



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

TELESKOPICKÝ TANDEMŮVÝ PODVOZEK PRO SENÁŽNÍ VOZY PRIMO A FARO

TELESCOPIC BOGIE AXLE FOR SILAGE TRAILERS PRIMO AND FARO

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Vaněk

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. David Vaněk
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
Akademický rok:	2017/18

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:

Teleskopický tandemový podvozek pro senážní vozy Primo a Faro

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a pevnostní kontrola tandemového podvozku s teleskopickou nápravou určeného pro použití na senážních vozech.

Cíle diplomové práce:

Návrh a pevnostní výpočet rámu podvozku pomocí MKP.

Návrh úprav podvozku.

Návrh hydraulické soustavy.

Posouzení svahové dostupnosti vozu.

Výkresová dokumentace teleskopických částí podvozku a navržených úprav.

Seznam doporučené literatury:

KUMHÁLA, František. Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. ISBN 978-80-213-1701-7.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

BŘEČKA, Josef. Stroje pro sklizeň píce a obilnin. Praha: Česká zemědělská univerzita, 2001. ISBN 80-213-0738-2.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

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

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



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem teleskopické nápravy a posouzením stávající konstrukce podvozku na senážních vozech Pöttinger Primo a Faro pro provoz na svažitéch pozemcích. Práce obsahuje kompletní konstrukční návrh nápravy včetně hydraulické a brzdové soustavy, návod k jejímu použití a údržbě. Pro vybraný vůz z řady Faro je posouzena svahová dostupnost dle ISO 16231-2. Důležitou částí práce je deformačně napěťová analýza teleskopické nápravy a rámu podvozku s využitím metody konečných prvků, kdy je mimo jiné simulován i pohyb stroje na svahu.

KLÍČOVÁ SLOVA

teleskopická náprava, svahová dostupnost, senážní vůz, metoda konečných prvků, návěs

ABSTRACT

This master's thesis deals with a design of a telescopic axle and evaluation of the tandem suspension frame mounted on silage wagons Pöttinger Primo and Faro while they are operating a slope. Thesis describes the whole design as well as a hydraulic system and a braking system. This part also consists of maintenance and adjusting instructions. The second part of the thesis is dedicated to a slope capacity calculation based on ISO 16231-2. Strength analysis for all the parts is done, using finite element method for various working modes.

KEYWORDS

telescopic axle, slope capacity, silage wagon, finite element method, trailer



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VANĚK, D. *Návrh teleskopického tandemového podvozku pro senážní vozy Primo a Faro*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Bc. David Vaněk



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D. za jeho cenné rady, ochotu a pomoc nejen při zpracování této práce ale i po celou dobu studia. Děkuji také panu Ing. Jiřímu Juzkovi za umožnění spolupráce s firmou Pöttinger, spol. s.r.o., za jeho cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval rodině a blízkým za podporu během studia.



OBSAH

Úvod	9
1 Cíle práce	10
2 Senážní vozy Primo a Faro	11
3 Konstrukční návrh teleskopické nápravy	12
3.1 Konstrukce tandemového podvozku	12
3.2 Teleskopická náprava	13
3.3 Postup montáže	28
3.4 Provoz vozu	30
4 Svahová Dostupnost	33
4.1 Normy pro posouzení svahové dostupnosti	33
4.2 Výpočet dle ISO 16231-2	33
4.3 Výpočet a zpracování výsledků	37
4.4 Zhodnocení	41
5 Pevnostní analýza	44
5.1 Výpočtový model	44
5.2 Popis modelu, použité funkční náhrady a okrajové podmínky	45
5.3 Zatěžovací stavy	52
6 Vyhodnocení výsledků analýzy	55
6.1 Mezní stavy únosnosti použitých materiálů	55
6.2 Výsledky analýzy	56
7 Návrh konstrukčních úprav podvozku	65
8 Výsledky analýzy upravené konstrukce	66
8.1 Výsledky analýzy	66
8.2 Vyhodnocení	71
Závěr	72
Seznam použitých zkratk a symbolů	75
Seznam příloh	78

ÚVOD

V zemědělství je kladen důraz nejenom na stále efektivnější hospodaření s co možná nejnižšími náklady a nejvyšším ziskem, ale také na kvalitu a vysokou přidanou hodnotu zemědělských produktů. Ruku v ruce se zefektivňováním a zkvalitňováním zemědělské výroby jde pak vývoj zemědělské techniky. Příkladem budiž využití teleskopické nápravy na senážních vozech. Osazení vozu teleskopickou nápravou zvyšuje jeho svahovou dostupnost, ale také snižuje poškození travního drnu. Teleskopická náprava umožňuje zvýšení objemů senážních vozů pracujících na svažitéch pozemcích a tím jednoznačně zrychluje a zefektivňuje sklizeň, což má velký vliv na kvalitu výsledné komodity.

Při využití standartních náprav jsou zemědělci pracující na svažitéch pozemcích odkázáni na vozy nejnižších objemových tříd, které jejich lehká konstrukce a poloha těžiště předurčuje k provozu na svahu (Obr. 1). Naopak vozy Primo a Faro (Obr. 1) jsou objemově stroje střední třídy a po vybavení teleskopickou nápravou mohou tedy zemědělcům poskytnout větší objem při zachování možnosti sklízet svažité pozemky. Cílem práce je navrhnout vhodné řešení tak, aby stroj mohl naplno využít možností, které teleskopická náprava nabízí při pohybu soupravy na svahu, ale také aby senážní vůz nebyl nijak limitován při provozu na veřejných komunikacích.



Obr. 1 Vozy Pöttinger FARO 5010 a BOSS ALPIN 251 [17]



1 CÍLE PRÁCE

Cílem této diplomové práce je provést návrh a pevnostní kontrolu teleskopické nápravy a nosného rámu tandemového podvozku pro použití na senážních vozech. Pro teleskopickou nápravu je navržena hydraulická soustava pro rozkládání nápravy do pracovní pozice. Pro vybraný vůz z řady Faro je provedeno posouzení svahové dostupnosti.

ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY:

- celková šířka podvozku při neroztažené nápravě 2550 mm
- celková šířka podvozku při roztažené nápravě 3300 mm
- maximální zatížení podvozku 13 t

POŽADAVKY:

Technická zpráva:

- návrh a pevnostní výpočet rámu podvozku pomocí MKP
- návrh možných úprav včetně přepočtu stavu napjatosti
- návrh vhodné hydraulické soustavy
- posouzení svahové dostupnosti vozu
- další výpočty dle pokynů vedoucího DP

Výkresová dokumentace:

- Po dohodě se zástupci firmy Pöttinger a vedoucím práce není výkresová dokumentace zahrnuta



2 SENÁŽNÍ VOZY PRIMO A FARO

Senážní, samo sběrací vozy Primo a Faro značky Pöttinger jsou zástupci střední třídy určené pro provoz na menších farmách v agregaci s traktory s výkony od 70 do 150 k. Vozy jsou určené ke sběru a přepravě sena, travní senáže, slámy a silážní kukuřice. Obě řady vozů jsou vybaveny řezacím ústrojím s nastavitelným počtem nožů, a tedy regulovatelnou výstupního materiálu což umožňuje využít vozy nejen ke zpracování píce a jejímu uložení do žlabů bez nutnosti dalšího zpracování ale také přímé řezání sena či slámy na délku vhodnou pro snazší manipulaci a uskladnění. Vybrané technické parametry vozů popisuje Tab. 1.

Mezi vozy podobné výkonnostní a rozměrové třídy patří také Krone AX, Krone MX, Shuitemaker Rapide, Bergmann Royal a Repex a stroje značek Lely, Kverneland a Class

Tab. 1 Technická data senážních vozů Pöttinger Primo a Faro

Označení			PRIMO 351 (Typ 1651)	PRIMO 401 (Typ 1652)	PRIMO 451 (Typ 1653)	PRIMO 501 (Typ 1654)	PRIMO 701 (Typ 1656)	PRIMO 801 (Typ 1658)
Celková délka	Typ L	[mm]	8010	8690	9370	9150	10500	10790
	Typ D	[mm]	--	8930	--	--	--	--
Celková šířka		[mm]	2450	2420	2420	2450	2450	2500
Výška		[mm]	3450	3500	3500	3700	3760	3980
Objem vozu		[m ³]	35	40	45	45	63	80
Objem DIN 11741	Typ L	[m ³]	22	25,5	28,5	31,5	38,5	48
	Typ D	[m ³]	--	25	--	--	--	--
Rozchod kol		[mm]	1950	1850	1850	1850	1850	1850
Zákl. hmotnost	Typ L	[kg]	4800	4950	5100	5300	6000	6450
	Typ D	[kg]		5450			15000	15000
Max. hmotnost		[kg]	15000	15000	15000	15000	15000	15000
Označení			FARO 3510 (Typ 1681)	FARO 4010 (Typ 1682)	FARO 4510 (Typ 1683)	FARO 5010 (Typ 1684)	FARO 8010 (Typ 1688)	FARO 4010 CL (Typ 1662)
Celková délka	Typ L	[mm]	7780	8460	9140	9140	10790	8400
	Typ D	[mm]	8250	8930	9610	9610	--	8880
Celková šířka		[mm]	2420	2420	2420	2420	2550	2510
Výška		[mm]	3450	3560	3560	3760	3980	3350
Objem vozu		[m ³]	35	40	45	50	80	40
Objem DIN 11741	Typ L	[m ³]	24	27	30	33	48	23
	Typ D	[m ³]	23	26	29	32	--	22
Rozchod kol		[mm]	1850	1850	1850	1850	1950	1950
Zákl. hmotnost	Typ L	[kg]	5550	5650	5800	5850	6550	6350
	Typ D	[kg]	5950	6050	6200	6350	--	6850
Max. hmotnost		[kg]	15000	18000	18000	18000	16000	18000

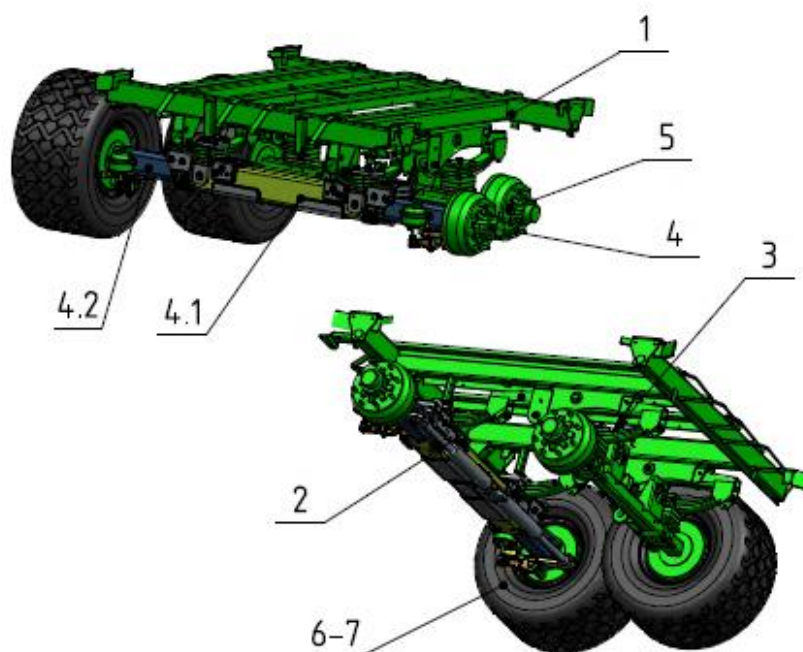
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TELESKOPICKÉ NÁPRAVY

Tato část práce popisuje návrh teleskopické nápravy. Finální verze konstrukce je výsledkem dílčích analytických výpočtů, pevnostních analýz, testovacích modelů a následné optimalizace celé konstrukce. Pro zpracování trojrozměrného modelu a výkresové dokumentace byl využit software NX10 z dílny Siemens PLM. Pevnostní analýza, preprocessing a postprocessing byly realizovány v programu NX I-deas. Pro pomocné výpočty posloužily nástroje MS Excel a Scilab.

3.1 KONSTRUKCE TANDEMOVÉHO PODVOZKU

Tandemový podvozek (Obr. 2) je sestavou svařence nosného rámu (1), osazeného vahadly (2), parabolickými pružinami (3) a dvou náprav. První náprava ve směru jízdy (4) umožňuje teleskopické vysunutí a změnu rozchodu kol z 2540 mm na 3350 mm. Zadní náprava (5) je klasickou nápravou z plného profilu s rozchodem kol 2540 mm. Nápravy jsou osazeny pneumatikami (6) rozměru 520/50/R17 a odpovídajícími disky R17 (7) s hodnotou zálisu kola $ET = -35$. Spojení rámu podvozku (1) a rámu stroje je provedeno šroubovým spojem.

Teleskopická náprava (4) je složena ze tří hlavních částí: hlavního nosného profilu (4.1) (dále tubusu) a dvou kluzně uložených, hydraulicky výsuvných profilů (4.2), které jsou osazeny náboji kol a brzdami (dále jen teleskopy). Celá náprava je uložena na parabolických listových pružinách.



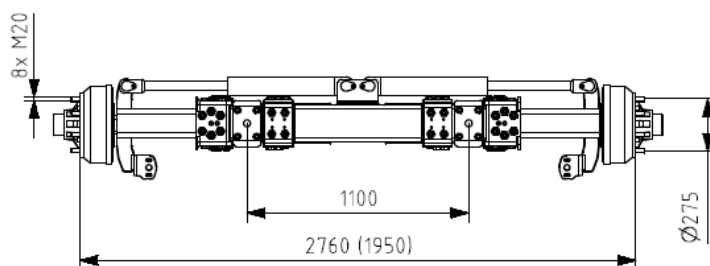
Obr. 2 Tandemový podvozek s osazený teleskopickou nápravou

3.2 TELESKOPICKÁ NÁPRAVA

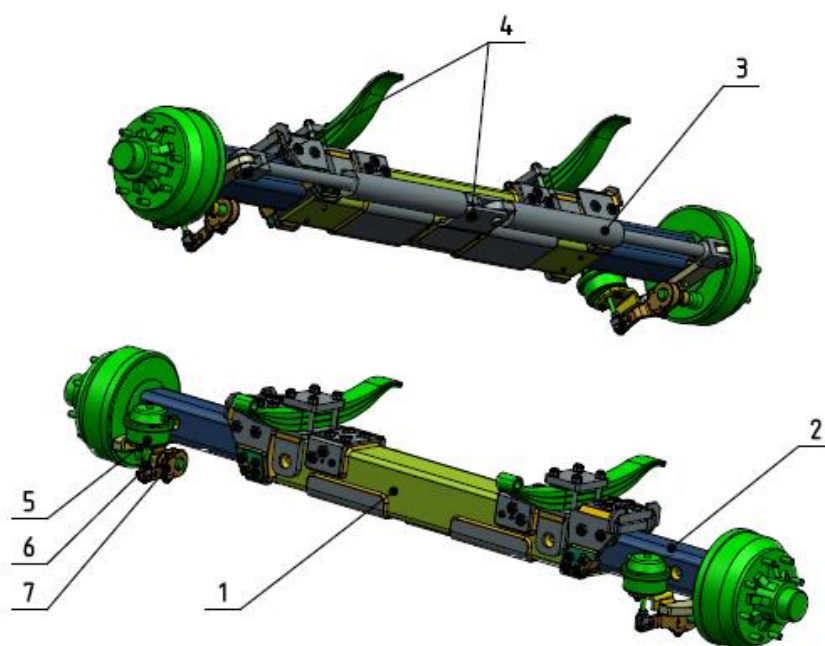
Profil teleskopu (2) je vsunut do profilu tubusu (1), jejich vzájemnou polohu určuje vysunutí (**0-405 mm**) přímočarých dvojčinných hydromotorů (3) uložený na čepích (4), znázorněno na Obr. 4. O volbě hydromotoru pojednává kapitola 3.2.3 a o procesu montáže a vymezení vůle celé sestavy pak kapitola 3.3. Ovládání brzd mají na starosti vzduchem plněné brzdové válce (5), které přes vidličku (6) a páku brzdového klíče (7) ovládají brzdové čelisti. O volbě brzdového válce pojednává kapitola 3.2.7.

PARAMETRY TELESKOPICKÉ NÁPRAVY

- Rozchod při maximálním vysunutí: 2760 mm
- Rozchod při nulovém vysunutí: 1950 mm
- Hmotnost: 790 kg
- Rozteč pro montáž parabolických pružin: 1100 mm
- Připojovací rozměry disku kola: 8x M20/275



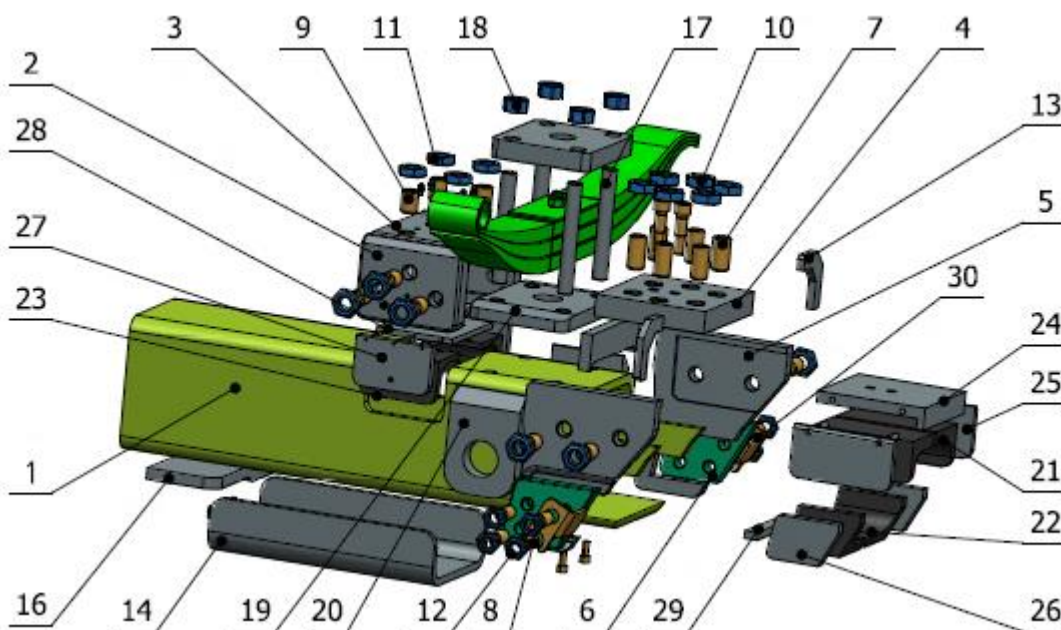
Obr. 3 Parametry teleskopické nápravy



Obr. 4 Sestavení teleskopické nápravy

3.2.1 TUBUS NÁPRAVY

Konstrukce tubusu nápravy je popsána na Obr. 5 respektive Obr. 6. Základním prvkem sestavy tubusu je za tepla tvářený (Norma ČSN EN 10210-2) čtvercový profil 180x180x12,5 z oceli S355 (1), tvořící nosnou část tubusu nápravy. Na Obr. 5 je zobrazena jen jeho levá polovina, pravá polovina je symetrická. Z nosného profilu je odebrán materiál v místě umístění kluzných a opěrných desek a jejich uložení. Na profil jsou přivařeny ocelové výpalky (2, 3, 4, 5, 6) z konstrukčních ocelí S420 NL a S 460 NL, které jsou opatřeny závitovými dírami M24, M22, respektive M18, ve kterých jsou uloženy stavěcí šrouby ISO 4026 (DIN 913) (7, 8, 9) sloužící k vymezení vůle a nastavení správné geometrie nápravy. Šrouby jsou proti samovolnému povolování pojištěny sníženými maticemi ISO 4035 (10, 11, 12). Výhodnějšímu napěťovému toku ve spoji desek 4 a 5 napomáhá přivařená výztuha (13). Za účelem zvýšení tuhosti stěny profilu v místě jeho kontaktu s deskami teleskopu je na jeho vnějším povrchu přivařena výztuha z ohýbané ocele (14). Síla hydromotorů je na tělo nápravy přenášena dvojicí ohýbaných ocelových plechů (15, 16) přivařených základnímu profilu. Součásti 12-16 jsou vypáleny a ohýbány z oceli S355.

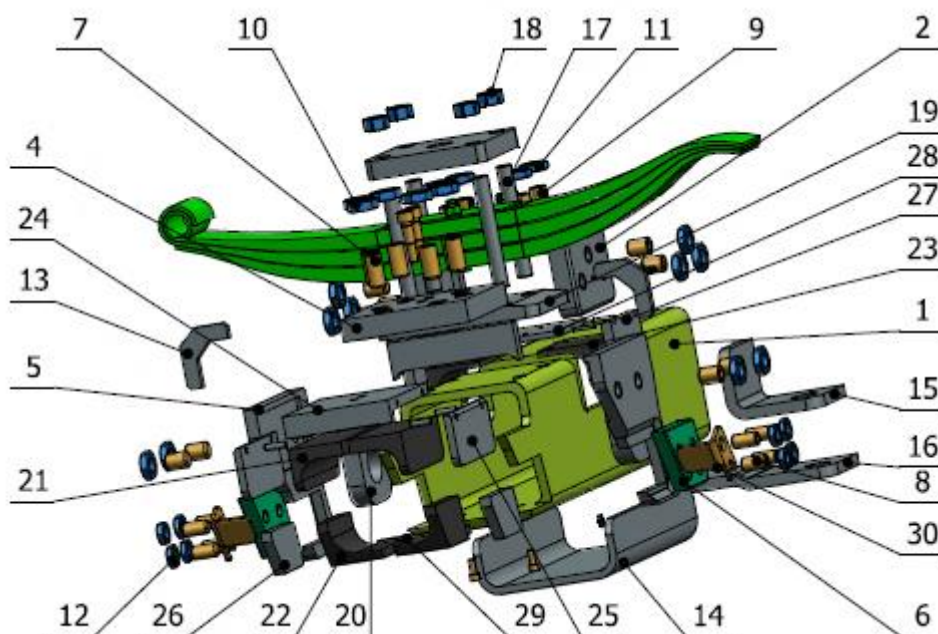


Obr. 5 Sestavení tubusu v rozpadu

SPOJENÍ S PARABOLICKOU PRUŽINOU

Parabolická pružina je s hlavním profilem spojena předepjatým šroubovým spojem za využití svorníků M20 (17) z materiálu pevnostní třídy 8.8., ty jsou opatřeny závitem na obou koncích. Na straně ocelové přitlačné desky jsou staženy maticí M20 (18) a na straně druhé zašroubovány do nosného profilu (1) přes ocelovou desku (19), materiálem obou desek je ocel S460NL. Deska, na které je uložena parabolická pružina je přivařena k ocelovým výpalkům (20) které jsou k hlavnímu profilu přivařeny v oblasti okolo jeho neutrální osy čímž je dosaženo příznivého napěťového rozložení. Teoreticky by ideálním místem pro provedení svaru byla zhruba $\frac{3}{4}$ výšky stěny profilu, protože v neutrální ose leží maximum smykového

napětí ohýbaného nosníku. V praktické aplikaci se však ukázalo přivaření do osy jako výhodnější. Při provedení průběžného svaru docházelo ke koncentraci napětí mezi svary desek (20) a (5). Realizace spoje bez využití desek (20) přivařením kontaktní desky (19) přímo na tělo tubusu by pak vedla ke koncentraci napětí a při vedení svarů ve směru kolmém na osu hlavního profilu potom ke vzniku nezanedbatelných koncentrátorů napětí které vedou k nežádoucímu nárůstu napětí. Výrobci náprav ADR a BPW před tímto postupem varují ve své technické dokumentaci. [1]



Obr. 6 Sestavení tubusu v rozpadu 2

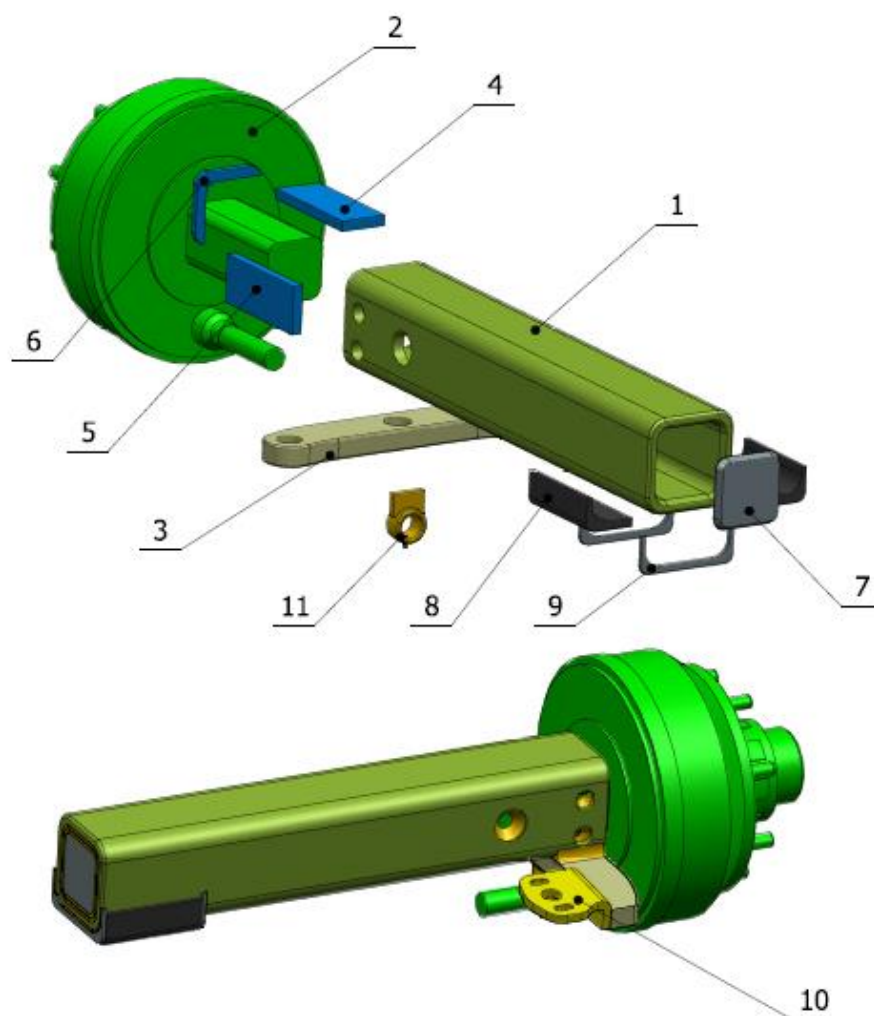
SYSTÉM ULOŽENÍ KLUZNÝCH DESEK

V těle tubusu jsou uloženy tři páry plastových kluzných desek (21, 22, 23). Materiál kluzných desek je popsán v kapitole 3.2.8. Desky jsou společně s ocelovými opěrnými deskami (24, 25, 26, 27, 28) z oceli S460NL uloženy v těle svařence. Příslušné desky jsou spolu spojeny pomocí ocelových kolíků, umožňujících posun ve směru vymezování vůle. Proti vypadnutí jsou opěrné desky (24, 25) v axiálním směru pojištěny upravenými šrouby M14 s vnitřním šestihranem. Vypadnutí desek kluzných (21) zamezuje tvarování opěrné desky (24). Desky (22) na spodní vnější straně tubusu potom jsou na místě ustaveny pomocí zarážek (29, 30).

3.2.2 TELESKOP NÁPRAVY

Schéma teleskopu zobrazuje Obr. 7. Hlavním prvkem teleskopu je za tepla tvářený profil čtvercového průřezu (Norma ČSN EN 10210-2) rozměru 140x140x17,5 (1). Přes ocelové desky a ucpávky z materiálu S355 (4, 5, 6) je do něj navařen náboj kola ADR s brzdou QC 350x90E. Ocelové desky vyrovnávají rozdíl mezi profilem náboje kola a vnitřním rozměrem nosného profilu (1). Svary jsou provedeny v otvorech vypálených do nosného profilu. Jejich počet, průměry a rozmístění jsou zvoleny s ohledem na co nejpříznivější napěťový tok.

Na opačném konci profilu jsou uloženy plastové kluzné desky (8), jejich axiálnímu posunu zamezují přivařené zarážky (9). Tuhost stěn profilu na straně uložení desek zvedá přivařená výztuha (7). Výztuha snižuje namáhání stěn profilu a zvedá odolnost profilu proti boulení bočních stěn. Výpalek z ploché oceli S355 (3) spojuje teleskop s hydromotorem. Je přivařen k teleskopu dvěma průběžnými svary a jedním svarem umístěným v připraveném otvoru. Na druhé straně výpalku (3) je umístěna konzola pro brzdový válec. Součást (11) vytváří podporu brzdové vačky, její použití je vyžadováno výrobcem brzdy ADR.



Obr. 7 Sestava teleskopu

PARAMETRY NÁBOJE KOLA ADR S90RM8QCN001 [2]

- | | |
|--|------------|
| • Typ brzdy: | QC 350x90E |
| • Maximální ovládací moment brzdy: | 1400 Nm |
| • Minimální poloměr ráfku: | 17" |
| • Vnější průměr bubny: | 390 mm |
| • Brzdná kapacita při 60 km/h, R=545 mm: | 7000 kg |

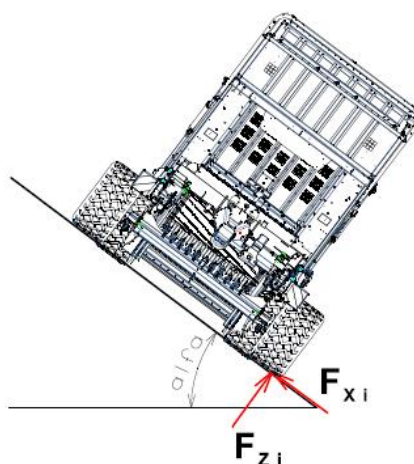
3.2.3 VOLBA HYDROMOTORU

Pro zvolení správného hydromotoru je nejprve potřeba zjistit maximální osovou sílu působící v hydromotoru. Pro její určení jsou uvažovány dva stavy.

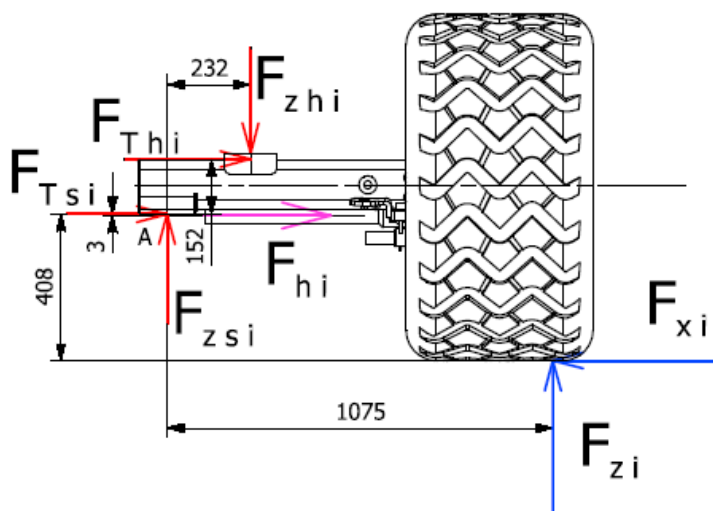
STAV MEZNÍ SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI

Prvním uvažovaným stavem je stav na mezi svahové dostupnosti, kdy u tří kol dojde ke ztrátě kontaktu s podložkou, a tedy silové reakce klesnou na nulu, vůz stojí na jedné pneumatice a je bodově opřen do tažného prostředku v místě připojení oje. Jde o mezní stav, v provozu při jeho dosažení dojde následně k překlolení stroje a jeho nenávratné destrukci. Teoreticky lze však tohoto stavu může být dosaženo, a proto je uvažován pro návrh hydromotoru. Síla působící v ose hydromotoru je axiální reakce působící v ose náboje kola F_{xi} viz. Obr. 9 ponížena o třecí sílu přenášenou kluznými deskami Obr. 8.

Zjištění hodnot axiální a radiální reakce v kole je výsledkem MKP analýzy. O zjištění hodnoty síly, uvažovaném zatížení a mezní svahové dostupnosti pro jednotlivé klopné hrany pojednávají kapitoly 5 a 4.



Obr. 9 Silové reakce pro výpočet síly v hydromotoru



Obr. 8 Uvolnění teleskopu nápravy



Při využití rovnic statické rovnováhy pro uvolnění teleskopu na Obr. 8 pak pro osovou sílu F_h v hydromotoru platí:

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

$$-F_{xi} + F_{Tsi} + F_{Thi} + F_{hi} = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad (2)$$

$$-F_{zi} + F_{zsi} + F_{zhi} = 0$$

$$\sum M_y(A) = 0 \quad (3)$$

$$F_{hi} \cdot 3 + F_{zhi} \cdot 232 + F_{Thi} \cdot 152 + F_{xi} \cdot 408 - F_{zi} \cdot 1075 = 0$$

$$F_{Tii} = F_{zii} \cdot f_{kd} \quad (4)$$

kde	F_{Tsi} [N]	je třecí síla mezi sadou spodních desek a tubusem nápravy
	F_{Thi} [N]	je třecí síla mezi sadou horních desek a teleskopem nápravy
	F_{hi} [N]	je síla zatěžující hydromotor, při dosažení mezního stavu překlopení pro í-tou hranu
	F_{zsi} [N]	je síla působící na sadu spodních kluzných desek
	F_{zhi} [N]	je síla působící na sadu horních kluzných desek
	f_{kd} [-]	je koeficient tření pro mazané povrchy použitých materiálů

Po úpravě a vzájemném dosazení rovnic potom platí:

$$F_{hi} = \frac{-F_{xi} \cdot \left(\frac{116}{f_{kd}} + 76 + 408 \right) - F_{zi} \cdot (116 + 76 \cdot f - 1075)}{\left(3 - \frac{116}{f_{kd}} - 76 \right)} \quad (5)$$

Po dosazení sil a koeficientu tření:

$$F_{x1} = 114000 \text{ N} ; F_{z1} = 116000 \text{ N}$$

$$F_{x2} = 100000 \text{ N} ; F_{z2} = 131000 \text{ N}$$

$$f_{kd} = 0,05$$

$$F_{h1} = 102837 \text{ N}$$

$$F_{h2} = 82457 \text{ N}$$



STAV MAXIMÁLNÍHO TŘENÍ PŘI VYSOUVÁNÍ NÁPRAVY

Při nedodržení pravidel pro práci s teleskopickou nápravou, viz 3.4.1 může dojít k nárůstu axiální síly při jejím vysouvání a zasouvání. Při tomto stavu je uvažován stroj stojící na místě a současně vysouvání nápravy při maximálním možném tření mezi pneumatikou a podložkou. Jde o teoretický stav, který jehož nastání je při provozu krajně nepravděpodobné ale přesto možné.

Po zjištění axiální reakce je pak analogicky k předchozímu výpočtu zjištěna síla působící na hydromotor, kdy ale třecí síly působící mezi deskami, teleskopem a tubusem nejsou odečítány, ale přičítány:

$$F_{x3} = F_{z3} \cdot f \quad [N] \quad (6)$$

$$F_{x3} = 46700 \cdot 0,95 = 44365 \text{ N}$$

$$F_{x3} = \mathbf{44365 \text{ N}}$$

kde $F_{z4} = 46700 \text{ N}$ je radiální síla působící na jedno kolo při maximálním zatížení

$F_{x3} [N]$ je maximální axiální síla při posunu pneumatiky po podkladu

$f = 0,95$ je statický koeficient tření pro styk pneumatiky a betonu

$$F_{h3} = \frac{-F_{x3} \cdot \left(-\frac{116}{f_{kd}} - 76 + 408 \right) - F_{z3} \cdot (116 + 76 \cdot f - 1075)}{\left(3 + \frac{116}{f_{kd}} + 76 \right)} \quad (7)$$

$$F_{h3} = \mathbf{55358,8 \text{ N}}$$

$$F_{h1} > F_{h2} > F_{h3}$$

VÝBĚR HYDROMOTORU

Hydromotor je navržen pro nejvyšší osovou sílu z výše popsaných. Maximální osovou silou je síla $F_{h1} = 102837 \text{ N}$.

Pro zjištění průměru pístu hydromotoru:

$$d_{h1} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot F_{h1}}{\pi \cdot p_h}} \quad [mm] \quad (8)$$

$$d_{h1} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 102837}{\pi \cdot 25}} = 72,37 \text{ mm} \quad (9)$$

$$d_{h1} = \mathbf{72,37 \doteq 75 \text{ mm}}$$

kde $d_{h1} [mm]$ je průměr pístu přímočarého hydromotoru

p_h [MPa] je maximální dovolený tlak v hydromotoru

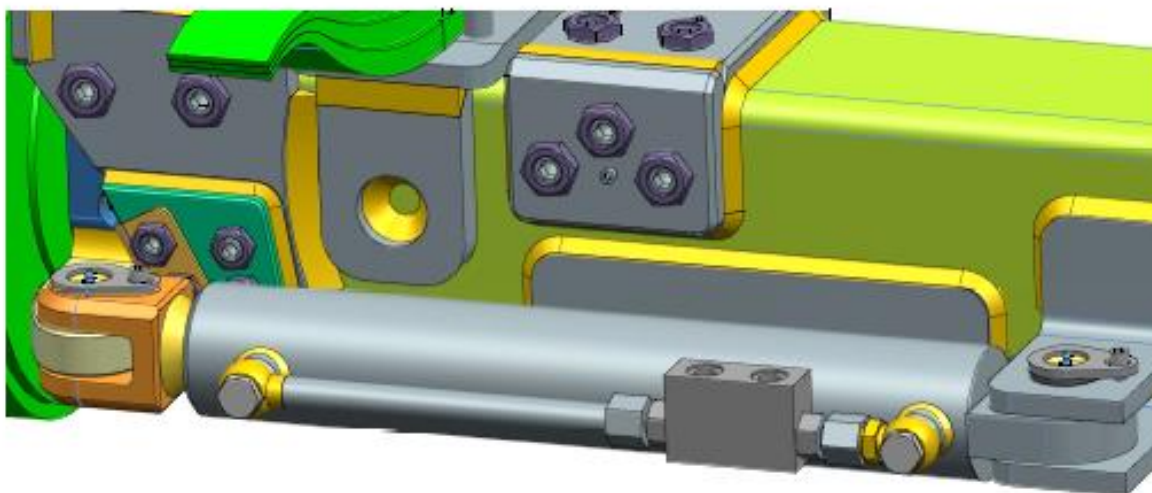
Na základě určení průměru je vybrán dvojčinný hydromotor dodavatele HydraulICS model ZH2, pravděpodobně bude nahrazen hydromotorem firmy Büter se stejnými parametry.

VYBRANÉ PARAMETRY HYDROMOTORU HYDRAULICS ZH2 75/45x405-K-0 [3]

- Jmenovitý tlak: 20 MPa
- Maximální tlak: 25 MPa
- Pracovní rychlost: maximální $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Průměr pístu: 75 mm
- Průměr pístní tyče: 45 mm
- Délka zasunutého hydromotoru: $280 + 405 = 685 \text{ mm}$

3.2.4 HYDRAULICKÉ ZÁMKY

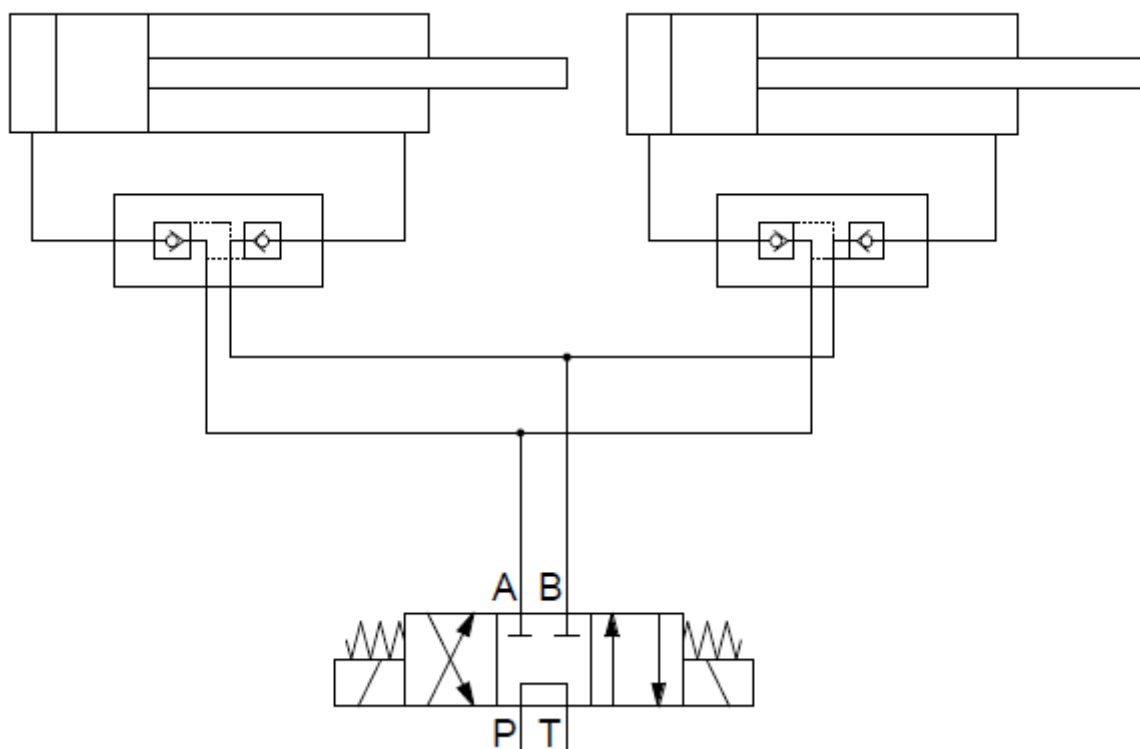
Hydromotory jsou osazeny hydraulickými zámky. Jde o bezpečnostní prvek, který neumožňuje průtok oleje, pokud není iniciován přívodem tlakového oleje do jednoho z ventilů a současně tzv. ovládacího tlaku do ventilu druhého. Hydromotor je tím vždy bezpečně ustaven v dané poloze a případný pokles tlaku v okruhu zapříčiněný poruchou neovlivní stabilitu stroje. Trh nabízí celou řadu zámků s vhodnými parametry. Příkladem takového zástupce je například oboustranný zámek Hydrocom VBPDE 18, Obr. 10. [4]



Obr. 10 Montáž hydraulického zámku

3.2.5 SCHÉMA ZAPOJENÍ HYDROMOTORŮ

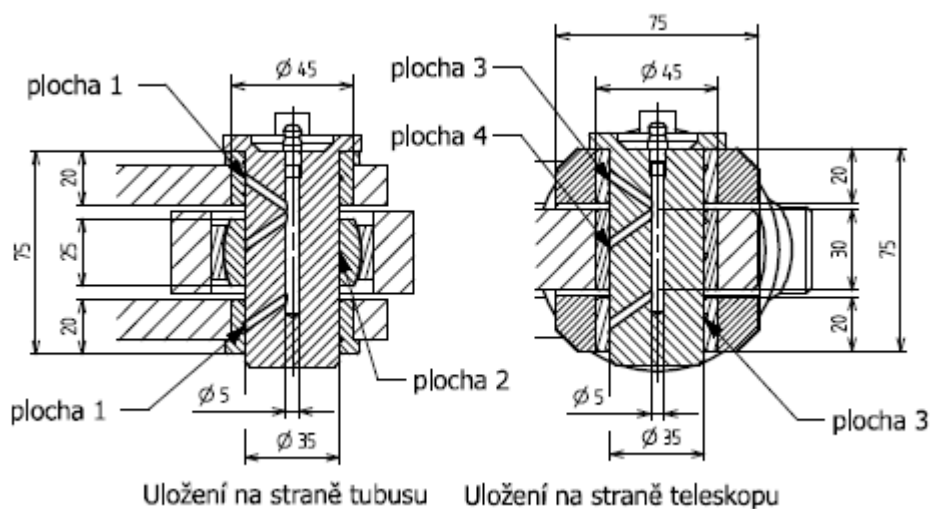
Hydraulický okruh pro ovládání vysunutí nápravy obsahuje dva přímočaré hydromotory, dva hydraulické zámky a solenoidy ovládaný hydraulický rozvaděč, zobrazuje Obr. 11.



Obr. 11 Schéma hydraulického okruhu

3.2.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA ULOŽENÍ HYDROMOTORU

Uložení čepů je zobrazeno na Obr. 12. Hydromotor je uložen na čepech o průměru 35 mm z ocele 42CrMo4. Čepy jsou povrchově kalené a popuštěné, výsledná tvrdost povrchu by se měla pohybovat okolo 58 HRC. V hlavě čepu je zašroubována maznice, od maznice je mazací tuk rozváděn vývrty v čepu přímo k mazaným povrchům. Tělo hydromotoru je dodáno s přivařeným okem s kulovým ložiskem. Na konci pístní tyče je pak navařena vidlice z Materiálu S355. Za účelem zvýšení odolnosti proti otlacení čepů a povrchů v místě jejich uložení jsou otvory opatřeny ocelovými kluznými pouzdry z povrchově kalené ocele C45, při dosažení tvrdosti povrchu 50 HRC. Rozdíl v tvrdostech kontaktních povrchů se pohybuje okolo 100 HB. Ocelová pouzdra jsou do součásti lisována s uložením H7/p6. V případě jejich opotřebení mohou být nahrazena novými. Hodnota dynamické únosnosti takto navrženého spoje je potom $p_{Dd}=150$ MPa a statické $p_{Ds}=250$ MPa. Podrobnějšími vlastnostmi materiálů se zabývá kapitola 0. [5] [6]



Obr. 12 Řez uložením hydromotoru

PEVNOSTNÍ KONTROLA VIDLICE

Průřez vidlice je kontrolován na tah, další vlivy jsou vzhledem k charakteru uložení hydromotoru zanedbatelné, a proto nejsou při výpočtu uvažovány. Také jsou zanedbány výrobní tolerance zhotoveného otvoru. Maximální tahové napětí v kritickém průřezu vidlice je vypočteno jako:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S_t} \quad [MPa] \quad (10)$$

$$\sigma_{t1} = \frac{p_{hp} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{h1}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{h2}^2}{4} \right)}{(75 - 45) \cdot 2 \cdot 20 - 8 \cdot 8 \cdot 2} \quad [MPa]$$

$$\sigma_{t1} = \frac{20 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 75^2}{4} - \frac{\pi \cdot 45^2}{4} \right)}{(75 - 45) \cdot 2 \cdot 20 - 8 \cdot 8 \cdot 2} = 52,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t1} = 52,8 \text{ MPa} < \sigma_{d1} = 309 \text{ MPa}$$

kde	F_t [N]	je tahová síla namáhající průřez
	σ_{t1} [MPa]	je tahové napětí vyvolané maximální silou hydromotoru
	$\sigma_{d1} = 309 \text{ MPa}$	je návrhová únosnost pro materiál S355 viz. 6.1
	d_{h2} [mm]	je průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru [3]
	p_{hp} [MPa]	je jmenovitý pracovní tlak v hydromotoru [3]



KONTROLA OTLAČENÍ ČEPŮ A VIDLICE

Kontrola čepů na otlačení je provedena v místě kontaktu čepu s ocelovými pouzdry, jednotlivé plochy jsou vyznačené na Obr. 12 :

$$p_{\check{c}} = \frac{F_r}{S_{\check{c}i}} \leq p_{Dd} \quad [MPa] \quad (11)$$

kde $p_{\check{c}}$ [MPa] je kontaktní tlak
 $F_r = F_{h1} = 102837 \text{ N}$ je maximální radiální síla působící na čep;
 $S_{\check{c}i}$ [mm³] je kontaktní plocha čepu a pouzder; $i = 1:4$
 $p_{Dd} = 150 \text{ MPa}$ je dovolený kontaktní tlak pro zvolené uložení [5]

$$S_{\check{c}1} = 1400 \text{ mm}^3 \rightarrow p_{\check{c}1} = 73,48 \leq p_{Dd}$$

$$S_{\check{c}2} = 875 \text{ mm}^3 \rightarrow p_{\check{c}2} = 117,57 \leq p_{Dd}$$

$$S_{\check{c}3} = 1400 \text{ mm}^3 \rightarrow p_{\check{c}3} = 73,48 \leq p_{Dd}$$

$$S_{\check{c}4} = 1050 \text{ mm}^3 \rightarrow p_{\check{c}4} = 97,9 \leq p_{Dd}$$

Všechny kontaktní plochy podmínku splňují.

KONTROLA ČEPŮ NA STŘIH A OHYB

Čepy je třeba zkontrolovat na ohyb a smyk. Vzhledem k průběhu napětí při kombinovaném namáhání, jakým je smyk a ohyb je třeba zkontrolovat 3 kritická místa. Jsou jimi body na povrchu, kde leží maximum vzniklého ohybového napětí a neutrální osa čepu, kde leží maximum napětí smykového. S ohledem na průběh a charakter výsledných napětí v průřezu je nelze počítat, při uvažování čepu jako prostého nosníku zatíženého osamocenou silou platí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [MPa] \quad (12)$$

$$W_o = \frac{J_x}{e} = \frac{\frac{\pi \cdot D^4}{64} - \frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} \quad [mm^3] \quad (13)$$

$$M_o = F \cdot \frac{l}{2} \quad [Nmm] \quad (14)$$

$$\sigma_{o\check{c}1} = \sigma_{o\check{c}2} = 672,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,AB} = 672,52 \text{ MPa} \quad (15)$$

kde σ_o [MPa] je ohybové napětí



W_o [mm ³]	je modul průřezu v ohybu, mezikružší, boční mazací kanálky jsou zanedbány, protože leží v neutrální ose nosníku
$D = 35$ mm	je velký průměr čepu
$d = 6$ mm	je malý průměr čepu
$F = F_{h1} = 102837$ N	je síla působící na nosník
$l = 55$ mm	je uvažovaná délka nosníku
$\sigma_{o,AB}$ [MPa]	je ohybové napětí v bodech s max. napětím

$$\tau_s = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D^2 - d^2 - d_k^2)} \text{ [MPa]} \quad (16)$$

$$\tau_{sč1} = \tau_{sč2} = 150 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red,n} = 2 \cdot \tau_{sči} = 300 \text{ MPa} \quad (17)$$

$$\sigma_{red,n} = 300 \text{ MPa}$$

kde τ_s [MPa] je smykové napětí

$d_k = 5$ mm je průměr ekvivalentní kruhové plochy mazacího kanálku

$\sigma_{red,n}$ [MPa] je redukované napětí v neutrální ose, v maximu napětí

Návrhová únosnost pro použitý materiál je 714 MPa (viz. 6.1), čepy tedy **vyhovují**.

3.2.7 BRZDOVÝ VÁLEC

Vůz je vybaven dvouhadicovou, jednookruhovou brzdovou soustavou s ventilem pro nouzové brždění. Určení brzdového válce vychází z maximálního požadovaného ovládacího momentu brzdy, geometrie konstrukce a uvažovaného pracovního tlaku. Maximální potřebná síla pro ovládání brzdové vačky je určena jako [7] [1] :

$$F_{Bv} = M_b \cdot l_{bk} \text{ [N]} \quad (18)$$

$$F_{Bv} = 1400 \cdot 0,2 = 7000 \text{ N}$$

$$F_{Bv} = 7000 \text{ N}$$

kde F_{Bv} [N] je maximální potřebná síla vyvozená brzdovým válcem

$M_B = 1400$ N·m je maximální ovládací moment brzdové vačky [2]

$l_{Bk} = 200$ mm je délka brzdové páky



Na základě zjištěné potřebné síly a konzultace se zástupci firmy Pöttinger je zvolen brzdový válec Wabco 4231049000 Type16. Síla brzdového válce není konstantní, protože se změnou zdvihu se mění i plocha pístu brzdového válce. Podle výpočtových vzorců firmy Wabco potom pro oblast mezi 1/3 a 2/3 zdvihu (pracovní oblast válce) platí [7]:

$$F_{BW} = 1056 \cdot p_B - 317 \text{ [N]} \quad (19)$$

$$h_W = 0,86 \cdot p_B + 68 \text{ [mm]} \quad (20)$$

kde	F_{BW} [N]	je síla brzdového válce
	p_B [bar]	je pracovní tlak v brzdovém okruhu; 6 až 7,3 bar [7]
	h_W [mm]	je hodnota použitelného zdvihu pro daný tlak, při které síla válce dosahuje 90 % průměrné síly válce

Po dosazení do vztahu pro sílu brzdového:

$$F_{BWm} = 1056 \cdot 7,3 - 317 = 7392 \text{ N}$$

$$F_{BWm} > F_{Bv}$$

Navržený brzdový válec splňuje podmínku a je schopen vyvodit dostatečně velkou sílu pro dosažení maximálního ovládacího momentu brzdy.

VYBRANÉ PARAMETRY BRZDOVÉHO VÁLCE WABCO 4231049000 TYPE16 [7]

- Maximální dovolený tlak: 0,85 MPa
- Pracovní tlak: 0,62 až 0,73 MPa
- Kapacita při 2/3 zdvihu: 0,75 l
- Hmotnost: 2,8 kg
- Maximální zdvih: 75 mm



3.2.8 POUŽITÉ POLOTOVARY, MATERIÁLY A JEJICH VLASTNOSTI

Sestava a jednotlivé podsestavy jsou koncipovány jako svařence z upravených, normovaných, hutních profilů, ohýbaných výpalků z ploché oceli a ocelových či plastových obrobků.

KONSTRUKČNÍ OCELI

Jmenovité hodnoty meze kluzu a pevnosti v tahu použitých konstrukčních ocelí jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 - Jmenovité hodnoty meze kluzu f_y a pevnosti f_u vybraných konstrukčních ocelí [8]

Norma a pevnostní třída oceli	Jmenovitá tloušťka prvku	
	$t \leq 40$ mm	
	f_y [N/mm ²]	f_u [N/mm ²]
EN 10210-1		
S 275H	275	430
S 355J2H	355	510
EN 10025-2		
S 235	235	360
S 275	275	430
S 355	355	510
EN 10025-3		
S 355J2H	355	510
S 420NL	420	520
S 460NL	460	540

OCELI VYŠŠÍ JAKOSTI

Oceli vyšších jakostí vhodné pro tepelné zpracování jsou použity pro čepy a kluzná pouzdra. Jejich vybrané vlastnosti jsou popsány v Tab. 3.

Tab. 3 Jmenovité hodnoty meze kluzu f_y a pevnosti f_u vybraných ocelí [6]

Norma a třída oceli	Průměr [mm]	
	$16 \leq d \leq 40$	
	$f_{y \text{ min.}}$ [N/mm ²]	f_u [N/mm ²]
ČSN EN 10083-3		
42CrMo4 (1.7225)	750	1000 -1200
	$40 \leq d \leq 100$	
ČSN EN 10083-2		
C45 (1.1191)	370	630 -780

KLUZNÉ MATERIÁLY

Požadavky na materiál kluzných desek fungujících jako posuvné ložisko mezi ocelovým částmi nápravy jsou zejména dostatečná pevnost (alespoň 70 MPa) a vyhovující odolnost proti opotřebení. Pro potenciální materiál kluzných desek byly vybrány čtyři reprezentanti nejlépe splňující dané požadavky, trh nabízí celou škálu vhodných materiálů od různých výrobců. Určení konkrétního materiálu bude záviset na možnostech dodavatelů a zpracovatelů. Přehled vybraných vlastností navržených plastů je uveden v Tab. 4.

Tab. 4 vlastnosti vybraných kluzných plastů [9] [10] [11] [12]

Výrobce a obchodní název	Napětí na mezi kluzu	Pevnost při 1/2/5 % stlačení	Modul pružnosti (tah)	Kluzné opotřebení	Součinitel tření
	ISO 527-1/-2	ISO 604		–	suché
	MPa	MPa	MPa	μm/km	–
TechPlasty					
PEEK+GF30	90	41/81/–	6300	–	0,36
PET-GL	75	24/47/95	2600	0,16	0,1
Murfeld					
Murlubric	72	22/43/79	3000	0,05	0,18
Murilon-A-GF	85	43/77/112	5000	0,28	0,35

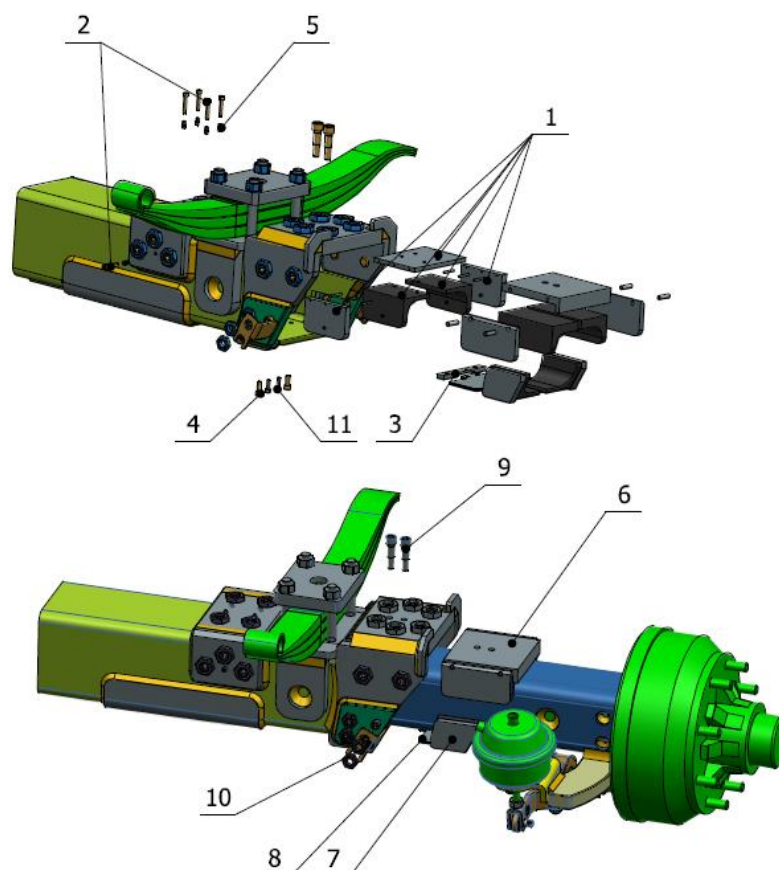
3.3 POSTUP MONTÁŽE

3.3.1 SESTAVENÍ NÁPRAVY

Prvním krokem při kompletaci tubusu je vložení sestavy vnitřních kluzných a opěrných desek (1), Obr. 13, ta se zafixuje v montážní poloze pomocí šroubů M6 (2). Zafixováním sestavy vymezačích a opěrných desek vzniká vůle umožňující snadné vsunutí teleskopu v dalším kroku a také počítá s výrobními odchylkami použitých profilů. Výrobní odchylky a tolerance pro zvolené profily zahrnuje norma EN 10210-1. Montážní poloha desek poskytuje vůli 4 mm ve svislém směru a 4 mm na každé boční straně.

Po vsunutí teleskopu osazeného kluznými deskami a vymezačícími podložkami je nutné upevnit opěrnou lištu vnějších spodních kluzných desek (3) pomocí šroubů (4). Nyní je možné demontovat skupinu šroubů M6 (2) a nahradit je sadou maznic (5).

Dalším krokem je vsunutí soustav koncových vymezačích a opěrných desek (6) respektive (7), společně se sadou vymezačích podložek (8), ty jsou pak proti axiálnímu posunu pojištěny dvojicí šroubů (9) v případě horních desek, úchytek (10) a šroubů (11) v případě spodních desek a vymezačích podložek. Posledním krokem je připojení hydromotoru.

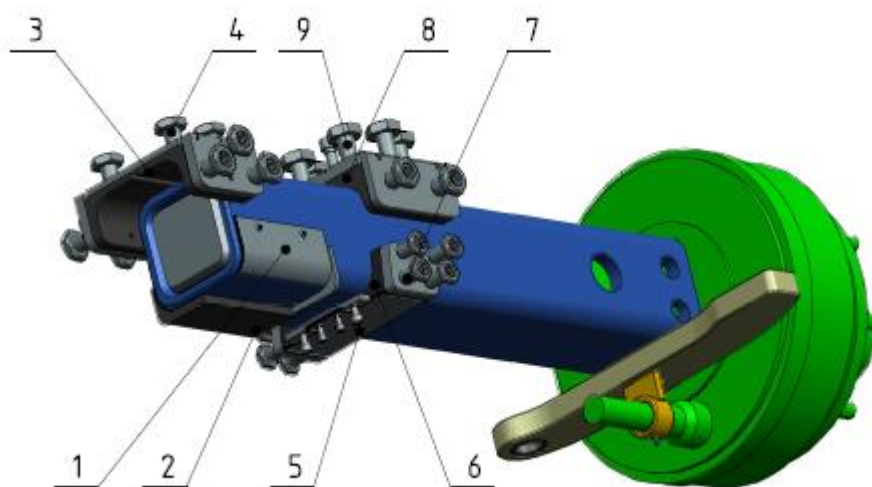


Obr. 13 Sestavení nápravy

3.3.2 VYMEZENÍ VŮLE A NASTAVENÍ GEOMETRIE

Systém vymezování vůle a současného nastavení geometrie nápravy je nezbytnou součástí celé konstrukce. Příliš velké vůle zapříčiňují vznik velkých provozních rázů při změnách jízdní dynamiky a při přejezdu překážek. Vznik takových rázů potom ovlivňuje chování celé soupravy, zvyšuje namáhání nápravy a mění silové působení v místě kluzných uložení.

Nesprávně nastavená geometrie nápravy zvyšuje opotřebení pneumatik a brzd. Znamená také nárůst jízdních odporů a tím i spotřeby paliva tažného prostředku. Přidané jízdní odpory pak vnáší do konstrukce další zatížení.



Obr. 14 Systém nastavení vůlí a geometrie

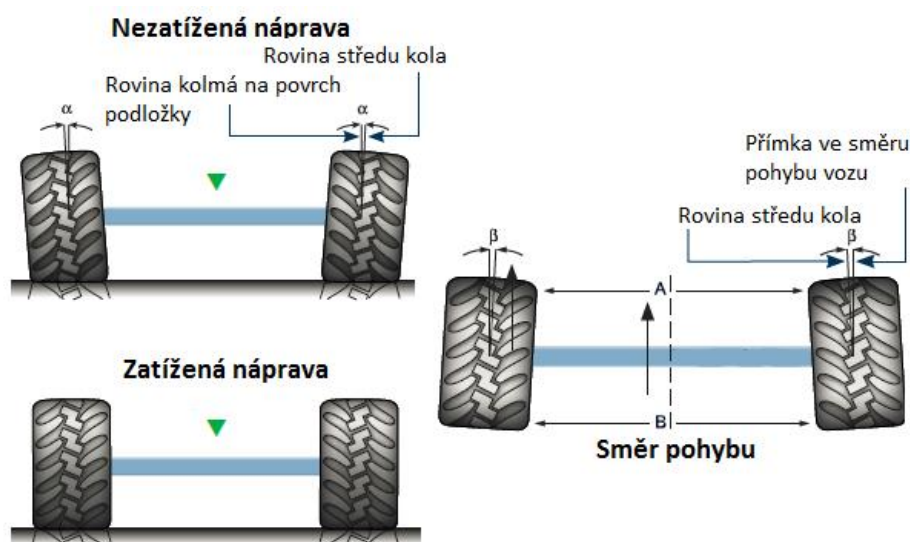
Pomocí sady podložek z plechů tloušťek 0,5 mm (1) na Obr. 14 se při montáži nastaví vůle mezi kluznými deskami (2) a vnitřní stěnou tubusu na hodnotu 1 mm. Systém je koncipován tak, že lze měnit vnější rozměr soustavy desek v rozmezí 155 mm až 150 mm s krokem 0,5 mm. Podobný systém plechových podložek (5) je použit pro ustavení správné vůle a geometrie u sady vnějších desek (6) na spodní straně nápravy. Opět lze měnit vůli s krokem 0,5 mm. Pro ostatní směry a vůle platí jednoduché pravidlo kdy jsou při seřizování šrouby (4, 7, 9) plně dotaženy a následně povoleny o dané pootočení. Hodnota rozteče závitů použitých šroubů je 3 mm pro šrouby M24 a 2,5 mm pro šrouby M22 a M18. Povoláním šroubů M24 (8) a M22 (4) v horní části nápravy o 1/3 je dosaženo vůle 1 a 0,83 mm. Boční šrouby M22 a M18 je třeba potom shodně na obou stranách povolit o 1/4 otáčky, čímž je při daném stoupání docíleno vůle 1,25 mm ve směru pohybu soupravy. Vůle jsou pouze navrženými hodnotami, jejich ověření s ohledem na správnou funkci celé sestavy je třeba ověřit při reálném provozních zkouškách.

Současně s vůlemi je nastavována i geometrie nápravy, na to je třeba myslet a provést nastavení a následnou kontrolu opakovaně. Je nezbytné provést kontrolu geometrie v případě vysunuté i nevysunuté nápravy.

ÚHLY ODKLONU A SBÍHAVOSTI

Zajímavým tématem při nastavení geometrie nápravy je možnost nastavení kladného odklonu kol pro prázdný vůz, přičemž při jeho zatížení dojde díky deformaci nosníku a jeho průhybu k vynulování nastaveného úhlu. Tím dojde k dosažení optimální geometrie nápravy při jejím provozním zatížení. Neméně zajímavou myšlenkou je nastavení kol tak aby docházelo k jejich mírnému sbíhání pro nezatížený a nepohybující se vůz Obr. 15.

Při uvedení do pohybu dojde pak vlivem jízdních odporů působících na kola vozu k deformaci nosníku a ustavení kol v poloze s nulovou sbíhavostí. Tento způsob nastavení zajišťuje optimální kontakt pneumatiky a vozovky v zatíženém stavu, kdy také dochází k největšímu opotřebení pneumatik. Stanovení konkrétních úhlů přesahuje svojí rozsáhlostí zadání této práce a bude tedy předmětem dalšího vyhodnocení výpočtové analýzy a provozních zkoušek.



Obr. 15 Odklon a sbíhavost kol nápravy [27]

3.4 PROVOZ VOZU

Provozování vozu s teleskopickou nápravou s sebou přináší jistá specifika.

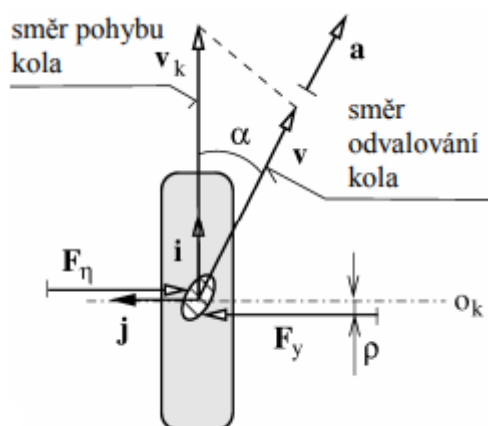
3.4.1 VYSUNUTÍ NÁPRAVY

Za účelem dosažení co možná nejnižšího bočního namáhání pneumatik je třeba provádět vysunutí a zasunutí nápravy při stavu nejnižších odporů. Při změně rozchodu nápravy je třeba překonat boční adhezní sílu mezi pneumatikami a podložkou, z podstaty věci tedy vyplývá že nejnižšího odporu je dosaženo na povrchu s nejnižší adhezí.

Dalším snížením odporu dojde při uvedení vozu do pohybu, tím se projeví tzv. boční skluz pneumatik. Boční skluz pneumatiky je vyjádřen směrovým úhlem α na Obr. 16. Pneumatika zatížená boční silou se deformuje v oblasti kontaktu s podložkou a vlivem zatížení boční silou, v tomto případě adhezní, dochází k jejímu bočnímu vychýlení. Tento stav je zcela běžným stavem například při zatáčení vozidel. Určení stavu nejnižších odporů lze výpočtově

vyjádřit užitím známých teorií, přesnost výpočtu je úzce spjata s vlastnostmi pneumatik a jejich interakcí s povrchem. K určení potřebných vstupů by bylo potřeba provést celou řadu měření a testů s konkrétními pneumatikami na různých druzích povrchů, kdy do chování pneumatik vstupuje celá řada nelinearit. Výpočet provedený bez těchto vstupů má nízkou vypovídající hodnotu. Nicméně se jedná o velmi zajímavou problematiku, kterou je však možno pro aplikaci na teleskopické nápravě zjednodušit a aplikovat na stanovení základních pravidel pro provoz vozu s teleskopickou nápravou. [13] [14] [15]

Z výše popsaného vyplývá, že změnu rozchodu kol je třeba provádět za jízdy přiměřenou rychlostí, tedy 5 až 10 km/h a na površích dovolujících snadné překonání adheze. Vhodnými povrchy jsou travnaté povrchy, nezpevněné polní cesty apod. Je třeba si uvědomit že nejslabším prvkem soustavy jsou v tomto případě pneumatiky a je třeba věnovat pozornost jejich chování.



Obr. 16 Otáčející se kolo zatížené boční silou [13]

3.4.2 POHYB NA SVAŽÍCH

Vůz vybaven teleskopickou nápravou dosahuje vyšších hodnot svahové dostupnosti než běžné stroje, což ho předurčuje k provozu na svažitéch pozemcích. Je však třeba mít na paměti že svahová dostupnost vozu úzce souvisí s koeficientem adheze mezi pneumatikou a podložkou, kdy po překročení maximální boční adhezní síly mezi povrchem a pneumatikou dojde k podklouznutí stroje. Svahová dostupnost v kapitole 4 tento koeficient zohledňuje ponížením teoretické svahové dostupnosti na její bezpečnou provozní hodnotu. Je však na posouzení obsluhy stroje, zdali jsou konkrétní podmínky na svahu bezpečné pro provoz techniky. Svahová dostupnost stroje teoreticky lineárně klesá v závislosti na snižující se adhezi pneumatiky a povrchu.

Dle normy ISO 16231-2 by stroj měl být vybaven akustickým zařízením, varujícím obsluhu pohybuje-li se stroj na svahu dosahujícím 80 % dovolené svahové dostupnosti stroje. Systém je aktivován, pohybuje-li se stroj na svahu takového sklonu po dobu delší než 3 sekundy. Další možností je vybavení stroje zařízením zobrazujícím aktuální sklon svahu. [16]



3.4.3 MAZÁNÍ

Pro dosažení maximální možné efektivity a životnosti kluzných ložisek je nezbytné dostatečně mazat jejich kluzné povrchy. Desky na vnitřní straně teleskopu, nepřístupné při běžném provozu, jsou mazány pomocí sady maznic zašroubovaných v těle tubusu. Při vysunutí jsou pak mazány kontaktní plochy teleskopů. Je třeba mazat také čepy hydromotorů. Jako mazivo se je doporučen lithinový, voděodolný mazací tuk pro vysoké zatížení (DIN 51 502, KP2K).

3.4.4 PNEUMATIKY

Standardně jsou vozy Primo a Faro dodávány s radiálními a diagonálními pneumatikami. Pro využití s teleskopickou nápravou se svou konstrukcí lépe hodí pneumatiky radiální, které při provozu dosahují větší kontaktní plochy a tím i lepší adheze. Přehled pneumatik uvažovaných pro montáž na teleskopické nápravě a jejich vybrané vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 5, kdy výběr vychází z pneumatik běžně používaných.

Tab. 5 Přehled pneumatik [17] [18] [19]

Rozměr	Index ²	Profil	Výrobce	Šířka [mm]	Průměr [mm]	Radius ¹ [mm]	Únosnost, 40 km/h [kg]	Tlak [Bar]
520/50R17	147D	Flotation Trac	Vredestein	520	965	445	4180	4
560/45R22,5	146D	Flotation Pro	Vredestein	562	1095	490	4080	3,2
560/45R22,5	152D	Country King	Nokian	564	1076	474	4840	4
560/45R22,5	152D	Flotation Pro	Vredestein	545	1095	490	4820	4
620/40R22,5	148D	Flotation Pro	Vredestein	610	1085	495	4280	3,2
620/40R22,5	154D	Flotation Pro	Vredestein	610	1085	495	5100	4
710/35R22,5	158D	Country King	Nokian	710	1070	484	5620	4
600/50R22,5	159D	Country King	Nokian	600	1172	533	5460	4
710/45R22,5	165D	Country King	Nokian	728	1212	545	7050	4
710/45R22,5	165D	Flotation Trac	Vredestein	725	1220	570	7000	4

1) při maximálním statickém zatížení

2) Index zatížení a symbol rychlosti



4 SVAHOVÁ DOSTUPNOST

Zemědělská technika je při provozu v kopcovitém terénu vystavena nebezpečí ztráty stability a tím příčnému či podélnému překlopení a sklouznutí. Svahová dostupnost je veličina vyjadřující maximální sklon svahu, na kterém je možno soupravu bezpečně provozovat bez rizika dosažení mezního stavu.

Rozlišujeme mezi dynamickou a statickou svahovou dostupností. V praxi se experimentálně nebo výpočtem určí hodnota maximální statické svahové dostupnosti a následně se poníží patřičným koeficientem bezpečnosti, zahrnujícím dynamické vlivy, pracovní podmínky, faktor obsluhy a další veličiny, které mohou nepříznivě ovlivnit chování soupravy.

4.1 NORMY PRO POSOUZENÍ SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI

V současné době je jedinou platnou normou pro posuzování svahové dostupnosti zemědělských strojů eurokód ISO 16231-1, ISO 16231-2, který je primárně určen pro posuzování svahové dostupnosti strojů s vlastním pohonem a souprav, kde jedním ze strojů je stroj s vlastním pohonem. Obvyklým postupem je posouzení svahové dostupnosti pro tažný prostředek vybavený různým přípojným nářadím. Výpočet však lze aplikovat i na samostatné přípojné stroje, což je případ senážního vozu s teleskopickou nápravou. Norma stanovuje metodiku pro nalezení těžiště stroje či soupravy několika přístupy a následné určení statického úhlu překlopení, z něž pak vyplývá maximální úhel svahu, na kterém se stroj může bezpečně pohybovat. [16]

Předchůdcem této normy jsou pak ČSN 47 0170 a ČSN 47 0174, které již delší dobu nejsou platné. Normy poskytují v porovnání s eurokódem detailnější pohled na celou problematiku, kdy se věnují nebezpečí sklouznutí stroje a detailněji i provozním dynamickým vlivům.

Svahová dostupnost je posouzena dle metodiky eurokódu ISO 16231-2. Ve výpočtu jsou nejsou zahrnuty stavy pro podélné překlopení. Pro kategorii přípojných vozidel, do kterých spadají i senážní vozy se jimi není třeba dále zabývat.

Poslední částí výpočtu je posouzení nebezpečí skluzu dle normy ČSN 47 0170.

4.2 VÝPOČET DLE ISO 16231-2

Výpočet je proveden pro vůz Pöttinger FARO 5010 (Typ 1684), který je objemově největším vozem uvažovaným pro použití v konfiguraci s teleskopickou nápravou. Menší modely z řad Faro a Primo s nižším zatížením, a tedy i polohou těžiště dosahují vyšší svahové dostupnosti. S ohledem na nápravové zatížení vozu Faro 5010 jsou pro výpočet uvažované pneumatiky Vredestein Flotation Pro 620/40 R22.5. Pneumatiky výsledný limit svahové dostupnosti ovlivňují svým průměrem a šířkou, kdy vzrůstající průměr pneumatiky zvedá těžiště vozu, naopak s nárůstem šířky dochází k posunutí klopné hrany od těžiště vozu, v celkovém měřítku však rozměr pneumatik výslednou hodnotu příliš neovlivňuje, nicméně před nasazením do provozu je třeba prověřit všechny možné varianty. Výpočet je proveden pro konkrétní konfiguraci vozu. Naprosto stejným postupem lze zjistit svahovou dostupnost všech ostatních vozů.

4.2.1 ZÁKLADNÍ TERMÍNY A VELIČINY

MAXIMUM OPERATING SLOPE (MOS)

Hodnota vyjadřující maximální sklon svahu v procentech, na kterém se má souprava bezpečně pohybovat. [16]

STATIC OVERTURNING ANGLE (SOA)

Úhel, při kterém dojde ke ztrátě stability. Platí pro nepohybující se stroj. [16]

SLOPE COMPENSATION SYSTEM

Kompenzačním systémem je systém, který zlepšuje výkon zemědělských strojů pracujících na svahu, bez vyrovnávání hlavních částí stroje. Patří mezi ně systémy pro vyrovnávání vnitřních částí stroje, systém přizpůsobující vzájemnou kinematiku komponent stroje nebo vzdušné proudění a jejich kombinace. Do této kategorie spadá i teleskopická náprava. [16]

SAFETY FACTOR (SF)

Koeficient bezpečnosti zahrnuje dynamické vlivy vznikající při provozu, jako jsou: rychlost soupravy, poloměr zatáčení soupravy, náhlé změny rychlosti, reliéf a vlastnosti pracovního povrchu a pohybující se těžiště nákladu. Vliv dynamických jevů proporcionálně roste s narůstající výškou těžiště. Je obtížné zhodnotit vliv jednotlivých dynamických jevů, proto byl na základě měření bezpečnostní faktor stanoven jako 1,5. [16]

RSSA

Je kritérium vyjadřující sklon svahu, které stanovuje, na jakém svahu by se měl daný typ stroje z dané kategorie být schopný bezpečně pohybovat, vychází z MOS a zahrnuje koeficient bezpečnosti. Norma bohužel poskytuje hodnoty pouze pro omezené kategorie strojů, rozšíření hodnot by mělo následovat v dalších revizích norem. Ve výsledném porovnání hodnot RSSA a SOA musí vždy být SOA větší hodnotou, pokud není je třeba přijmout další opatření. [16]

$$RSSA = MOS \cdot SF \text{ [%}, ^\circ] \quad (21)$$

$$SOA > RSSA \quad (22)$$

SVAHOVÁ DOSTUPNOST (SC)

Je největší dovolený úhel svahu, pro jízdu vozidla samostatně či v soupravě při daných podmínkách, je hodnotou meze skluzu, převržení a funkční způsobilosti soupravy při práci na svahu za respektování dané bezpečnosti.

4.2.2 URČENÍ TĚŽIŠTĚ

Pro určení těžiště stroje, zátěže a jejich kombinace bylo využito software NX 10 a matematické metody dle ISO 16231-2, kdy pro výslednou polohu těžiště platí: [16]

$$x_t = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^n m_i \cdot x_i \text{ [mm]} \quad (23)$$

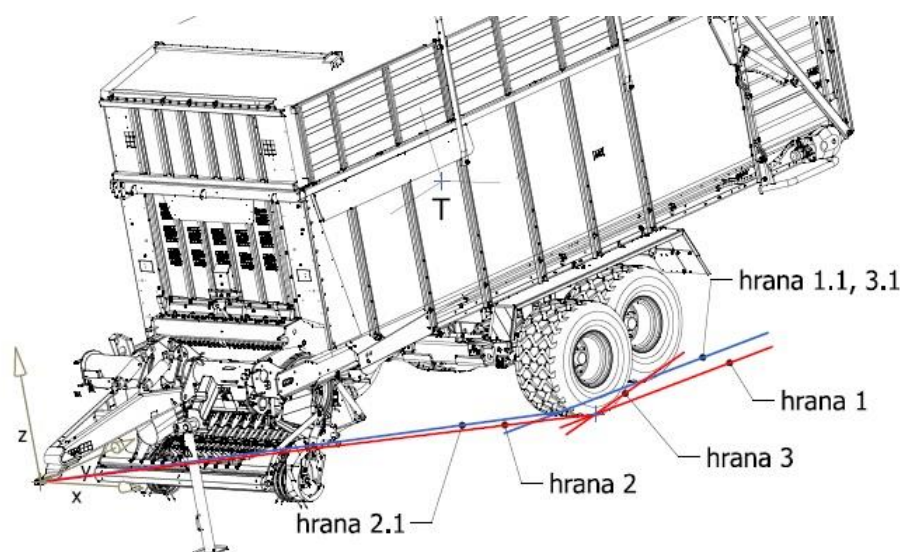
$$y_t = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^n m_i \cdot y_i \quad [mm] \quad (24)$$

$$z_t = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^n m_i \cdot z_i \quad [mm] \quad (25)$$

kde	x_i [mm]	je souřadnice výsledného těžiště
	y_i [mm]	je souřadnice výsledného těžiště
	z_i [mm]	je souřadnice výsledného těžiště
	M [kg]	je součet všech hmotností
	m_i [mm]	je hmotnost jedné části stroje
	x_i, y_i, z_i , [mm]	jsou souřadnice těžišť jednotlivých sčítaných částí

4.2.3 URČENÍ KLOPNÝCH HRAN

Pro výpočet jsou uvažovány 3 klopné hrany (Obr. 17). První z nich je klopná hrana kopírující podélnou linii vozu a procházející bodem na povrchu pneumatiky v $\frac{3}{4}$ její šířky (dáno normou). Duhou klopnou hranou je spojnice bodu na povrchu kola bodu styku s tažným prostředkem. Pro obě hrany je uvažován vůz připojený k tažnému prostředku ho horního závěsu. Třetí klopnou hranou je spojnice bodů na povrchu kol přední a zadní nápravy, kdy je uvažován stroj odpojený od tažného prostředku. Je možné nalézt i další klopné hrany, nabízejí se zejména spojnice kol na shodných nápravách. Vzhledem k charakteru konstrukce jsou vynechány. Klopné hrany jsou pro stav vysunuté nápravy označeny červeně a pro stav zasunuté nápravy, nebo také vozu se standartními nápravami modře. Pro stav, kdy není vysunuta náprava je pak hrana 1 totožná s hranou 3.



Obr. 17 Klopné hrany

4.2.4 VÝPOČET STATICKÉHO ÚHLU PŘEKLOPENÍ

Vztah pro výpočet statického úhlu vychází z jednoduché úvahy a aplikování rovnic statické rovnováhy. Úhel překlopení je takový úhel, pro který je radiální reakce v jednom z kol nulová, případně při užití grafické metody je to takový úhel roviny, pro který výslednice gravitačních sil míří za klopnou hranu tělesa. Výpočet je nutno provést pro všechny možné polohy výsledného těžiště, je tedy třeba uvažovat měnící se těžiště nákladu stroje a provést analýzu možných stavů, kdy nejnebezpečnějšími jsou ty, kdy těžiště leží nejvýše. Pro výpočet úhlu platí: [16]

$$SOA = \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{x_{th}}{z_{th}} \right) \quad [^\circ] \quad (26)$$

kde	x_{th} [mm]	je vzdálenost těžiště a klopné hrany
	z_{th} [mm]	je vzdálenost těžiště a klopné hrany
	α , SOA [°]	je statický úhel překlopení

Vzdálenosti je třeba měřit ve směrech určených lokálními souřadnými systémy jednotlivých klopných hran, kdy osa y souřadného systému je totožná s přímkou klopné hrany.

4.2.5 FAKTOR BEZPEČNOSTI A DYNAMICKÉ VLIVY

Dynamické jevy doprovázející provoz soupravy mají negativní vliv na její stabilitu. Mohou být způsobeny rychlostí soupravy, poloměrem zatáčení, změnami rychlostí a pohybující se náklad jako takový. [16]

DYNAMICKÉ VLIVY ZPŮSOBENÉ CHOVÁNÍM ŘIDIČE

Rychlost jízdy, zrychlení nebo zpomalení soupravy a jejich plynulost, náhlé a neplynulé změny směru jsou jevy plně pod kontrolou obsluhy a musí být přizpůsobeny terénu a podmínkám. [16]

DYNAMICKÉ VLIVY ZPŮSOBENÉ TERÉNEM

Překážky, náhlé změny sklonu svahu, výmoly a brázdy a jejich přejezd dávají vzniknout prudkým a obtížně předvídatelným dynamickým jevům. [16]

DYNAMICKÉ JEVY ZPŮSOBENÉ PŘECHODEM STATICKÝCH A KVAZISTATICKÝCH SITUACÍ

Náhlá změna únosnosti povrch pod koly může mít za následek dynamický jev vedoucí k překlopení stroje. Příkladem jsou povrchy narušené působením spodní vody, či zvířat. Podobným stavem je potom destrukce pneumatiky a náhlý pokles tlaku. [16]

APLIKACE KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI

Vzhledem k tomu že norma neposkytuje hodnoty RSSA a MOS pro senážní vozy a s ohledem na specifické využití těchto vozů právě v kopcovitém terénu, pro výpočet je použit postup, kdy je hodnota SOA ponížena hodnotou SF 1,5. Potom platí:

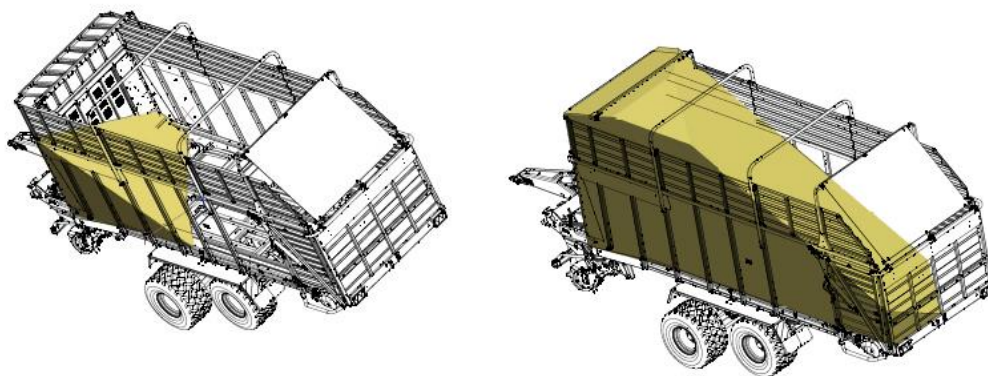
$$SC = SOA * SF [^\circ, \%] \quad (27)$$

kde $SC [^\circ, \%]$ je svahová dostupnost vozu
 $SF = 1,5$ je koeficient bezpečnosti [16]

4.3 VÝPOČET A ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ

Výpočet byl proveden v souladu s metodikou popsanou v předchozí kapitole 4.2., v souladu s normou EN ISO 16231-2:2015. Při výpočtu je třeba mít na paměti, že s měnícím se převáženým objemem materiálu se mění i zatížení a poloha těžiště, což má vliv na výsledný SOA. Výpočet je proveden s předpokladem měnícího se objemu materiálu v senážním voze a jeho rozložení při pohybu stroje na svahu.

Rozložení materiálu ve voze nelze jednoduše popsat, nelze zde hovořit o sypaných úhlech materiálu, protože ve voze dochází k jeho rozprostírání nejen samovolně ale je také posunem podlahového dopravníku a ovlivňuje jej i dynamika materiálu při plnění vozu. Zvolené úhly jsou tedy aproximací vycházející z pozorování při reálných podmínkách. Zvolené rozložení materiálu zobrazuje Obr. 18.



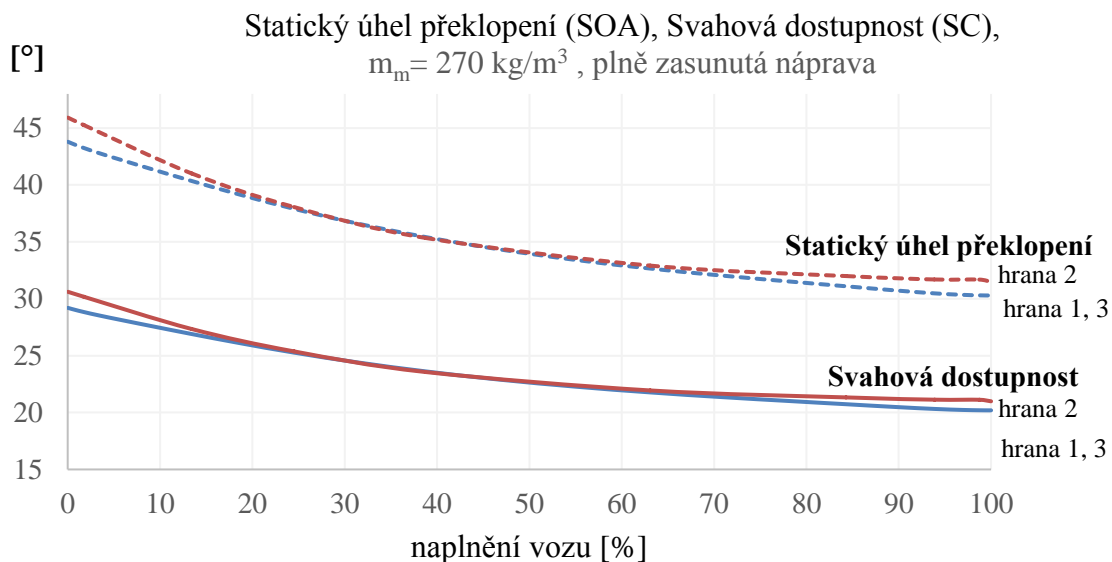
Obr. 18 Rozložení materiálu v senážním voze

Výpočet je proveden pro materiály měrné hmotnosti 270 kg/m^3 a 400 kg/m^3 , kde první zmíněná hodnota popisuje zavadlou píci zpracovanou řezacím ústrojím senážního vozu, hodnota 400 kg/m^3 potom čerstvou píci, zpracovanou senážním vozem nebo píci, či kukuřici pořezanou pomocí řezačky. Hodnota 270 kg/m^3 odpovídá hmotě s obsahem sušiny cca 40 %, u píce o měrné hmotnosti 400 kg/m^3 je obsah sušiny cca 30 %. [16] [20]

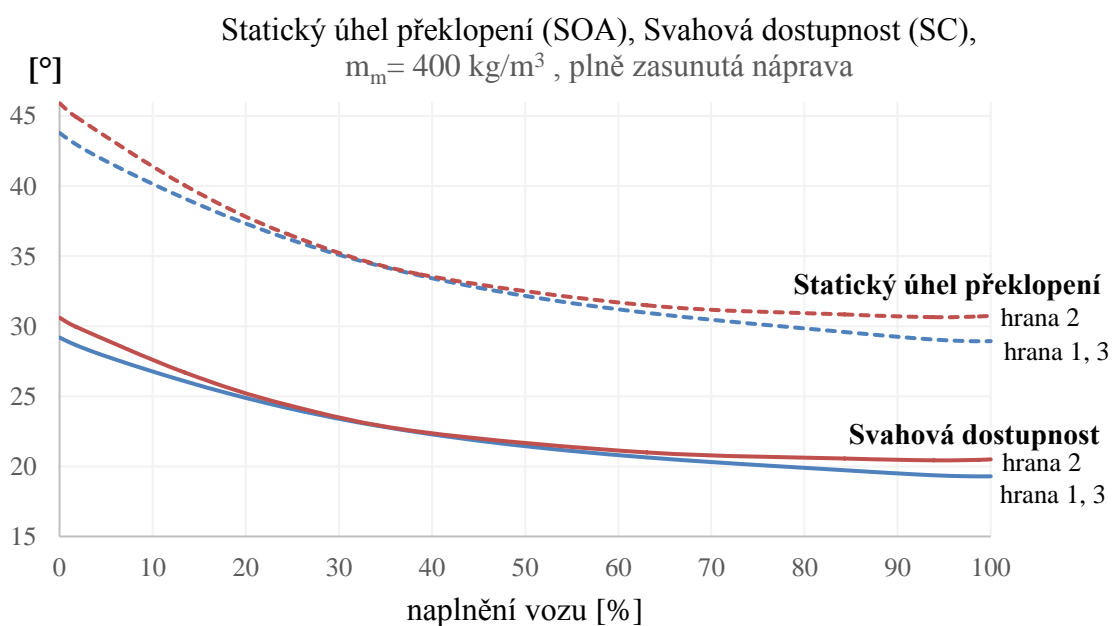
Pro zpracování výsledků byly použity software NX 10 a MS excel.

4.3.1 STANDARDNÍ NÁPRAVA, NEVYSUNUTÁ NÁPRAVA

Výsledné hodnoty statického úhlu překlpení a svahové dostupnosti v závislosti na naplnění vozu zobrazují grafy: Obr. 20 a Obr. 19. V prvním případě je stroj plněn zavadlou pící nebo hmotnostně ekvivalentním materiálem o $m_m=270 \text{ kg/m}^3$, v druhém případě čerstvou pící o měrné hmotnosti $m_m=400 \text{ kg/m}^3$.



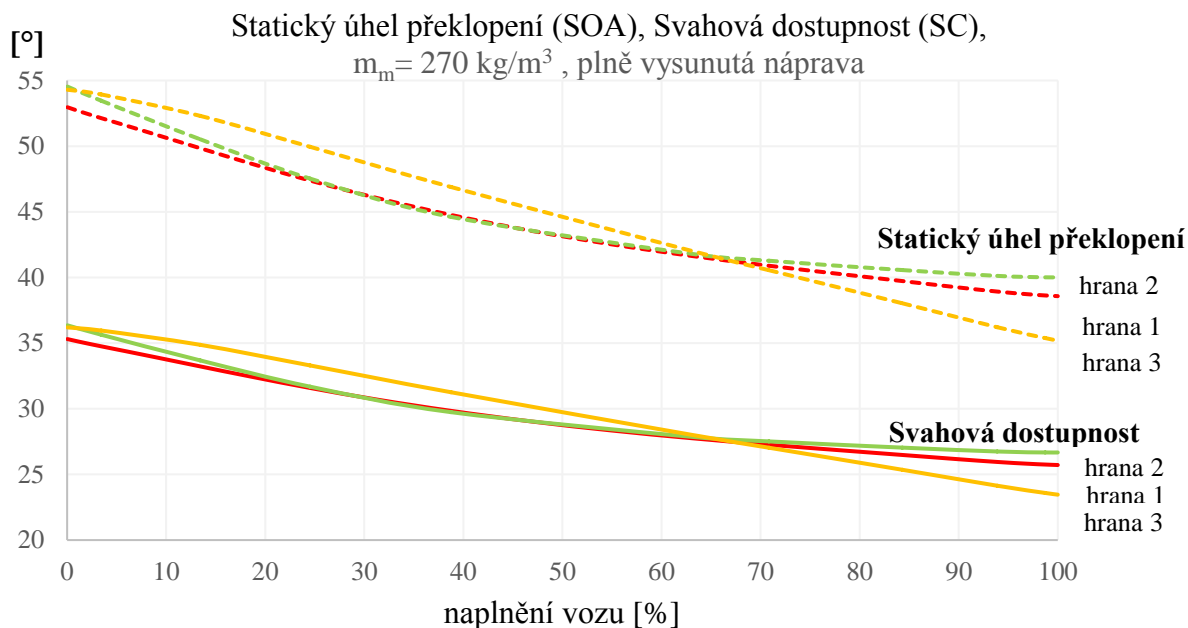
Obr. 20 Graf SOA a SC pro plně zasunutou nápravu, při plnění materiálem o $m_m=270 \text{ kg/m}^3$



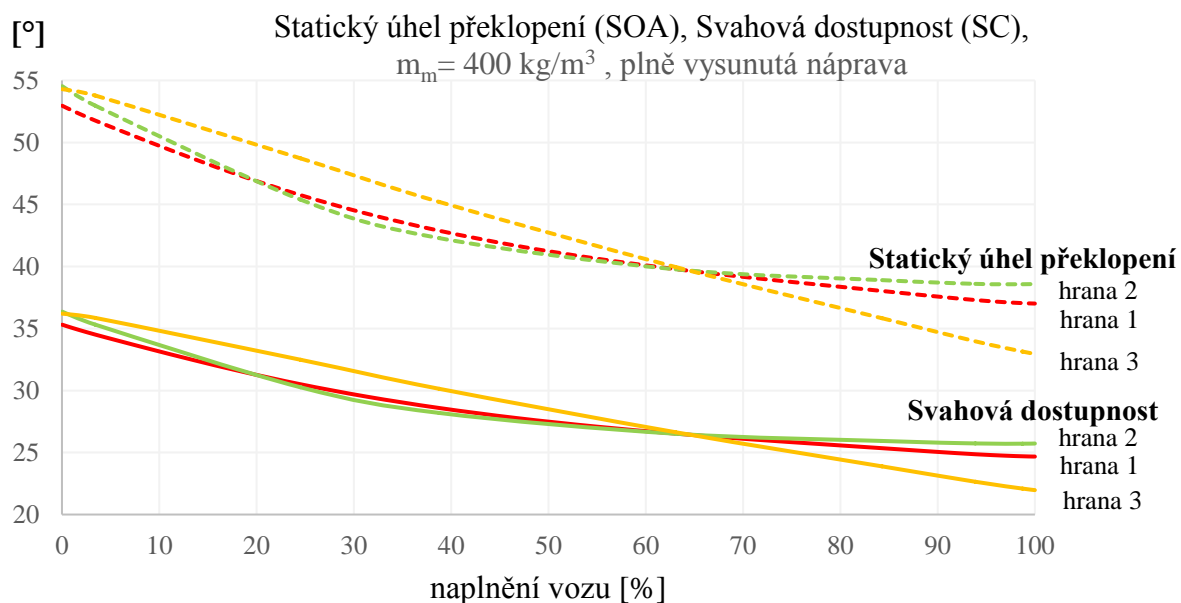
Obr. 19 Graf SOA a SC pro plně zasunutou nápravu, při plnění materiálem o $m_m=400 \text{ kg/m}^3$

4.3.2 VYSUNUTÁ NÁPRAVA

Výsledné hodnoty statického úhlu překlpení a svahové dostupnosti v závislosti na naplnění vozu zobrazují grafy Obr. 22 a Obr. 21, v prvním případě je stroj plněn zavadlou pící nebo hmotnostně ekvivalentním materiálem o $m_m=270 \text{ kg/m}^3$, v druhém případě čerstvou pící o měrné hmotnosti $m_m=400 \text{ kg/m}^3$.



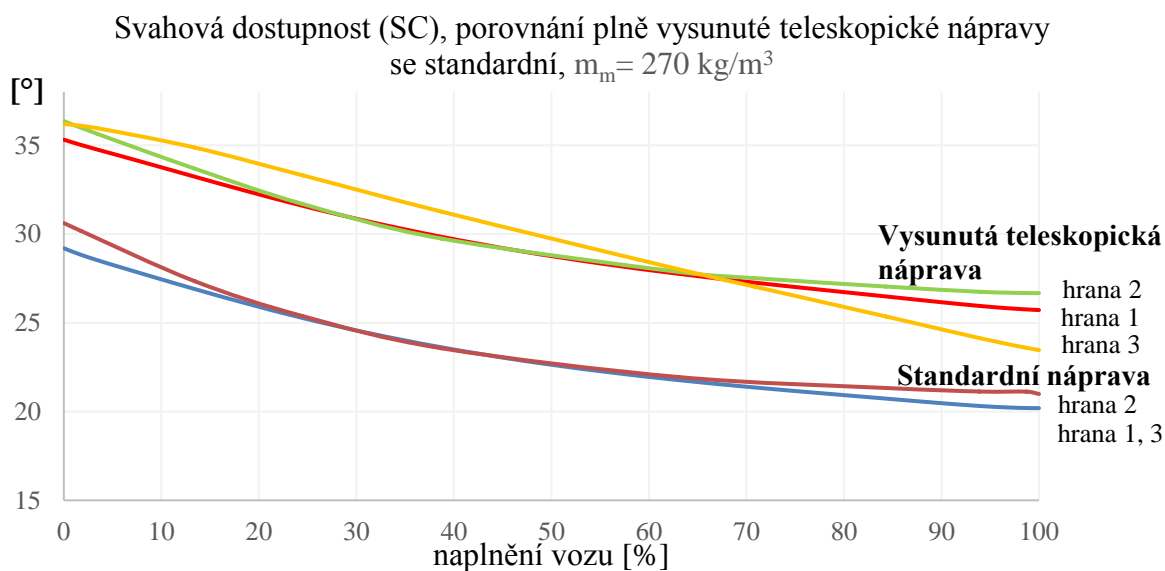
Obr. 22 Graf SOA a SC pro plně vysunutou nápravu, při plnění materiálem o $m_m=270 \text{ kg/m}^3$



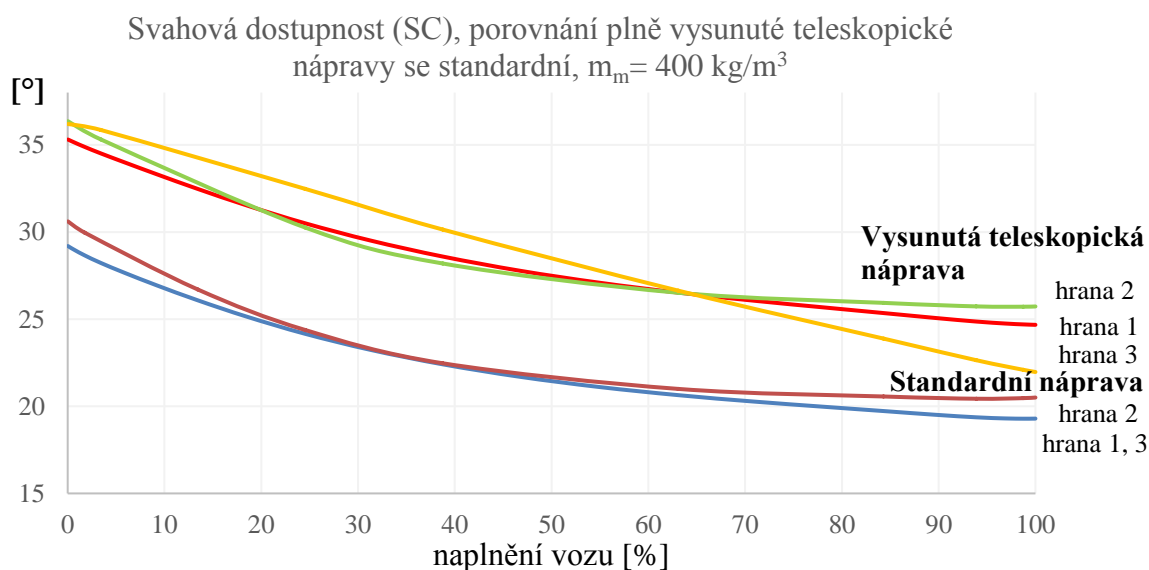
Obr. 21 Graf SOA a SC pro plně vysunutou nápravu, při plnění materiálem o $m_m=400 \text{ kg/m}^3$

4.3.3 POROVNÁNÍ

Nárůst svahové dostupnosti stroje při využití teleskopické nápravy oproti standardní nápravě je dobře patrný z grafů: Obr. 23 a Obr. 24. Grafy zobrazují hodnoty svahových dostupností pro jednotlivé klopné hrany v závislosti na naplnění vozu. V prvním případě je stroj plněn zavadlou pící nebo hmotnostně ekvivalentním materiálem o $m_m=270 \text{ kg/m}^3$, v druhém případě čerstvou pící o měrné hmotnosti $m_m=400 \text{ kg/m}^3$.



Obr. 23 Graf SC, pro porovnání náprav, při plnění materiálem o $m_m=270 \text{ kg/m}^3$



Obr. 24 Graf SC, pro porovnání náprav, při plnění materiálem o $m_m=400 \text{ kg/m}^3$

4.4 ZHODNOCENÍ

Nejnižší vypočtenou hodnotou svahové dostupnosti je $24,67^\circ$. Hodnota je dosažena při plném zatížení čerstvou pící pro překlopení okolo klopné hrany 1. Hodnoty pro klopnu hranu 3 nejsou uvažovány, jak již bylo zmíněno, překlopení přes klopnu hranu je 3 je podmíněno odpojením vozu od tažného prostředku. Pokud má být maximální svahová dostupnost vyjádřena jedním číslem je její bezpečná limitní hodnota $24,6^\circ$ což odpovídá svahu se sklonem 45,8 %. Oproti standartnímu podvozku, nebo stavu, kdy je náprava zasunuta jde o nárůst svahové dostupnosti o $5,38^\circ$ z hodnoty $19,29^\circ$, v procentech 34,99 %.

Využití teleskopické nápravy tedy poskytuje možnost pracovat na svazích se sklonem o 10,8 % prudším v porovnání se standartním vozem. Je třeba připomenout že výpočet je proveden pro největšího zástupce z vozů uvažovaných pro vybavení teleskopickou nápravou. Hodnoty limitních svahových dostupností pro vozy nižších objemů se od uvedených liší, s ohledem na parametry mající vliv na výslednou svahovou dostupnost lze pro tyto vozy předpokládat dosažení vyšších hodnot svahové dostupnosti.

Výsledná svahová dostupnost

$$SC = 24,6^\circ \doteq 45,8\%$$

4.4.1 BOČNÍ SKLOUZNUTÍ VOZU

Norma ISO 1623-2 se nijak blíže nezaobírá nebezpečím sklouznutí stroje v důsledku poklesu adhezní síly pneumatik a podložky, proto je princip výpočtu a některé smluvené koeficienty převzat ze starší normy ČSN 470170. Je však na zvážení na kolik lze výpočet dle starší normy, která ztratila platnost v roce 2005 považovat za správný a přesný. Zejména moderní floatační pneumatiky pracující s nízkým tlakem a velkou styčnou plochou mohou vykazovat ve skutečnosti odlišné výsledné hodnoty, než jsou ty, ke kterým vede výpočet. Výpočet pracuje s určením plochy otisku a kontaktního tlaku. Spolehlivým způsobem získání takových hodnot je měření pro měnící se povrchy, zatížení a tlak v pneumatice. Přestože o přesnosti výsledků výpočtu lze polemizovat, poskytuje náhled a vysvětlení mezního stavu skluzu.

Stejně jako v předchozím případě byl i tentokrát vynechán z výpočtu podélný skluz. Stanovení koeficientu adheze je třeba provést pro daný typ pneumatiky a tvar dezénu. Dezén uvažovaných pneumatik spadá do kategorie TN-záběrové kombinované, použité pneumatiky jsou Vredestein Flotation Pro 620/40 R22,5. Stanovení adhezního součinitele sestává z několika dílčích výpočtů. Pro určení středního zatížení jednoho kola nápravy, při uvažování nepohybujícího se stroje s konstantním rozložením hmotnosti mezi nápravy pak platí [21]:

$$Q_i = 9,81 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{m_{ni}}{n_i} \quad [kN] \quad (28)$$

$$Q_1 = Q_2 = 9,81 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{9000}{2} = 44145 \text{ N} = 44,15 \text{ kN}$$

$$Q_1 = Q_2 = 44,15 \text{ kN}$$

kde	Q_i [kN]	je střední zatížení jednoho kola nápravy
	$m_{ni} = 9000$ kg	je zatížení nápravy
	$n_i = 2$	je počet kol nápravy

Plocha otisku jedné pneumatiky i -té nápravy S_{ot} je pak definována jako [21]:

$$S_{ot} = \frac{c_1 \cdot b_{ki} \cdot \sqrt[3]{r_{si} \cdot (d_{ki} - 2r_{si})^2}}{0,39 + 0,61 \cdot \frac{Q_{ji} \cdot n_i}{m_i}} \quad [m^2] \quad (29)$$

$$S_{ot} = \frac{1,4 \cdot 0,61 \cdot \sqrt[3]{0,495 \cdot (1,085 - 2 \cdot 0,495)^2}}{0,39 + 0,61 \cdot \frac{5010 \cdot 2}{9000}} = 0,132 \text{ m}^2$$

$$S_{ot} = 0,132 \text{ m}^2$$

kde	S_{ot} [m ²]	je plocha otisku jednoho kola
	$c_1 = 1,4$	je součinitel daný normou pro typ dezénu TN
	$b_{ki} = 610$ mm	je šířka pneumatiky [19]
	$r_{si} = 495$ mm	je rádius při statickém zatížení [19]
	$d_{ki} = 1085$ mm	je průměr nezatížené pneumatiky [19]
	$Q_{ji} = 5010$ kg	je nosnost pneumatiky pro rychlost 40 km/h [19]

Při stanovení středního kontaktního tlaku q_{si} se vychází z předpokladu zaboření pneumatiky do drnu travnatého porostu o vzrůstu do 15 cm. Tlak v kPa je určen jako [21]:

$$q_{si} = \frac{Q_i}{S_{oi}} \quad [kPa] \quad (30)$$

$$q_{si} = \frac{44,15}{0,132} = 334,469 \text{ kPa}$$

$$q_{si} = 334,469 \text{ kPa}$$

kde	q_{si} [kPa]	je střední kontaktní tlak
-----	----------------	---------------------------

Součinitel adheze nápravy μ_{mi} se vypočte podle vzorce, kdy je třeba rozlišit suchý a vlhký povrch, vlhký povrch je takový povrch, který do hloubky kořenového systému porostu obsahuje 50 % vody a více [21]:

$$\mu_{mi} = \frac{c_2}{q_{si}} + c_3 \quad [-] \quad (31)$$

$$\mu_{miD} = \frac{18}{334,469} + 0,59 = 0,6438; \mu_{miW} = \frac{22}{334,469} + 0,32 = 0,3857$$

$$\mu_{miD} = \mathbf{0,6438}; \mu_{miW} = \mathbf{0,3857}$$

kde	μ_{mi} [-]	je součinitel adheze nápravy
	μ_{miD} [-]	je součinitel adheze nápravy pro suché podloží
	μ_{miW} [-]	je součinitel adheze nápravy pro vlhké podloží
	$c_2=18; 22$	je konstanta určená podle normy [21]
	$c_3= 0,59; 0,32$	je konstanta určená podle normy [21]

Provozní součinitel záběru μ_{xi} pro příčný směr je určen [21]:

$$\mu_{xi} = a_x \cdot \mu_{mi} [-] \quad (32)$$

$$\mu_{xiD} = 0,54 \cdot 0,6438 = 0,347; \mu_{xiW} = 0,49 \cdot 0,3857 = 0,188993$$

$$\mu_{xiD} = \mathbf{0,347}; \mu_{xiW} = \mathbf{0,188993}$$

kde	$a_x[-]$	je součinitel zahrnující rozdíl mezi součinitelem adheze a součinitelem záběru v příčném směru a také bezpečnostní koeficient 1,2
-----	----------	---

K podklouznutí kol dojde právě v momentě, kdy příčná síla dosáhne hodnoty maximální adhezní síly v příčném směru. Platí tedy vztah:

$$\sum_1^i F_x = \sum_1^i F_z \cdot \mu_{xi} \quad (33)$$

$$G \cdot \sin(SC) = G \cdot \cos(SC) \cdot \mu_{xi} \quad (34)$$

$$SC = \tan^{-1}(\mu_{xi}) \quad (35)$$

$$SC_D = \mathbf{19,1367}^\circ; SC_W = \mathbf{10,702}^\circ$$

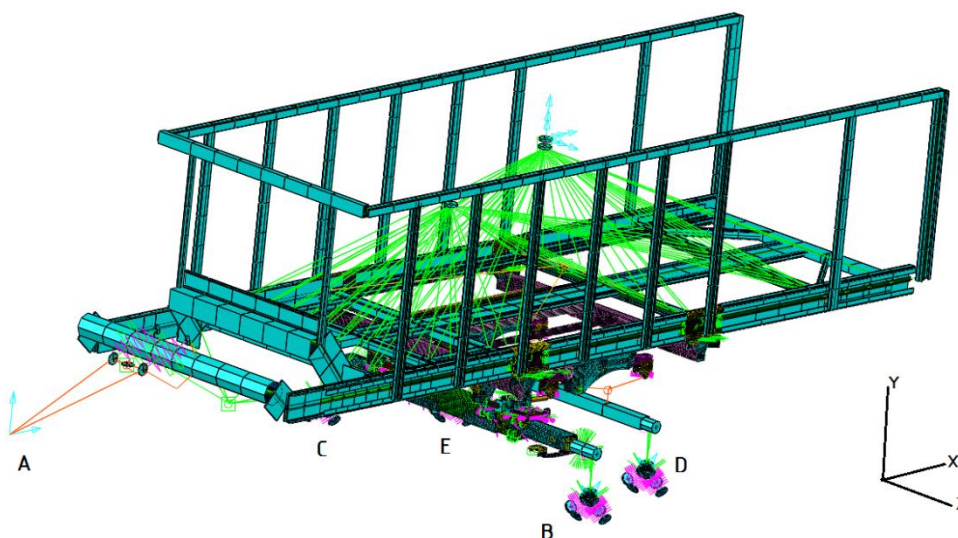
Výsledkem jsou rozdílné hodnoty svahové dostupnosti, které jasně ukazují nebezpečí v případě práce na mokřém svahu. Nebezpečí skluzu lze snížit vhodně zvolenými pneumatikami s vhodným pracovním tlakem. Jak již bylo zmíněno, o přesnosti výsledků lze polemizovat, s ohledem na typ použitých pneumatik a obtížnost zjištění přesných veličin jako je kontaktní plocha a tlak.

5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Pevnostní analýza je provedena v programu NX I-deas 6.1, předchůdci nástrojů PLM Siemens NX, pracujícím s FEM řešičem NX Nastran. Úlohu jako takovou lze považovat za lineární vezme-li v potaz použité materiálové modely a výsledné deformace s ohledem na rozměry modelu. Velkou nelinearitou vstupující do výpočtu je pak implementace kontaktu. Model odpovídá senážnímu vozu FARO 5010 (typ 1684), tedy největšímu vozu, pro který je uvažováno využití s teleskopickou nápravou.

5.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

K tvorbě modelu je využita diskretizace povrchů a objemů vytvořené geometrie pomocí mapovaného síťování. V některých případech byla pro tvorbu malých součástí, případně jejich editaci a tvorbě náhrad použita metoda ručního síťování. Součásti modelu, které nejsou přímým předmětem analýzy, ale svými vlastnostmi ovlivňují jeho chování jsou nahrazeny soustavami prvků, tak aby odpovídali jejich reálnému chování a současně došlo ke snížení výpočtového času, který je s ohledem na použití kontaktu a probíhající iterace poměrně vysoký. Vizualizace výpočtového modelu včetně všech náhrad je zobrazena na Obr. 25.



Obr. 25 FEM model

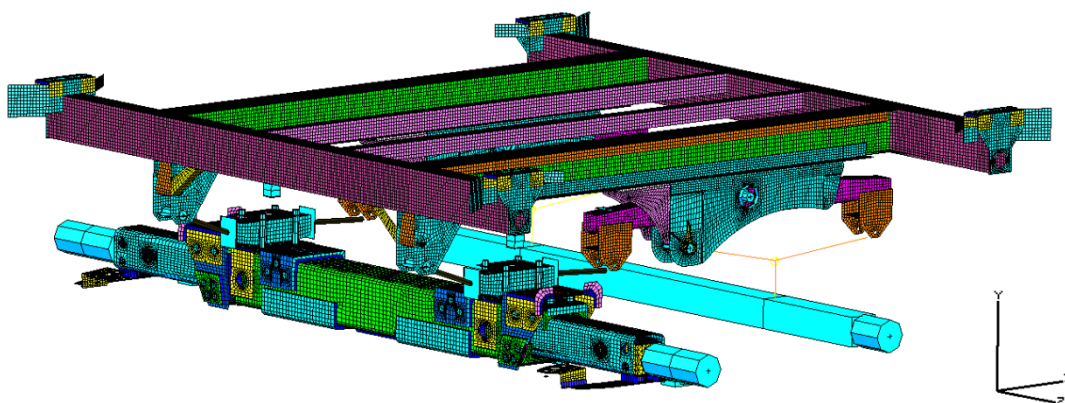
5.1.1 ZPŮSOB ZATĚŽOVÁNÍ MODELU

Model je zatěžován pomocí zrychlení. Zrychlení jsou zadána vektory, jejichž směry jsou řízeny připravenou geometrií. Zatěžování pomocí sil s bodovým působením je použito pouze v případě, kdy lze přesně definovat sílu její velikostí, směrem a bodem působení. Příkladem takového silového působení je síla vyvozená brzdovým válcem. O jednotlivých zatěžovacích stavech pojednává kapitola 5.3.

5.2 POPIS MODELU, POUŽITÉ FUNKČNÍ NÁHRADY A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

5.2.1 PODVOZEK STROJE

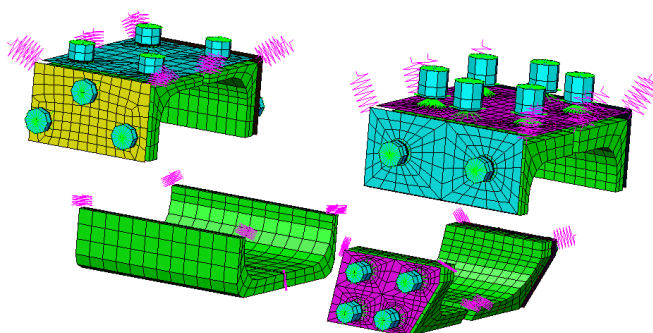
Podvozek stroje včetně teleskopické nápravy je zobrazen na Obr. 26. Většinu modelu podvozku tvoří skořepinové prvky, dále jsou použity objemové a prutové prvky. V modelu jsou zahrnuty všechny funkční součásti skutečné sestavy. Svary jsou modelovány skořepinovými prvky. Všechny čepové spoje jsou nahrazeny soustavou prutových prvků, RBE 2 prvků a vazeb Coupled DOF constraint.



Obr. 26 FEM model podvozku

SYSTEM VYMEZOVÁNÍ VŮLI

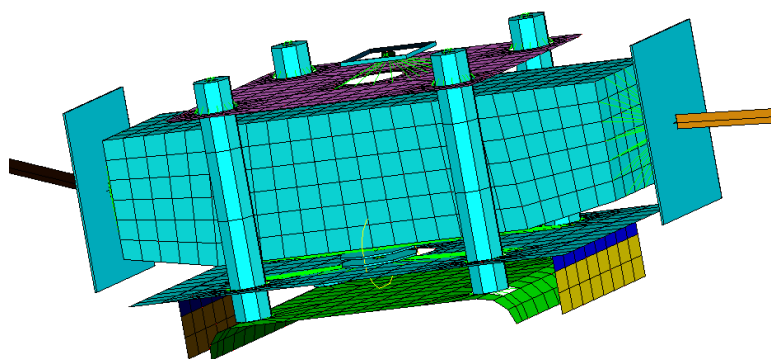
FEM model soustavy kluzných a opěrných desek, spolu se šrouby pro vymezení vůle je zobrazen na Obr. 27. Kluzné desky jsou tvořeny objemovými prvky, opěrné desky pak prvky skořepinovými. Mezi deskami je nastaven kontakt. Šrouby jsou nahrazeny prutovými prvky. Přenos zatížení mezi kluznými deskami šrouby a součástmi, ve kterých jsou šrouby uloženy je realizován soustavou RB3 prvků, kontaktních prvků GAP a CDOF vazeb, tak aby model odpovídal reálnému stavu a zároveň byly deskám odebrány nežádoucí stupně volnosti, které dávají za vznik singularitám. Zbývající singularity odstraňují pružiny s nízkou tuhostí.



Obr. 27 FEM model soustavy kluzných desek

LISTOVÁ PRUŽINA

Parabolická listová pružina je nahrazena soustavou prvků RBE2, RBE3, prutových a objemových. Tuhost pružiny potom do modelu vnáší prvek spring s tuhostí odpovídající skutečné pružině. Hodnota tuhosti je určena na základě diagramu z interních materiálů firmy Pöettinger. Na jednom konci je pružina připojena na čep, na druhém je potom umístěn prvek spring v kombinaci s CDOF constrainem, dohromady fungující jako posuvná vazba. Šrouby spojující nápravu s pružinou jsou nahrazeny prutovými prvky s předpětím 105 kN. Mezi kontaktními plochami je nastaven kontakt a umístěna sestava RBE3 prvků, prutových prvků a CDOF vazeb tak, aby byla zajištěna správná funkce šroubového spoje, šrouby jsou tedy namáhány pouze tahem a ohybem vzniklým deformací součástí. Přenos všech ostatních sil připadá na samotný spoj a jeho kontaktní plochy. Náhrada listové pružiny a spoje je patrna z obrázků Obr. 26 a Obr. 28.



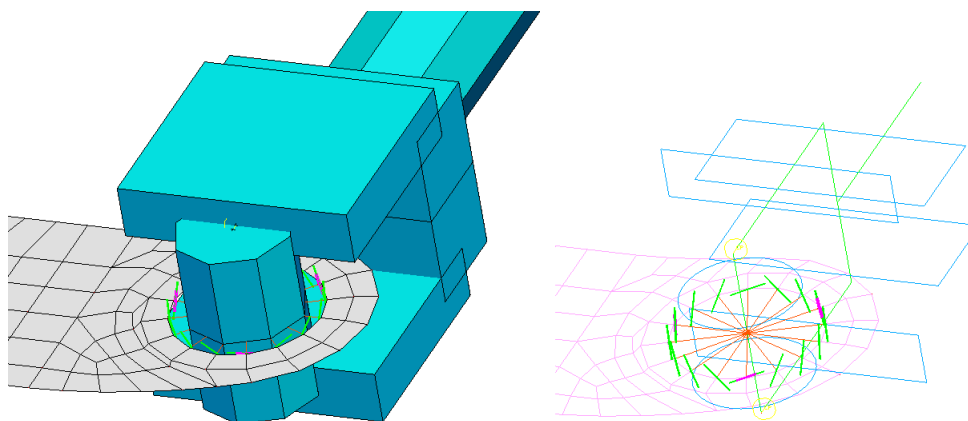
Obr. 28 FEM model spojení pružiny s tělem nápravy

HYDROMOTORY A JEJICH ULOŽENÍ

Tělo hydromotoru a pístní tyč jsou nahrazeny prutovými prvky, stejný postup je použit i pro modelování ok pro připojení. Čepy jsou modelovány jako prutové prvky, jejich spojení s oky hydromotoru je provedeno vazbami CDOF. Přenos silového působení mezi čepy a jejich uložení v konstrukci je realizován pomocí RBE2 prvku, který nahrazuje geometrii čepu. Mezi koncovými uzly prvku a sítí teleskopu nápravy jsou umístěny kontaktní prvky GAP s vůlí odpovídající navrženým tolerancím součástí. Pro zamezení nežádoucích pohybů a vzniků singularit je RBE2 prvek spojen s teleskopem nápravy sadou tří pružin nízké tuhosti. Náhrada čepového spoje s vůlí je zobrazena na Obr. 29.

DORAZY

Geometrie dorazů je nahrazena prutovými prvky. Funkci dorazu potom zastávají kontaktní prvky s odpovídající vůlí.



Obr. 29 Náhrada čepového spoje s vříví

5.2.2 RÁM STROJE

Tuhost rámu stroje ovlivňuje chování zbytku konstrukce, proto je třeba při tvorbě výpočtového modelu uvažovat geometrii rámu. Nosné profily rámu jsou nahrazeny prutovými prvky. Spojenými ve vlastních uzlech nebo pomocí RBE2 a RBE3 prvků. Zbytek konstrukce, jehož vliv je pro výsledné chování modelu zanedbatelný je nahrazen hmotnými body. Příkladem takových celků jsou: zadní čelo vozu, sklopné nástavky, plechové stěny vozu, dřevěná podlaha nebo sběrací ústrojí. Jednotlivé hmotné body jsou umístěny v těžištích nahrazených celků. Prutové prvky rámu stroje jsou dobře viditelné na Obr. 25.

NÁHRADA OJE

Geometrie oje a jejího odpružení je nahrazena čtyřmi RBE2 prvky a hmotným bodem, vnášejícím do modelu její hmotnost. Hydraulické odpružení oje je nahrazeno pružinami a kontaktními prvky viz. Obr. 30. Kontaktní prvky fungují jako dotazy odpružení. Vůle kontaktních prvků je nastavena na 30 mm. Pro odpovídající funkci tlumiče kmitů musí být dle výrobce hydromotory vysunuty o 10 až 30 mm oproti poloze plného zasunutí. Reálný průběh tuhosti hydraulického odpružení je nelineární. Hodnota tuhosti pro použité prvky je zvolena na základě porovnání výsledků dvou nezávislých přístupů. Pro určení tuhosti na základě známé síly a deformace platí [22]:

$$F_{ho} = \frac{F_{zo} \cdot 1583}{298,15} [N] \quad (36)$$

$$F_{ho} = \frac{19620 \cdot 1583}{298,15} = 106180 N$$

$$F_{ho} = \mathbf{106180 N}$$

kde F_{ho} [N] je osová síla v hydromotorech
 $F_{zo}=19620 N$ je maximální svislá síla působící na závěs stroje, pro zatížení 2000 kg



1583; 295,15 jsou vzdálenosti dané geometrií oje

$$c = \frac{dF}{ds} = \frac{F_{zo}}{S} [N \cdot mm^{-1}] \quad (37)$$

$$c = \frac{106180}{30} = 3539 N \cdot mm^{-1}$$

$$c = 3539 N \cdot mm^{-1}$$

kde $c [N \cdot m^{-1}]$ je tuhost odpružení
 $s = 30 \text{ mm}$ je hodnota propružení; deformace

Tuhost hydraulického odpružení lze při znalosti parametrů soustavy určit jako [22]:

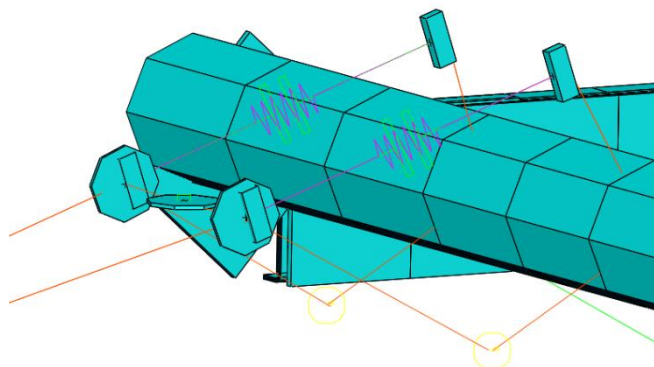
$$c = n \cdot \frac{F_{F1}^2}{p_0 \cdot V_0 \cdot 10000} [N \cdot mm^{-1}] \quad (38)$$

$$c = 1,4 \cdot \frac{106180^2}{5 \cdot 10^5 \cdot 0,001 \cdot 10000} = 3156,8 N \cdot mm^{-1}$$

$$c = 3156,8 N \cdot mm^{-1}$$

kde $n = 1,4$ je exponent polytropického děje pro pracovní plyn N_2
 $F_{F1} = F_{ho}$ je statická zatěžující síla při nulovém propružení
 $p_0 = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ je plnicí tlak akumulátoru [17]
 $V_0 = 0,0001 \text{ m}^3$ je objem hydraulického akumulátoru [17]

Na základě zjištěných hodnot je tuhost prvků nahrazujících odpružení $c=3400 \text{ N/mm}$, respektive 1700 N/mm pro každou z pružin. Výsledek je závislý na uvažování síly v hydromotorech, kterou lze jen obtížně určit. Na rozdíl od uvažovaného stavu je totiž pro přesnější výsledky nutno uvažovat i podélné složky zatížení závěsu. Pro účely přiřazení určité tuhosti prvkům ve FEM modelu však takový přístup lze přijmout jako dostačující.



Obr. 30 Náhrada hydraulického odpružení

ZATÍŽENÍ

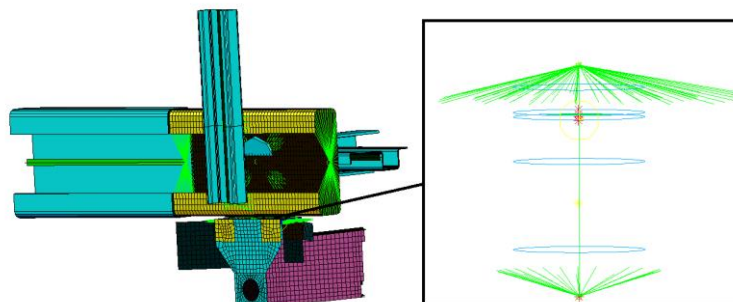
Hmotnost nákladu je do modelu zanesena hmotnými body, umístěnými do jeho těžiště. Zatížení je do konstrukce rozneseno užitím RBE3 prvků. Soustava je dobře patrná Obr. 25. Původní myšlenkou bylo zkoumání různých zatížení vyplývajících z lišícího se naplnění vozu, a tedy jiné polohy těžiště nákladu a hmotnosti hmotného bodu. Od tohoto postupu bylo nakonec upuštěno z důvodu nezajímavých výsledků. Bylo zjištěno že největšího namáhání je dosaženo, pokud je konstrukce vystavena plnému zatížení. V těžišti nákladu jsou umístěny dva hmotné body, jeden o hmotnosti 8910 kg a druhý 13200 kg. Hmotnosti odpovídají kapacitě vozu a známé měrné hmotnosti nákladu, kdy v prvním případě je uvažována měrná hmotnost materiálu 270 kg/m^3 v druhém případě 400 kg/m^3 . Do modelu je zapojen vždy jeden z hmotných bodů. Druhý je pak ukotven do vazby zachycující všechny přenášené stupně volnosti. Přehled zatížení vozů řady Faro v závislosti na měrné hmotnosti přepravovaného materiálu ukazuje Tab. 6. [17] [20]

Tab. 6 Přehled zatížení pro vozy Faro

Model vozu		FARO 3510	FARO 4010	FARO 4510	FARO 5010	FARO 4010 CL
		(Typ 1681)	(Typ 1682)	(Typ 1683)	(Typ 1684)	(Typ 1662)
Objem vozu	[m ³]	24	27	30	33	23
Hmotnost nákladu	[kg]					
$m_m=270$	[kg·m ⁻³]	6480	7290	8100	8910	6210
$m_m=400$	[kg·m ⁻³]	9600	10800	12000	13200	9200

SPOJENÍ RÁMU A PODVOZKU

Náhrada předepnutého šroubového spoje je realizována na stejném principu, jaký je popsán v 5.2.1. Prutové prvky nahrazující šrouby M12 jsou předepnuty silou 38 kN. Mezi plochami profilů vozu a konzol pro uchycení je nastaven kontakt, zobrazeno na Obr. 31.



Obr. 31 Spojení rámu a podvozku

5.2.3 KOLA STROJE

V modelu je uvažována geometrie kol, jejich tuhost i hmotnost. Nejedná se o přesný matematický model pneumatiky. Pro statickou deformačně napět'ovou analýzu však tento model zahrnuje vše potřebné. Model pneumatiky přenáší radiální sílu pouze v jednom směru, v případě vzniku příčné reakce, nebo podélné reakce působící na obvodu kola (například při brždění) jsou tyto síly přenášeny do konstrukce.

PNEUMATIKY

Pneumatiky jsou nahrazeny mechanismem kontaktních prvků, pružin, CDOF vazeb a Restrain vazeb, zobrazeno na Obr. 32. Prvky jsou umístěny na uzly s pootočenými souřadnými systémy. V koncových uzlech jsou umístěny vazby odebírající jeden stupeň volnosti. Vazby CDOF zaručují přenos dalších stupňů volnosti mezi prvky. Výsledkem je že v každém ze čtyř ramen dochází k deformaci ve směru pružiny a kontaktního prvku. Geometrie náhrady je daná geometrií pneumatiky. Natočení souřadných systémů definujících funkční směry náhrady je pro podélný směr 45° okolo os centrálního souřadného systému. Tím do modelu vstupuje i adhezní součinitel rovnající se hodnotě 1.

Pro příčný směr potom úhel vychází z boční tuhosti pneumatiky, která je uvažována jako $2/3$ tuhosti radiální. To dává při rozpočtení tuhostí do jednotlivých pružiny úhel natočení 36° . Pro přiřazení tuhostí jednotlivým pružinám je využito pravidla pro určení výsledné tuhosti skupiny paralelně řazených pružin.

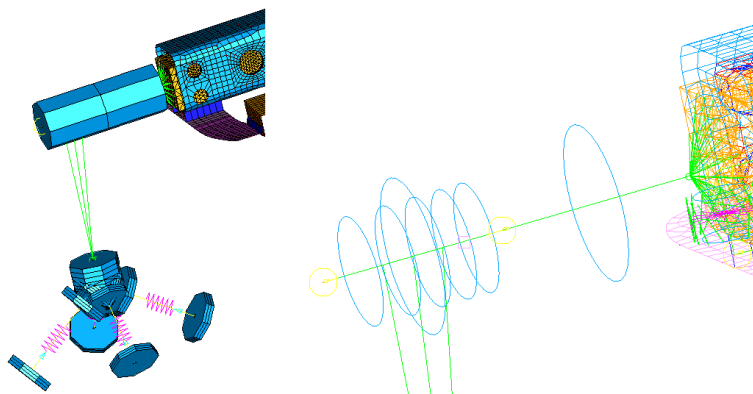
Celková tuhost pneumatiky vychází ze známých hodnot průměru nezátížené pneumatiky, známého poloměru pneumatiky při statickém zatížení na mez únosnosti při maximálním pracovním tlaku a známém zatížení. Výrobci neuvádí statickou únosnost pneumatik, proto je počítáno s únosností pro rychlost 10 km/h. Hodnoty tuhosti pneumatik zobrazuje Tab. 7. Na základě zjištěných hodnot je hodnota tuhosti pneumatiky pro výpočet zvolena 1400 N/mm.

Tab. 7 Tuhosti pneumatik [18] [19]

Rozměr	Výrobce	Profil	Stlačení [mm]	Únosnost, 10 km/h [kg]	Tuhost [N/mm]
520/50R17	Vredestein	Flotation Trac	37,5	5535	1447,96
560/45R22,5	Vredestein	Flotation Pro	57,5	5400	921,29
560/45R22,5	Nokian	Country King TL	64	6400	981,00
560/45R22,5	Vredestein	Flotation Pro	57,5	6390	1090,19
620/40R22,5	Vredestein	Flotation Pro	47,5	5670	1171,00
620/40R22,5	Vredestein	Flotation Pro	47,5	6750	1394,05
710/35R22,5	Nokian	Country King TL	51	7450	1433,03
600/50R22,5	Nokian	Country King TL	53	7900	1462,25
710/45R22,5	Nokian	Country King TL	61	9300	1495,62
710/45R22,5	Vredestein	Flotation Trac	45	9270	2020,86

DISKY A NÁBOJE

Hmotnost disků a pneumatik je do modelu vnesena pomocí hmotných bodů, uvažovaná hmotnost disku je 30 kg, pneumatiky 75 kg. Geometrie náhrady je patrná z Obr. 32. RBE3 prvek spojuje průměr ráfku s osou náboje. CDOF vazby mezi prutovými prvky potom přenášejí dané stupně volnosti. Nastavením CDOF vazeb lze pak rozlišovat mezi stavy kdy jsou nebo nejsou kola bržděna.



Obr. 32 Náhrada kola vozu

5.3 ZATĚŽOVACÍ STAVY

Analýza uvažuje 8 zatěžovacích stavů, stupně volnosti odebrané jednotlivými vnějšími vazbami označenými na Obr. 25 a jednotlivá uvažovaná zrychlení jsou uvedeny v Tab. 8. Náhrada pneumatiky je uvažována jako jedna vazba.

Tab. 8 Přehled zatěžovacích stavů

Stav	vazba	stupně volnosti odebrané vazbou						zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]		
		u	v	w	φ_x	φ_y	φ_z	a_x	a_y	a_z
1	A	x	x	x	-	-	-	0	-9,81	0
	B	-	x	x	-	-	-			
	C	-	x	x	-	-	-			
	D	-	x	x	-	-	-			
	E	-	x	x	-	-	-			
2	A	x	x	x	-	-	-	6,5	-9,81	0
	B	-	x	x	-	-	-			
	C	-	x	x	-	-	-			
	D	-	x	x	-	-	-			
	E	-	x	x	-	-	-			
3.1	A	x	x	x	-	-	-	-6	-9,81	0
	B	-	x	x	-	-	-			
	C	-	x	x	-	-	-			
	D	-	x	x	-	-	-			
	E	-	x	x	-	-	-			
3.2	A	-	x	x	-	-	-	-6	-9,81	0
	B	x	x	x	-	-	-			
	C	x	x	x	-	-	-			
	D	x	x	x	-	-	-			
	E	x	x	x	-	-	-			
4.x	A	x	x	x	-	-	-	0	-9,81 ¹	0
	B	-	x	x	-	-	-			
	C	-	x	x	-	-	-			
	D	-	x	x	-	-	-			
	E	-	x	x	-	-	-			
5	A	x	x	x	-	-	-	0	-9,81	-6
	B	-	x	x	-	-	-			
	C	-	x	x	-	-	-			
	D	-	x	x	-	-	-			
	E	-	x	x	-	-	-			
6	A	x	x	-	-	-	-	0	-9,81	0
	B	x	x	x	-	-	-			
	C	x	x	x	-	-	-			
	D	x	x	x	-	-	-			
	E	x	x	x	-	-	-			
7	A	x	x	x	-	-	-	0	-9,81	0
	B	-	x	x	-	-	-			
	C	-	x	x	-	-	-			
	D	-	-	-	-	-	-			
	E	-	-	-	-	-	-			
8.1, 8.2	A	x	x	x	-	-	-	0	-9,81 ¹	0
	B	-	x	x	-	-	-			
	C	-	-	-	-	-	-			
	D	-	-	-	-	-	-			
	E	-	-	-	-	-	-			

1) vektor zrychlení je pootočen o úhel sklonu svahu



5.3.1 STATICKÁ POLOHA (STAV Č. 1)

Stroj je ve statické poloze nebo se pohybuje konstantní rychlostí, Jediným uvažovaným působícím zrychlením je tíhové. Valivé jízdní odpory jsou zanedbány.

5.3.2 AKCELERACE SOUPRAVY (STAV Č. 2)

Souprava zrychluje rovnoměrným zrychlením. Na stroj tedy působí tíhové zrychlení a zrychlení v podélném směru. Valivé jízdní odpory jsou zanedbány. Zvolená hodnota podélného zrychlení je $6,5 \text{ m/s}^2$, traktory a traktorové soupravy dosahují dle měření špičkových zrychlení 4 až 6 m/s^2 . [23]

5.3.3 BRZDĚNÍ SOUPRAVY (STAV Č. 3)

Při brždění rozlišujeme dva stavy, prvním je stav, kdy brzdí pouze tažný prostředek, druhým je pak rovnoměrné brždění soupravy.

BRZDĚNÍ TAŽNÝM PROSTŘEDKEM (STAV Č. 3.1)

V případě, kdy brzdí tažný prostředek nedochází k vzniku brzdných sil v místě kontaktu kol vozu s podložkou. Stroj je zatížen pouze tíhovým a podélným zrychlením odpovídající velikosti brzdného zpomalení. Hodnota uvažovaného brzdného zpomalení je 6 m/s^2 . Navržená hodnota je mnohem vyšší než hodnoty dosahované při tomto druhu brždění v reálném provozu. Ty se liší v závislosti na brzdě kapacitě brzd tažného prostředku.

BRZDĚNÍ VOZU A TAŽNÉHO PROSTŘEDKU (STAV Č. 3.2)

Při rovnoměrném brždění tažného prostředku a vozu brzdí každý svoji hmotnost, a to až na mez maximální adheze. Brždění na mez adheze dovolují dostatečně dimenzované brzdy a jejich brzdná kapacita dosahující hodnoty 7000 kg pro každou z brzd pro brždění z rychlosti 60 km/h . Uvažovaná hodnota brzdného zpomalení je 6 m/s^2 , což je hodnota maximálního brzdného zpomalení pro daný vůz. Hodnota je potvrzena výsledky FEM analýzy, kdy při implementaci vyššího zpomalení dojde k nárůstu momentu vzniklého působením setrvačných sil na těžiště vozu. Těžiště leží výše než bod připojení vozu k tažnému prostředku a tím dává za vznik momentu, který otáčí vůz okolo bodu připojení. Při zrychlení vyšším než 6 m/s^2 dojde k nárůstu popsaného momentu, odlehčení náprav vozu a ztrátě brzdného účinku. V literatuře se také hovoří o takzvaném brzdě poměru nebo také poměru zpomalení, který vyjadřuje poměr brzdných sil vůči tíhové síle. Ten se pro přívěsy podobné konstrukce pohybuje okolo hodnot $0,6$ což odpovídá hodnotě maximálního zpomalení $5,9 \text{ m/s}^2$. Skutečné hodnoty v provozu jsou často nižší, kdy jen zřídka je třeba plného brzdného výkonu a také provozní podmínky nedovolují dosáhnouti uvažované dokonalé adheze. Konzola brzdového válce je zatížena silou $7,4 \text{ kN}$. [23], [24], [25]

5.3.4 POHYB NA SVAHU (STAV Č. 4)

Funkční náhrada pneumatik (viz. 5.2.3) umožňuje simulovat pohyb na svahu pouhým zadáním správného směru tíhového zrychlení. Směr zrychlení je pootočen vůči svislému směru o úhel sklonu svahu. Pevnostní analýza uvažuje svahy o sklonech 10° , 20° , 25° , 30° a 35° . Poslední dva jsou v provozu prakticky nedosažitelné. Jejich dosažení totiž vyžaduje pracovní povrch umožňující dokonalou adhezi pneumatik a svah s konstantním sklonem, tak aby nemohlo dojít k vzniku dynamických sil. S ohledem na zjištěné hodnoty svahové dostupnosti (viz. 4.4) lze za sklony v provozu dosažitelné považovat 10° , 20° , 25° . Důležitým

výsledkem je nejen výsledné napětí na prvcích konstrukce ale také výsledné síly působící na jednotlivé pneumatiky, kdy je třeba posoudit jejich dostatečnou únosnost.

5.3.5 PRŮJEZD ZATÁČKOU (STAV Č. 5)

Při průjezdu zatáčkou konstantní rychlostí působí na soupravu dostředivé zrychlení. Hodnota uvažovaného příčného zrychlení je 6 m/s^2 , což odpovídá průjezdu zatáčky o poloměru 20,5 m rychlostí 40 km/h. Hodnota 6 m/s^2 je navržena na základě zkušeností pracovníků ústavu Stavebních a dopravních strojů VUT Brno. Společně s příčným zrychlením působí i zrychlení tíhové.

5.3.6 PRUDKÉ ZATOČENÍ (STAV Č. 6)

Při prudkém zatočení podvozků s více nápravami dochází ke vzniku příčných sil působících na kola stroje. Při bočním zatížení se při otáčejících se kolech projevuje jejich boční skluz, ten je vyjádřen úhlem, který značí odchýlení skutečného výsledného směru pohybu kola směru odvalování kola. Skluz kola při bočním zatížení je dobře patrný z Obr. 16. Pro zatěžovací stav je uvažován extrém, kdy je osou otáčení svislá osa protínající těžiště vozu, v tomto případě totiž dochází k vzniku největších tečných sil. V praxi je tento případ silně nepravděpodobný přesto je však možné, že nastane. Boční sílu uvažujeme jako třecí sílu působící ve středech kontaktních ploch jednotlivých kol. Kromě tření s třecím koeficientem 0,95 je uvažován i valivý odpor kol s koeficientem 0,02. Při aplikaci rovnic rovnováhy je při zatížení těžším z dvojice materiálů výsledná síla působící v čepu závěsu 18,7 kN, pro výpočet je uvažována síla 20 kN. Pro zatížení materiálem s nižší hodnotou měrné hmotnosti je výsledná síla 14,5 kN, pro výpočet je uvažována síla 15 kN. [14] [13]

5.3.7 ZTRÁTA KONTAKTU ZADNÍCH KOL S PODLOŽKOU (STAV Č. 7)

K ztrátě kontaktu zadních kol s podložkou může dojít při přejezdu nerovnosti, nebo při výjezdu z pole a naopak. Kdy dojde k překročení vyrovnávacích limitů vahadlového mechanismu podvozku. Hmotnost vozu pak působí pouze na přední nápravu a tažný prostředek. Na vůz působí tíhové zrychlení.

5.3.8 MEZNÍ STAV PŘEKLOPENÍ (STAV Č. 8.1, 8.2)

Pro klopné hrany 1 a 2 popsané v 4.2.3 a odpovídající statické úhly překlopení platí, že senážní vůz ztrácí kontakt na 3 ze 4 kol, které neleží na klopné hraně. Při nastání mezního stavu překlopení tedy platí že zatížení přenáší právě jedno kolo a vazba v místě styku s tažným prostředkem. Dosažení mezních stavů znamená překlopení vozu a jeho celkovou destrukci. Avšak až do meze statického překlopení musí být náprava a podvozek schopna odolat zatížení bez ztráty funkčnosti. Vůz je zatížen tíhovým zrychlením, kdy jeho směr odpovídá vektoru pootočenému okolo klopné hrany o patřičný úhel.

6 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ANALÝZY

6.1 MEZNÍ STAVY ÚNOSNOSTI POUŽITÝCH MATERIÁLŮ

Výsledky pevnostní analýzy jsou posuzovány k meznímu stavu návrhové únosnosti. Určení hodnot návrhových únosností konstrukčních ocelí je dáno normou ČSN EN 1993-1-1. Hodnota návrhové únosnosti je určena ponížením zaručené meze kluzu daných materiálů koeficientem globální spolehlivosti materiálu. Ten pracuje s vlivy průřezů použitých profilů, jakostí použitých materiálů a dalšími vlivy ovlivňujícími výslednou hodnotu návrhové únosnosti. U plastových kluzných desek je jako maximální návrhové únosnosti uvažována hodnota meze kluzu. Pro oceli a polotovary, blíže popsané v kapitole 3.2.8 potom platí [8]:

$$R_d = \frac{R_k}{\gamma_M} \text{ [MPa]} \quad (39)$$

kde	R_d [MPa]	je návrhová únosnost jednotlivých materiálů
	$R_k = f_y$ [MPa]	je hodnota meze kluzu jednotlivých materiálů
	γ_M [-]	je globální dílčí součinitel materiálu příslušné únosnosti

Pro všechny použité ocelové materiály a polotovary platí $\gamma_M=1,15$, výjimkou jsou pouze oceli použité pro čepy a ocelová pouzdra, pro ty platí $\gamma_M=1,05$. Hodnoty jednotlivých návrhových únosností jsou uvedeny v Tab. 9. [26]

Tab. 9 Návrhové únosnosti použitých materiálů

Norma a pevnostní třída oceli	f_y [N/mm ²]	γ_M [-]	R_d [N/mm ²]
EN 10210-1			
S 275H	275	1,15	239
S 355J2H	355	1,15	309
EN 10025-2		1,15	0
S 235	235	1,15	204
S 275	275	1,15	239
S 355	355	1,15	309
EN 10025-3		1,15	0
S 355J2H	355	1,15	309
S 420NL	420	1,15	365
S 460NL	460	1,15	400
ČSN EN 10083-3			
42CrMo4 (1.7225)	750	1,05	714
ČSN EN 10083-2			
C45 (1.1191)	370	1,05	352

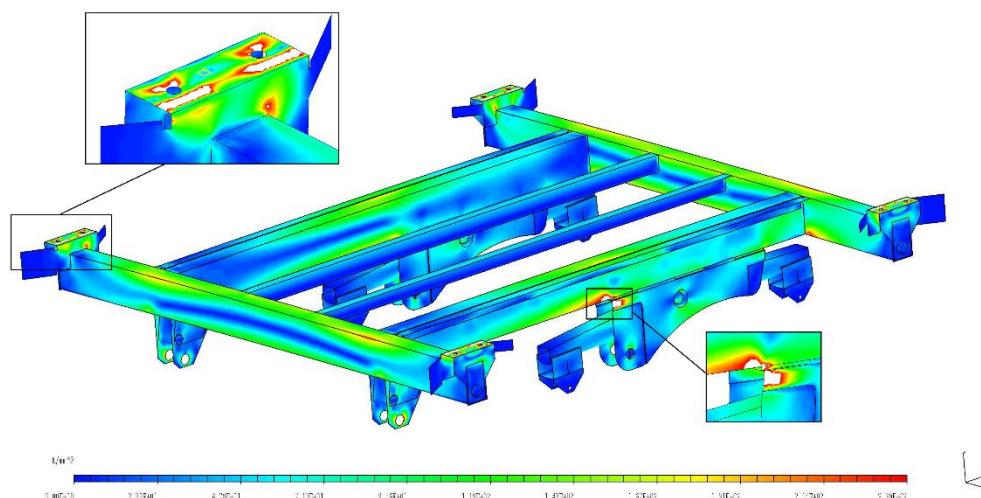
6.2 VÝSLEDKY ANALÝZY

Výsledná napětí jsou vyhodnocena pro jednotlivé zatěžovací stavy, kdy jsou zvýrazněna kritická místa konstrukce, kde se objevují napětíové špičky. Součásti jsou zobrazeny jako deformované s reálnými hodnotami deformace. Stupnice pro porovnání napětí je jednotlivým celkům přiřazena podle návrhové únosnosti převažujícího materiálu. Pro rám podvozku je $R_d = 239$ MPa, pro samotnou nápravu $R_d = 309$ MPa, pro kluzné desky $R_d = 70$ MPa, viz. 6.1, o materiálech použitých pro jednotlivé části podvozku detailněji pojednává kapitola 3.1. Stav napjatosti jsou určeny dle teorie HMM. Kontrola výsledných hodnot napětí je pro převažující skořepinové prvky provedena pro obě okrajové vrstvy a střednici skořepiny. Zobrazena je pak vrstva s nejvyšším dosaženým napětím. Výsledná napětí v bezprostřední blízkosti napojení vazeb a speciálních prvků nejsou vyhodnocena, hodnoty napjatosti v jejich okolí neodpovídají skutečnému stavu. Zobrazené výsledky odpovídají zatížení materiálem o měrné hmotnosti 400 kg/m^3 , tedy zatížení $13,2 \text{ t}$. Vizualizace výsledků ať už formou obrázků obsažených přímo v práci nebo v přílohách práce mají pouze informativní charakter, s ohledem na různé použité materiály s různou návrhovou únosností a množstvím detailů konstrukce. Skutečné vyhodnocení výsledků, funkčnosti a použitelnosti konstrukce je provedeno pro jednotlivé dílce v prostředí NX-Ideas.

6.2.1 STATICKÁ POLOHA (STAV Č. 1)

RÁM PODVOZKU

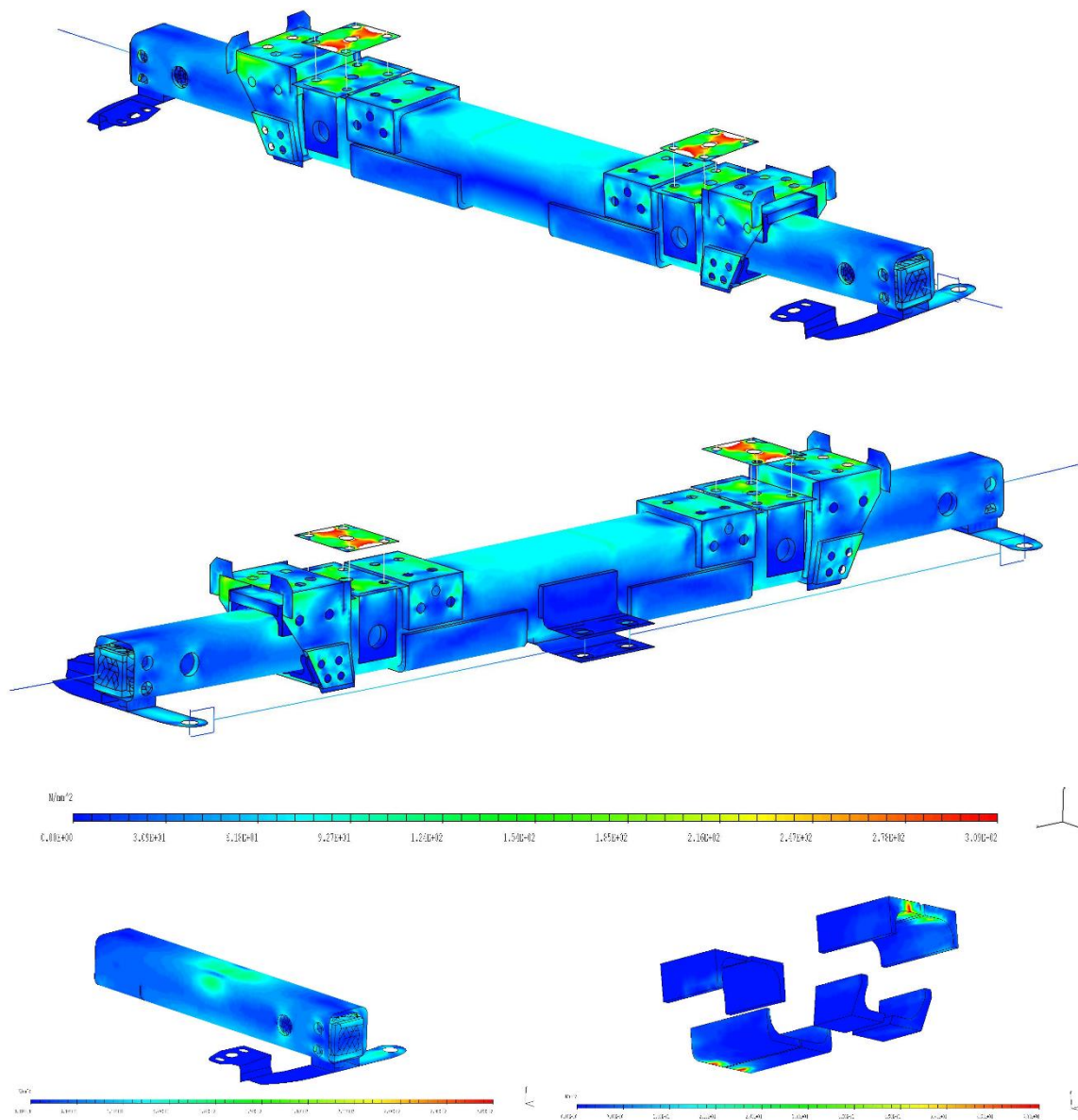
Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 33, při uvažovaném zatěžovacím stavu dochází ke koncentraci napětí v místě spojení podélného profilu a konzolou pro uchycení vahadla. Napětí v tomto místě dosahuje hodnot okolo 395 MPa . Koncentrace napětí je dána skokovou změnou ohybové tuhosti výsledného profilu. Dalším místem, kde je překročena mez návrhové únosnosti je horní plocha konzoly pro spojení rámu podvozku s rámem stroje. Napětí v tomto místě dosahuje hodnot okolo 515 MPa . Objevují se i další místa, kde napětí překračuje dovolenou mez. Pro rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**.



Obr. 33 Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, statická poloha (stav č. 1), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 532 MPa, zatížení vozu 13,2 t

NÁPRAVA

Výsledná napětí na sestavě teleskopické nápravy zobrazuje Obr. 34. Všechny části nápravy splňují podmínku stanovenou mezi návrhové únosnosti. Pro teleskopickou nápravu je tedy tento stav hodnocen jako **vyhovující**.



Obr. 34 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, statická poloha (stav č. 1), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 382 MPa, zatížení vozu 13,2 t

6.2.2 AKCELERACE SOUPRAVY (STAV Č. 2)

Při zátěžovém stavu, kdy souprava akceleruje viz. 5.3.2 dochází k vesměs k podobnému napěťovému toku a dosaženým hodnotám maximálních napětí jako při statickém stavu viz. 6.2.1. Konstrukce rámu je opět vyhodnocena jako **nevyhovující**, pro teleskopickou nápravu je zatěžovací stav vyhodnocen jako **vyhovující**. Vizualizace je dostupná v přílohách diplomové práce.

6.2.3 BRZDĚNÍ SOUPRAVY (STAV Č. 3)

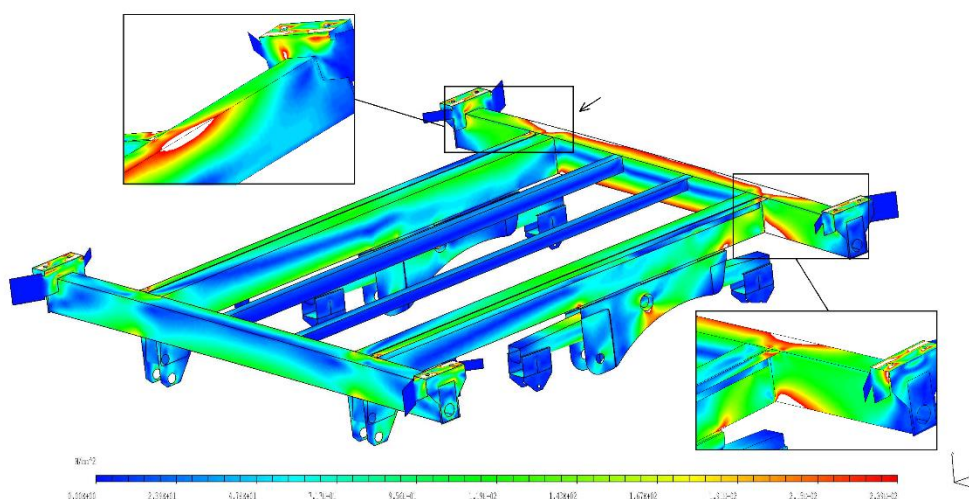
BRZDĚNÍ TAŽNÝM PROSTŘEDKEM (STAV Č. 3.1)

Při zátěžovém stavu, kdy je souprava brzděna pouze tažným prostředkem viz. 5.3.3 dochází k vesměs k podobnému napěťovému toku a dosaženým hodnotám maximálních napětí jako při statickém stavu viz. 6.2.1. Konstrukce rámu je opět vyhodnocena jako **nevyhovující**, pro teleskopickou nápravu je zatěžovací stav vyhodnocen jako **vyhovující**. Vizualizace je dostupná v přílohách diplomové práce.

BRZDĚNÍ VOZU A TAŽNÉHO PROSTŘEDKU (STAV Č. 3.2)

RÁM PODVOZKU

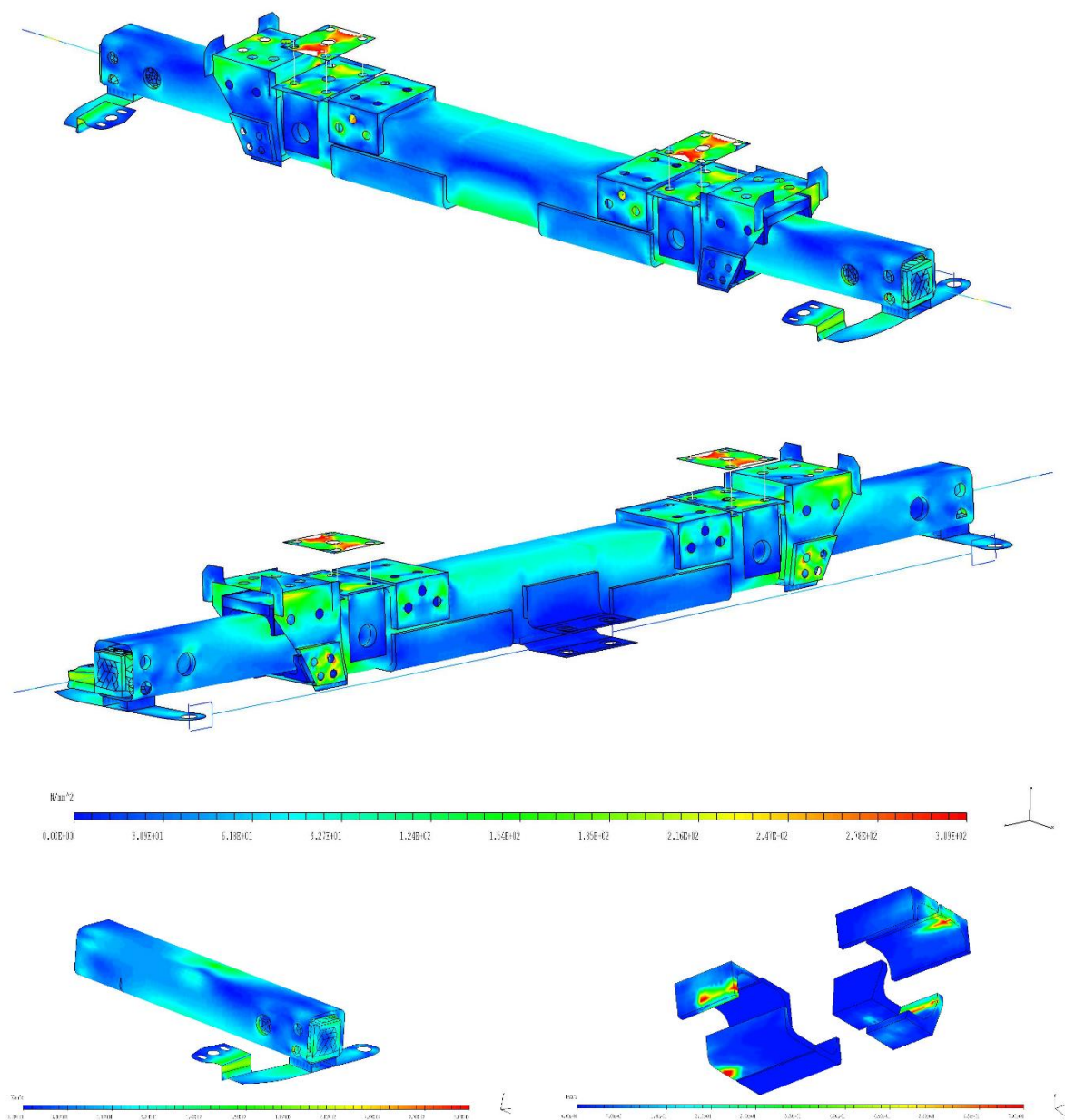
Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 35, při uvažovaném zatěžovacím stavu dochází ke koncentraci napětí v místech spojení podélného profilu s konzolou pro uchycení vahadla. Napětí v tomto místě dosahuje hodnot okolo 290 MPa v přední části a 350 MPa v zadní části. Koncentrace napětí je dána skokovou změnou ohybové tuhosti výsledného profilu. Dalším významným místem, kde je překročena mez návrhové únosnosti je horní plocha konzoly pro spojení rámu podvozku s rámem stroje. Napětí v tomto místě dosahuje hodnot okolo 650 MPa. Na ohybem namáhaném příčném profilu v zadní části podvozku dosahuje maximální napětí hodnot okolo 400 MPa. Objevují se i další místa, kde napětí překračuje dovolenou mez. Pro rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**.



Obr. 35 Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, brzdění vozu a tažného prostředku (stav č. 3.2), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 741 MPa, zatížení vozu 13,2 t

NÁPRAVA

Výsledná napětí na sestavě teleskopické nápravy zobrazuje Obr. 36. Všechny části nápravy splňují podmínku stanovenou mezi návrhové únosnosti. Pro teleskopickou nápravu je tedy tento stav hodnocen jako **vyhovující**.



Obr. 36 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, brždění vozu a tažného prostředku (stav č. 3.2), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 388 MPa, zatížení vozu 13,2 t

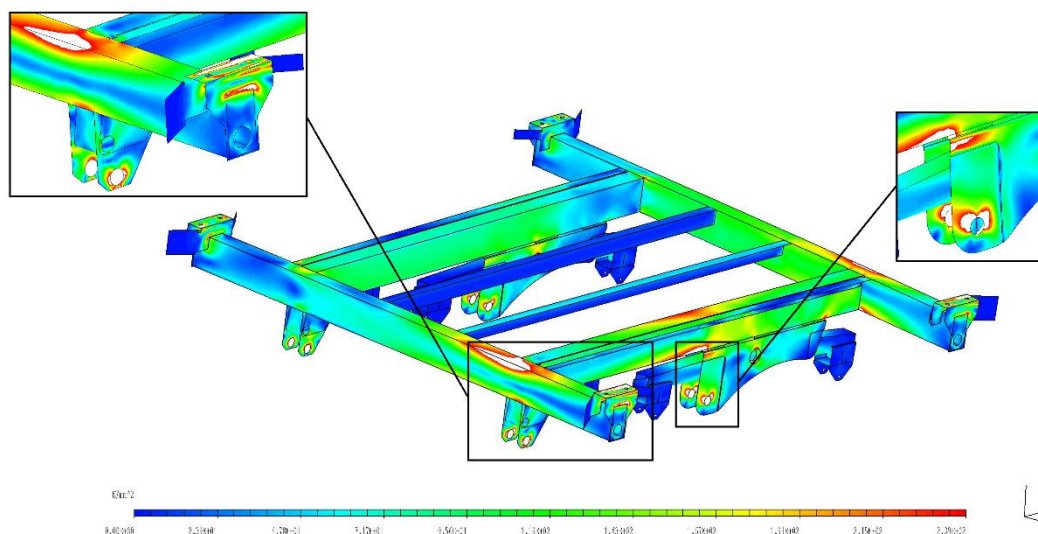
6.2.4 POHYB NA SVAHU (STAV Č. 4)

Výsledky jsou vyhodnoceny pro svah se sklonem 35° což je hodnota blízká nejvyšší teoreticky dosažitelné hodnotě sklonu svahu a pro hodnotu sklonu svahu 25°, což je hodnota svahové dostupnosti vozu viz. 5.3.4.

SWAH SE SKLONEM 35° (STAV Č. 4.5)

RÁM PODVOZKU

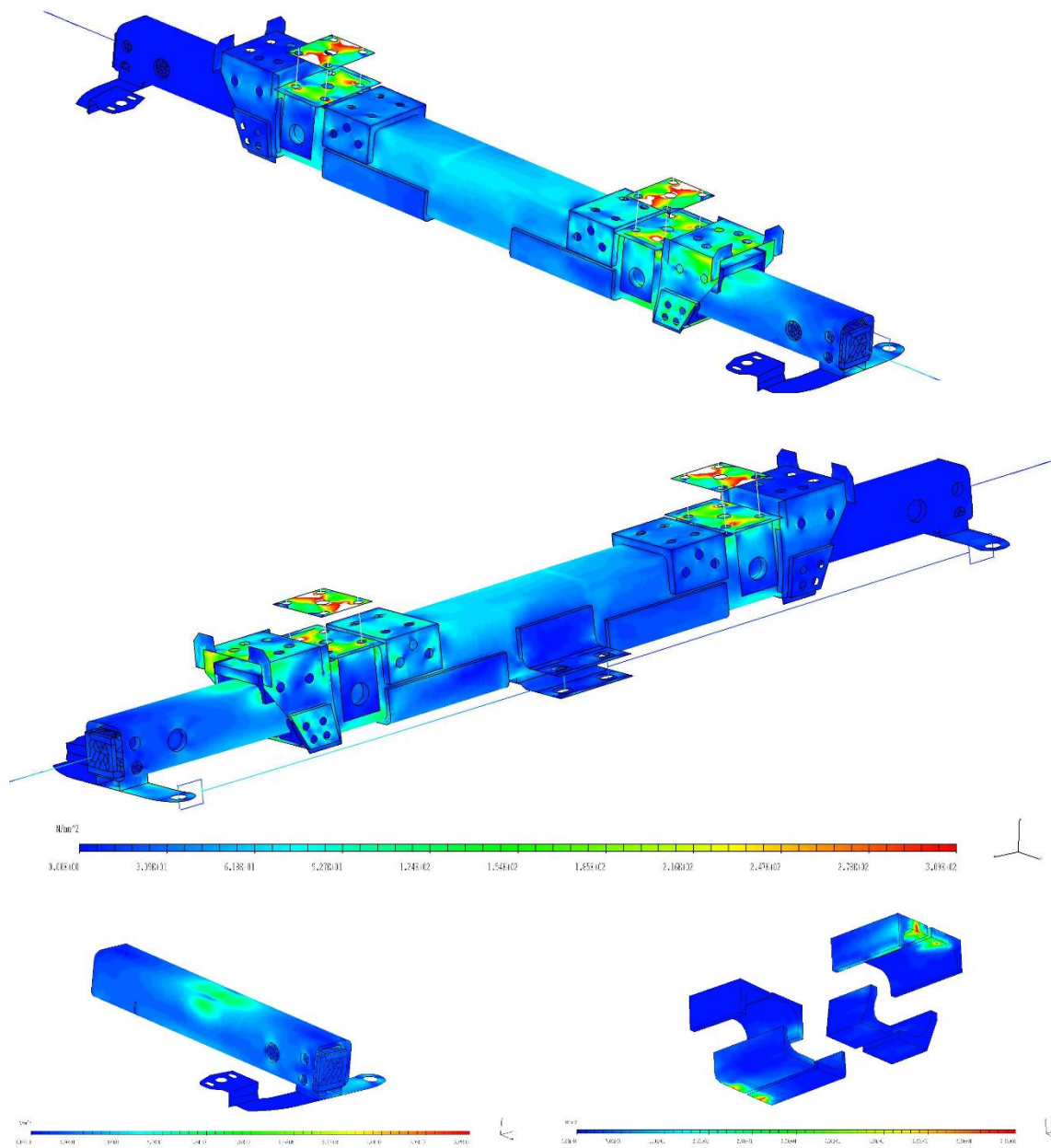
Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 37, při uvažovaném zatěžovacím stavu dochází ke koncentraci napětí v místech spojení podélného profilu s konzolou pro uchycení vahadla. Napětí v tomto místě dosahuje hodnot okolo 550 MPa. Koncentrace napětí je dána skokovou změnou ohybové tuhosti výsledného profilu. Dalším významným místem, kde je překročena mez návrhové únosnosti je horní plocha konzoly pro spojení rámu podvozku s rámem stroje. Napětí v tomto místě dosahuje hodnot okolo 770 MPa. Na ohybem namáhaném příčném profilu v přední části podvozku dosahuje maximální napětí hodnot okolo 280 MPa, podobné hodnoty se objevují i na zadním příčném profilu. Objevují se i další místa, kde napětí překračuje dovolenou mez. Jsou jimi obě uložení čepů parabolických per, kde je napětí až 480 MPa. Pro rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**.



Obr. 37 Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, pohyb na svahu (stav č. 4.5), sklon svahu 35°, měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 776 MPa, zatížení vozu 13,2 t

NÁPRAVA

Výsledná napětí na sestavě teleskopické nápravy zobrazuje Obr. 38. Všechny části nápravy splňují podmínku stanovenou mezi návrhové únosnosti. Pro teleskopickou nápravu je tedy tento stav hodnocen jako **vyhovující**.

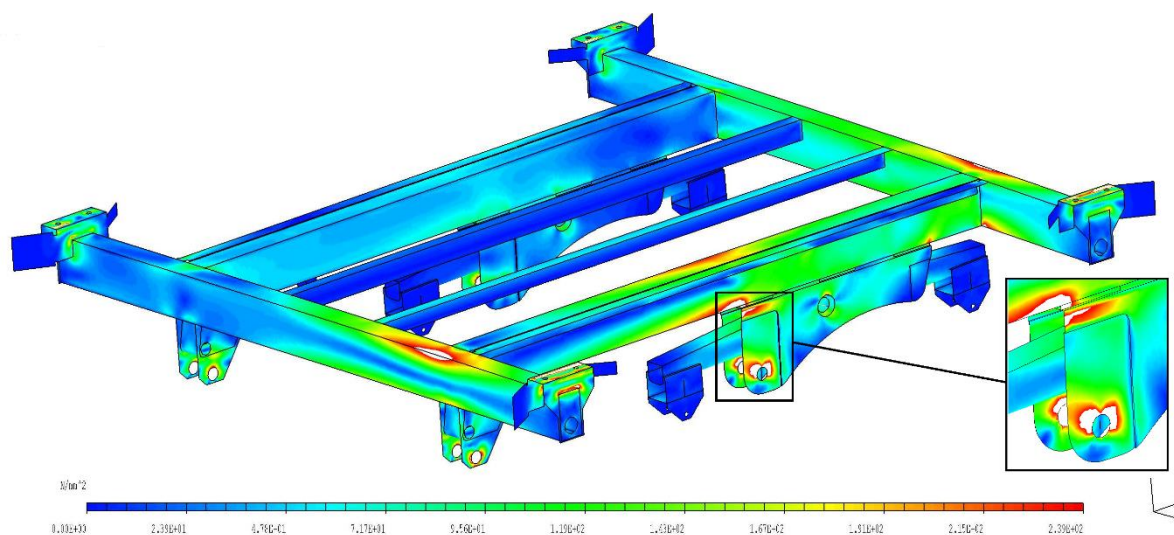


Obr. 38 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro klzné desky, pohyb na svahu (stav č. 4.5), sklon svahu 35°, měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 386 MPa, zatížení vozu 13,2 t

SWAH SE SKLONEM 25° (STAV Č. 4.3)

RÁM PODVOZKU

Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 39. Při uvažovaném zatěžovacím stavu dochází ke koncentraci napětí ve stejných místech jako v případě předešlého uvažovaného stavu, ve kterých dochází k překročení návrhové únosnosti. Pro rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**.



Obr. 39 Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, pohyb na svahu (stav č. 4.3), sklon svahu 25°, měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 675 MPa, zatížení vozu 13,2 t

NÁPRAVA

V případě nápravy dochází při pohybu na svahu nižšího sklonu k nižšímu zatížení a vznikajícím napětím. Všechny části nápravy splňují podmínku stanovenou mezi návrhové únosnosti. Pro teleskopickou nápravu je tedy tento stav hodnocen jako **vyhovující**.

6.2.5 PRŮJEZD ZATÁČKOU (STAV Č. 5)

Při zátěžovém stavu, kdy souprava projíždí zatáčkou viz. 5.3.5 dochází k vesměs k podobnému napětíovému toku a dosaženým hodnotám maximálních napětí jako při pohybu na svahu viz. 6.2.4, respektive analýza neodhaluje žádná další místa konstrukce, kde napětí přesahuje mezní hodnotu návrhové únosnosti. Konstrukce rámu je opět vyhodnocena jako **nevyhovující**, pro teleskopickou nápravu je zatěžovací stav vyhodnocen jako **vyhovující**. Vizualizace je dostupná v přílohách diplomové práce.

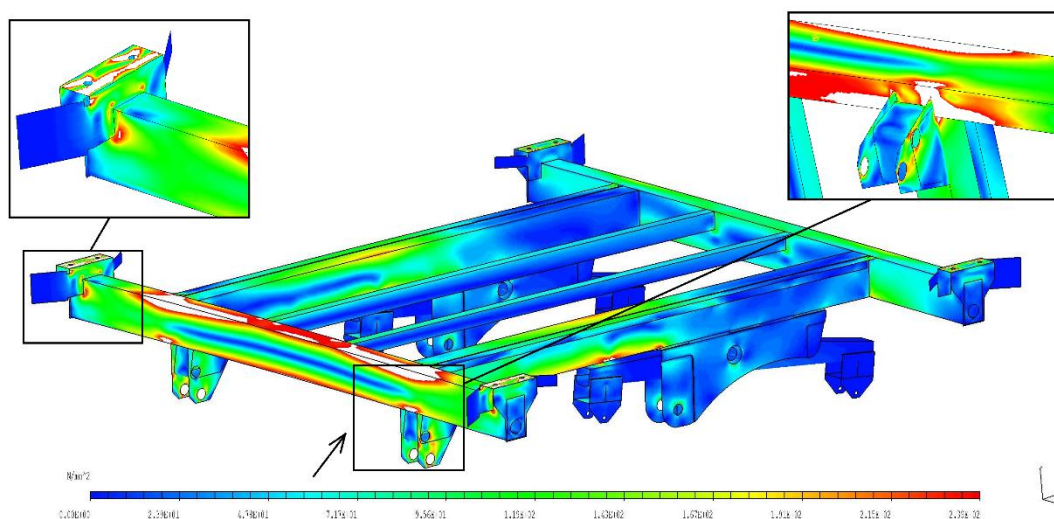
6.2.6 PRUDKÉ ZATOČENÍ (STAV Č. 6)

Při zátěžovém stavu, kdy dochází k prudkému zatočení soupravy za nízké rychlosti viz. 5.3.6, analýza neodhaluje žádná další místa konstrukce, kde napětí přesahuje mezní hodnotu. Návrhové únosnosti. Konstrukce rámu je opět vyhodnocena jako **nevyhovující**, pro teleskopickou nápravu je zatěžovací stav vyhodnocen jako **vyhovující**. Vizualizace je dostupná v přílohách diplomové práce.

6.2.7 ZTRÁTA KONTAKTU ZADNÍCH KOL S PODLOŽKOU (STAV Č. 7)

RÁM PODVOZKU

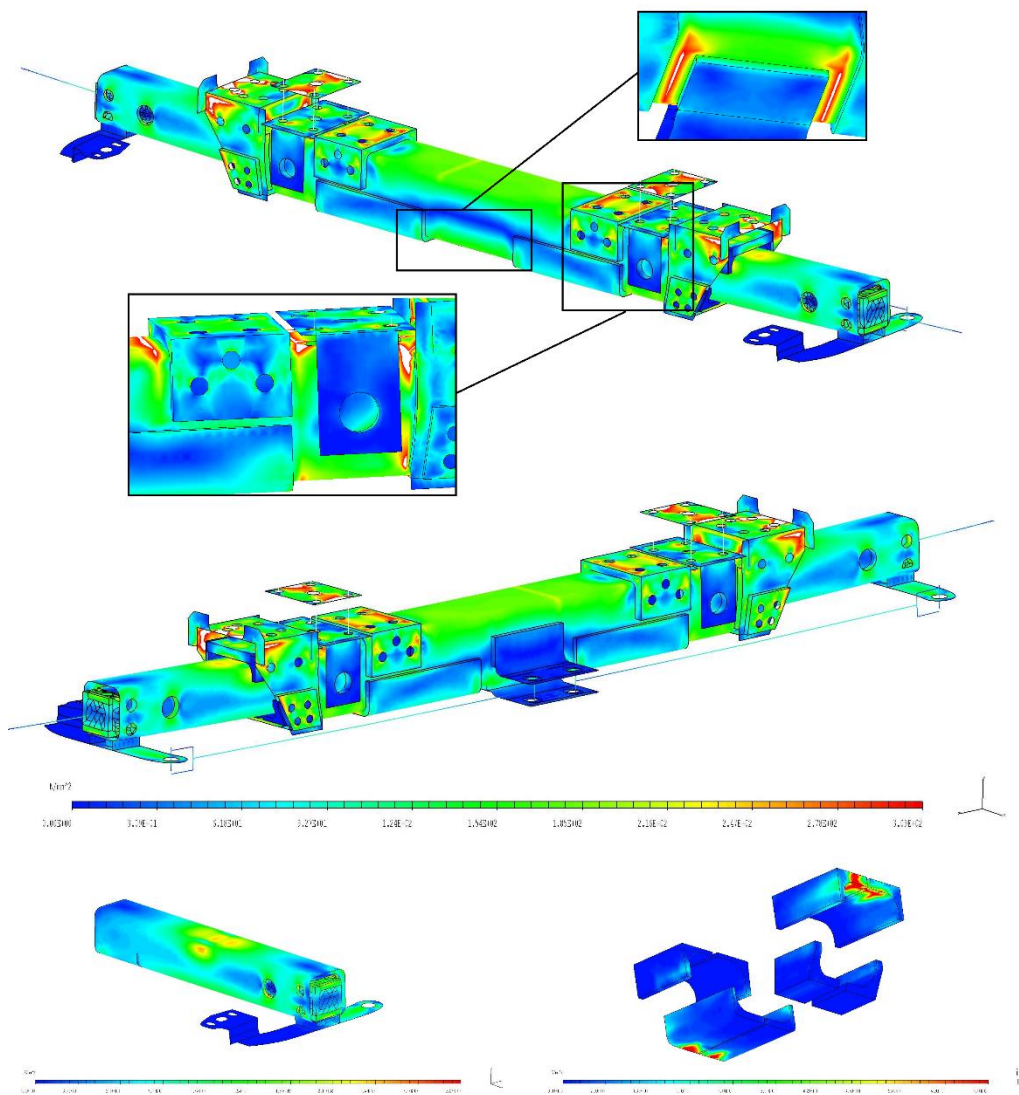
Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 40. Na nejvíce namáhaném příčném nosníku v přední části podvozku dosahuje napětí hodnot okolo 400 MPa, v místě dorazu vahadla, kdy se opírá do podélného profilu podvozku dosahuje napětí hodnot okolo 350 MPa. Stejně tak nevyhovuje již zmíněná konstrukce konzol pro spojení rámu podvozku a rámu vozu. Pro rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**.



Obr. 40 Rám podvozku, napjatost dle HMH, stupnice 0–239 MPa, ztráta kontaktu zadních kol s podložkou (stav č. 7), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 938 MPa, zatížení vozu 13,2 t

NÁPRAVA

Výsledná napětí na sestavě teleskopické nápravy zobrazuje Obr. 41. Na hlavním profilu tubusu nápravy dochází ke koncentraci napětí v okolí svarů, dosažená napětí se pohybují okolo 370 MPa. Napětí na kluzných deskách dosahuje hodnot okolo 110 MPa. Pro Teleskopickou nápravu je tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**.



Obr. 41 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, ztráta kontaktu zadních kol s podložkou (stav č. 7), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 503 MPa, zatížení vozu 13,2 t

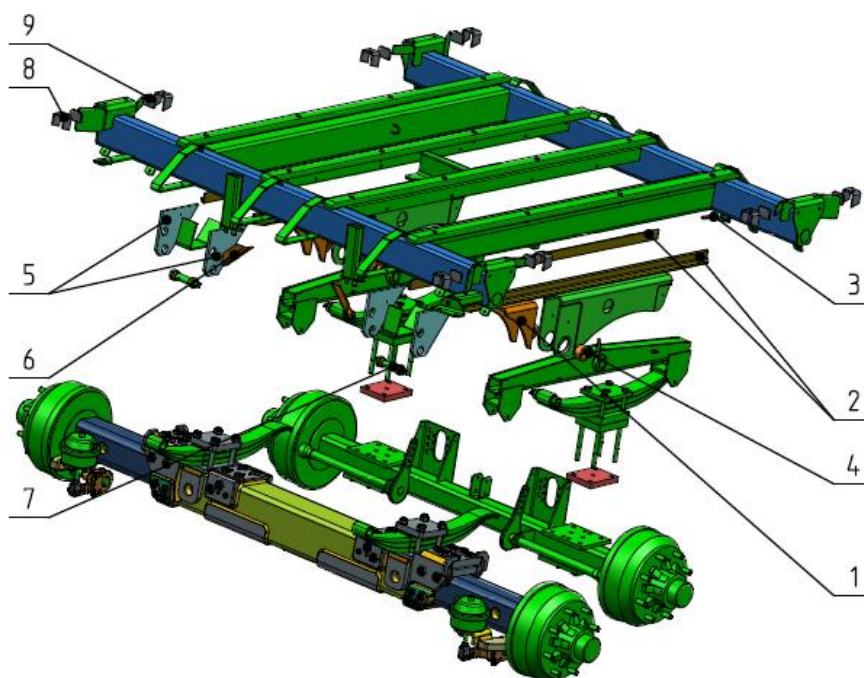
6.2.8 MEZNÍ STAV PŘEKLOPENÍ (STAV Č. 8.1, 8.2)

S ohledem na charakter zatěžovacího stavu, kdy při jeho dosažení dochází k překlopení vozu a tím nenávratnému poškození soupravy lze dosažené výsledky považovat pouze za informativní. Vizualizace pro obě uvažované klopné hrany jsou umístěny mezi přílohy diplomové práce.

7 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV PODVOZKU

Pevnostní analýza poukazuje na některé nedokonalosti konstrukce pro využití při práci na svažitých pozemcích. Úpravy jsou navrženy s důrazem na minimální zásah do stávající konstrukce tak, aby bylo možné realizovat změny v minimálním čase a s minimálními náklady. Důraz je kladen i na jednoduchost jejich provedení, s ohledem na odhadovaný počet vozů dodaných s teleskopickou nápravou. Je na zvážení výrobce, zda změny realizovat, či ponechat stávající konstrukci pouze pro vozy z řad Primo a Faro, pro které vyhovuje beze změn a vozy s vyšším objemem vybavit pro kombinaci s teleskopickou nápravou tandemovými podvozky s vyšší nosností.

Koncentraci napětí v místě spojení podélného nosníku a konzoly pro uložení vahadla odstraňuje ocelový výlisek (1) z materiálu S355, který je přivařen ke stávající konstrukci. Podélný profil je v spodní části vyztužen přiloženými profily průřezu L 40x40x5 (2). Pro lepší rozložení napětíového toku v místě styku podélných a příčných profilů je v zadní části přivařeno žebro (3), příčné profily jsou nahrazeny profily stejných vnějších rozměrů s rozdílnou tloušťkou stěny. Stěna konzoly pro uchycení vahadla je v místě uložení čepu pružiny zesílena navařením pouzdra pro uložení čepu a dvou žebér (4). U konzol uložení parabolické pružiny v přední části podvozku je zvýšena tloušťka bočních výpalků (5). L profil (6) pak zvyšuje tuhost konzol. Pouzdra uložení čepu (7) musejí být upravena pro montáž do konzol se změněnou šířkou. Posledním místem, kde je třeba provést úpravy konstrukce jsou součásti na koncích příčných nosníků, přes které je podvozek spojen s rámem vozu. K jejich zesílení bez zásahu do jejich konstrukce dobře poslouží přivařené výtuhy (8) a (9).



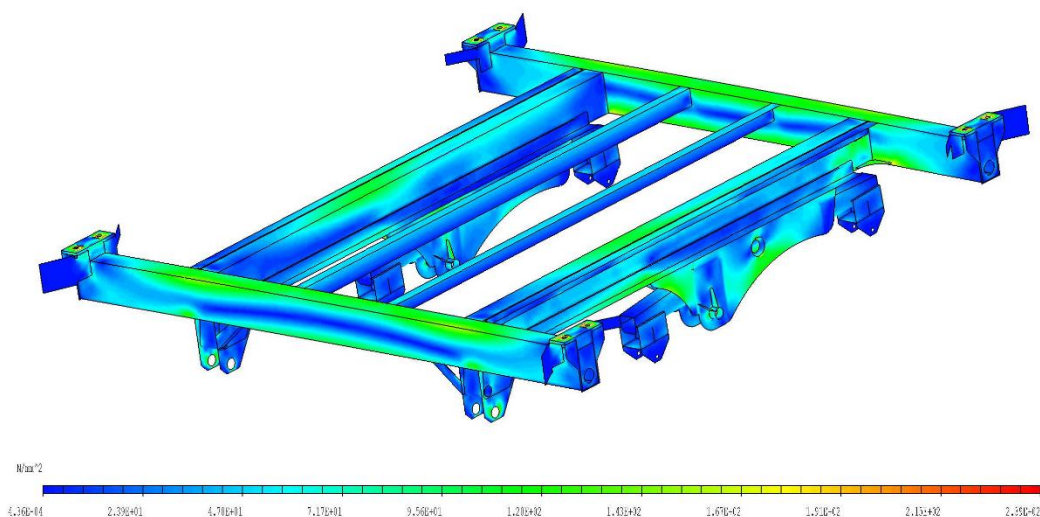
8 VÝSLEDKY ANALÝZY UPRAVENÉ KONSTRUKCE

Původní rám podvozku nevyhověl ani v jednom z uvažovaných zatěžovacích stavů. Výsledná napětí na upraveném rámu podvozku jsou tedy znovu vyhodnocena pro všechny zatěžovací stavy. Pro vizualizace jednotlivých zatěžovacích stavů platí stejná pravidla jako byla použita pro vykreslení hodnot před úpravou rámu. Součástí jsou zobrazeny jako deformované s reálnými hodnotami deformace. Stupnice pro porovnání napětí je pro rám podvozku je $R_d=239$ MPa. Stav napjatosti jsou určeny dle teorie HMM. Kontrola výsledných hodnot napětí je pro převažující skořepinové prvky provedena pro obě okrajové vrstvy a střednici skořepiny. Zobrazena je pak vrstva s nejvyšším dosaženým napětím. Zobrazené výsledky odpovídají zatížení materiálem o měrné hmotnosti 400 kg/m^3 . Vizualizace výsledků mají pouze informativní charakter, s ohledem na různé použité materiály s různou návrhovou únosností a množství detailů konstrukce. Skutečné vyhodnocení výsledků, funkčnosti a použitelnosti konstrukce je provedeno pro jednotlivé dílce v prostředí NX-Ideas.

8.1 VÝSLEDKY ANALÝZY

8.1.1 STATICKÝ STAV (STAV Č. 1)

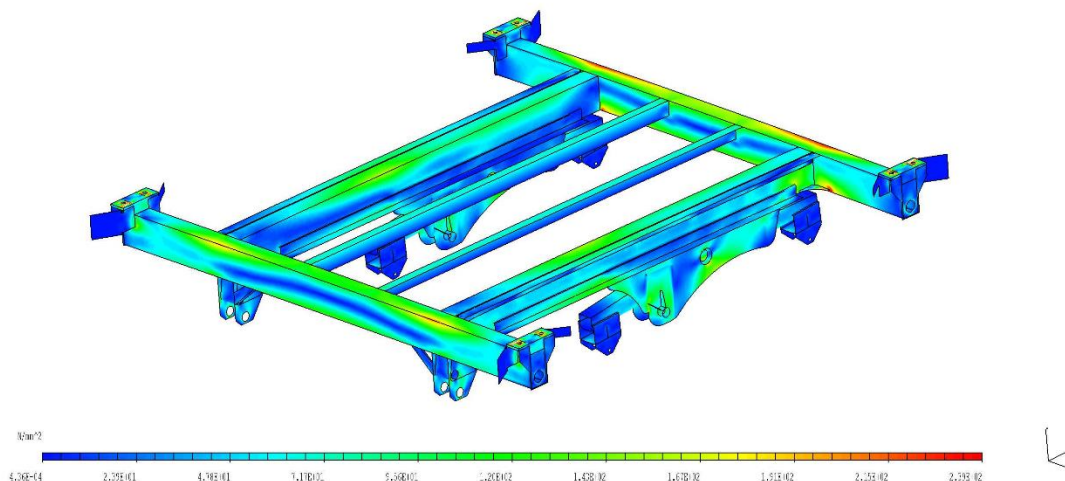
Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 42 navržené úpravy odstraňují slabá místa konstrukce. Na žádné z ploch a v žádné z kontrolovaných vrstev se neobjevují místa, kde napětí překračuje mez návrhové únosnosti. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **vyhovující**.



Obr. 42 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, statická poloha (stav č. 1), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 217 MPa, zatížení vozu 13,2 t

8.1.2 AKCELERACE SOUPRAVY (STAV Č. 2)

Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 43 navržené úpravy odstraňují slabá místa konstrukce. Na žádné z ploch a v žádné z kontrolovaných vrstev se neobjevují místa, kde napětí překračuje mez návrhové únosnosti. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **vyhovující**.



Obr. 43 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, statická poloha (stav č. 2), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 225 MPa, zatížení vozu 13,2 t

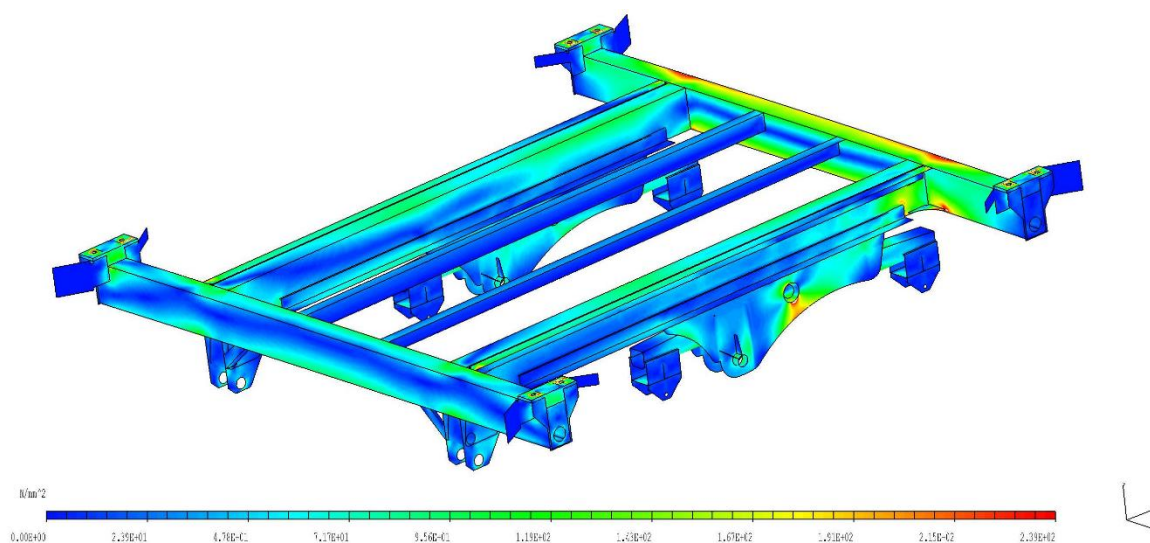
8.1.3 BRZDĚNÍ SOUPRAVY (STAV Č. 3)

BRZDĚNÍ SOUPRAVY TAŽNÝM PROSTŘEDKEM (STAV Č. 3.1)

Výsledná napětí na rámu a jejich rozložení jsou podobná jako při statickém stavu, viz. 8.1.1 Na žádné z ploch a v žádné z kontrolovaných vrstev se neobjevují místa, kde napětí překračuje mez návrhové únosnosti. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **vyhovující**. Vizualizace je součástí příloh.

BRZDĚNÍ VOZU A TAŽNÉHO PROSTŘEDKU (STAV Č. 3.2)

Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 44. Na žádné z ploch a v žádné z kontrolovaných vrstev se neobjevují místa, kde napětí překračuje mez návrhové únosnosti. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **vyhovující**.

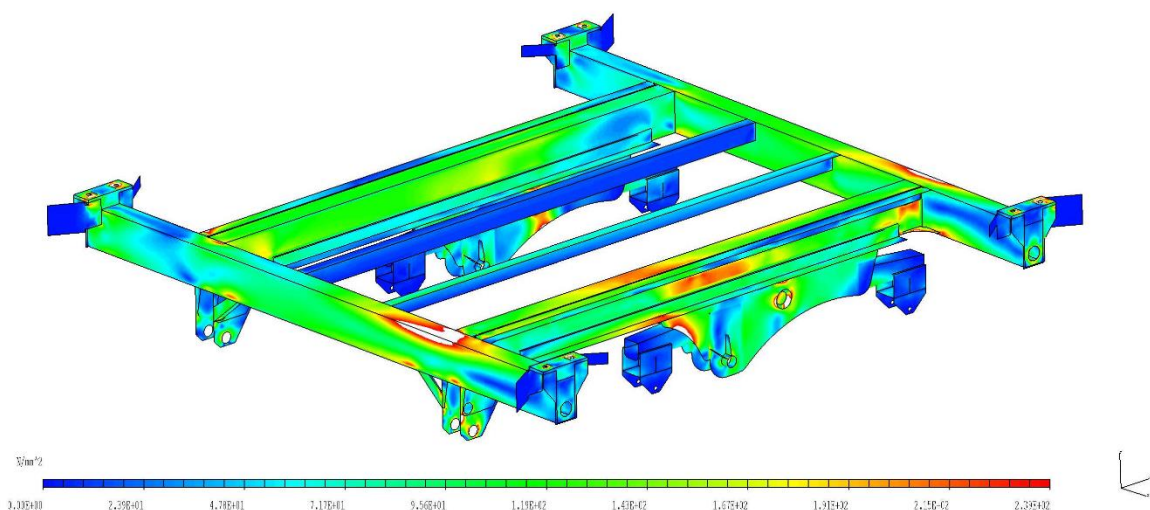


Obr. 44 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, brždění vozu a tažného prostředku (stav č. 3.2), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 236 MPa, zatížení vozu 13,2 t

8.1.4 POHYB NA SVAHU (STAV Č. 4)

SVAH SE SKLONEM 35° (STAV Č. 4.5)

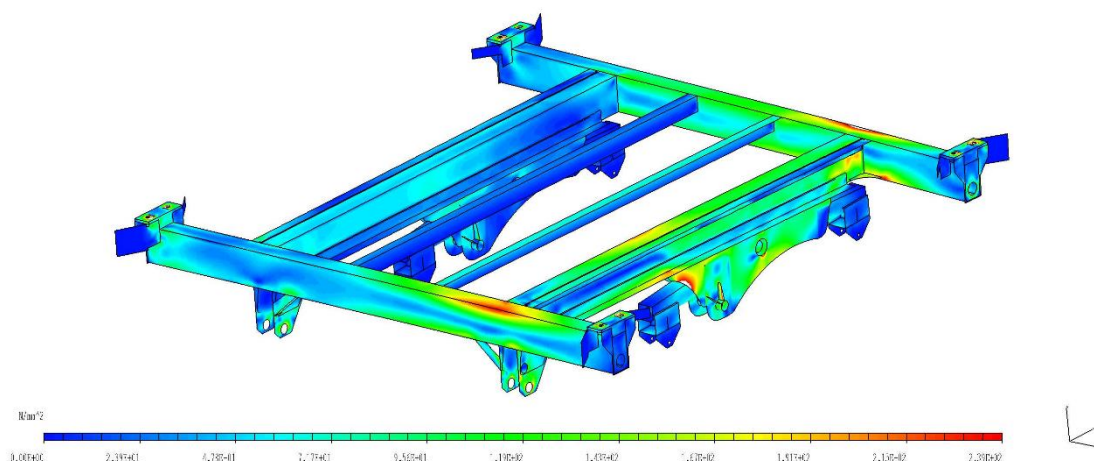
Výsledky jsou vyhodnoceny pro nejvyšší teoreticky dosažitelnou hodnotu sklonu svahu, kdy se stroj pohybuje po vrstevnici svahu se sklonem 35°, viz. 5.3.4. Na čelním příčném profilu se objevuje napětí 341 MPa, což je hodnota o 32 MPa vyšší, než je návrhová únosnost pro daný profil. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **nevyhovující**. Zobrazeno na Obr. 45.



Obr. 45 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, pohyb na svahu o sklonu 35° (stav č.4.5), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 341 MPa, zatížení vozu 13,2 t

SVAH SE SKLONEM 25° (STAV Č. 4.3)

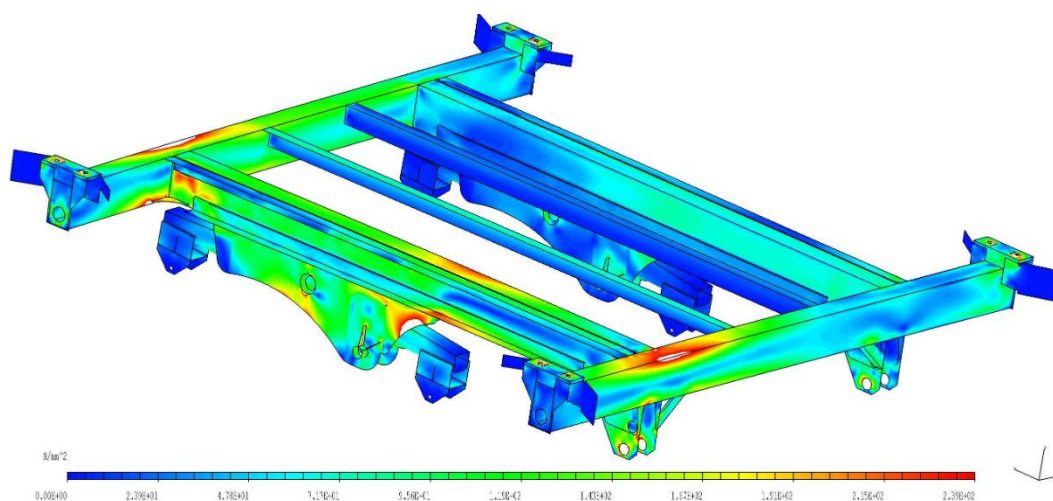
Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 46, navržené úpravy odstraňují slabá místa konstrukce. Na žádné z ploch a v žádné z kontrolovaných vrstev se neobjevují místa, kde napětí překračuje mez návrhové únosnosti. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **vyhovující**.



Obr. 46 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, pohyb na svahu o sklonu 25° (stav č.4.3), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 303 MPa, zatížení vozu 13,2 t

8.1.5 PRŮJEZD ZATÁČKOU (STAV Č. 5)

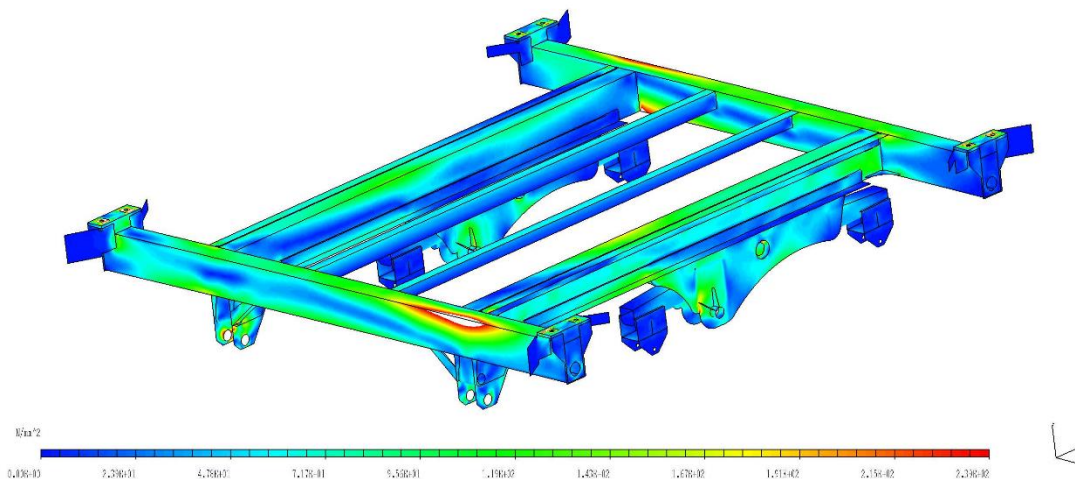
Při zátěžovém stavu, kdy souprava projíždí zatáčkou viz. 5.3.5. Na příčných profilech rámu napětí přesahuje mez návrhové únosnosti, v případě čelního profilu o 21 MPa, v případě zadního o 12 MPa Konstrukce rámu je opět vyhodnocena jako **nevyhovující**. Zobrazeno na Obr. 47.



Obr. 47 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, průjezd zatáčkou (stav č.5), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 329 MPa, zatížení vozu 13,2 t

8.1.6 PRUDKÉ ZATOČENÍ (STAV Č. 6)

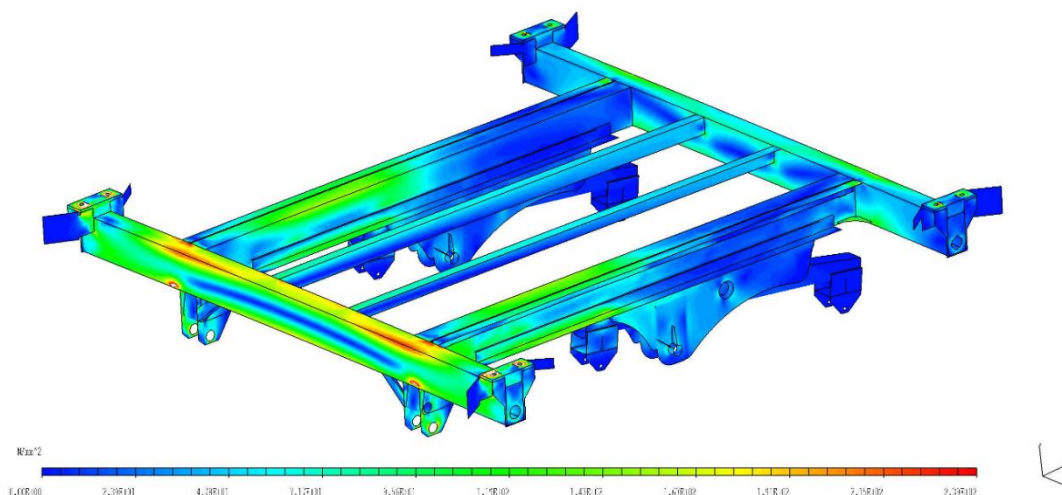
Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 48. Na žádné z ploch a v žádné z kontrolovaných vrstev se neobjevují místa, kde napětí překračuje mez návrhové únosnosti. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **vyhovující**.



Obr. 48 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, prudké zatočení vozu (stav č.6), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 298 MPa, zatížení vozu 13,2 t

8.1.7 ZTRÁTA KONTAKTU ZADNÍCH KOL S PODLOŽKOU (STAV Č. 7)

Výsledná napětí na rámu podvozku zobrazuje Obr. 49. Na žádné z ploch a v žádné z kontrolovaných vrstev se neobjevují místa, kde napětí překračuje mez návrhové únosnosti. Pro upravený rám podvozku je tedy tento stav vyhodnocen jako **vyhovující**.



Obr. 49 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, ztráta kontaktu zadních kol s podložkou (stav č.7), měřítko deformace 1:1, Maximální napětí 306 MPa, zatížení vozu 13,2 t

8.2 VYHODNOCENÍ

V Tab. 10 je uveden přehled zatěžovacích stavů a výsledek jejich vyhodnocení.

Tab. 10 Vyhodnocení zatěžovacích stavů

Zatěžovací stav	rám podvozku		teleskopická náprava
	původní stav	upravený rám	
1	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
2	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
3.1	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
3.2	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
4.1	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
4.2	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
4.3	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
4.4	nevyhovuje	nevyhovuje	vyhovuje
4.5	nevyhovuje	nevyhovuje	vyhovuje
5	nevyhovuje	nevyhovuje	vyhovuje
6	nevyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
7	nevyhovuje	vyhovuje	nevyhovuje
8.1	nehodnoceno	nehodnoceno	nehodnoceno
8.2	nehodnoceno	nehodnoceno	nehodnoceno

ZÁVĚR

Hlavním úkolem této diplomové práce bylo navrhnout teleskopickou nápravu pro senážní vozy modelových řad Primo a Faro výrobce Pöttinger a prověřit vlastnosti navržené konstrukce za pomoci deformačně napěťové analýzy s využitím metody konečných prvků. Dalším úkolem této práce bylo prověření vhodnosti využití standardního rámu podvozku používaného na strojích Primo a Faro v kombinaci s teleskopickou nápravou. Práce se také zabývá posouzením svahové dostupnosti senážního vozu Faro 5010 a vyhodnocení přínosu teleskopické nápravy.

První část popisuje navrženou koncepci teleskopické nápravy, její parametry, využití polotovary, pracovní postupy a návrh hydraulické soustavy sloužící k ovládnání teleskopické nápravy. Součástí první části práce je také soupis pravidel, která je třeba dodržet při provozování teleskopické nápravy, obsahující návod na nastavení její geometrie a provozních vůlí.

Druhá část práce je věnována posouzení svahové dostupnosti největšího zástupu senážních vozů uvažovaných pro provoz v konfiguraci s teleskopickou nápravou Faro 5010. Výpočet je proveden dle platného eurokódu ISO 16231-2, kdy výsledkem je nárůst svahové dostupnosti o $5,38^\circ$ (10,8 %) na hodnotu $24,6^\circ$ (45,8 %). Svahovou dostupnost je však třeba prověřit pro každý model vozu jednotlivě, kdy lze předpokládat dosažení vyšších hodnot svahové dostupnosti s klesajícím přepravním objemem vozů, a tedy i výsledným zatížením.

Předmětem poslední části práce je analýza rámu podvozku osazeného teleskopickou nápravou. Analýza uvažuje 7 zatěžovacích stavů, vycházejících z extrémních zatížení vyskytujících se ve skutečném provozu. Samotná náprava je pro 6 z těchto stavů vyhodnocena jako vyhovující, kdy neobstála jen ve stavu uvažujícím dvojnásobné přetížení. Neupravený rám podvozku neobstál v žádném z těchto zatěžovacích stavů. Upravená konstrukce podvozku potom neobstála v jednom ze zatěžovacích stavů. Je třeba zmínit, že firma Pöttinger stroje Primo a Faro osazuje několika typy rámu podvozků a předmětem diplomové práce bylo prověření a optimalizace konstrukce standardního provedení. V praxi lze předpokládat využití původní konstrukce rámu pro vozy s nižším objemem, kdy je třeba stanovit do jakého zatížení je stávající konstrukce bez změny vhodná pro provoz s teleskopickou nápravou. Pro vozy vyšších přepravních objemů se nabízí využití podvozků s vyšší nosností. Prověření všech modelů kompletních řad Primo a Faro přesahuje zadání této práce. Nicméně co se teleskopické nápravy týče, jde o kompletní návrh obsahující všechny detaily potřebné pro výrobu prototypu.

Provedená statická deformačně napěťová analýza zatěžuje konstrukci extrémními hodnotami zrychlení, která lze při provozu dosáhnout. Ve skutečném provozu však konstrukce prochází změnami zatížení, které mění svůj charakter, velikost a orientaci v závislosti na čase a celá problematika je mnohem složitější. Skutečné zatížení vzniká jako reakce na dynamické chování konstrukce. Výpočtový model obsahuje množství zjednodušení, která model linearizují a významně snižují výpočtový čas a zjednodušují zpracování dosažených výsledků. Aplikací tohoto postupu ovšem také dochází k nárůstu nepřesností, které se dále rozrůstají možným výskytem chyb při výpočtu a vyhodnocení výsledků. Je tedy otázkou na kolik se matematický model svými vlastnostmi a výsledky blíží reálnému chování konstrukce.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ADR axles, „Products: ADR Agri: Steering axles,“ [Online]. Available: <http://www.adraxles.com/adragri/products/steering-axles>. [Přístup získán 16. 4. 2018].
- [2] ADR axles, „Products: ADR Agri: Rigid axles,“ [Online]. Available: <http://www.adraxles.com/adragri/products/rigid-axles>. [Přístup získán 16. 4. 2018].
- [3] HydraulICS s.r.o., „HydraulICS, produkty a služby, přímočaré hydromotory, ZH2,“ 2018. [Online]. Available: <http://www.hydraulics.cz/24973-zh2>. [Přístup získán 18. 4. 2018].
- [4] HYDROCOM, spol. s.r.o., „HYDROCOM, hydraulické zámky,“ 2016. [Online]. Available: <http://www.hydrocom.cz/hydraulicke-zamky>. [Přístup získán 23. 4. 2018].
- [5] Midol s.r.o., „Midol s.r.o. ,kluzná pouzdra,“ 2018. [Online]. Available: <http://www.midol.cz/kluzna-pouzdra>. [Přístup získán 20. 4. 2018].
- [6] Bohdan Bolzano s.r.o., „Bohdan Bolzano, Technická podpora, Technická příručka,“ 2018. [Online]. Available: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-priruccka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1>. [Přístup získán 20. 4. 2018].
- [7] WABCO Europe BVBA, „WABCO inform,“ 2017. [Online]. Available: <http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/82/8150100823.pdf>. [Přístup získán 10. 2. 2018].
- [8] Česká technická norma, ČSN EN 1993-1-1 (731401) Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí, Praha: Český normalizační institut, 2011.
- [9] Murtfeldt plasty s.r.o., „Murtfeldt plasty, Produkty, Murlubric,“ 2018. [Online]. Available: <http://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/technicke-materialy-2/murlubric/>. [Přístup získán 16. 4. 2018].
- [10] Murtfeldt plasty s.r.o., „Murtfeldt plasty, Produkty, Murylon A GF,“ 2018. [Online]. Available: <http://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/technicke-materialy-2/murylon-a-gf/>. [Přístup získán 16. 4. 2018].
- [11] TechPlasty, „Technické plasty, PEEK, PEEK+GF30,“ 2018. [Online]. Available: <http://www.techplasty.sk/material/peek/peekgf30-polyetereterketon-modifikovany-sklennymi-vlaknami>. [Přístup získán 16. 4. 2018].
- [12] TechPlasty, „Technické plasty, PET, PET-GL,“ 2018. [Online]. [Přístup získán 16. 4. 2018].
- [13] J. Švígler, Mechanika vozidel, doprovodný učební text, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2013.



- [14] J. Stoerckle, Lateral Dynamics of Multi-axle Vehicles, Master thesis, Zurich: Institute for Dynamic Systems and Control, Swiss Federal Institute of Technology (ETH) Zurich, 2013.
- [15] M. Luijten, Masters thesis: Lateral Dynamic Behaviour of, Eindhoven: Eindhoven University of Technology, DAF Trucks N.V. Vehicle Control Group, 2010.
- [16] International standard, ISO 16231-2:2015 Self-propelled agricultural machinery -- Assessment of stability -- Part 2: Determination of static stability and test procedures, Geneva: ISO copyright office, 2015.
- [17] PÖTTINGER Landtechnik GmbH, „Pöttinger, downloadcenter,“ 2018. [Online]. Available: https://www.pottinger.at/cs_cz/Produkte/Downloads. [Přístup získán 3. 2018].
- [18] Nokian, „Nokian Country King,“ 2017. [Online]. Available: <http://www.nokianheavytyres.com/tyres/tyre/nokian-country-king/>. [Přístup získán 10. 4. 2018].
- [19] Vredestein, „Flotation Pro,“ 2018. [Online]. Available: <https://www.vredestein.co.uk/agricultural/tyre-finder/tyres/product/0/Trailer%20Implement/Radial/1189>. [Přístup získán 20. 4. 2018].
- [20] O. Syrový, Zemědělské stavby - přepočítávací koeficienty pro skladování, Praha: Normativy pro zemědělskou a potravinářskou výrobu, 2010.
- [21] Agmeco, spol. s r.o., ČSN 470170 Zemědělské a lesnické stroje a traktory, Stanovení svahové dostupnosti Bezpečnost práce, Český normalizační institut, 1994.
- [22] W. Bauer, Hydropneumatic Suspension, Weinheim: Springer, 2010.
- [23] I. J. Renza, Diplomová práce: Jízdní dynamika traktoru, Brno: VUT Brno, ústav soudního inženýrství, 2016.
- [24] S. K. Jukka Ahokas, „Dynamic Behaviour of a Tractor-trailer Combination during Braking,“ dostupné na Science direct.com, Helsinki, 2003.
- [25] N. I. Mircea Nastasoiu, „Comparative analysis into the tractor-trailer braking dynamics,“ *Central European Journal of Engineering*, 2013.
- [26] Česká technická norma, ČSN EN 1990 (730002) Zásady navrhování konstrukcí, Český normalizační institut, 2004.
- [27] BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft, „BPW, solutions, agricultural vehicles,“ 2018. [Online]. Available: <https://www.bpw.de/en/solutions/agricultural-vehicles.html>. [Přístup získán 25. 4. 2018].
- [28] Pöttinger, „Senážní vozy,“ 12. 4. 2018. [Online].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_x	[-]	je součinitel zahrnující rozdíl mezi součinitelem adheze a záběru
b_{ki}	[mm]	šířka pneumatiky
c	[N·m ⁻¹]	tuhost odpružení
c_1	[-]	součinitel daný normou pro typ dezénu TN
c_2	[-]	součinitel
c_3	[-]	součinitel
D	[mm]	velký průměr čepu
d	[mm]	malý průměr čepu
d_{h1}	[mm]	průměr pístu přímočarého hydromotoru
d_{h2}	[mm]	průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru
d_k	[mm]	průměr ekvivalentní kruhové plochy mazacího kanálku
d_{ki}	[mm]	průměr nezátížené pneumatiky
f	[-]	statický koeficient tření pro styk pneumatiky a betonu
F	[N]	síla působící na nosník
F_{Bv}	[N]	maximální potřebná síla vyvozená brzdovým válcem
F_{BW}	[N]	síla brzdového válce
F_{F1}	[N]	statická zatěžující síla při nulovém propružení
F_{hi}	[N]	síla zatěžující hydromotor, při překlopení pro í-tou hranu
F_{ho}	[N]	osová síla v hydromotorech odpružení oje
f_{kd}	[-]	koeficient tření pro mazané povrchy
F_r	[N]	maximální radiální síla působící na čep
F_t	[N]	tahová síla namáhající průřez
F_{Thi}	[N]	třecí síla mezi sadou horních desek a teleskopem nápravy
F_{Tsi}	[N]	třecí síla mezi sadou spodních desek a tubusem nápravy
F_{x3}	[N]	maximální axiální síla při posunu pneumatiky po podkladu
F_{z4}	[N]	je radiální síla působící na jedno kolo při maximálním zatížení
F_{zhi}	[N]	síla působící na sadu horních kluzných desek
F_{zo}	[N]	maximální svislá síla působící na závěs stroje
F_{zsi}	[N]	síla působící na sadu spodních kluzných desek
h_w	[mm]	hodnota použitelného zdvihu pro daný tlak
l	[mm]	délka nosníku
l_{Bk}	[mm]	délka brzdové páky

M	[kg]	součet všech hmotností
M_B	[N·m]	maximální ovládací moment brzdové vačky
m_i	[kg]	hmotnost jedné části stroje
m_{ni}	[kg]	zatížení nápravy
n	[-]	exponent polytropického děje
n_i	[-]	počet kol nápravy
p_0	[Pa]	plnicí tlak akumulátoru
p_B	[bar]	pracovní tlak v brzdém okruhu
p_c	[MPa]	kontaktní tlak
p_{Dd}	[MPa]	dovolený kontaktní tlak pro zvolené uložení
p_h	[MPa]	maximální dovolený tlak v hydromotoru
p_{hp}	[MPa]	jmenovitý pracovní tlak v hydromotoru
Q_i	[kN]	střední zatížení jednoho kola nápravy
Q_{ji}	[kg]	nosnost pneumatiky pro rychlost 40 km/h
q_{si}	[kPa]	střední kontaktní tlak
R_d	[MPa]	návrhová únosnost
R_k, f_y	[MPa]	mez kluzu
r_{si}	[mm]	rádus při statickém zatížení
s	[mm]	hodnota pro pružení; deformace
SC	[°, %]	svahová dostupnost vozu
S_{ci}	[mm ³]	kontaktní plocha čepu a pouzder; $i = 1:4$
SF	[-]	koeficient bezpečnosti
S_{ot}	[m ²]	plocha otisku jednoho kola
V_0	[m ³]	objem hydraulického akumulátoru
W_0	[mm ³]	modul průřezu v ohybu, mezikružší
x_i, y_i, z_i	[mm]	souřadnice těžiště jednotlivých částí
x_t	[mm]	souřadnice výsledného těžiště
x_{th}	[mm]	vzdálenost těžiště a klopné hrany
y_t	[mm]	souřadnice výsledného těžiště
z_t	[mm]	souřadnice výsledného těžiště
z_{th}	[mm]	vzdálenost těžiště a klopné hrany
α, SOA	[°]	statický úhel překlopení
γ_M	[-]	globální dílčí součinitel materiálu příslušné únosnosti

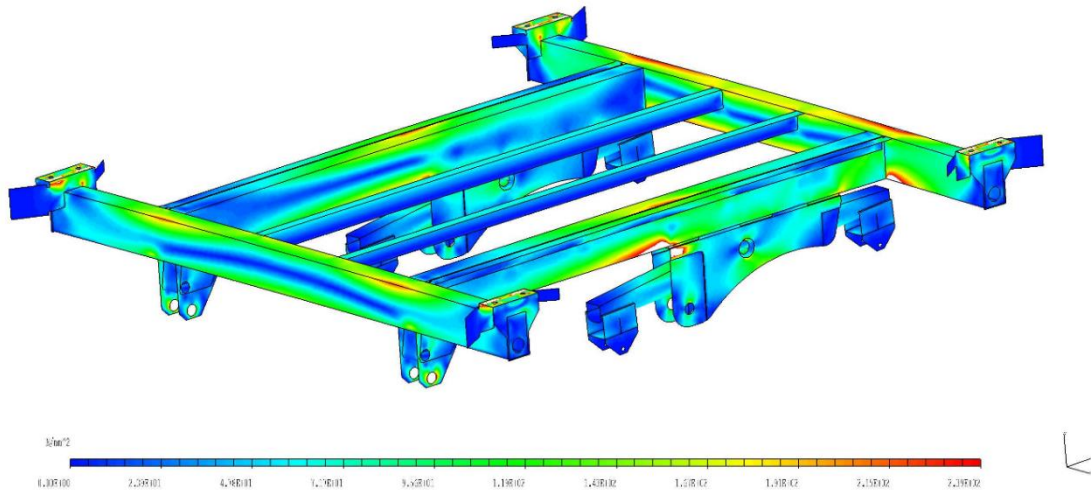


μ_{mi}	[-]	součinitel adheze nápravy
μ_{miD}	[-]	součinitel adheze nápravy pro suché podloží
μ_{miW}	[-]	součinitel adheze nápravy pro vlhké podloží
$\sigma_{red,n}$	[MPa]	reduované napětí v neutrální ose, v maximu napětí
σ_{d1}	[MPa]	návrhová únosnost pro materiál S355
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{o,AB}$	[MPa]	ohybové napětí v bodech s max. napětím
σ_{t1}	[MPa]	tahové napětí vyvolané maximální silou hydromotoru
τ_s	[MPa]	je smykové napětí

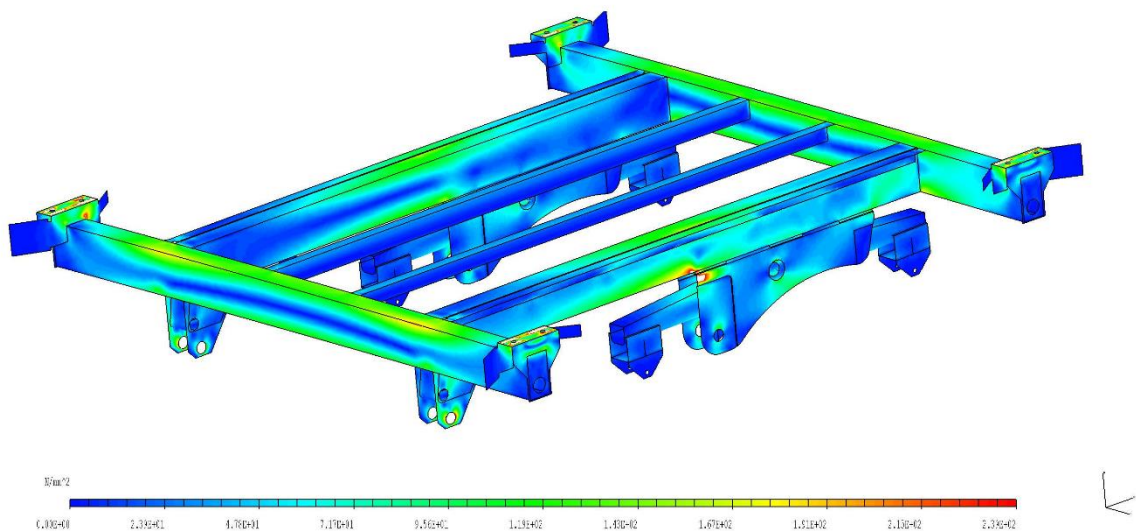
SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1** Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, akcelerace (stav č.2), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 2** Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, brždění tažným prostředkem (stav č. 3.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 3** Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, průjezd zatáčkou (stav č. 5), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 4** Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, prudké zatočení za nízké rychlosti (stav č. 6) deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 5** Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa, mezní stav překlopení přes klopnou hranu 1 (stav č. 8.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 6** Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa, mezní stav překlopení přes klopnou hranu 2 (stav č. 8.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 7** Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, akcelerace (stav č.2), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 8** Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, brždění tažným prostředkem (stav č. 3.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 9** Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, průjezd zatáčkou (stav č. 5), deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 10** Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, prudké zatočení za nízké rychlosti (stav č. 6) deformovaný model, měřítko deformace 1:1
- Příloha 11** Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, brždění soupravy tažným prostředkem (stav č. 3.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1

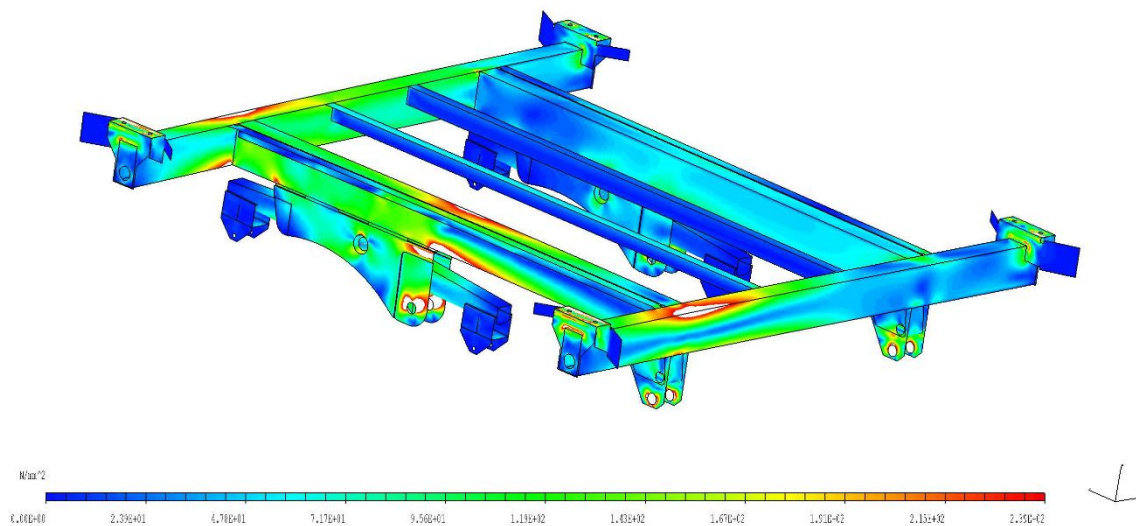
Příloha 1 Rám podvozku, napjatost dle HMH, stupnice 0–239 MPa, akcelerace (stav č.2), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



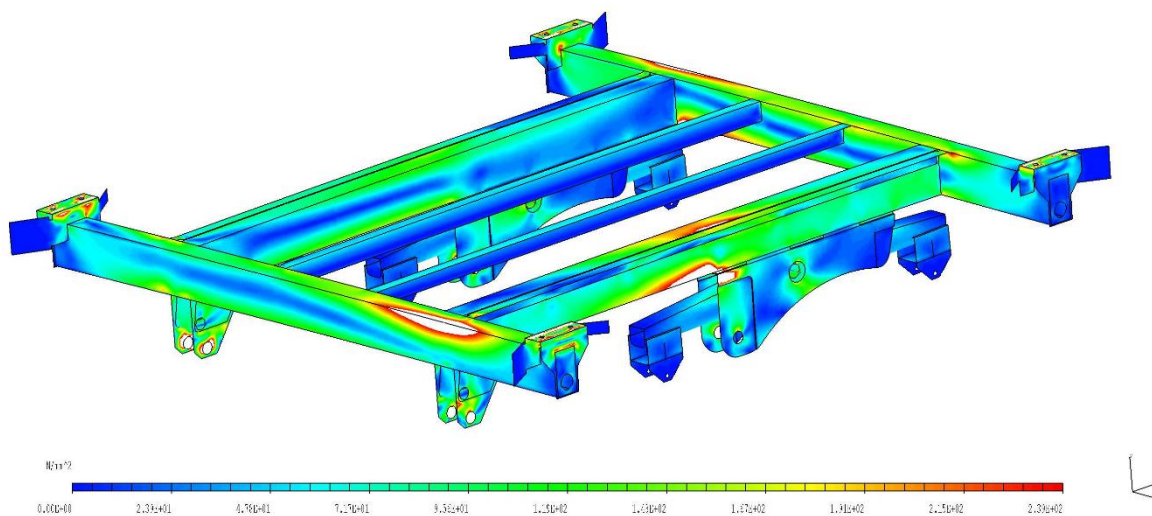
Příloha 2 Rám podvozku, napjatost dle HMH, stupnice 0–239 MPa, brždění tažným prostředkem (stav č. 3.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



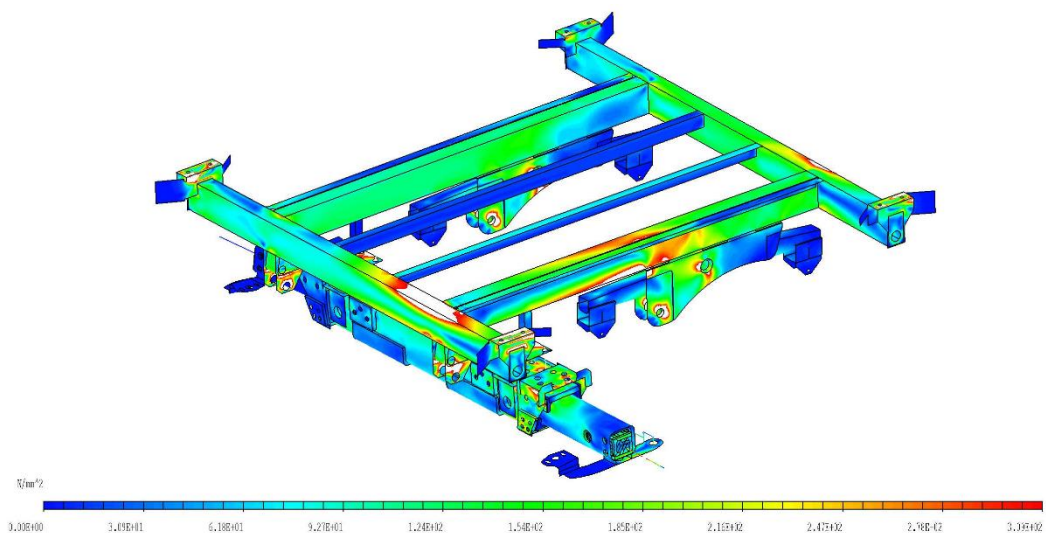
Příloha 3 Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, průjezd zatáčkou (stav č. 5), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



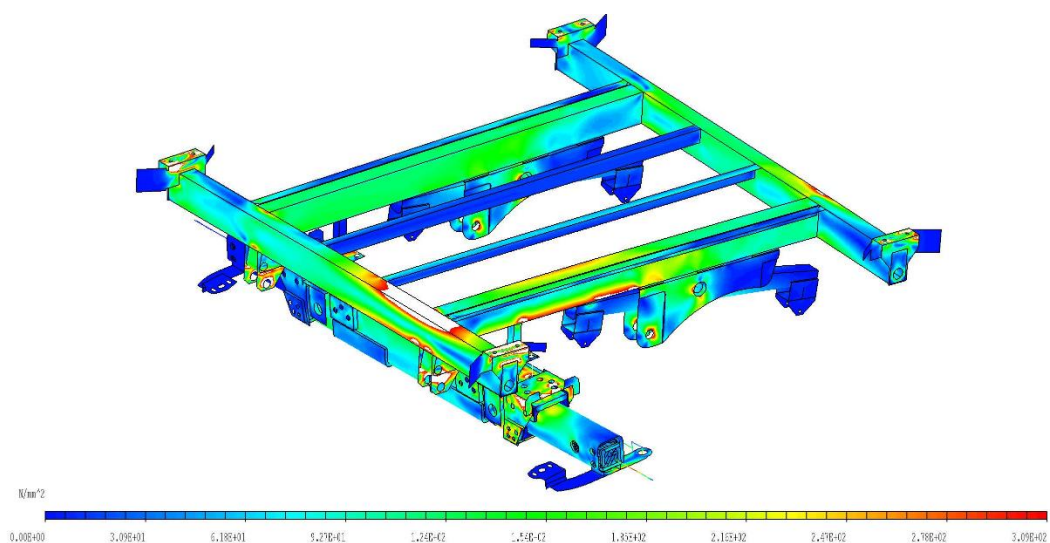
Příloha 4 Rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, prudké zatočení za nízké rychlosti (stav č. 6) deformovaný model, měřítko deformace 1:1



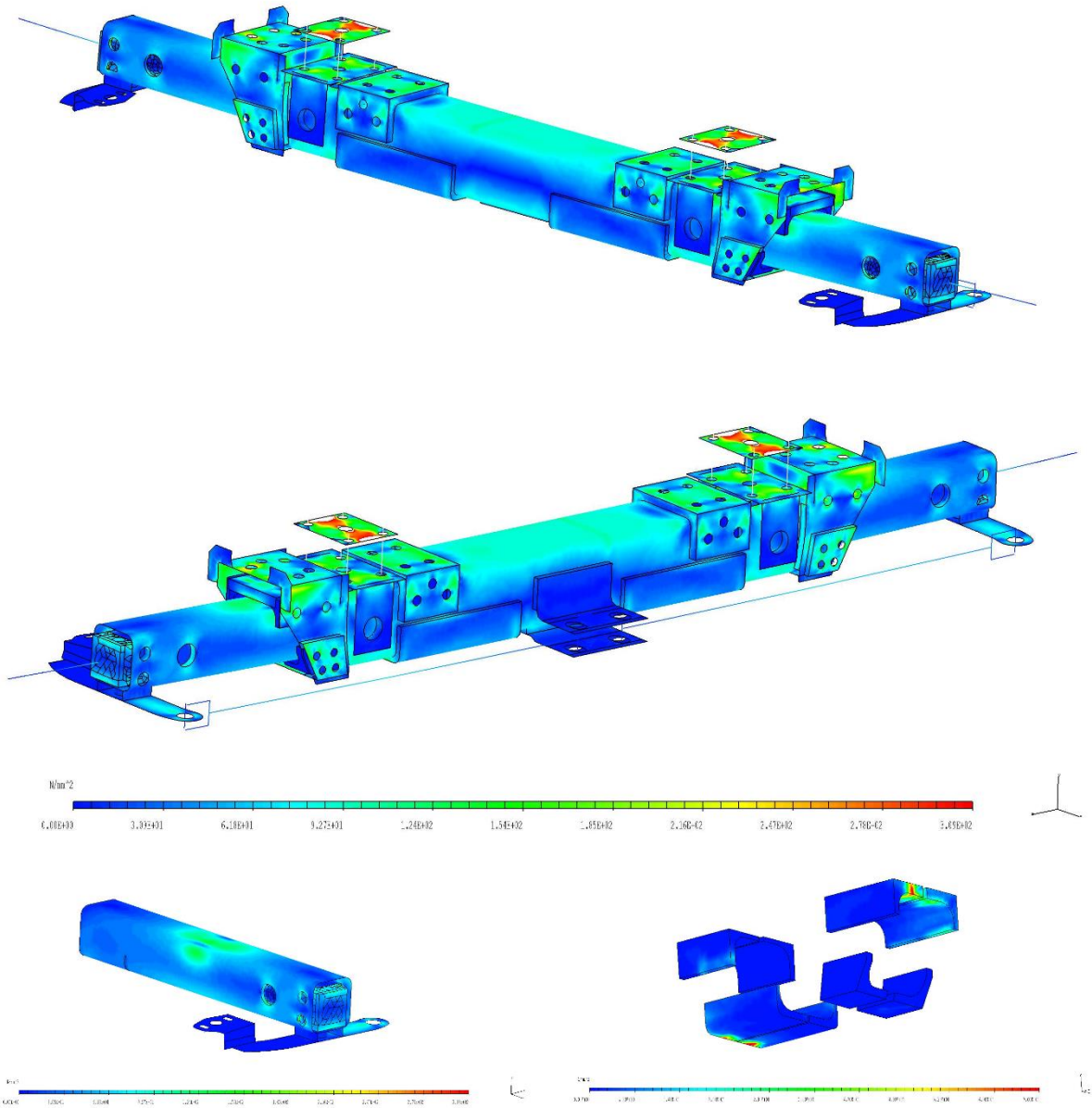
Příloha 5 Rám podvozku, napjatost dle HMH, stupnice 0–309 MPa, mezní stav překlopení přes klopnou hranu 1 (stav č. 8.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



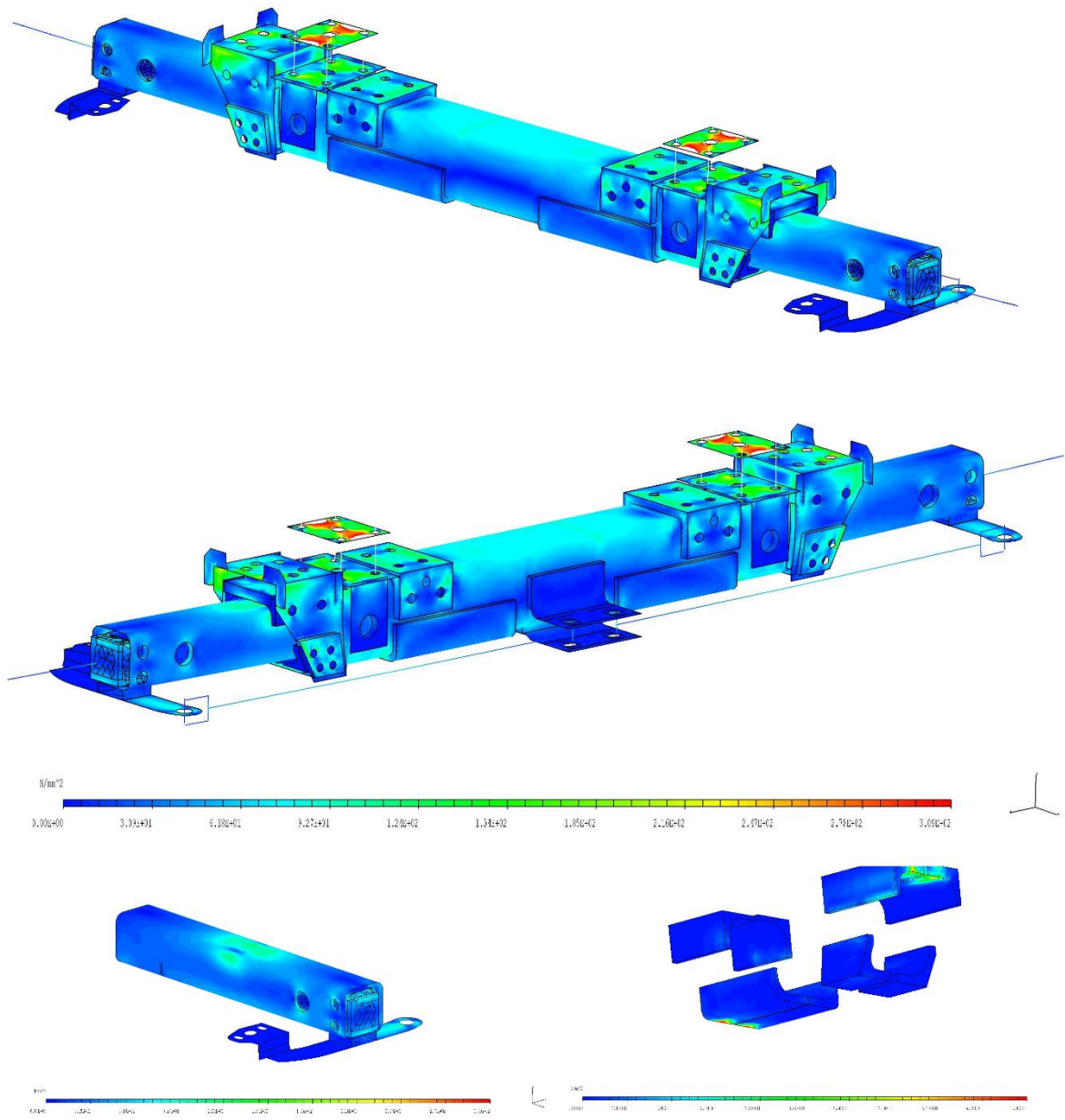
Příloha 6 Rám podvozku, napjatost dle HMH, stupnice 0–309 MPa, mezní stav překlopení přes klopnou hranu 2 (stav č. 8.2), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



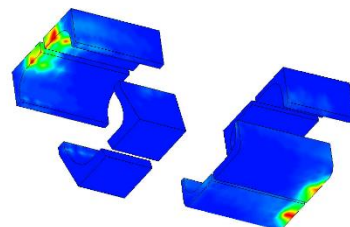
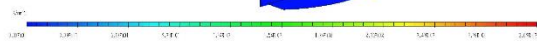
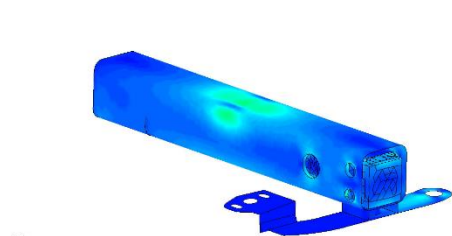
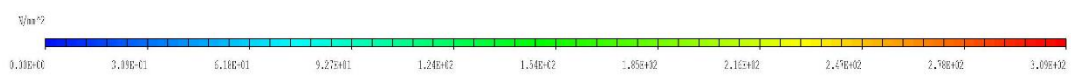
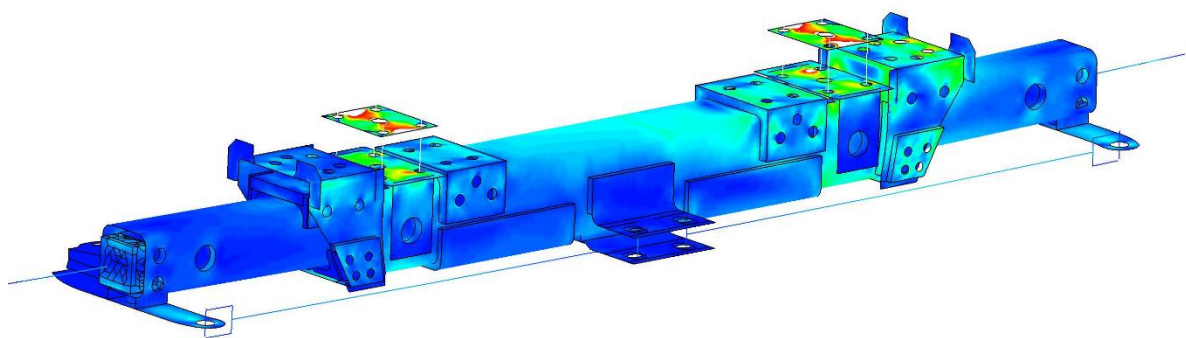
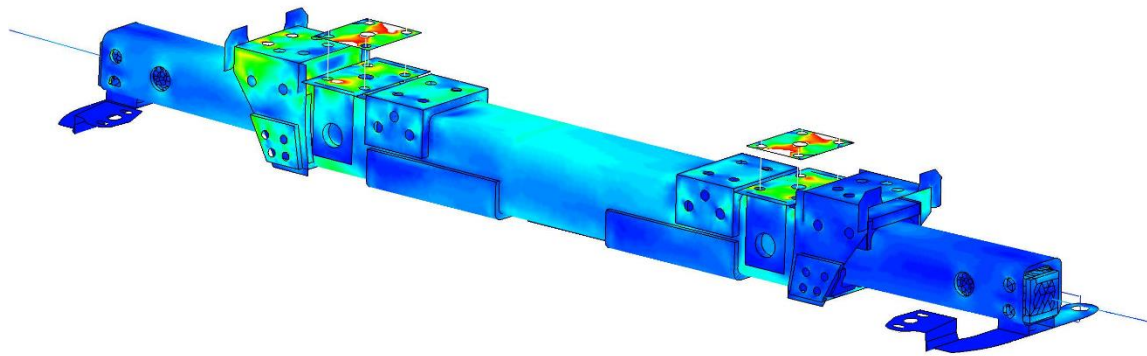
Příloha 7 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, akcelerace (stav č.2), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



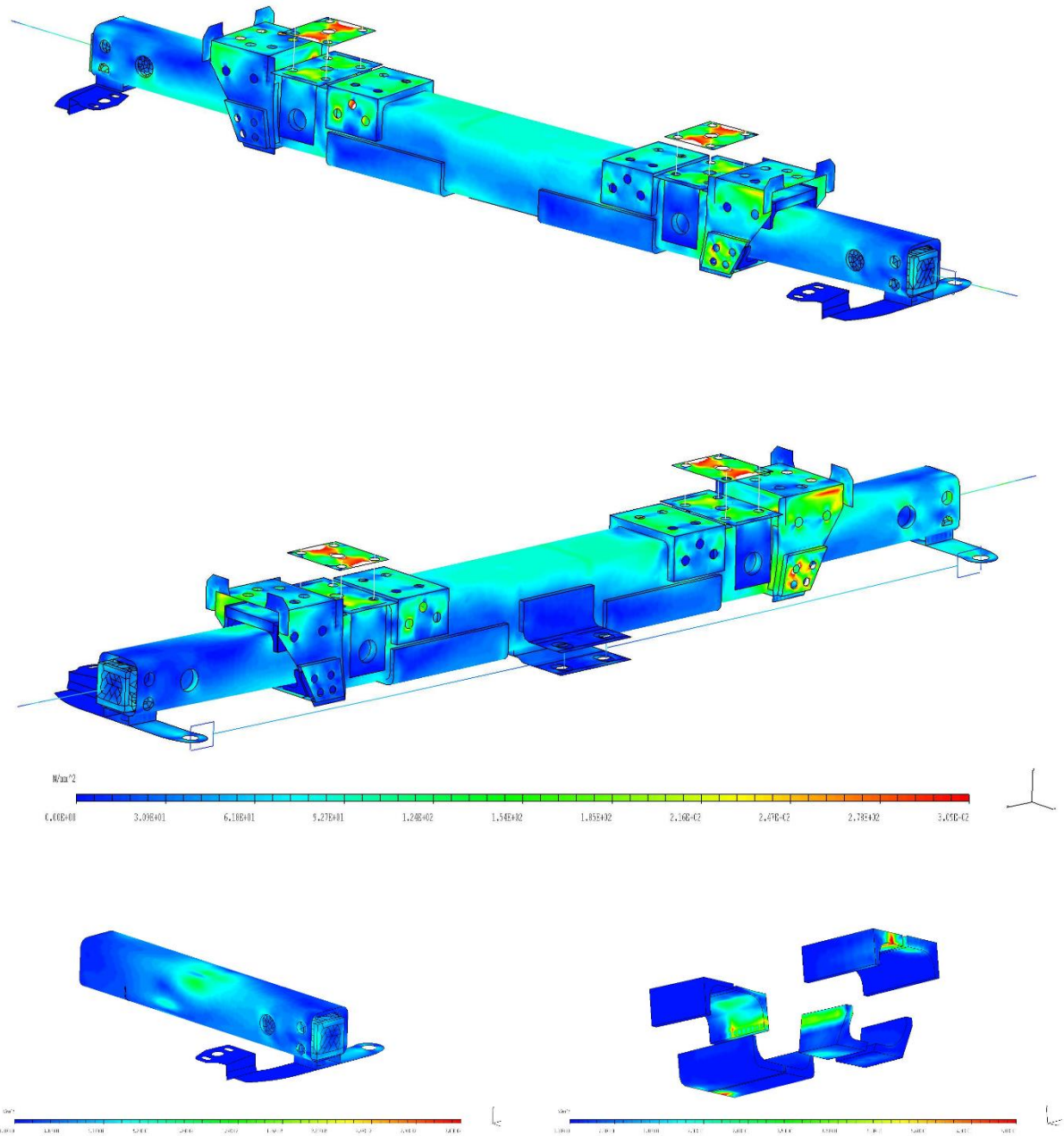
Příloha 8 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, brždění tažným prostředkem (stav č. 3.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



Příloha 9 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, průjezd zatáčkou (stav č. 5), deformovaný model, měřítko deformace 1:1



Příloha 10 Teleskopická náprava, napjatost dle HMM, stupnice 0–309 MPa pro ocelové součásti, 0–70 MPa pro kluzné desky, prudké zatočení za nízké rychlosti (stav č. 6) deformovaný model, měřítko deformace 1:1



Příloha 11 Upravený rám podvozku, napjatost dle HMM, stupnice 0–239 MPa, brždění soupravy tažným prostředkem (stav č. 3.1), deformovaný model, měřítko deformace 1:1

