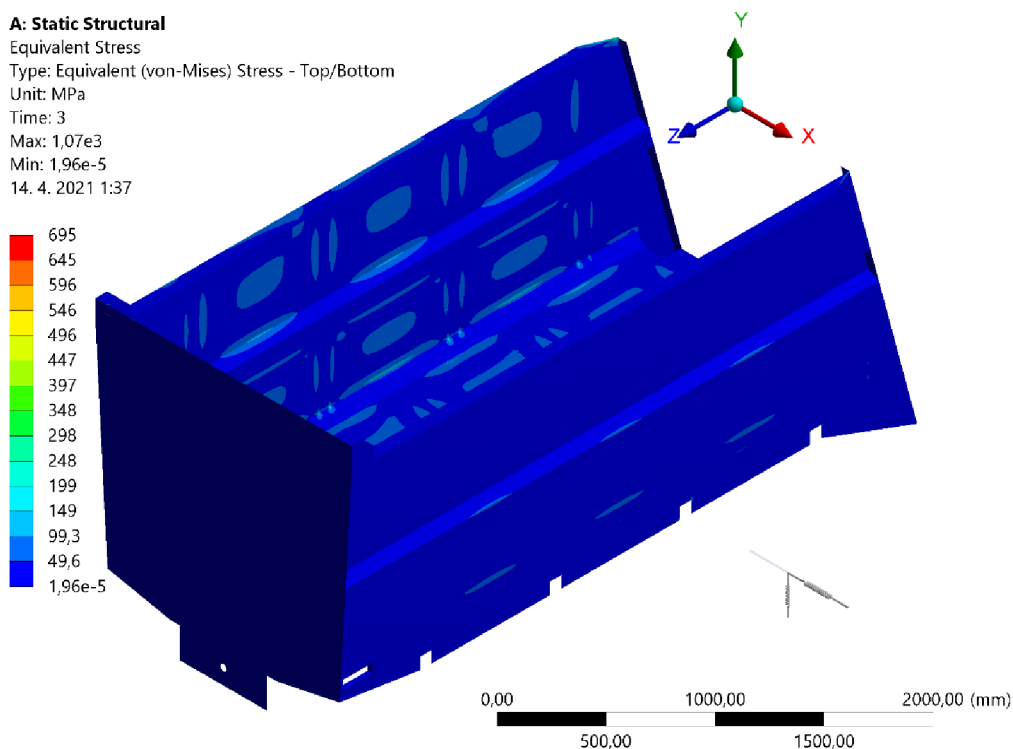
Na detailnom obrázku 37 môžeme vidieť označené miesto s maximálnou hodnotou a jeho okolie.



Obrázok 37 Prejazd zatáčkou - detail; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

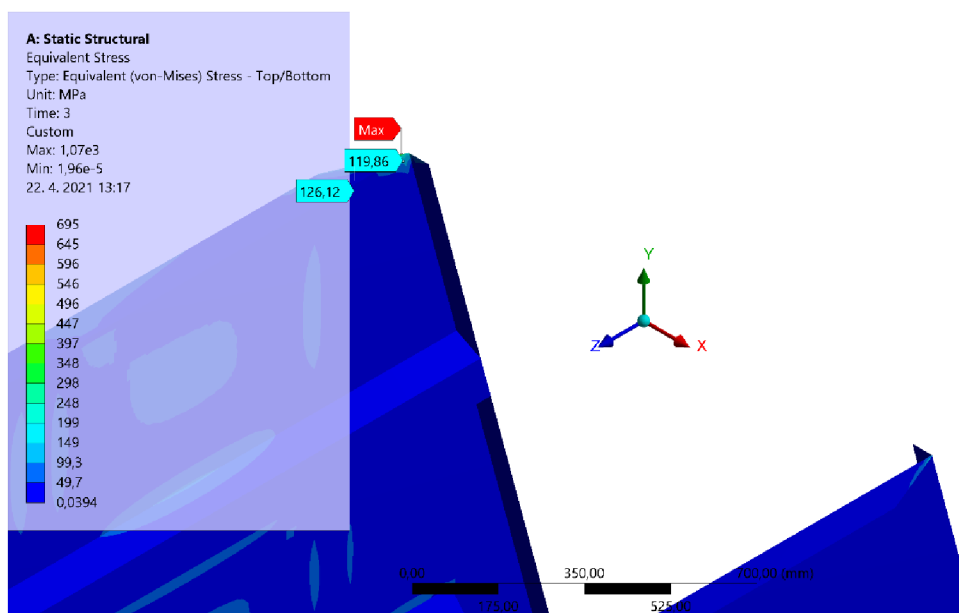
Hardox 450

Na obrázku 38 môžeme vidieť rozloženie napätia na spomínanej pravej bočnici.



Obrázok 38 Prejazd zatáčkou; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.

Miesto s najvyššou hodnotou napätia (Obr. 39) je v oblasti spájania korby s rámom rozmetacích valcov. Táto hodnota predstavuje špičkové napätie, pričom okolie s hodnotami podstatne nižšími ako je hodnota medzného stavu únosnosti. Tým pádom môžeme tento stav považovať za vyhovujúci.



Obrázok 39 Prejazd zatáčkou - detail; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.

7.4 BRZDENIE

V tejto kapitole sa budeme venovať konkrétne trom, už spomínaným, druhom brzdienia. Bude sa jednať o vyrovnané brzdienie, čo znamená že príves a ťažné vozidlo brzdia zároveň, brzdienie ťažným vozidlom a nakoniec brzdienie prívesom alebo núdzové brzdienie.

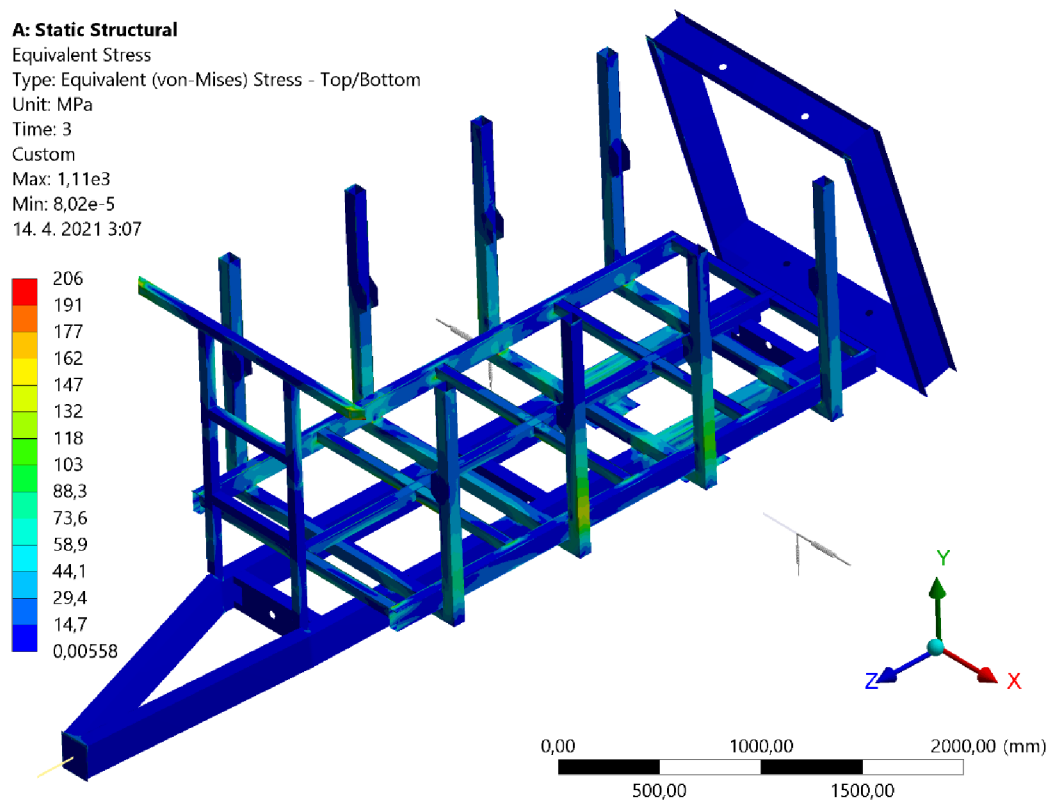
Výsledky najvyšších napätí vznikali pri vyrovnanom brzdení, čo viedlo k modifikácií a spevneniu určitých prvkov modelu rozmetadla.

7.4.1 VYROVNANÉ BRZDENIE

Ako bolo spomenuté, tento druh záťažového stavu predstavoval pre model najväčšie hodnoty napätia z dôvodu vypočítanej hodnoty zrýchlenia v pozdĺžnom smere. Hodnota zrýchlenia bola spomedzi všetkých zrýchlení vypočítaných pre stavy brzdienia najvyššia, konkrétne s hodnotou $7,85 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

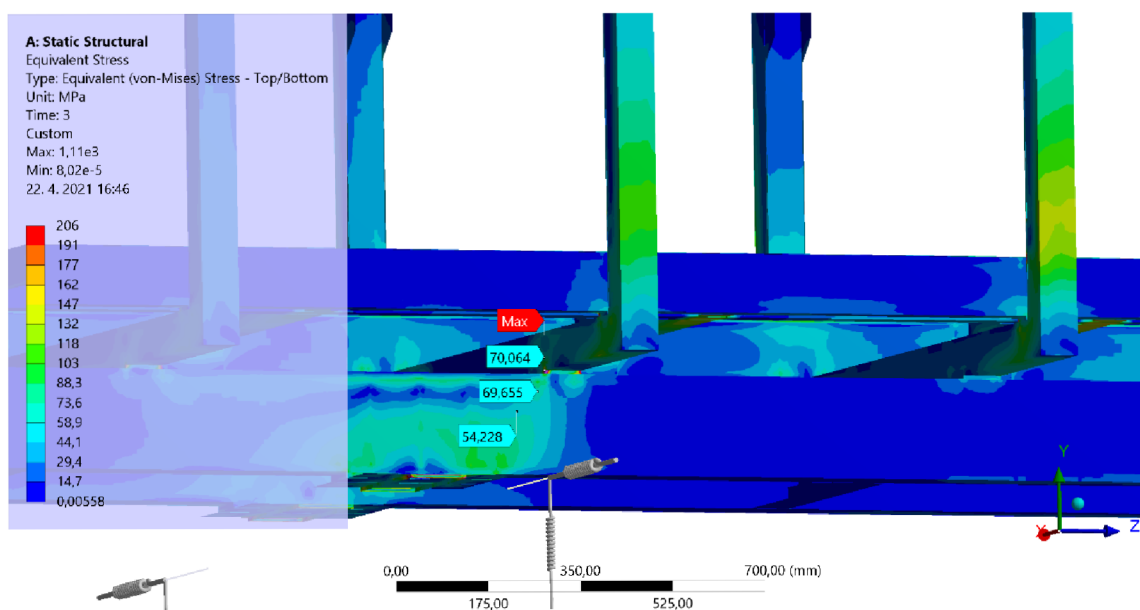
S355J0

Na obrázku 40 môžeme vidieť priebeh napätia na danej materiálovej skupine.



Obrázok 40 Vyrovnané brzdienie; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

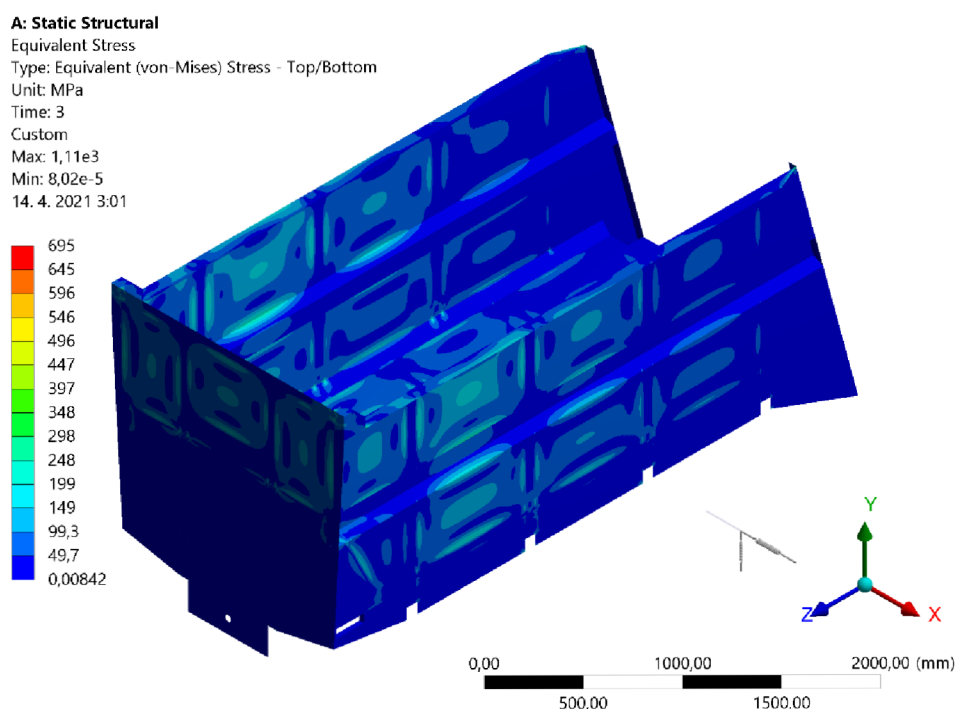
Podľa charakteru stavu môžeme usúdiť že najviac namáhaná bude predná časť modelu. Maximálna hodnota (Obr. 41) je opäť na spoji pozdĺžneho nosníka podvozkového rámu s konštrukciou podlahy. Hodnota predstavuje špičkové napätie ale okolie nepresahuje hodnoty stanovené návrhovou medzou únosnosti. Na základe tohto zistenia môžeme stav považovať za vyhovujúci.



Obrázok 41 Vyrovnané brzdenie - detail; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

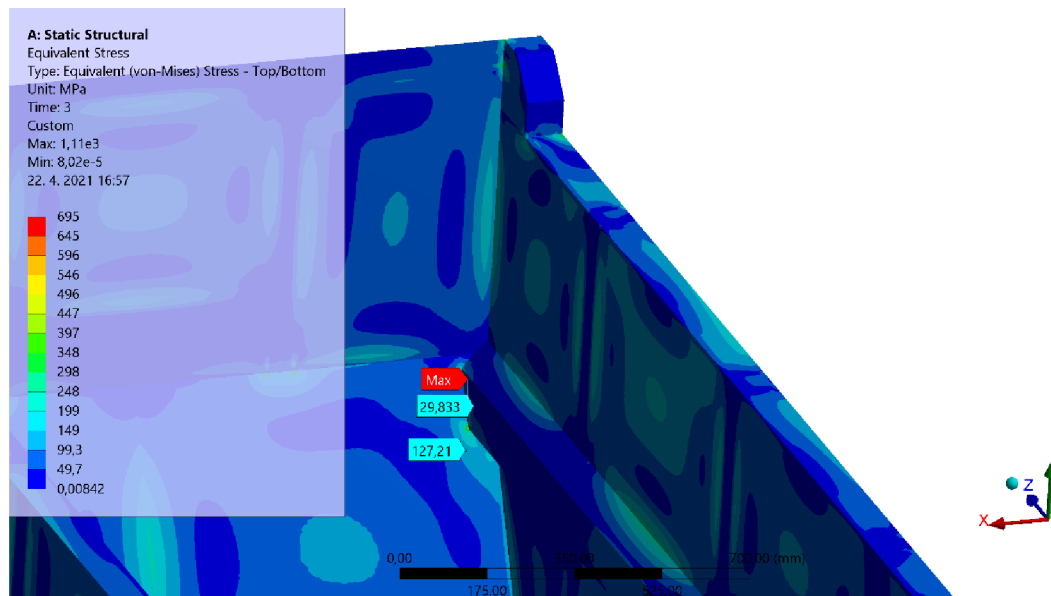
Hardox 450

Pri tejto materiálovej skupine je najviac namáhaná predná oblasť korby (Obr. 42)



Obrázok 42 Vyrovnané brzdenie; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

Maximálna hodnota napätia (Obr. 43) na korbe bola v mieste styku zrážacieho štítu a ohybu na bočnici, ktorý je určený na spevnenie bočnice. Táto hodnota odpovedá špičkovému napätiu a okolie tohto bodového napätia nepresahuje stanovenú medzu únosnosti. Stav môžeme považovať za vyhovujúci.



Obrázok 43 Vyrovnané brzdenie - detail; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

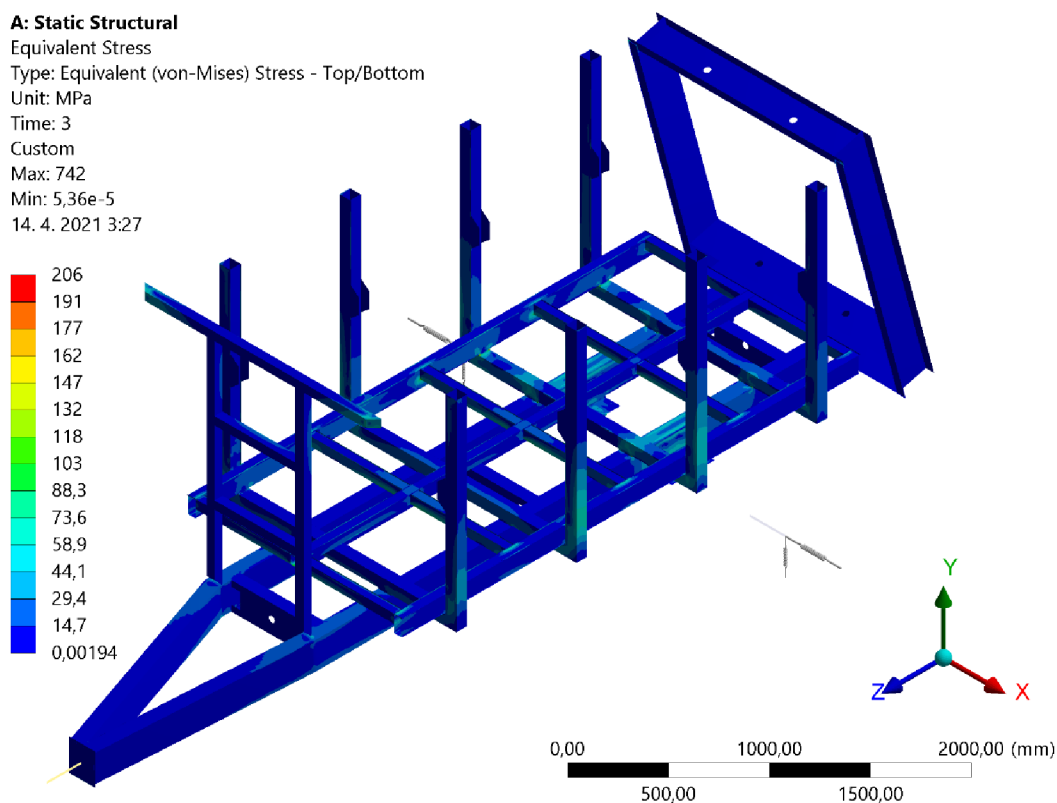
7.4.2 BRZDENIE ŤAŽNÝM VOZIDLOM

Pri tomto záťažovom stave sa neprejavili nejak závažné hodnoty napätí, tak ako sme aj predpokladali.

S355J0

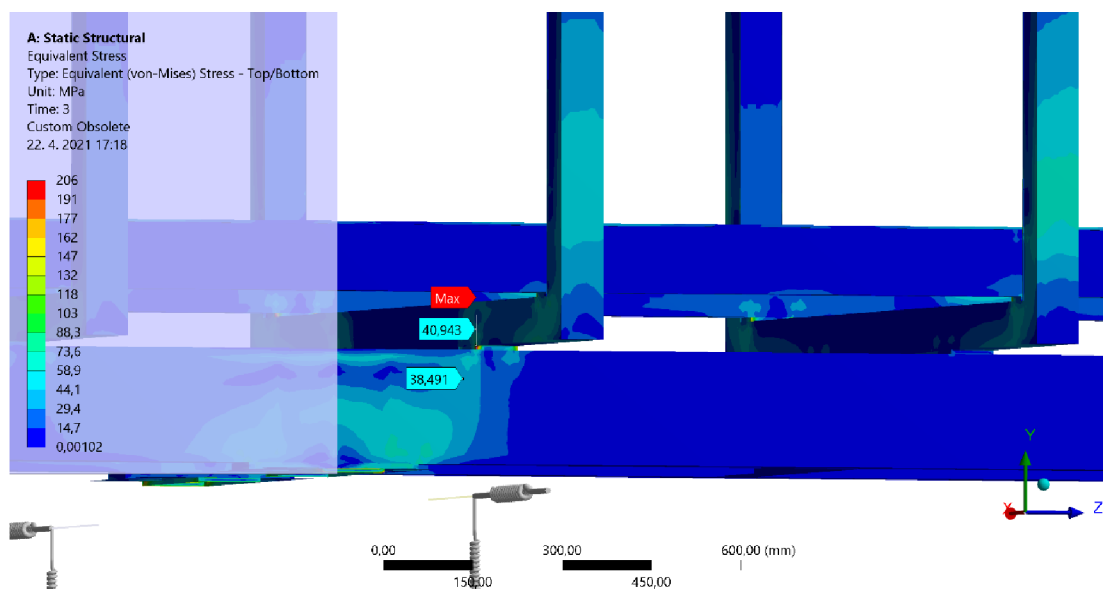
Priebeh napätia tejto materiálovej skupiny je zobrazený na obrázku 44.

Kritickým miestom aj pri tomto druhu brzdenia je opäť spoj pozdĺžneho nosníka rámu a prvku konštrukcie podlahy. Okolie špičkového napätia nepresahuje stanovenú medzu únosnosti, tým pádom môžeme stav posúdiť ako vyhovujúci.



Obrázok 44 Brzdenie ťažným vozidlom; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

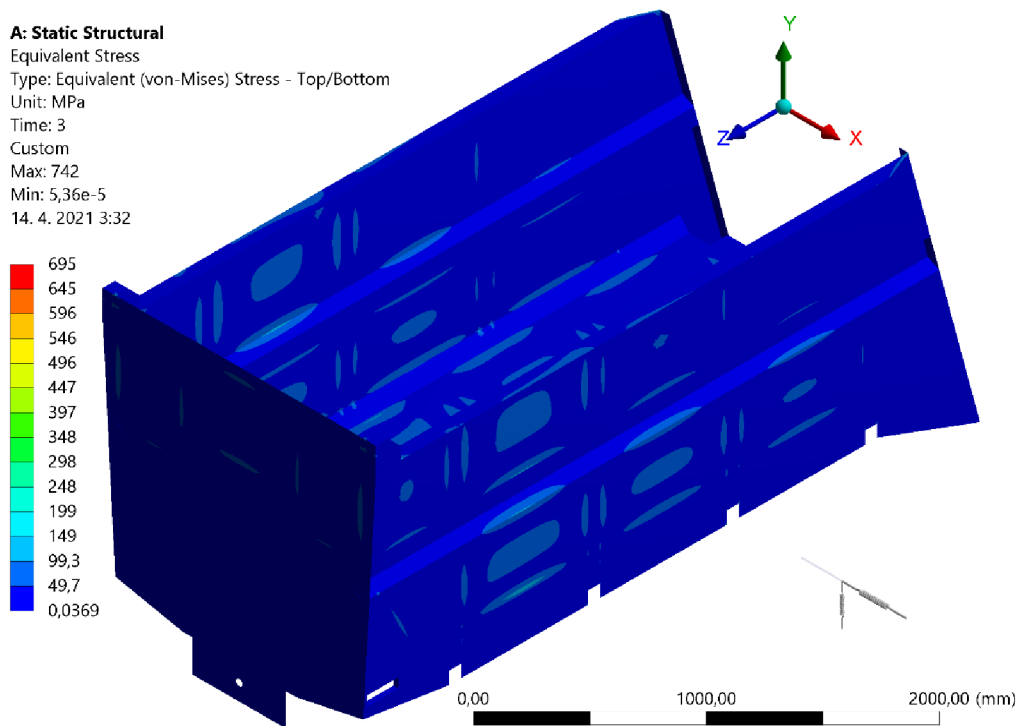
Detailný pohľad (Obr. 45) na kritické miesto so špičkovým napätím.



Obrázok 45 Brzdenie ťažným vozidlom - detail; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

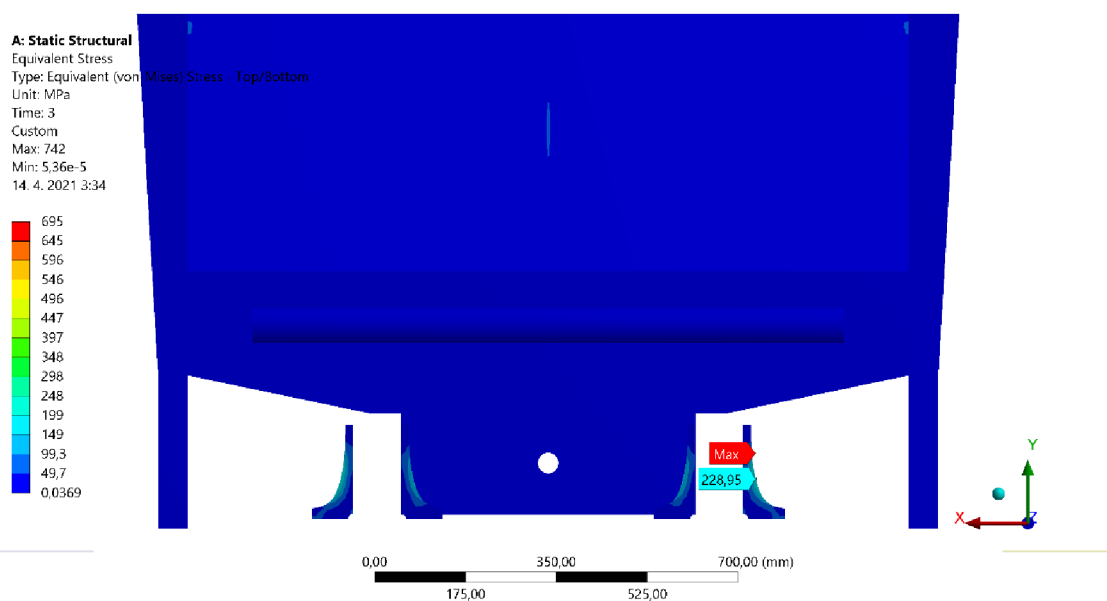
Hardox 450

Tak ako pri materiálovej skupine S355J0, tak aj tu neočakávame vysoké hodnoty napätí v oblasti korby (Obr. 46).



Obrázok 46 Brzdenie ťažným vozidlom; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

Miestom maximálneho napätia (Obr. 47) je rebro na pätke pre nápravu. Toto napätie s hodnotu takmer 229 MPa sa rozloží v celej oblasti rádiusu. Hodnota nepresahuje návrhovú medzu únosnosti a stav môžeme posúdiť ako vyhovujúci.



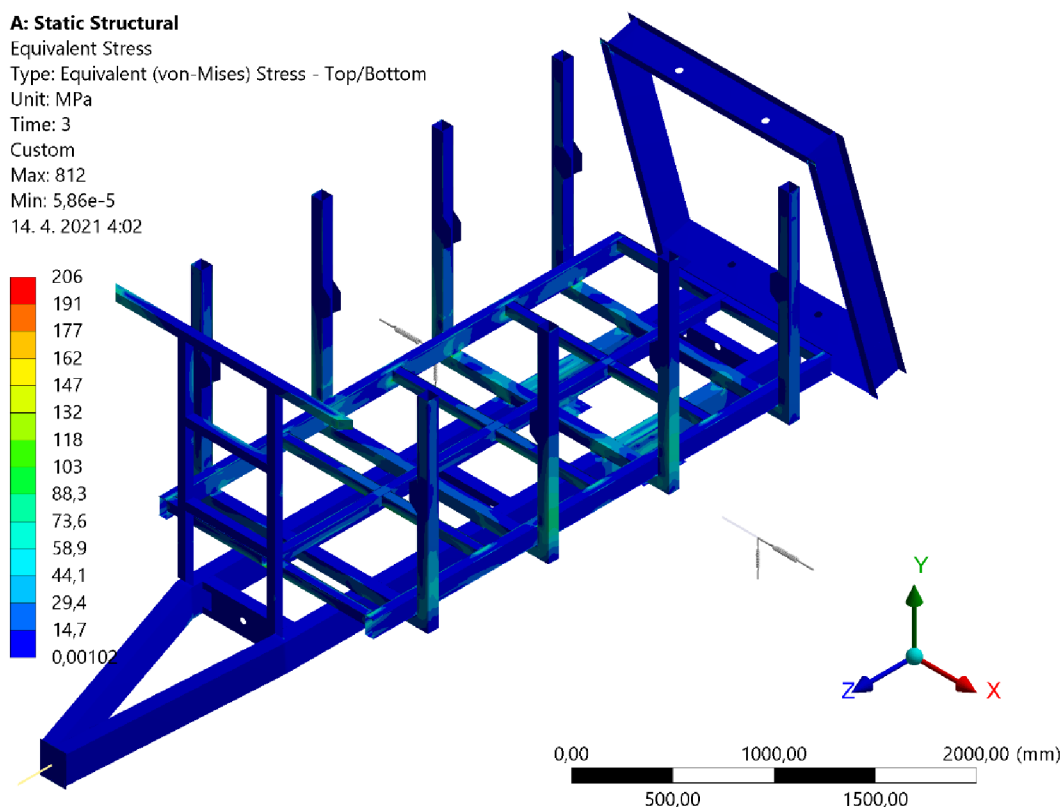
Obrázok 47 Brzdenie ťažným vozidlom - detail; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

7.4.3 BRZDENIE PRÍVESOM

Jedná sa o najmenej častú situáciu brzdzenia ale z hľadiska pevnostnej kontroly je nevyhnutná na posúdenie. Do výpočtu vstupuje aj pozdĺžna sila v otočnom ťažnom oku spočítaná v podkapitole 4.4.3. Táto sila s hodnotou 38,04 kN bola priradená k prvku Displacement, ktorý je súčasťou náhrady ťažného zariadenia.

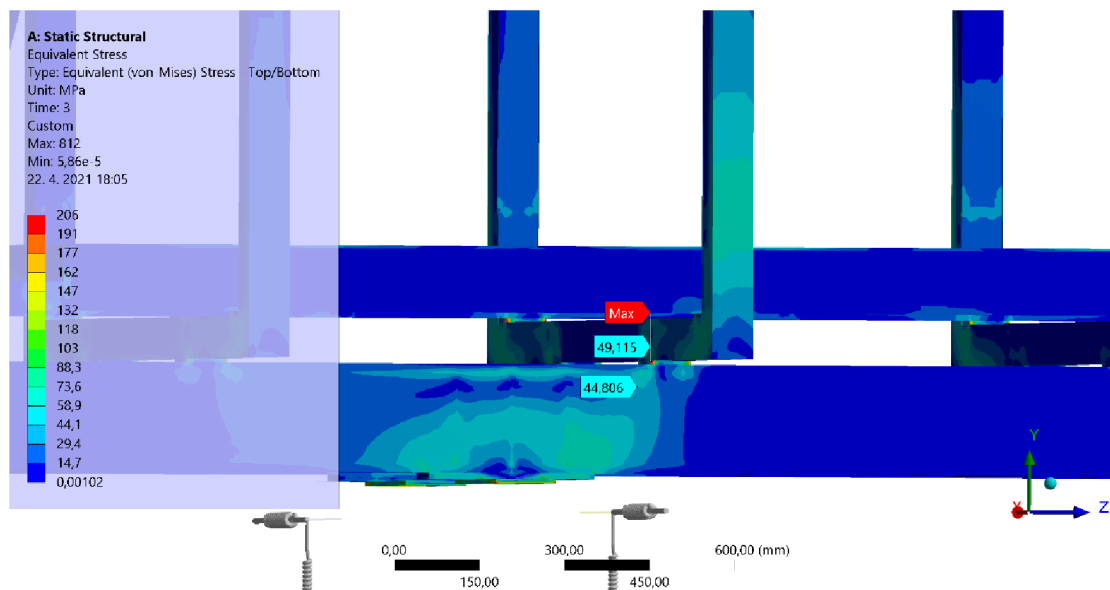
S355J0

Na obrázku 48 môžeme vidieť priebeh napätia danej materiálovej skupiny. Z obrázku je zrejmé, že sila nemala výrazný vplyv na tuhosť konštrukcie.



Obrázok 48 Brzdenie príviesom; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

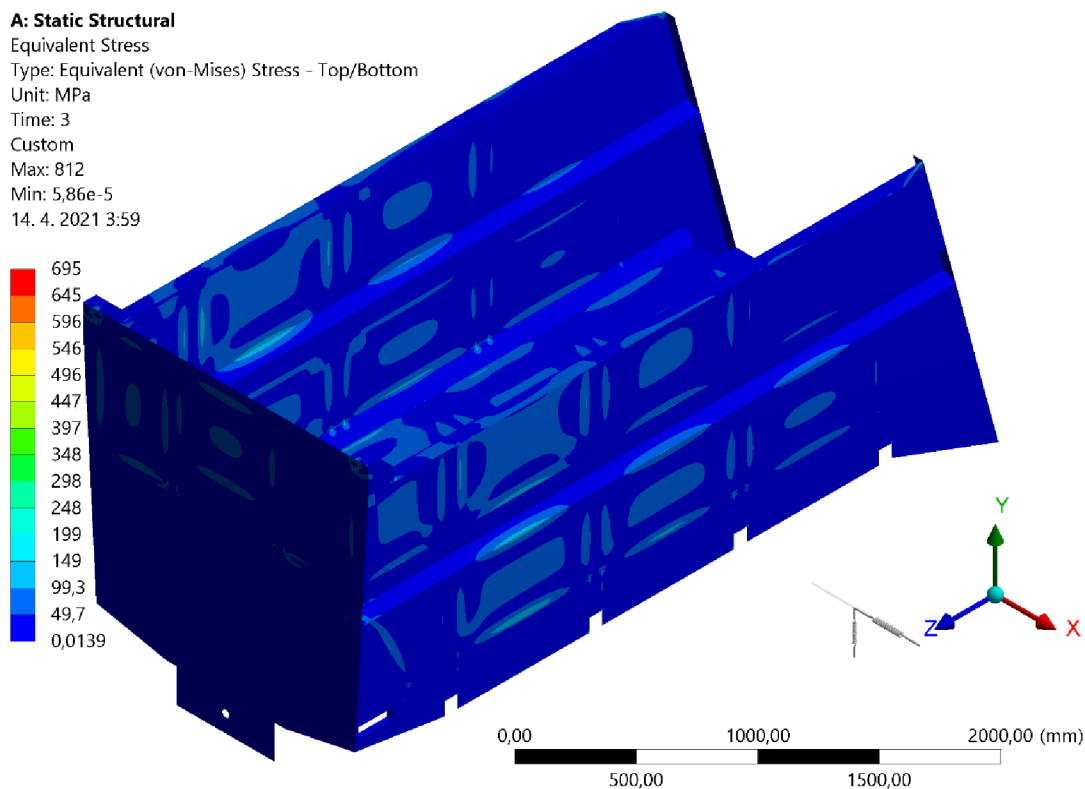
Na detailnom zobrazení maximálnej hodnoty napätia (Obr. 49) môžeme vidieť opäť známe kritické miesto spoju pozdĺžneho nosníka a profilu prvku podlahy. Jedná sa znova o hodnotu špičkového napätia, kedy hodnoty v okolí nepresahujú stanovenú medzu únosnosti a stav môžeme považovať za vyhovujúci.



Obrázok 49 Brzdenie príviesom - detail; materiál S355J0; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

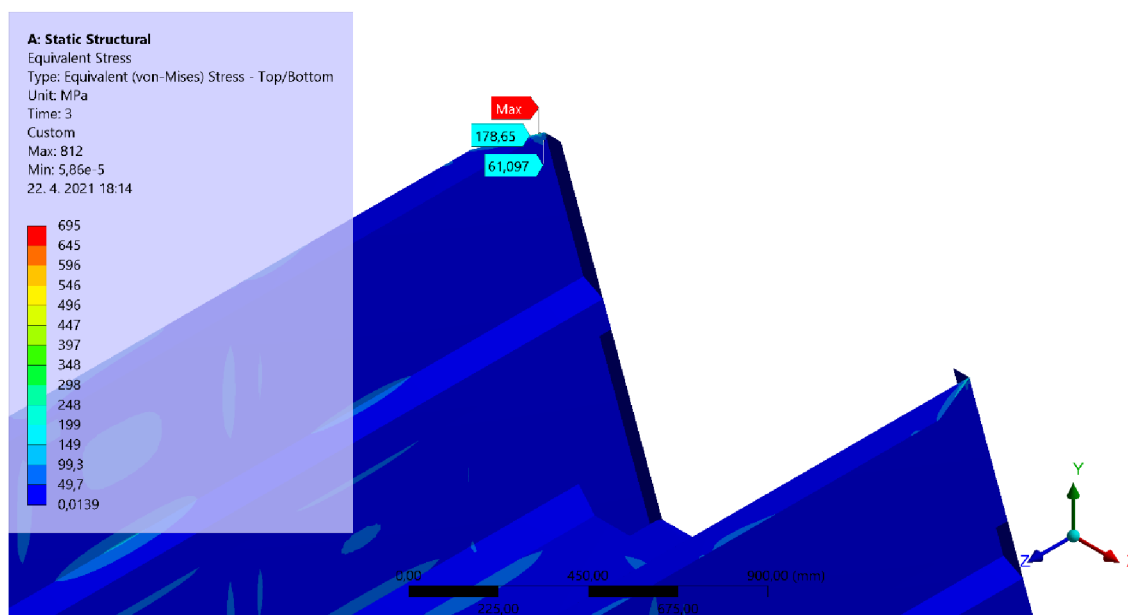
Hardox 450

Ani pri tejto materiálovej skupine sa neprejavili vysoké hodnoty napätí na komponentoch korby. Rozloženie napätia môžeme vidieť na obrázku 50.



Obrázok 50 Brzdenie príviesom; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

Hodnota, ktorá reprezentuje maximálne napätie (Obr. 51) sa nachádza v oblasti pripojenia rámu rozmetacích valcov ku korbe. Jedná sa o špičkové napätie, ktorého okolie nepresahuje medzu únosnosti, čím môžeme stav považovať za vyhovujúci.



Obrázok 51 Brzdenie prívesom - detail; materiál Hardox 450; redukované napätie podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.

ZÁVER

Cieľom tejto diplomovej práce bol konštrukčný návrh rozmetadla tuhých statkových hnojív a jeho následná pevnostná analýza. Konštrukčný návrh vychádzal z technických parametrov diplomovej práce, ktoré boli zadané firmou ZDT Nové Veselí.

Úvodná kapitola sa venovala prehľadu obdobných konštrukčných riešení rozmetadiel, z dôvodu prehľadu trhovej dostupnosti a variability. Následná kapitola venovaná legislatívnym požiadavkám bola predovšetkým určená našej kategórii vozidla. Konštrukčný návrh zohľadňuje tieto legislatívne požiadavky. Taktiež sme sa venovali voľbe nápravy a pneumatík, voľbe typu a pohonu rozmetacieho ústrojenstva a v neposlednej rade návrhu podlahového dopravníka a jeho voľbe typu pohonu. Pri voľbe nápravy, bola požiadavka na možnosť použitia jednej alebo dvoch náprav bez konštrukčného zásahu do spodného rámu stroja. Táto požiadavka bola splnená za pomoci použitia univerzálnej pätky pre obe nápravy.

Najobsiahlejšou a najpodstatnejšou časťou práce boli kapitoly venované príprave modelu pre pevnostnú analýzu a jej samotné vyhodnotenie. Najskôr bolo ale nevyhnutné definovať zrýchlenia pre dané záťažové stavy. Následná príprava výpočtového škupinového modelu v prostredí Ansys Workbench, ktorý je tvorený strednicovými plochami. Takto vytvoreným plochám boli priradené vlastnosti a konečný model bol zaväzbený tak, aby sa výsledky analýzy čo najviac podobali reálnej prevádzke stroja.

Výsledky pevnostnej analýzy sa predovšetkým venovali nosnému rámu a korbe z dôvodu voľby samonosnej konštrukcie. Ostatné prvky ako napríklad oje, náprava, pneumatiky a vplyv hmotnosti rozmetacích valcov a prevodovky boli nahradené vhodným prvkom a neboli predmetom pevnostnej analýzy.

Všetky posudzované záťažové stavy boli skontrolované a môžeme ich považovať za vyhovujúce. Hodnoty, ktoré presahovali dovolené napätie zahrňujúce dynamický súčiniteľ reprezentujú špičkové napätie, ktoré vzniká v týchto miestach z dôvodu nedokonalosti geometrie modelu, respektíve kolmého napojenia strednicových plôch. Pri použití menšieho elementu siete by tieto hodnoty boli ešte väčšie, tým pádom môžeme tvrdiť, že hodnoty rastú teoreticky do nekonečna.

Miesta a okolie kde sa nachádza zvýšená hodnota špičkového napätia, ktorú nevieme presne definovať je vhodné v reálnej prevádzke kontrolovať.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] FARMTECH. *Superfex 700* [online]. [cit. 2021-02-20]. Dostupné z: <https://www.farmtech.eu/en/products/pdetails/superfex-700-1.html>
- [2] JOSKIN. *Siroko 4008/8V* [online]. [cit. 2021-02-20]. Dostupné z: <https://www.joskin.com/en/muck-spreaders/siroko>
- [3] SIP. *Orion 70 ALP* [online]. [cit. 2021-02-20]. Dostupné z: https://www.sip.si/en/product_category/manure-spreaders-orion/orion-alp/
- [4] METAL-FACH. *N276 Falcon* [online]. [cit. 2021-02-20]. Dostupné z: <https://www.metalfach.com.pl/en/products/manure-spreaders/n276-falcon-one-axle-manure-spreader/>
- [5] SYROVÝ, Otakar. *Doprava v zemědělství*. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 978-80-86726-30-4.
- [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. In: . Brusel, 2013, ročník 2013, číslo 167.
- [7] *Vyhláška č. 341/2014 Sb.: Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. In: . Zbierka zákonov.
- [8] *Vyhláška č. 209/2018 Sb.: Vyhláška o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel*. In: . Zbierka zákonov.
- [9] ADR. *Náprava* [online]. [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <http://www.adraxles.com/EN/res/289/ADR---Rigid-Axles---Catalogue.pdf>
- [10] MITAS. *Pneumatiky* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: file:///C:/Users/HP/AppData/Local/Temp/405_70%20-%202020%2016%20MPT-01%20TL.pdf
- [11] ADR. : *Bogie náprava* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <http://www.adraxles.com/EN/res/273/ADR---General-Catalogue.pdf>
- [12] KARDANKA. *Kardanový klůb* [online]. [cit. 2021-02-22]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/kardanove-hridele/nahradni-dily-na-kardanove-hridele/>
- [13] SISP. *RA169* [online]. [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.sisp-gearboxes.eu/wp-content/uploads/2017/11/poutre-monobloc-ra169.pdf>

- [14] STN 26 2508. *Dopravné zariadenie. Redlery. Základné parametre*. 1. Bratislava: SUTN, 1999.
- [15] Pôdohospodársky poradenský systém [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: http://old.agroporadenstvo.sk/zv/ostatne/hnoj_skladovanie.htm?start
- [16] FERONA. Reťaz [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27421/retez-kratkoclankovy-zkouseny-kalibrovany-jak-30-zuslechteny-cerny-csn-02-3221-20-rozmer-13x36>
- [17] SISP. RH209 [online]. [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.sisp-gearboxes.eu/wp-content/uploads/2017/11/reducteur-hydraulique-rh209.pdf>
- [18] Sauer&Danfoss. OMP 40 [online]. [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: <https://assets.danfoss.com/documents/53604/BC152886483582en-000503.pdf>
- [19] ČSN EN 12195-1. Zajišťování břemen na silničních vozidlech –Bezpečnost –Část 1: Výpočet zajišťovacích sil. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [20] Česká technická norma ČSN EN 1993-1-1: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby. Praha: Český normalizační institut, 2006.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

μ	[-]	súčiniteľ odporu
a_A	[m.s ⁻²]	zrýchlenie pre záťažový stav akcelerácia
a_{BP}	[m.s ⁻²]	zrýchlenie pre záťažový stav brzdenie privesom
a_{BTV}	[m.s ⁻²]	zrýchlenie pre záťažový stav brzdenie ťažným vozidlom
a_{BV}	[m.s ⁻²]	zrýchlenie pre záťažový stav vyrovnané brzdenie
a_Z	[m.s ⁻²]	zrýchlenie pre záťažový stav prejazd zatáčkou
B	[m]	šírka žľabu
c_x vpred	[-]	koeficient zrýchlenia v pozdĺžnom smere vpred
c_x vzad	[-]	koeficient zrýchlenia v pozdĺžnom smere vzad
c_y	[-]	koeficient zrýchlenia v priečnom smere
d	[m]	priemer čapu unášacej reťazovej kladky
d_1	[m]	priemer čapu napínacej reťazovej kladky
D_1	[m]	roztečný priemer napínacej reťazovej kladky
f	[-]	súčiniteľ šmykového trenia medzi materiálom a podlahou
f_1	[-]	súčiniteľ šmykového trenia medzi reťazou a podlahou
F_1	[N]	celkový odpor vplyvom trenia o podlahu
f_2	[-]	súčiniteľ trenia unášacej reťaze
F_2	[N]	celkový odpor vplyvom trenia materiálu o steny korby
F_3	[N]	celkový odpor vplyvom trenia unášacej reťaze o podlahu
F_4	[N]	celkový odpor vplyvom trenia unášacej reťaze o vratné vedenie
F_5	[N]	celkový odpor napínacej reťazovej kladky
f_ξ	[m]	súčiniteľ čapového trenia
f_D	[MPa]	dovolené napätie zahrňujúce dynamický súčiniteľ
F_N	[N]	napínacia sila
F_o	[N]	maximálna sila na dve reťaze
F_{To}	[N]	sila v pozdĺžnom smere pôsobiaca na ťažné oko
f_{yd}	[MPa]	hodnota návrhovej pevnosti
g	[m.s ⁻²]	gravitačné zrýchlenie
h	[m]	výška unášaného materiálu

k_D	[-]	dynamický súčiniteľ
k_p	[-]	bezpečnosti proti opotrebeniu
L_D	[m]	dopravná vzdialenosť
m_p	[kg]	maximálne zaťaženie pneumatiky pri predpísanom tlaku s predpísanou rýchlosťou 40 km/h
m_{Pmax}	[kg]	najvyššia prípustná hmotnosť prívesu
m_{Smax}	[kg]	najvyššia prípustná hmotnosť jazdnej súpravy
$m_{TV a}$	[kg]	hmotnosť ťažného vozidla pre výpočet zrýchlenia
$m_{TV F}$	[kg]	hmotnosť ťažného vozidla pre výpočet pozdĺžnej sily
m_{TVmax}	[kg]	najvyššia prípustná hmotnosť ťažného vozidla
P	[W]	výkon hnacieho motora
Q	[t.hod ⁻¹]	dopravované množstvo
q_1	[kg]	hmotnosť materiálu na 1 m ²
q_2	[kg]	hmotnosť dopravníka na 1 m ²
R_e	[MPa]	medza klzu
S_D	[m ³]	pracovný prierez
T_{max}	[N]	maximálna sila v ťažnom elemente
γ_M	[-]	čiastkový súčiniteľ spoľahlivosti materiálu
ΔR	[mm]	rozdiel statického nezaťaženého polomeru pri predpísanom tlaku a zaťaženého statického polomeru
ρ	[kg.m ⁻³]	merná hmotnosť dopravovaného materiálu
φ	[°]	sypný uhol
ψ	[-]	súčiniteľ zmenšenia pracovného prierezu ťažným orgánom

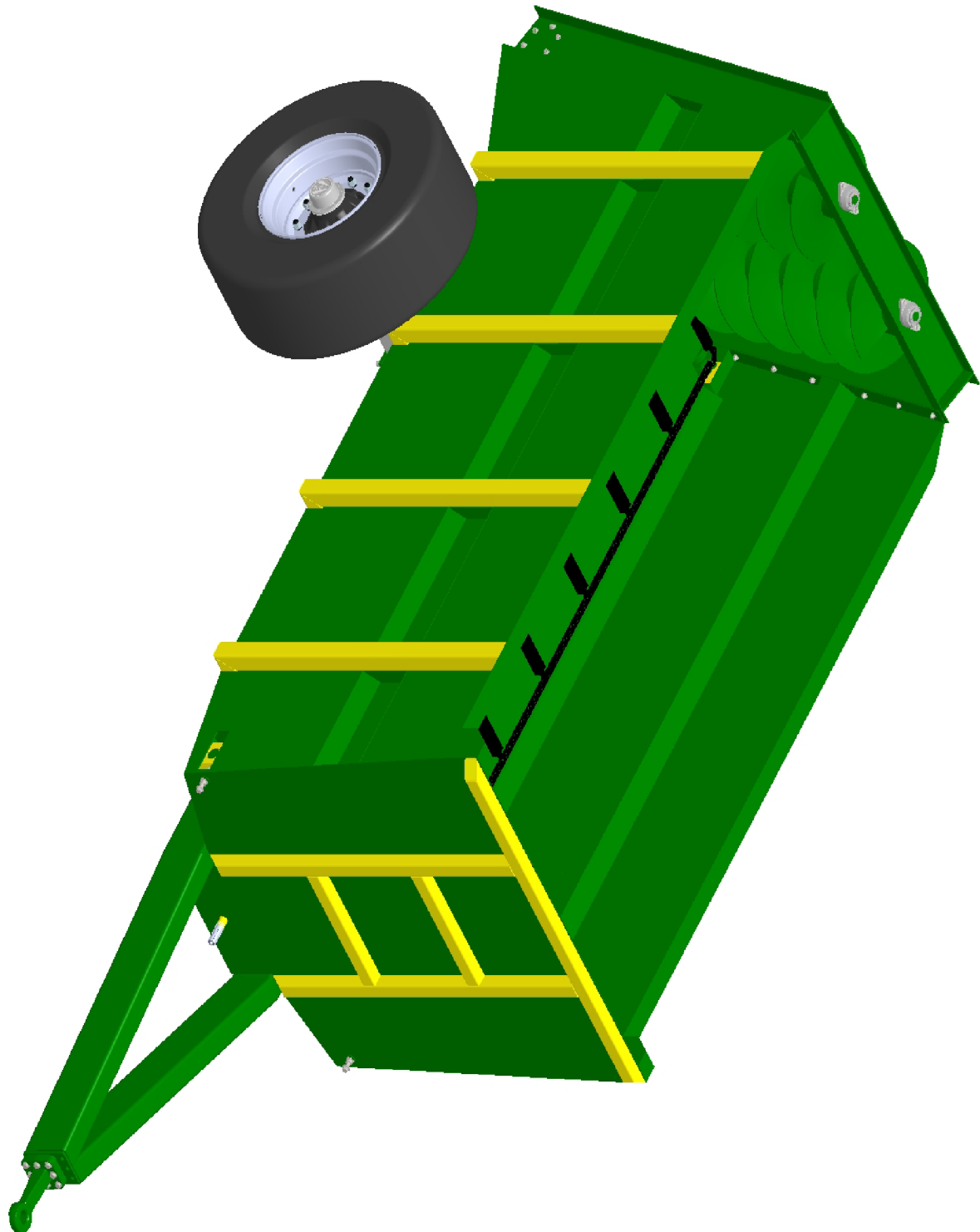
ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1 – Rozmetadlo – izometrický pohľad.....	I
Príloha 2 – Rozmetadlo – pohľad zozadu.....	II
Príloha 3 – Priebeh napätosti – státie, priama jazda (S355J0).....	III
Príloha 4 – Priebeh napätosti – státie, priama jazda (Hardox 450).....	IV
Príloha 5 – Priebeh napätosti – akcelerácia (S355J0).....	V
Príloha 6 – Priebeh napätosti – akcelerácia (Hardox 450).....	VI
Príloha 7 – Priebeh napätosti – prejazd zatáčkou (S355J0).....	VII
Príloha 8 – Priebeh napätosti – prejazd zatáčkou (Hardox 450).....	VIII
Príloha 9 – Priebeh napätosti – vyrovnané brzdenie (S355J0).....	IX
Príloha 10 – Priebeh napätosti – vyrovnané brzdenie (Hardox 450).....	X

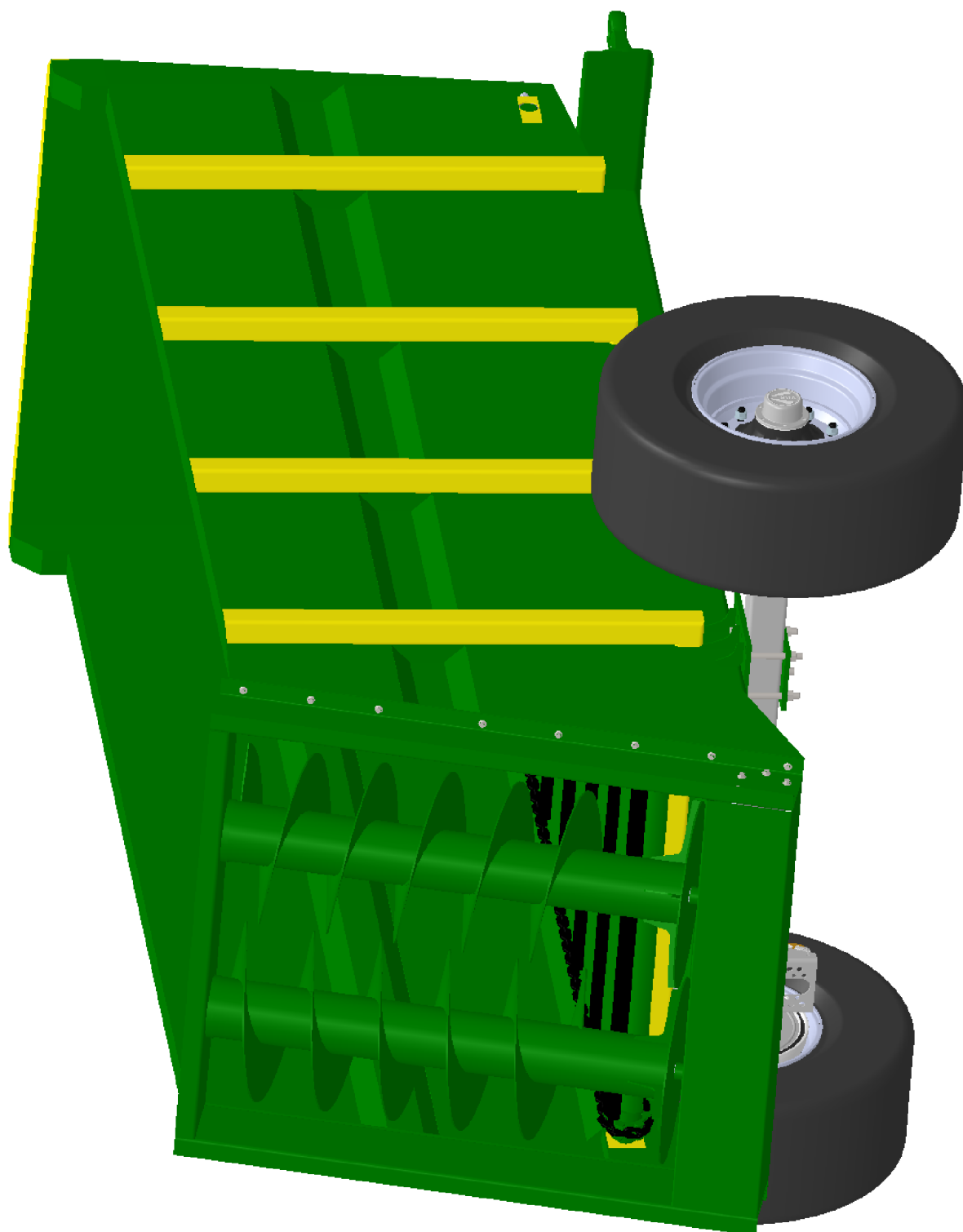
ZOZNAM SAMOSTATNÝCH PRÍLOH

Výkres celkovej zostavy rozmetadla	1-DP-191623-0/0/00
Výkres podzostavy samonosnej konštrukcie	1-DP-191623-1/1/00
Výrobný výkres platne nápravy	4-DP-191623-0/0/01
Výrobný výkres rebra bočnice	4-DP-191623-1/3/01

PRÍLOHA 1 – ROZMETADLO – IZOMETRICKÝ POHĽAD

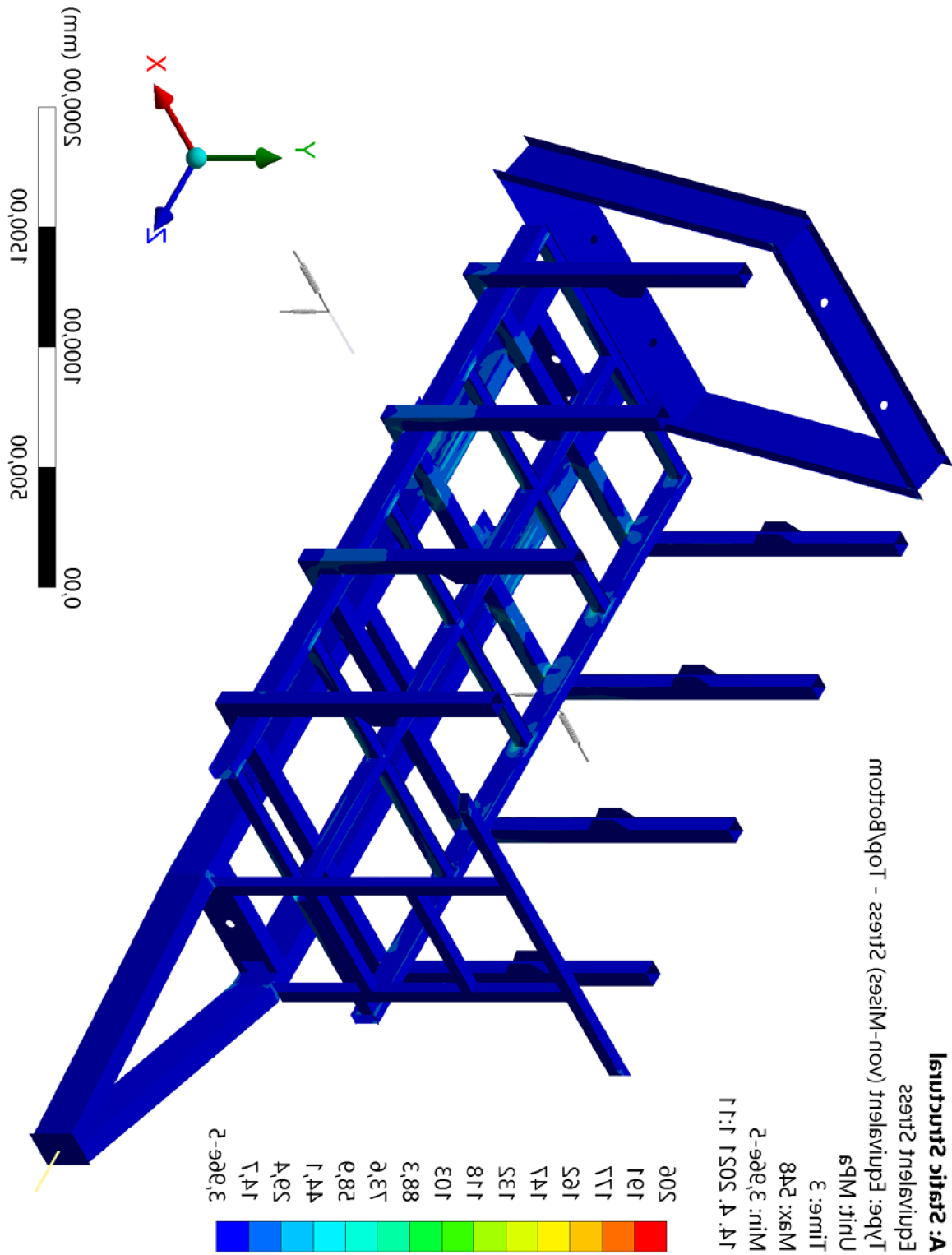


PRÍLOHA 2 – ROZMETADLO – POHL'AD ZOZADU



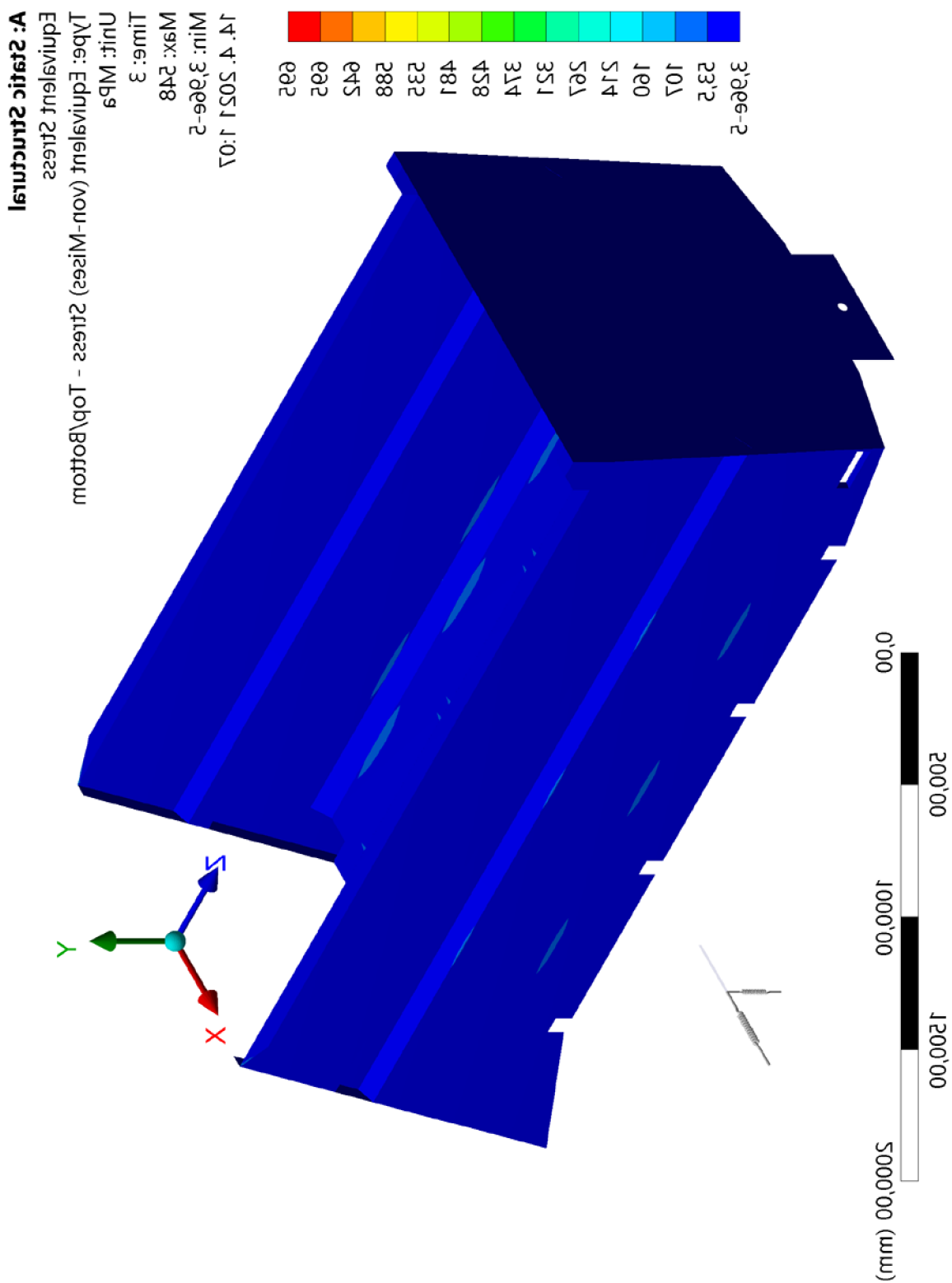
PRÍLOHA 3 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – STÁTIE, PRIAMA JAZDA (S355J0)

Výpočet napätia podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.



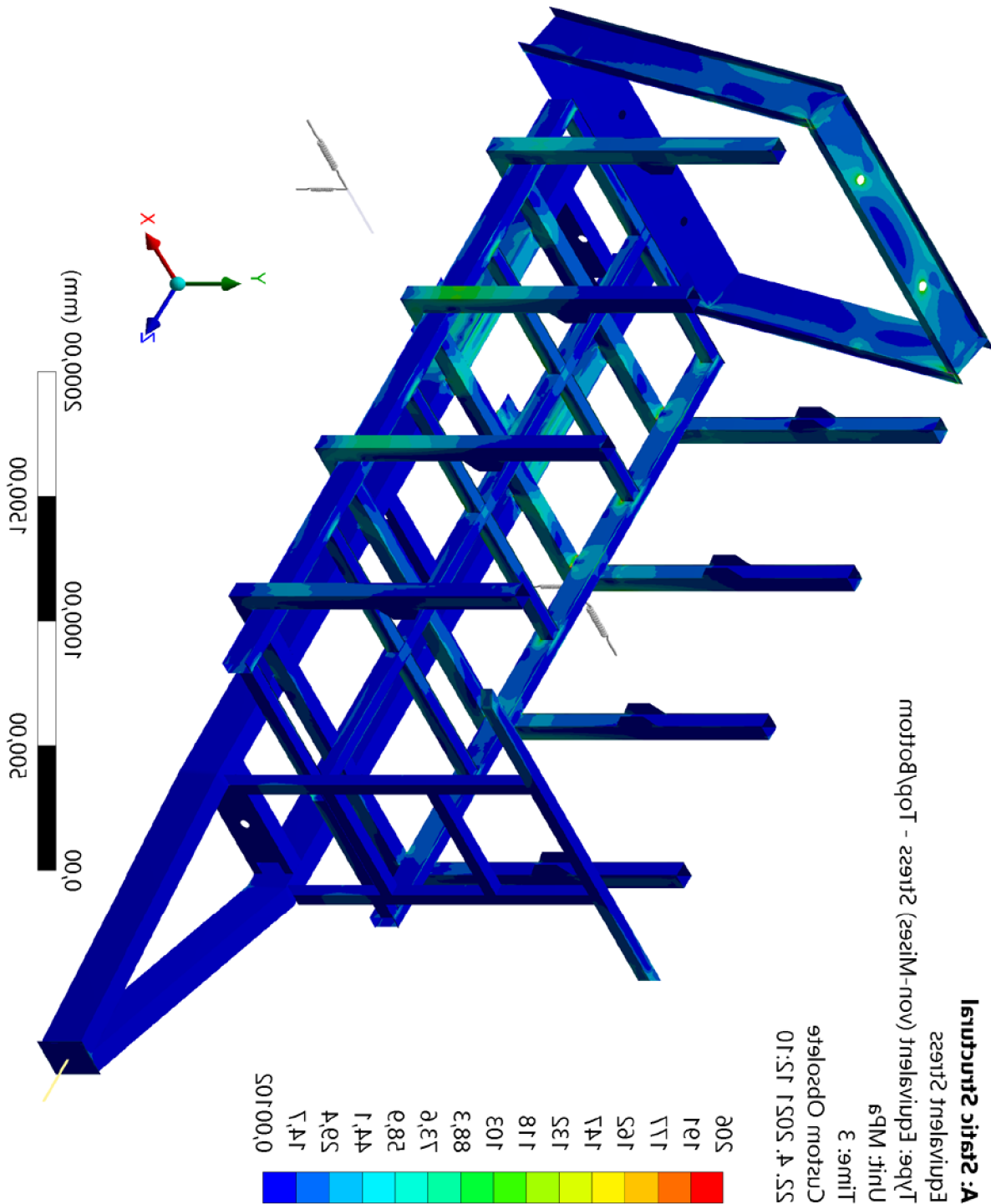
PRÍLOHA 4 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – STÁTIE, PRIAMA JAZDA (HARDOX 450)

Výpočet napätia podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.



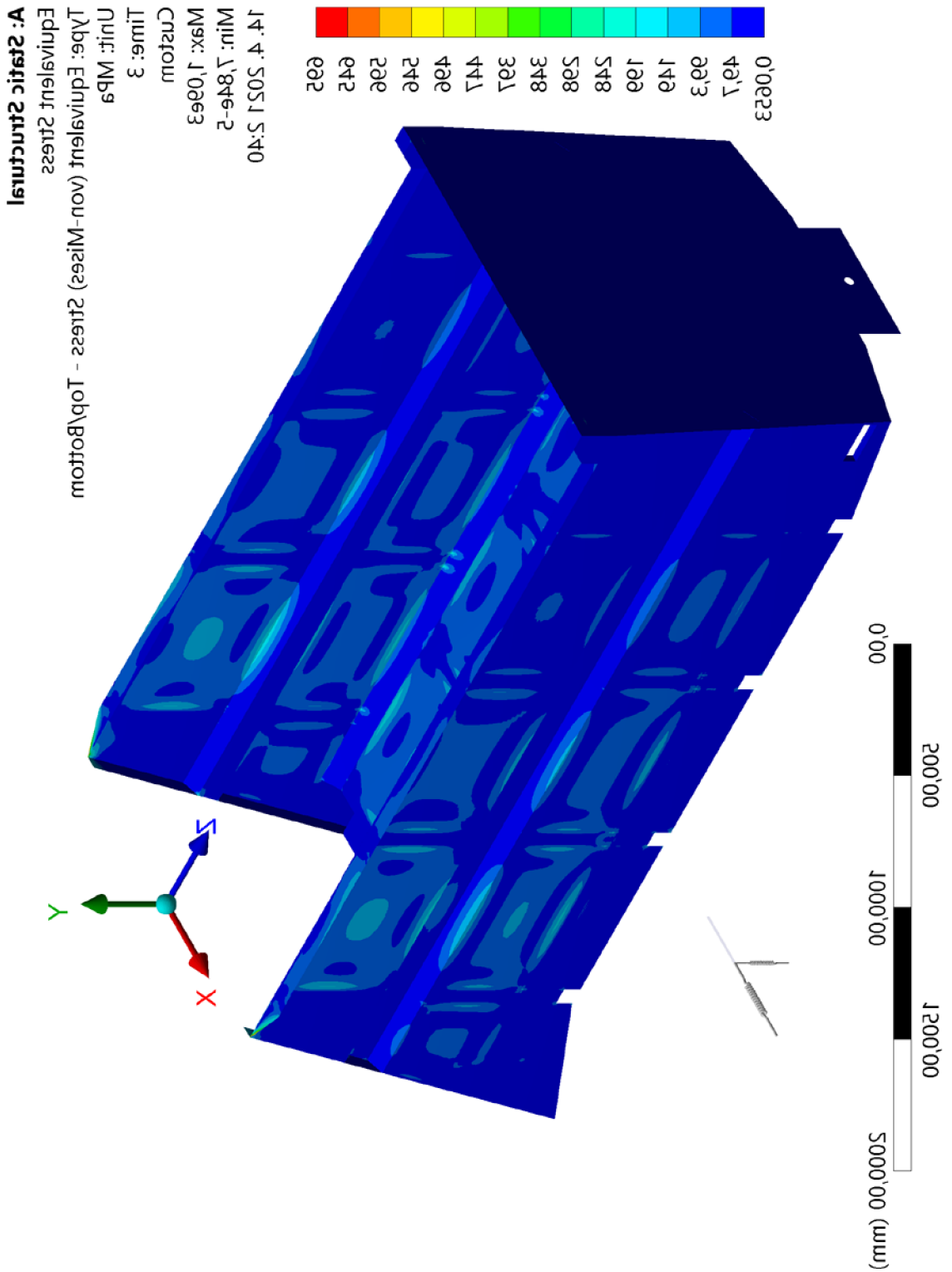
PRÍLOHA 5 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – AKCELERÁCIA (S355J0)

Výpočet napätia podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.



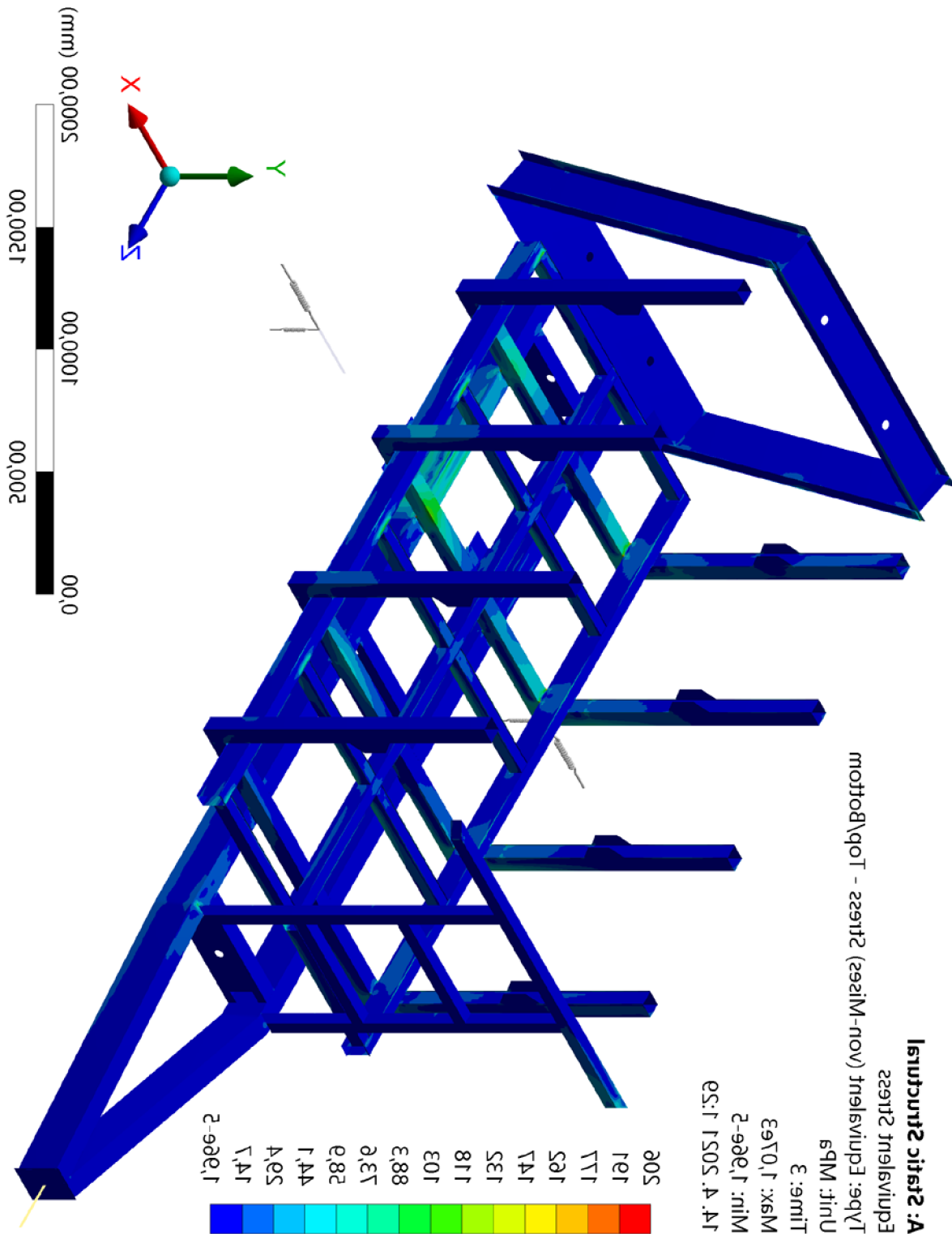
PRÍLOHA 6 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – AKCELERÁCIA (HARDOX 450)

Výpočet napätia podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.



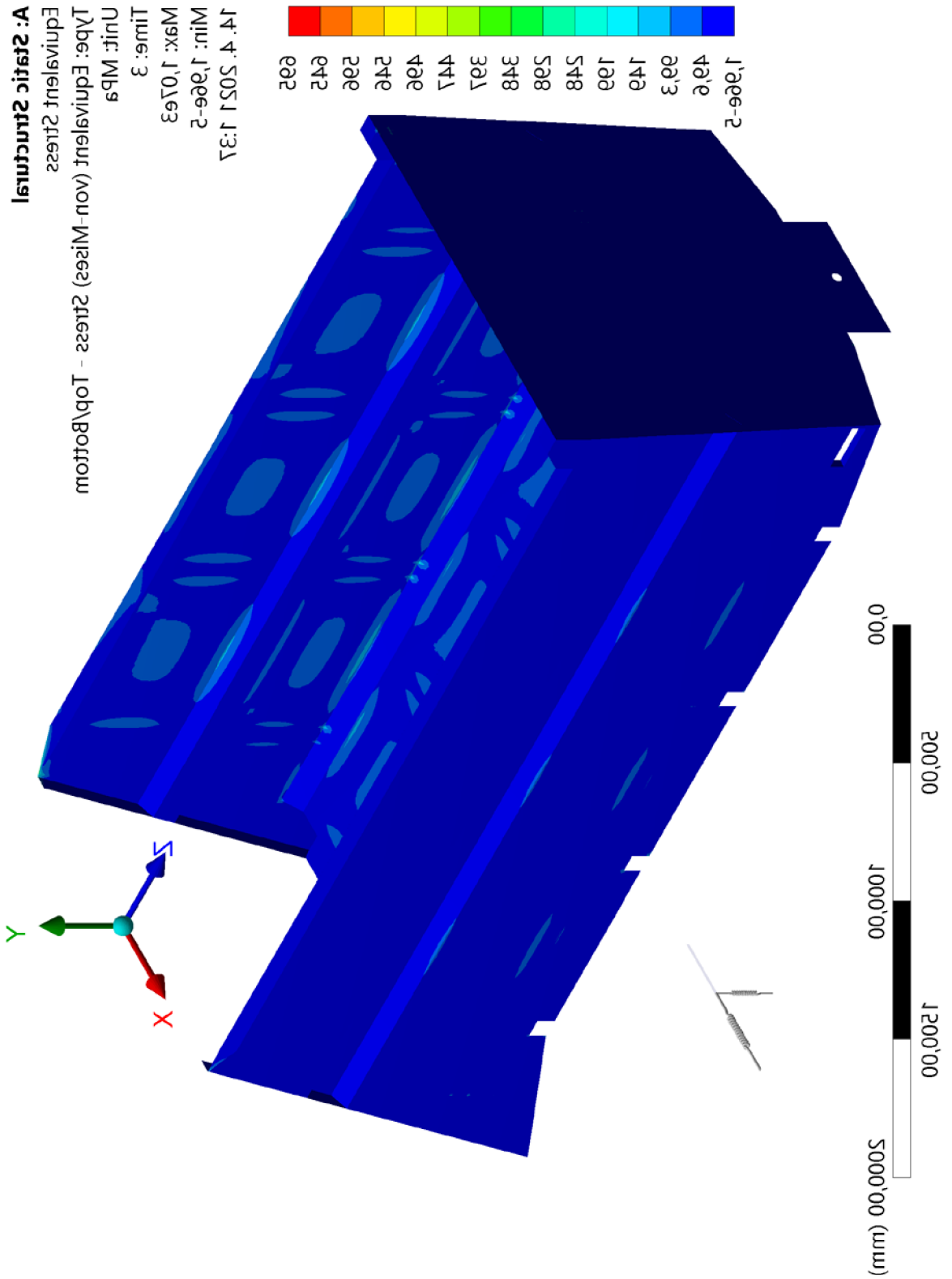
PRÍLOHA 7 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – PREJAZD ZATÁČKOU (S355J0)

Výpočet napätia podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.



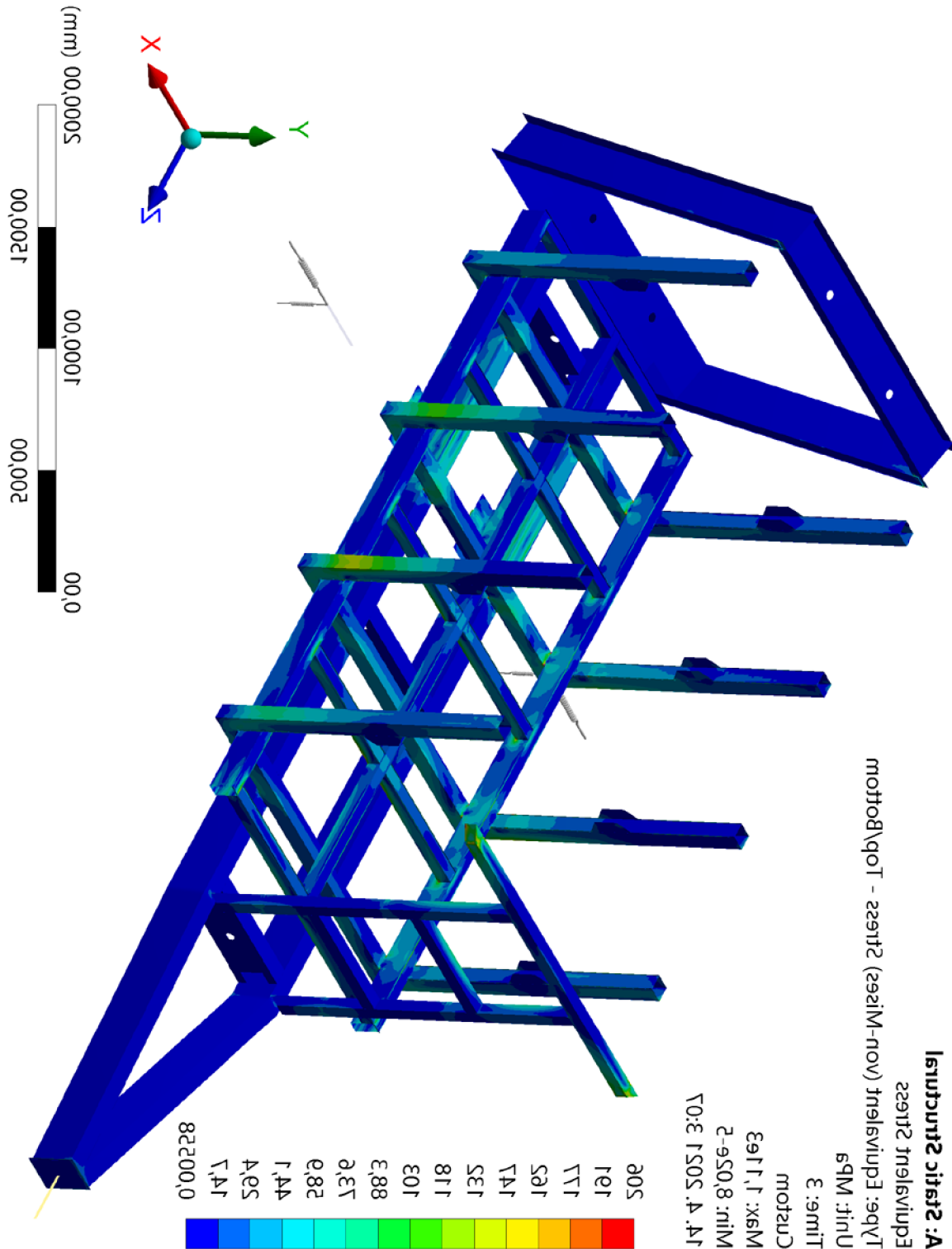
PRÍLOHA 8 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – PREJAZD ZATÁČKOU (HARDOX 450)

Výpočet napätia podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.



PRÍLOHA 9 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – VYROVNANÉ BRZDENIE (S355J0)

Výpočet napätia podľa teórie HMH; stupnica napätia 0 ÷ 206 MPa; deformácia 1:1.



PRÍLOHA 10 – PRIEBEH NAPÄTOSTI – VYROVNANÉ BRZDENIE (HARDOX 450)

Výpočet napätia podľa teórie HMM; stupnica napätia 0 ÷ 695 MPa; deformácia 1:1.

