



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATIVE ENGINEERING

STŘEDOVÉ KLOUBOVÉ ULOŽENÍ LESNÍHO VYVÁŽECÍHO STROJE LVS511

CENTRAL JOINT OF FOREST FORWARDER LVS 511

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTERS'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. DAVID HORKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. David Horký

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Středové kloubové uložení lesního vyvážecího stroje LVS511

v anglickém jazyce:

Central joint of forest forwarder LVS 511

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte kontrolní pevnostní výpočet středového uložení lesního vyvážecího stroje LVS 511 výrobce Strojírna Novotný. Základní technické parametry:

výkon motoru 57 kW

celková hmotnost stroje 9500 kg

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kontrolní pevnostní výpočet středového otočného dílu s přímočarými hydromotory řízení
- případné další výpočty dle vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. BAUER, F. a kol: Traktory a jejich využití. 2. vydání, Profi Press, Praha 2013. ISBN 978-80-86726-52-6
3. výrobní dokumentace stroje od firmy Strojírna Novotný

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá pevnostní analýzou středového kloubového uložení lesního vyvážecího stroje LVS 511. Pevnostní analýza byla provedena metodou konečných prvků (MKP) v programu NX I-deas. Diplomová práce byla zpracována ve spolupráci s firmou Strojírna Novotný s.r.o.

KLÍČOVÁ SLOVA

Lesní vyvážecí stroj, středový otočný díl, metoda konečných prvků (MKP), pevnostní analýza

ABSTRACT

This diploma thesis deals with stress analysis central joint of forest forwarder LVS 511. Stress analysis has been performed by finite element method (FEM) using the program NX I-deas. The diploma thesis was conducted in cooperation with the firm Strojírna Novotný s.r.o.

KEYWORDS

Forwarder, central joint, finite element method, stress analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HORKÝ, D. *Středové kloubové uložení lesního vyvážecího stroje LVS 511*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 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 Ing. Přemysl Pokorný Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2015

.....

Bc. David Horký



PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému Ph.D. za cenné rady a připomínky k diplomové práci. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Klimešovi za poskytnutí potřebných podkladů a také bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	7
1 Popis a parametry lesní vyvážecí soupravy	8
1.1 lesní vyvážecí souprava	8
1.1.1 Popis lesní vyvážecí soupravy lvs511	9
1.1.1 Základní technické parametry lvs511	10
1.1.2 Popis středového otočného dílu	11
2 Výpočet zatěžovacích sil	14
2.1 Nakládání dřeva	14
2.2 Zatačení při jízdě lesního vyvážecího stroje	16
3 příprava výpočtového modelu	18
3.1 Metoda konečných prvků	18
3.2 příprava modelu	19
3.4 Tvorba konečnoprvkové sítě	20
3.4.1 Kontrola kvality sítě	20
3.5 Definice materiálu	21
3.6 Použité prvky	22
3.7 Náhrady vybraných konstrukčních prvků	24
3.7.1 Náhrada čepu řízení	25
3.7.2 Náhrady čepů přímočarých hydromotorů	26
3.7.3 Náhrada šroubů	26
4 Zavedení okrajových podmínek do fem modelu	29
5 Pevnostní analýza	31
5.1 Nakládání dřeva	31
5.2 Zatačení při jízdě	35
5.2.1 Začátek zatačení vpravo	35
Závěr	40
Seznam použitých zkratk a symbolů	42
Seznam příloh	43



ÚVOD

V současné době v lesní těžbě existují 2 technologické kategorie. První je standartní monotomanuální založená na použití motorové řetězové pily a druhou je technologie využívající těžebně-dopravní stroje (harvestorové technologie označované jako plně mechanizované). Zmíněná technologie s těžebně - dopravními stroji sebou přináší velkou výhodu, kterou je dříve nepředstavitelný nárůst produktivity práce na 1 pracovníka. Dále také nová technika přináší nebývalý pracovní komfort a vysokou úroveň bezpečnosti. Na druhou stranu klade vyšší nároky na pracovníka (operátora) stroje, který musí dokonale ovládat samotný stroj a také být seznámen se všemi náležitostmi v různých podmínkách lesního hospodářství. U nejpoužívanějšího uspořádání harvestorové těžební technologie jsou zapotřebí pouze 2 stroje, které jsou harvestor a vyvážecí souprava a ty tvoří harvestorové uzly. Vyvážecí soupravy mohou být použity i u motomanuálních technologiích lesní těžby. Nevýhodou vyvážecí soupravy je poměrně vysoká cena a lze zvolit levnější variantu v podobě vyvážecího traktoru. Ten je tvořen dočasným spojením dvou jinak samostatných prostředků (traktoru a přívěsu). Z hlediska pořizovacích nákladů jsou až o polovinu levnější, ale mají menší výkonnost. [1]

Cílem diplomové práce je kontrolní pevnostní výpočet středového uložení lesního vyvážecího stroje LVS 511. Práce byla vypracována ve spolupráci s firmou Strojírny Novotný.



Obr. 1 Lesní vyvážecí souprava Strojírny Novotný [1]

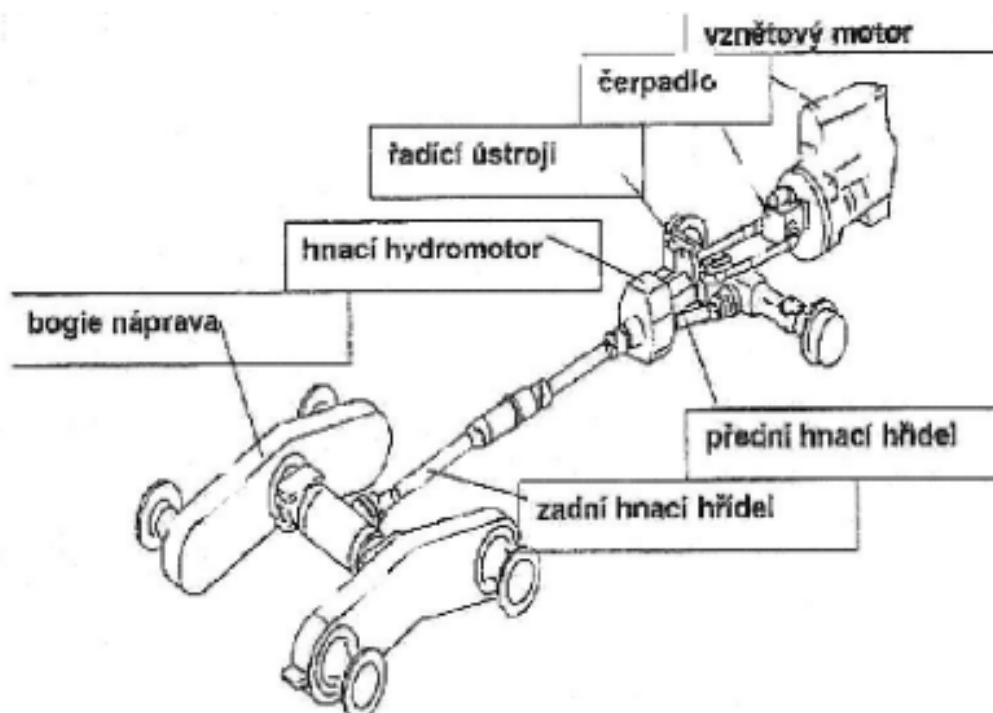


1 POPIS A PARAMETRY LESNÍ VYVÁŽECÍ SOUPRAVY

1.1 LESNÍ VYVÁŽECÍ SOUPRAVA

Lesní vyvážecí souprava (lesní vyvážeečka, forwarder) je speciální stroj sloužící pro nakládání, převoz a skládání dříví. Jejich velkou předností je vysoká produktivita (dobrá průchodnost terénem a velká ložná plocha), dobré bezpečnostní a ergonomické vlastnosti pro operátora (nedělají se ruční úvahy – zamezení zranění o otřepy lan a dřeva samotného, nakládka a vykládka prováděna pouze operátorem), flexibilní možnosti třídění a ukládání sortimentů, minimalizace znečištění dříví, šetrnost k půdě (nízký specifický tlak na půdu). Hlavní použití je zejména u soustřeďování krátkých sortimentů do 6m délky, zpravidla uložených podél vyvážecí linky. Zpravidla pracují společně s harvestory a předpokladem jejich efektivního využití je vyšší koncentrace vytěžených sortimentů dříví. [1]

Skládá se z motorové a ložné části, které jsou vestavěny na dvou polarámech. Oba polarámy jsou spojeny středovým otočným kloubem. Všechna kola jsou poháněna a řízení zajišťuje hydraulický systém (zalamování hydraulickými písty). Pření polarám nese kabinu, převodový systém a motor. Zadní polarám nese ložný prostor (klanicovou nástavbu) a hydraulický jeřáb. Podvozek je nejčastěji kolový (6 nebo 8 kol) nebo může být také pásový. Ukázka podvozku lesního vyvážecího stroje je na obr. 2. [1]



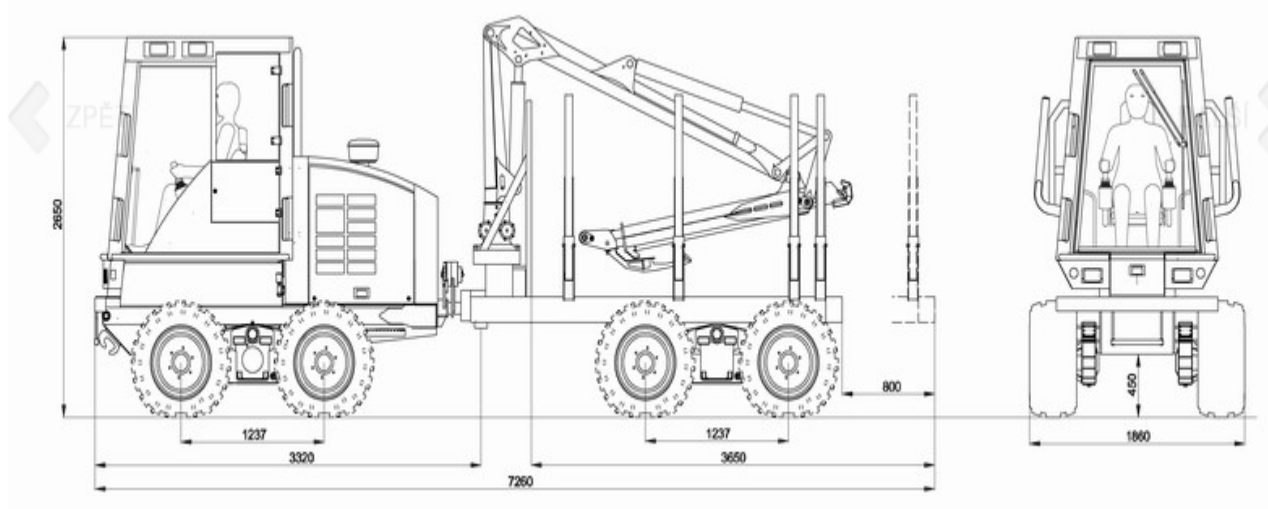
Obr. 2 Podvozek lesní vyvážecí soupravy[1]



1.1.1 POPIS LESNÍ VYVÁŽECÍ SOUPRAVY LVS511

LVS 511 je inovovaný model a nástupce vyvážecí soupravy LVS 5 a LVS 510. Tato vyvážecí souprava je určena k vyvážení vytěženého materiálu především z probírek a nahodilých těžeb. Ložná plocha slouží k odvozu 2-5ti metrových výřezů. Maximální nosnost soupravy je 5 tun, objem ložné plochy je 5 m³. Celková hmotnost stroje je stále do 10 tun, proto je stroj zařazen mezi ekologicky šetrné prostředky. [2]

Pohon je zajištěn dieselvým spalovacím motorem Cummins o výkonu 57 kW, který poskytuje vyvážecí soupravě dostatečnou sílu s ohledem na nízkou spotřebu paliva. Upravený hydraulický systém od firmy REXROTH využívá 2 pojezdové čerpadla a 4 pojezdové hydromotory. Vyvážecí souprava je vybavena děličem průtoku, tzv. flow divider, který při sepnutí rozděluje rovnoměrně účinek tažné síly hydromotorů v poměru 1:1 mezi pravou a levou nápravu. Dále je vyvážecí souprava je vybavena nízkotlakými pneumatikami širokými 400 mm. Použity jsou švédské hydraulické jeřáby MOWI P25, MOWI P30, nebo jeřáb MOHEDA M40 s teleskopickým výsuvem. Dosah hydraulického jeřábu může být až 6,6 metrů a nosnost hydraulického jeřábu až 450 kg při maximálním vyložení. K vyvážecí soupravě jsou také dodávány přídatné zařízení jako: klembank, hydraulický naviják, záběrové řetězy, kolopásky, stínací hlavice, atd. [2]



Obr. 3 Lesní vyvážecí souprava [2]



1.1.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY LVS511

Tab. 1 Základní technické parametry [2]

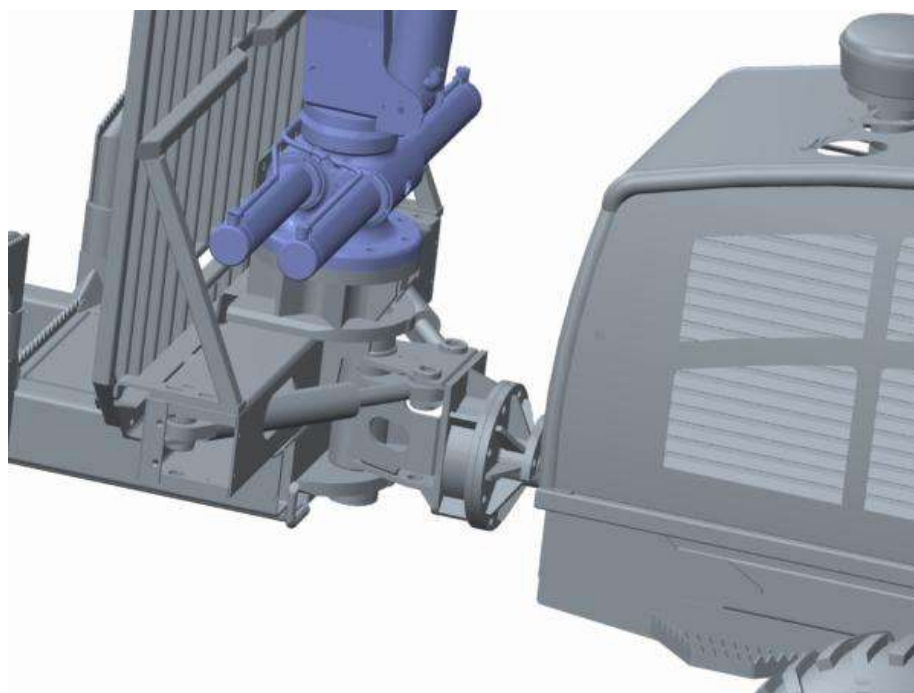
Vyvážecí souprava	LVS 511
Motor	Cummins B 3.3
Výkon max.	57kW/2500 ot./min
Objem válců	3300 cm ³
Chlazení	vodní
Počet válců	4
Palivová nádrž	60 litrů
Pneumatiky	Mitas DT4 FOREST
Rozměr	400/60-15,5
Rozměry stroje	
Šířka	1860 mm
Výška	2960 mm
Délka	6950 - 7750 mm
Délka nákladního prostoru	3677 mm
Plocha čela nákladního prostoru	1.8 m ²
Elektrický systém	
Napětí	12V
Akumulátor	100 Ah
Alternátor	90 A
Pracovní osvětlení	8 x 70 W
Hydraulika - Bosch Rexroth	
Pojezd hydrostatický	Maximální rychlost 18 km/h
Pracovní tlak	19 Mpa
Pracovní tlak pojezdu	40 Mpa
Olejevá nádrž	90 litrů
Podvozek	Kolový s výkyvnými boggie nápravami 8x8
Nosnost	5000 kg
Kabina splňující standardy ROPS, OPS, FOPS, anatomicky tvarovaná, mechanicky odpružená sedačka Grammer, ovládání pomocí joysticků, rádios MP3 přehrávačem	
Hydraulický jeřáb MOWI P25/MOWI P 30/MOHEDA M 40	
Dosah hydraulického jeřábu max.	5,2 m/5,7 m/6,6 m
Nosnost na max. vyložení v kg	420kg/450kg/450kg



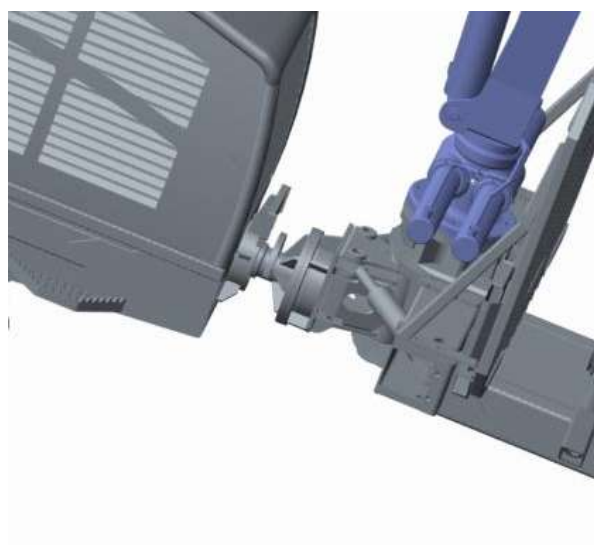
1.1.2 POPIS STŘEDOVÉHO OTOČNÉHO DÍLU

Středový otočný díl je velmi důležitým dílem lesní vyvážecí soupravy, protože spojuje přední a zadní polorám lesní vyvážecí soupravy. Umožňuje také její řízení, které je plně hydraulické a je realizováno pomocí přímočarých hydromotorů řízení zalamováním (Obr.4). Středový díl se otáčí na čepu řízení, který je spojen s předním nosníkem zadního rámu.

Na obr. 4 je vidět také uchycení přímočarých hydromotorů řízení. Místa pro uložení čepů přímočarých hydromotorů jsou na krajích předního nosníku zadního polorámu. Pístní tyč hydromotoru je pomocí čepů uložena na horním plechu středového dílu. Na předním nosníku zadního polorámu je také uložen hydraulický jeřáb.



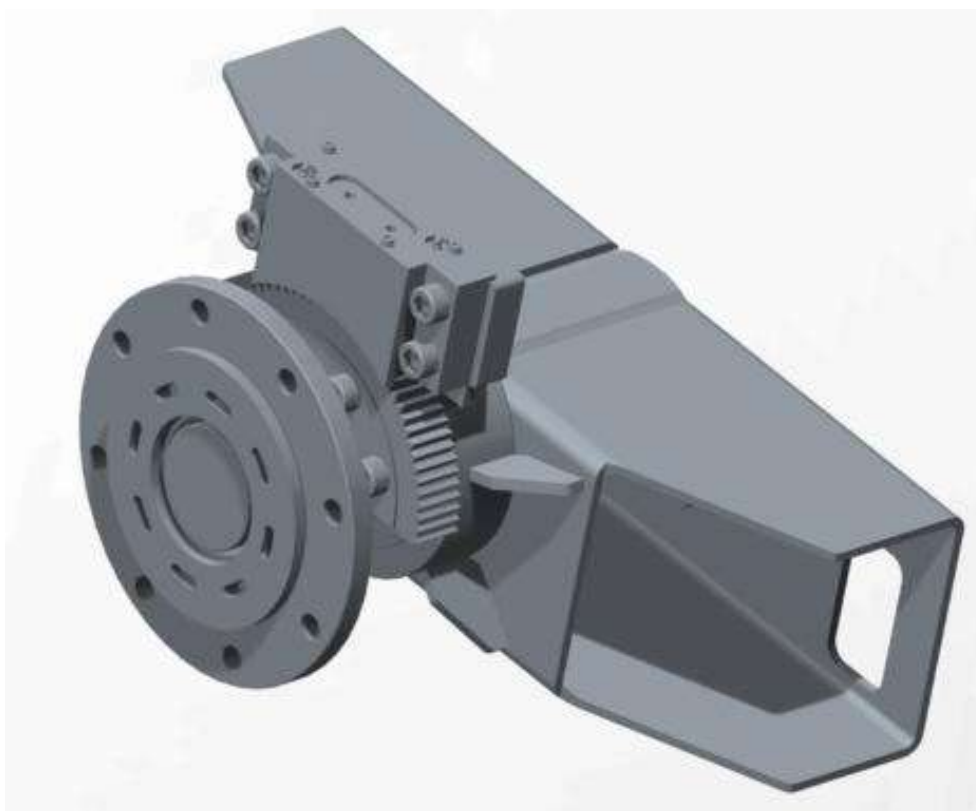
Obr. 4 Středový otočný díl lesní vyvážecí soupravy



Obr. 5 Středový otočný díl lesní vyvážecí soupravy

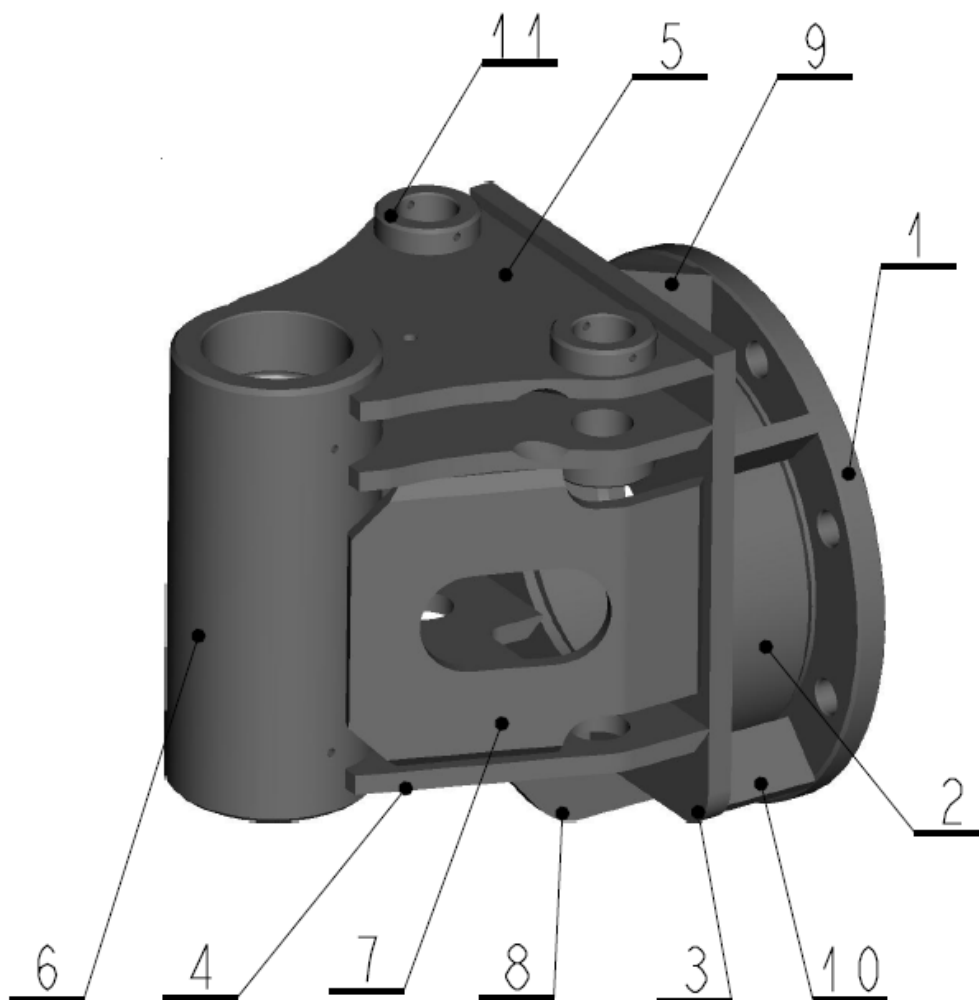


Další funkcí středového dílu je natáčení předního polorámu vůči zadnímu. Natáčení je umožněno pomocí rámové brzdy, která je se středovým dílem spojena šrouby M20. Princip funkce rámové brzdy je vidět na obr. 5. Při jízdě stroje je rámová brzda rozpojena a přední polorám se vůči zadnímu může natáčet. Při nakládání nebo vykládání dřeva musí být rámová brzda zabrzděna, aby se oba polorámy vůči sobě nemohly natáčet. K zabrzdění dojde, pokud je hydraulický třmen přitlačen k ozubenému segmentu pomocí hydraulických pístů. Zuby obou dílů o sebe zapřou a nedovolí pootočení.



Obr. 5 Rámová brzda

Středový díl je svařenec. Skládá se z několika plechů a trubek obr. 5. Připojení k zadnímu polorámu je zajištěno pomocí pouzdra středového dílu (pozice 6 na sestavě svařence). Jedná se o trubku, v které je uložen čep a pomocí kterého je zajištěno zatačení forwarderu. Dalším dílem sloužícím pro zatačení stroje jsou kroužky (pozice 11), které jsou navařeny na horní dva plechy (pozice 5). Tyto kroužky slouží pro čepy, v kterých jsou upevněny přímočaré hydromotory řízení. Ke spojení s rámovou brzdou slouží mezikruží středového dílu (pozice 1). Mezikruží je zpevněno pomocí výztuh (pozice 8 a 9) a žeber (pozice 10).



Obr. 6 Středový otočný díl

Tab. 2 Kusovník svařence středového dílu

STŘEDOVÝ DÍL – SVAŘENEC				
NÁZEV - ROZMĚR	POLOTOVAR	MATERIÁL	POZICE	POČET KUSŮ
MEZIKRUŽÍ STŘED. DÍLU	P20 PAL.	11 523.1	1	1
TRUBKA STŘEDNÍHO DÍLU	TR290x10-65	11 523.1	2	1
ČELNÍ PLECH	P15 PAL.	11 523.1	3	1
PLECH STŘEDNÍHO DÍLU	P12 PAL.	11523.1	4	1
PLECH VNĚJŠÍ	P12 PAL.	11523.1	5	2
POUZDRO STŘEDNÍHO DÍLU	TR120x20-274	11523.1	6	1
BOČNICE STŘEDNÍHO DÍLU	P10 PAL.	11523.1	7	2
VÝZTUHA I	P12 PAL.	11523.1	8	1
VÝZTUHA II	P12 PAL.	11523.1	9	1
ŽEBRO	PL.40X12-62	11523.1	10	4
KROUŽEK 60/35-15	KR60-17	11523.1	11	4



2 VÝPOČET ZATĚŽOVACÍCH SIL

Při výpočtu zatížení působící na středový díl se uvažovalo se dvěma zatěžovacími stavy. První zatěžovací stav je při nakládání dřeva lesní vyvážedky. Tím druhým zatěžovacím stavem je zatáčení při jízdě lesní vyvážedky. Oba tyto zatěžovací stavy jsou simulovány s plným naložením lesní vyvážedky, které je 5000 kg.

2.1 NAKLÁDÁNÍ DŘEVA

Při nakládání dřeva lesní vyvážedka není v pohybu a rámová brzda je zabrzděna. Přední a zadní polorám se vůči sobě nemohou natáčet. Kinematická vazba COUPLE DOF nám pro tento případ přenáší síly i momenty ve všech osách (x,y,z). Při tomto stavu uvažujeme s plným naložením lesní vyvážedky a hydraulický jeřáb je maximálně vysunutý. Maximální dosah hydraulického jeřábu je 6,6m s nosností 450kg.

Ve výpočtovém modelu je hydraulický jeřáb nahrazen uzlem, který je umístěn do osy otáčení. V tomto uzlu bude působit síla a moment, které vytváří hydraulický jeřáb a které působí na středový díl.

Výpočet momentu hydraulického jeřábu při nakládání :

Maximální dosah hydraulického jeřábu je 6,6m s nosností 450kg. Na hydraulický jeřáb působí gravitační zrychlení $g=9,81\text{m/s}^2$.

Moment od nákladu hydraulického jeřábu M_N :

$$M_N = m_N \cdot g \cdot l_N \quad [\text{Nm}] \quad (2.1)$$

$$M_N = 335 \cdot 9,81 \cdot 6,6$$

$$M_N = 21689,91 \text{ Nm}$$

Hmotnost nákladu hydraulického jeřábu m_N :

$$m_N = n - m_{DR} = 450 - 115 = 335 \text{ kg} \quad (2.2)$$

$n = 450 \text{ kg}$ nosnost hydraulického jeřábu při maximálním vysunutí [10]

$m_{DR} = 115 \text{ kg}$ hmotnost drapáku [10]

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ gravitační zrychlení

$l_N = 6,6 \text{ m}$ maximální vysunutí hydraulického jeřábu [10]

**Moment od drapáku M_{DR} :**

$$M_{DR} = m_{DR} \cdot g \cdot l_{DR} \quad (2.3)$$

$$M_{DR} = 115 \cdot 9,81 \cdot 6,6$$

$$\mathbf{M_{DR} = 7445,79 Nm}$$

$l_{DR} = 6,6$ m vzdálenost těžiště drapáku od osy otáčení hydraulického jeřábu

$m_{DR} = 115$ kg hmotnost drapáku

$g = 9,81$ m/s² gravitační zrychlení

Moment od hydraulického jeřábu M_{HJ} :

$$M_{HJ} = m_{HJ} \cdot g \cdot l_H \quad [\text{Nm}] \quad (2.4)$$

$$M_{HJ} = 650 \cdot 9,81 \cdot 1,2$$

$$\mathbf{M_{HJ} = 7651,8 Nm}$$

$l_H = 1,2$ m vzdálenost těžiště hydraulického jeřábu od osy otáčení hydraulického jeřábu [10]

$g = 9,81$ m/s² gravitační zrychlení

$m_{HJ} = 650$ kg hmotnost hydraulického jeřábu [10]

Celkový moment od hydraulického jeřábu při nakládání M_C :

$$M_C = M_N + M_{DR} + M_{HJ} \quad [\text{Nm}] \quad (2.5)$$

$$M_C = 21689,91 + 7445,79 + 7651,8$$

$$\mathbf{M_C = 36787,5 Nm}$$

Síla vyvolaná tíhou hydraulického jeřábu a nákladu F_{HJ} :

$$F_{HJ} = (m_H + m_{DR}) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (2.6)$$

$$F_{HJ} = (650 + 115) \cdot 9,81$$

$$\mathbf{F_{HJ} = 7504,7 N}$$

$m_H = 650$ kg hmotnost hydraulického jeřábu

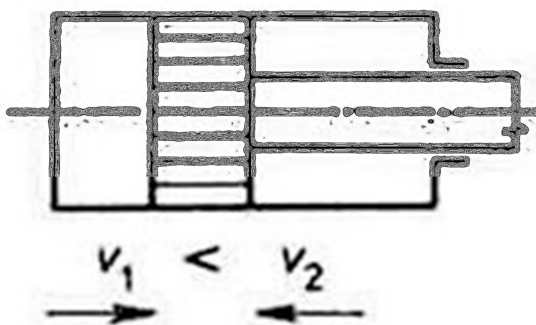
$m_{DR} = 115$ kg hmotnost drapáku

$g = 9,81$ m/s² gravitační zrychlení



2.2 ZATÁČENÍ PŘI JÍZDĚ LESNÍHO VYVÁŽECÍHO STROJE

Při tomto stavu uvažujeme plně naloženou lesní vyvážedku. Rámová brzda není zabrzděna a je tedy umožněno natáčení předního polrámu vůči zadnímu. Kinematická vazba COUPLE DOF v tomto případě nepřenáší moment v ose z (M_z) – natáčení je umožněno (rámová brzda odbrzděna). Na čepy středového dílu v tomto stavu působí síly od přímočarých hydromotorů řízení. Ve výpočtovém modelu je vytvořen uzel ve středu čepů, který je přes prvek CONSTRAIN přichycen k objemové síti (obr. 15). Při zatáčení lesní vyvážedky se mění úhel pod kterým síly působí na čepy. Velikosti sil na oba čepy mají jinou velikost a to z důvodu, že na jeden čep působí větší síla vysouvajícího pístu (tlak média působí na celou plochu pístu) a na druhý čep působí menší síla zasouvajícího pístu (tlak média působí na mezikruží – od plochy pístu se odečte plocha pístní tyče). Toto je patrné z obr. 7.



Obr. 7 Přímočarý hydromotor [7]

Síla působící při vysouvání pístu F_1 :

$$F_1 = p \cdot S_p \quad [\text{N}] \quad (2.7)$$

$$F_1 = 19 \cdot 3117,2$$

$$F_1 = 59226,8 \text{ N}$$

$p = 19 \text{ MPa}$ pracovní tlak přímočarého hydromotoru [2]

činná plocha pístu přímočarého hydromotoru S_p :

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (2.8)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 63^2}{4}$$

$$S_p = 3117,2 \text{ mm}^2$$

$d_p = 63 \text{ mm}$ průměr pístu přímočarého hydromotoru [2]



Síla působící při zasouvání pístu F_2 :

$$F_2 = p \cdot (S_P - S_{PT}) \quad [\text{N}] \quad (2.9)$$

$$F_2 = 19 \cdot (3117,2 - 1256,6)$$

$$F_2 = 35351,4 \text{ N}$$

$S_P = 3117,2 \text{ mm}^2$ činná plocha pístu přímočarého hydromotoru

$p = 19 \text{ MPa}$ pracovní tlak přímočarého hydromotoru [2]

Plocha pístní tyče přímočarého hydromotoru S_{PT} :

$$S_{PT} = \frac{\pi \cdot d_{PT}^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (2.10)$$

$$S_{PT} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4}$$

$$S_{PT} = 1256,6 \text{ mm}^2$$

$d_{PT} = 40 \text{ mm}$ průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru [2]



3 PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU

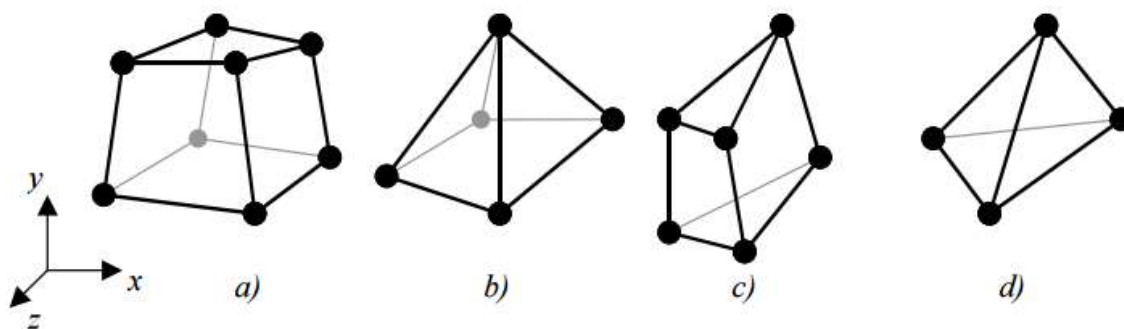
3.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků (MKP), anglicky Finite element method (FEM) je nejčastěji používaná numerická metoda v mechanice určená pro řešení rozsáhlé třídy inženýrských úkolů. Slouží k simulaci průběhů deformací, napětí, vlastních frekvencí atd. na vytvořeném virtuálním fyzikálním modelu. Při řešení úlohy v posuvech, mluvíme o deformační variantě metody konečných prvků. Při řešení v napětích, mluvíme o silové variantě. Komerční programy jsou téměř všechny založeny na deformační variantě MKP. V praxi má výhodu v podobě snižování nákladů na výrobu, testování prototypů výrobků, zkrácení vývojového času a zvyšování kvality. [9]

Postup při výpočtu pomocí metody konečných prvků:

- 1) Preprocesor (příprava modelu, diskretizace – tvorba konečnoprvkové sítě, vytvoření vazeb, zadání okrajových podmínek a nastavení výpočtu)
- 2) Solver (výpočet)
- 3) Postprocesor (zobrazení výsledků)

MKP vyžaduje rozdělení na konečný počet podoblastí – prvků. Na modelu je tedy potřeba vytvořit síť konečných prvků. Každý prvek je charakteristický kromě dimenze a tvaru počtem a polohou jeho uzlů. Uzly sítě jsou body, v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy a natočení z kterých dále počítáme napětí). Hustota a typy použitých prvků značně ovlivňují kvalitu výsledků. [9]

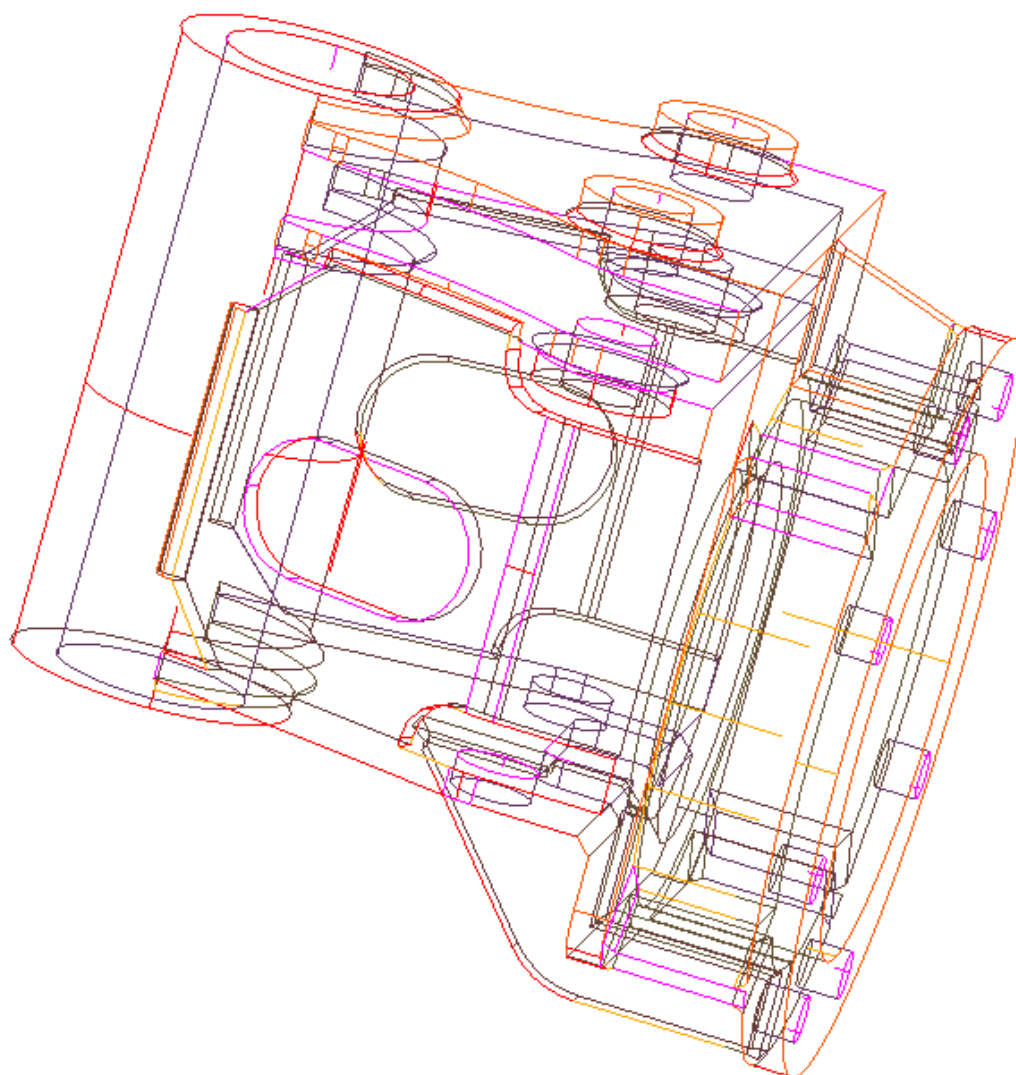


Obr. 8 Typy prvků [9]



3.2 PŘÍPRAVA MODELU

Příprava modelu je prvním krokem analýzy metodou konečných prvků. Je možnost model importovat z různých CAD softwaru, ale u této úlohy by importovaný model musel být značně upravován a proto byl v programu NX I-deas vytvořen objemový model podle výkresové dokumentace dodané firmou Strojírny Novotný. Pro tvorbu modelu se v programu NX I-deas používá prostředí MASTER MODELER. Středový díl byl vymodelován i se svary jako jednotné těleso. Některé zkosení a zaoblení, které nemají vliv na tuhost a na celkový výpočet byly zanedbány. Tomuto kroku se říká idealizace (zjednodušení) modelu a má značný vliv na kvalitu výsledků. Dalším krokem zjednodušení je nahrazení vybraných prvků. To je blíže popsáno v kapitole 3.3.3. Celý model vytvořený v programu NX I-deas je na obr. 9.

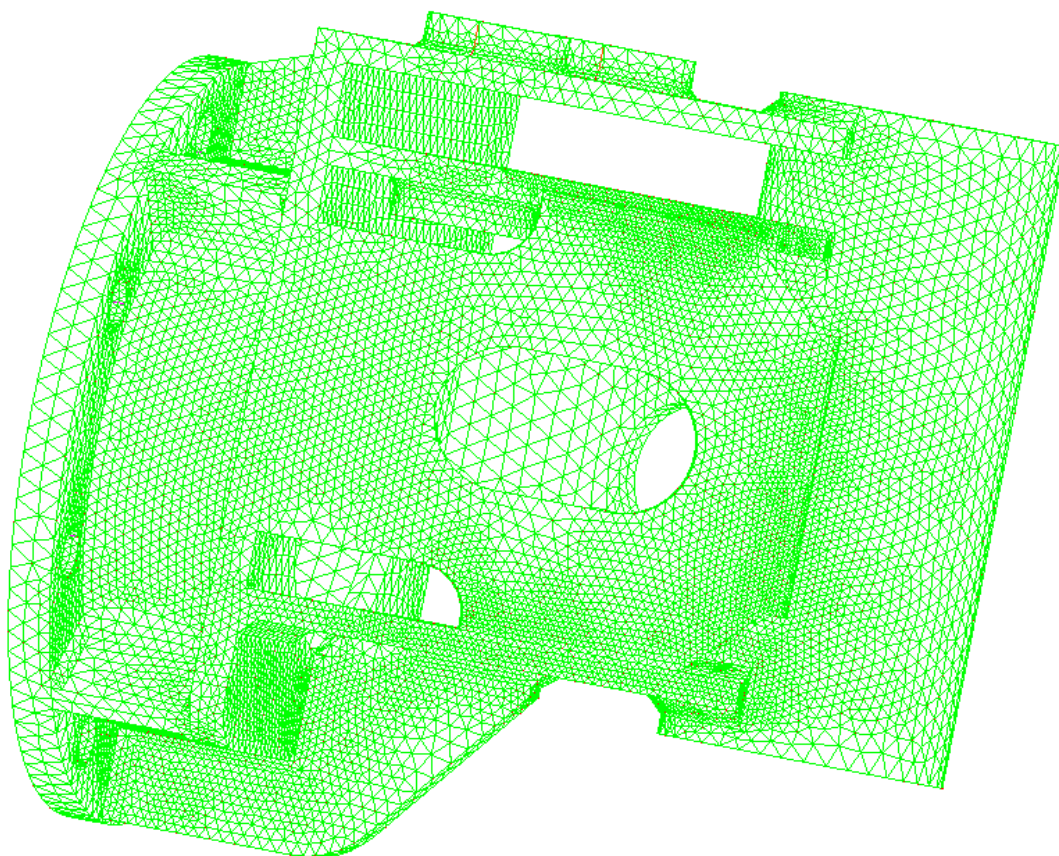


Obr. 9 Středový otočný díl v NX I-deas



3.4 TVORBA KONEČNOPRVKOVÉ SÍTĚ

Pro tvorbu sítě bylo využito prostředí MESHING v programu NX I-deas. V prvním kroku byl vytvořen plně asociativní FE model. Pro objemový model byly zvoleny tělesové čtyřuzlové lineární prvky. Elementy mohou být vytvořeny buď mapovaně (MAPPED MESHING) nebo volně (FREE MESHING). Mapované síťování se používá pro tvarově jednoduché plochy nebo objemy. V našem případě bylo celý model aplikováno volné síťování (FREE MESHING). V místech děr a svarů je síť zhuštěna použitím příkazu REFINE pro zpřesnění sítě. Celkem bylo na síť vygenerováno 228228 prvků a 59188 uzlů.



Obr. 10 Volná síť na středovém dílu

3.4.1 KONTROLA KVALITY SÍTĚ

Kvalita sítě má velký vliv na celkový výpočet, proto je potřeba ověřit kvalitu sítě. Prvky musí splňovat určitá kritéria. U objemové sítě je hlavním kritériem kontrola na DISTORSION (zakřivení prvku). Doporučená hodnota distorze programem NX I-deas je 0.8. V našem případě se nevyskytují prvky, které by překračovaly tuto hodnotu.



3.5 DEFINICE MATERIÁLU

Správná definice materiálu pro geometrii modelu je velice důležitá pro přesnost výpočtu. Proto je potřeba správně určit materiál použitý na modelu.

Středový otočný díl je svařen z oceli 11 523 a ve FEM modelu je tento materiál definován jako lineární, izotropní a homogenní.

Lineární materiál – vztah mezi napětím a deformací je lineární a je dán Hookovým zákonem s materiálovými charakteristikami:

$E = 210\,000\text{ MPa}$	modul pružnosti
$G = 81\,000\text{ MPa}$	modul pružnosti ve smyku
$\mu = 0,3$	Poissonovo číslo
$\rho = 7850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	hustota oceli

Lineárně pružný model: [11]

- zohledňuje pouze pružné přetváření
- neumožňuje vyhodnotit porušování
- vhodný pouze pro prvotní představu chování

Ocel 11 523 (podle EN S355J0/1.0553)

Konstrukční nelegovaná jemnozrnná ocel vhodná ke svařování. Použití pro mostní a jiné svařované konstrukce, pásy na ohýbané profily a trubky, součástí strojů, bezešvé a svařované trubky, trubkové svařované konstrukce strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol (namáhané staticky i dynamicky) [8]

$R_m = 520 - 628\text{ MPa}$ pevnost v tahu [8]

$R_{emin} = 333\text{ MPa}$ minimální mez kluzu [8]

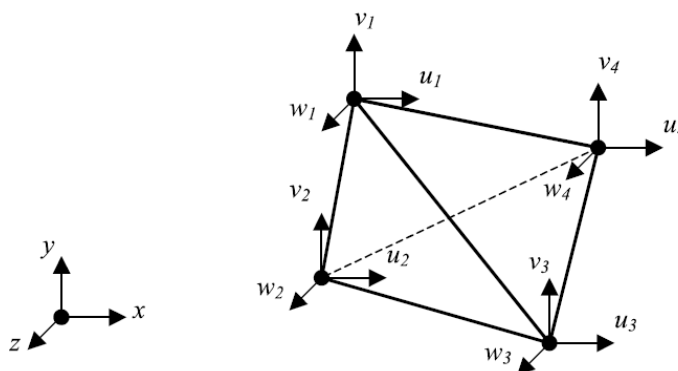


3.6 POUŽITÉ PRVKY

FEM model je tvořen objemovými prvky v kombinaci s virtuálními prvky. Virtuální prvky byly použity pro nahrazení čepů, šroubů a dalších vybraných součástí.

SOLID – LINEAR TETRAHEDRON (Lineární prostorový čtyřstěn)

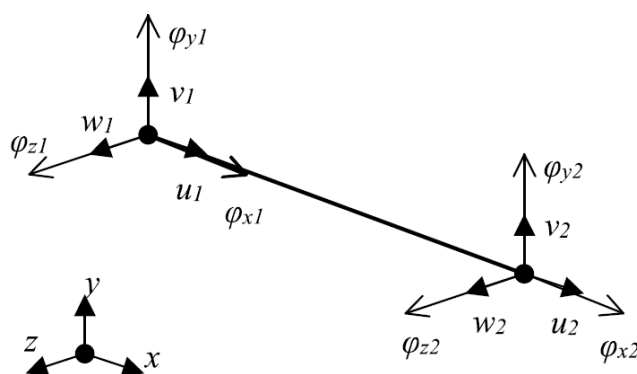
Jedná se o nejjednodušší tělesový prvek. Tělesové prvky označujeme takové, které umožňují diskretizaci spojitého prostředí. V prostoru je tento prvek definován čtyřmi uzly (obr. 11). V každém uzlu má tři stupně volnosti (posuvy) a celý prvek je tedy určen dvanácti deformačními parametry. Tento prvek byl použit pro automatickou tvorbu sítě (FREE MESHING). Při tvorbě konečnoprvkové sítě musí být zajištěna spojitost posuvů na styku mezi prvky. V programu NX I-deas se u tohoto prvku definuje velikost a druh materiálu. Výhodou lineárního prostorového čtyřstěnu jeho použitelnost pro tvorbu složitých objemů. Nevýhodou je nižší přesnost pro výpočet. Pro středový díl byl tento prvek použit z důvodu hardwarové náročnosti výpočtu. [3]



Obr.11 Lineární prostorový čtyřstěn [3]

LINEAR BEAM – obecný lineární prutový 1D prvek v prostoru. Dokáže přenášet tah/tlak, ohyb smyk a krut včetně jejich kombinací. Prvek je definován dvěma uzly a průřezem. Má 6 deformačních parametrů v uzlu (3 posuvy a 3 natočení). [3]

V modelu je tento prvek použit při nahrazení šroubů a hlavního čepu.



Obr. 12 Lineární prutový 1D prvek [3]



CONSTRAIN (RBE3) - Nehmotný virtuální prvek s konečnou tuhostí. Používá se pro rozložení sil mezi jednotlivé uzly. Zadává se vybráním řídicího uzlu a poté nezávislými uzly.

V modelu slouží ke spojení šroubů s mezikružím středového dílu, spojení čepu s pouzdem a k vytvoření středového uzlu v čepu, na který působí síly od přímočarých hydromotorů řízení.

RIGID (RBE2) - Dokonale tuhý virtuální prvek s nulovou hmotností. Je téměř totožný s virtuálním prvkem CONSTRAIN s tím rozdílem, že má nekonečnou tuhost. Spojuje buď 2 uzly (RIGID BAR), a nebo více uzlů, z nichž jeden je řídicí (RIGID ELEMET).

V modelu je použit při spojení středového dílu s těžišti boggie náprav, hydraulického jeřábu, předního a zadního polorámu a nákladu.

GAP – virtuální nehmotný kontaktní prvek definován dvěma uzly v prostoru. Omezuje relativní pohyb uzlů ve směru kontaktu a může přenášet pouze axiální síly. Tomuto prvku je možné přiřadit tuhost spojení, vůli mezi uzly, vzdálenost kdy má dojít ke kontaktu a koeficient tření.

V modelu je tento prvek použit u nahrazení kontaktu středového dílu s rámovou brzdou. Dále je použit u čepu řízení středového dílu.

Couple DOF – kinematická vazba, krou se přenáší libovolné stupně volnosti mezi jedním závislým uzlem a několika nezávislými uzly.

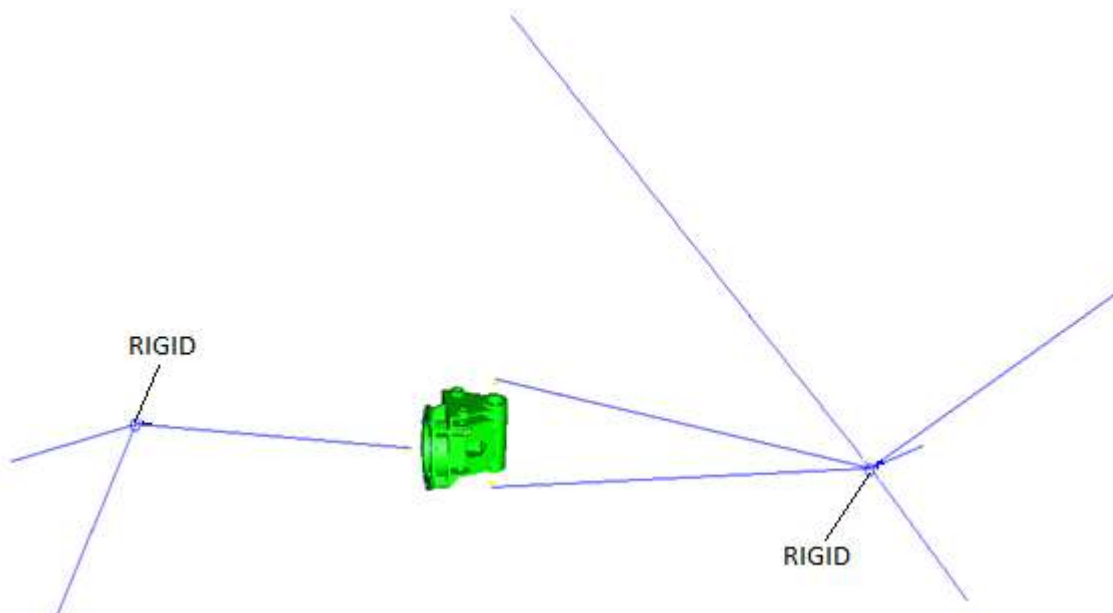


3.7 NÁHRADY VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ

K této úloze bylo přistoupeno tak, že se v prostředí NX I-deas vymodeluju středové díl dle výkresové dokumentace a ostatní části stroje, které mají vliv na středový díl, budou nahrazeny pomocí virtuálních prvků.

V prvním kroku byly z CAD modelu dodané firmou Strojírny Novotný s.r.o. v programu CATIA V5 R18 zjištěny souřadnice těžiště předních a zadních boggie náprav, zadního polorámu, nákladu a předního polorámu s kabinou, motorem a hydraulickými prvky. Tyto souřadnice byly zadány v programu NX I-deas v příkazu MESHING pomocí uzlů. Dále byla pomocí uzlu zadána souřadnice v ose otáčení hydraulického jeřábu.

V dalším kroku jsou zadané uzly propojeny se středovým dílem tak, že na něj budou přenášet zatížení. Toto propojení je realizováno virtuálním prvkem RIGID (RBE2), který má nulovou hmotnost a nekonečnou tuhost. V úloze byly použity RIGID prvky dva, které spojují více uzlů, z nichž jeden je řídicí. První RIGID prvek byl zvolen v těžišti předního polorámu s kabinou, motorem a hydraulickými prvky a druhý byl zvolen v těžišti zadního polorámu. Na obr. 13 je vidět spojení uzlů se středovým dílem pomocí RIGID prvku.

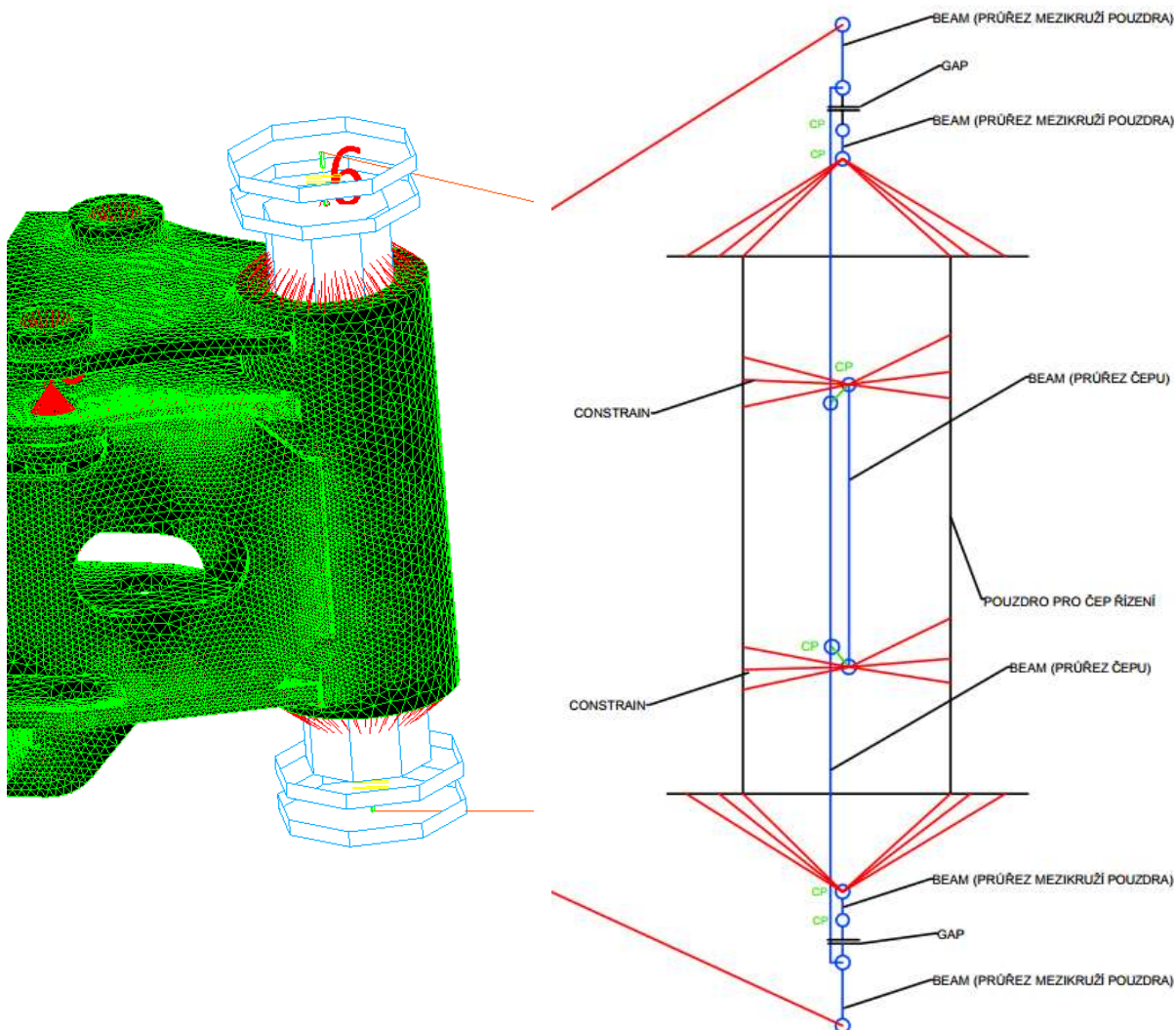


Obr.13 Spojení uzlů RIGID prvkem



3.7.1 NÁHRADA ČEPU ŘÍZENÍ

Čep řízení, který je veden v pouzdře středového dílu a slouží k zatáčení lesní vyvážedky je nahrazen prvkem (BEAM). Respektive k nahrazení slouží dva prutové prvky BEAM s přiřazeným průřezem čepu řízení, mezi kterými je vytvořena kinematická vazba COUPLE DOF (CP). Takto dojde k přenesení zatížení na spodní i horní plochu pouzdra. Potom je nahrazena horní i spodní plocha pouzdra středového dílu (mezikruží). Tato náhrada je provedena prutovými prvky BEAM s přiřazeným průřezem mezikruží, které jsou pomocí prvku CONSTRAIN spojeny s objemovou sítí. Dále jsou vytvořeny mezi uzly kinematické vazby COUPLE DOF (CP). Tyto vazby definují, které síly a momenty se budou přenášet na středový díl.

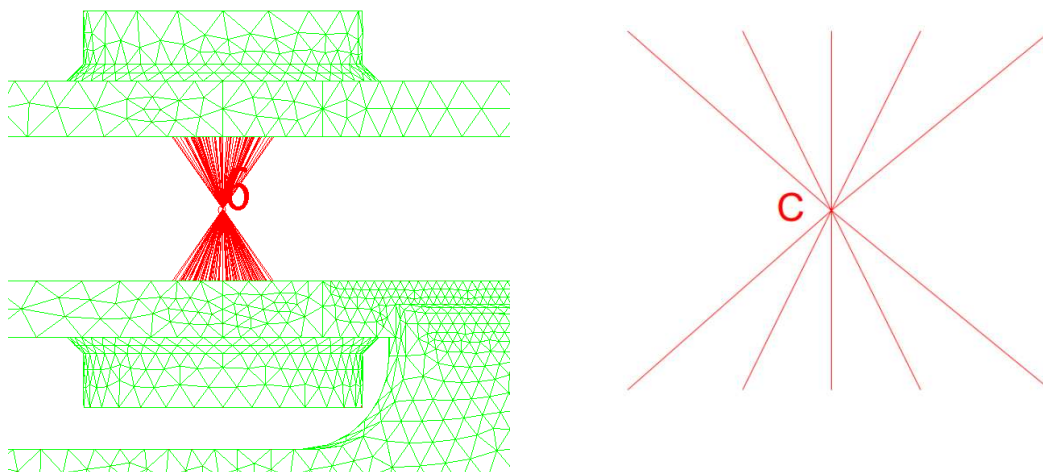


Obr.14 Náhrada čepu řízení



3.7.2 NÁHRADY ČEPŮ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

V místě středu čepu je umístěn uzel, který je spojen s objemovou sítí prvkem (CONSTRAIN). Do tohoto uzlu působí síly od přímočarých hydromotorů řízení.

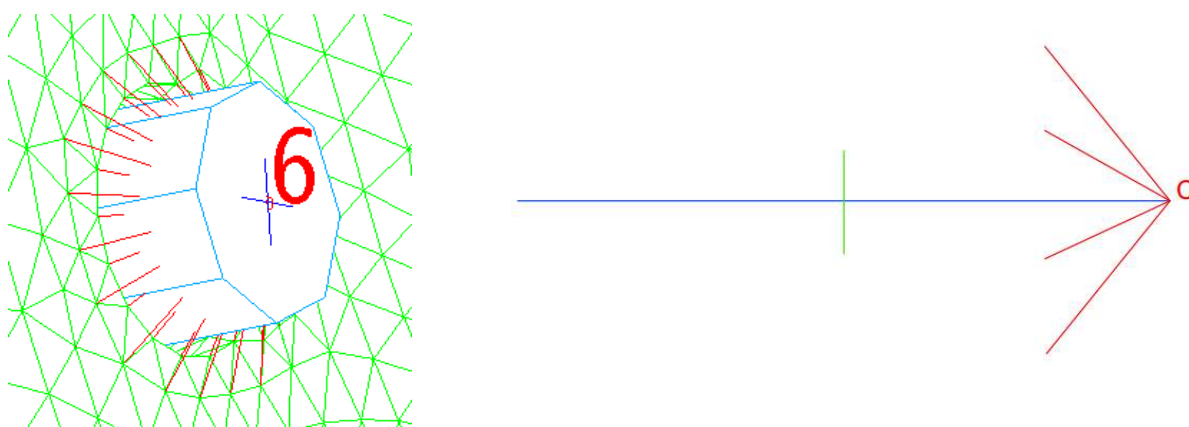


Obr. 15 Náhrada čepu přímočarého hydromotoru řízení

3.7.3 NÁHRADA ŠROUBŮ

Šrouby jsou spojovací součásti, které se používají k rozebíratelnému spojení dvou nebo více dílců. V modelu jsou šrouby použity ke spojení mezikruží středového dílu s rámovou brzdou.

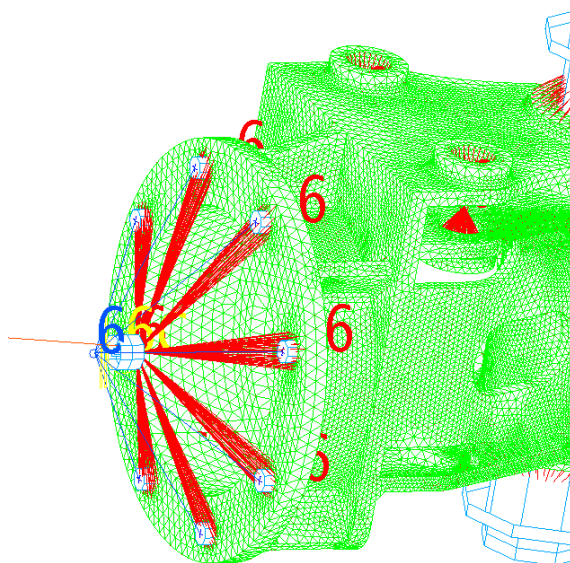
Náhrada šroubů je provedena pomocí prutového prvku (BEAM), kterému je přiřazen průřez šroubu a jeho materiálová charakteristika. Pomocí vazby (CONSTRAIN) jsou potom koncové uzly prutového prvku (BEAM) spojeny s objemovou sítí, která je v místě díry pro šroub zhuštěna (Obr. 16).



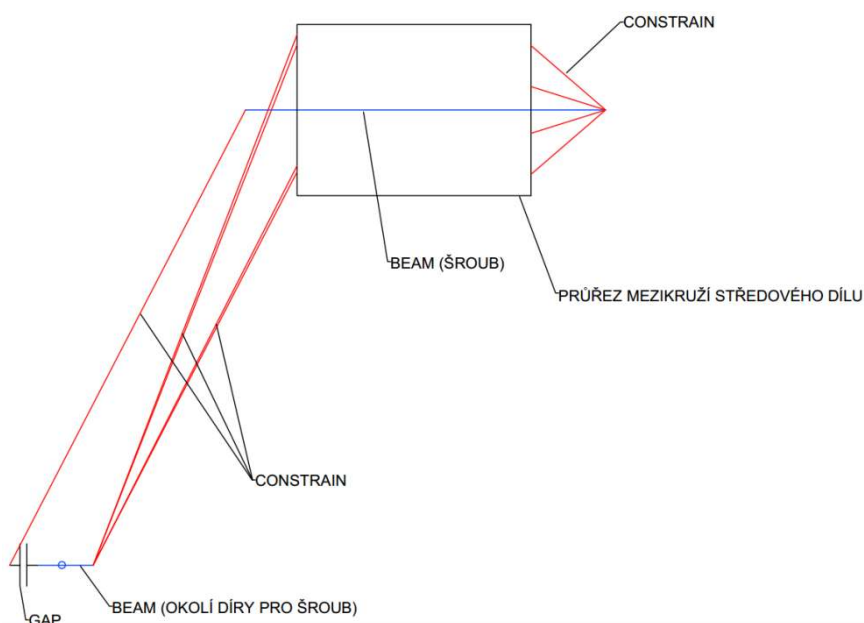
Obr. 16 Nahrazení šroubů



Tento způsob náhrady bylo ovšem možné provést pouze ze strany hlavy šroubu. Důvodem je, že nebyl vymodelován protikus rámové brzdy, se kterou je středový díl spojen šrouby. Koncové uzly ze strany matice všech osmy prutových prvků (BEAM) jsou pomocí vazby (CONSTRAIN) staženy do jednoho uzlu. Mezikruží v okolí díry pro šroub je také staženo pomocí vazby (CONSTRAIN) do koncového uzlu prutového prvku (BEAM). Tento prutový prvek (BEAM) má přiřazen průřez mezikruží v okolí díry pro šroub a je spojen pomocí virtuálního prvku (GAP) s uzlem, do kterého je staženo všech 8 prutových prvků (BEAM) nahrazujících šrouby. Takto je simulován kontakt mezi mezikružím středového dílu a rámovou brzdou. Celá tato náhrada je vidět na obr. 17 a 18.



Obr. 17 Náhrada šroubů a kontaktu s rámovou brzdou v NX I-deas



Obr. 18 Náhrada šroubů a kontaktu s rámovou brzdou



Předpětí šroubu

U většiny šroubů při montáži vlivem utahování vznikne osová síla předpětí, která v šroubu působí ještě před působením provozní síly. Důsledkem této síly dojde k prodloužení šroubu a stlačení spojovaných součástí. Mezi šroubem a maticí vznikne silový styk. Potom na šroubový spoj začne působit provozní zatížení. [4]

Výpočet předpětí šroubu

Ke spojení mezikruží středového dílu s rámovou brzdou byly použity šrouby M18 s pevnostní třídou oceli 8.8.

$$F_{i18} = \frac{M_{u18}}{K_1 \cdot d_{18}} \text{ [N]} \quad [6] \quad (3.1)$$

$$F_{i18} = \frac{320}{0,18 \cdot 0,018} \text{ [N]}$$

$$F_{i18} = \mathbf{98765,4 \text{ N}}$$

$$M_{u18} = 320 \text{ Nm} \quad \text{utahovací moment pro šrouby M18} \quad [5]$$

$$d_{18} = 18 \text{ mm} \quad \text{průměr šroubu M18}$$

$$K_1 = 0,18 \quad \text{součinitel pro mazané šrouby} \quad [6]$$

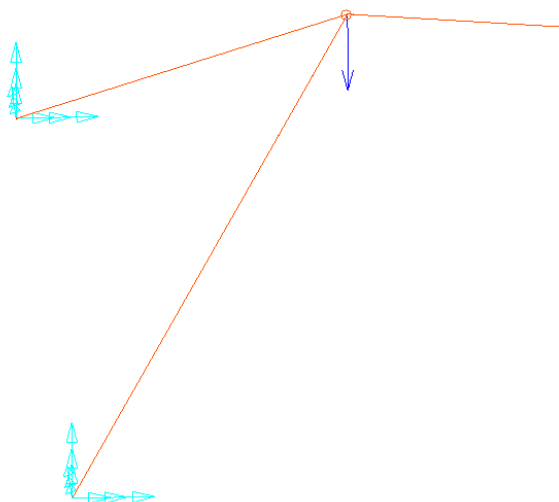
Hodnota vypočítaného předpětí je potom v programu NX I-deas zadána na prutový prvek (BEAM), kterým jsou nahrazeny šrouby. Cesta na zadání v programu NX I-deas je BEAM DATA – PRELOAD, kde se zadá hodnota v příslušných jednotkách.



4 ZAVEDENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK DO FEM MODELU

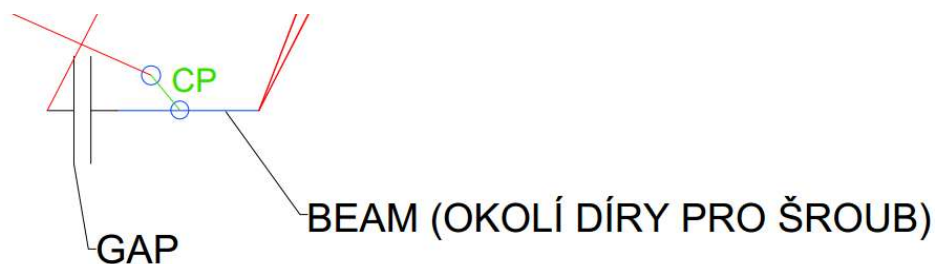
Do FEM modelu, který už nahrazuje geometrii celého vyvážecího stroje je potřeba definovat okrajové podmínky. Tento krok je velice důležitý pro konečný výsledek. Velkou výhodou při výpočtu různých zatěžovacích stavů je využití stejného modelu, do kterého se zadávají různé okrajové podmínky. U středového dílu se uvažovalo se dvěma zatěžovacími stavy.

Na obr. 19 je znázorněno zadání okrajových podmínek na přední polorám lesní vyvážedky. Těžiště levé a pravé pření boggie nápravy je omezeno vazbou RESTRAIN. Těžiště předního polorámu s kabinou a hydraulickými prvky je zatíženo silou. Velikost této síly odpovídá hmotnosti zmíněného celku, která je 2420kg.



Obr. 19 Přední polorám lesní vyvážedky

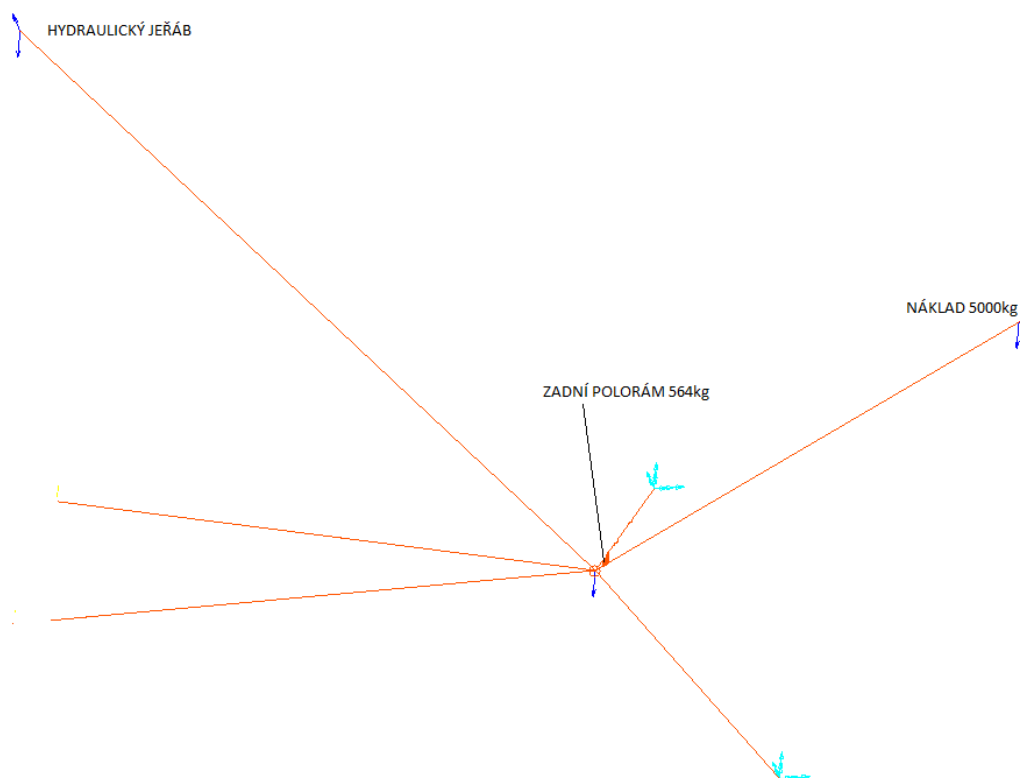
Přední polorám je přes RIGID prvek spojen se středovým dílem vazbou COUPLE DOF (CP). Přenosy sil této kinematické vazby jsou potom definovány pro vybraný zatěžovací stav.



Obr. 20 Spojení předního polorámu se středovým dílem



Na obr. 21 je vidět zadání okrajových podmínek na zadní polorám. Pravá a levá boggie náprava je omezena vazbou RESTRAIN. Těžiště zadního polorámu je zatíženo silou odpovídající hmotnosti zadního polorámu 564kg. Stejně je zatížena poloha těžiště nákladu silou odpovídající hmotnosti nákladu 5000 kg. Pouze hydraulický jeřáb je zatížen silou a momentem. Výpočet této síly a momentu je proveden v kapitole 2.1. Moment od hydraulického jeřábu bude působit pouze při zatěžovacím stavu nakládání.



Obr. 21 Zadní polorám lesní vyvážedky



5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

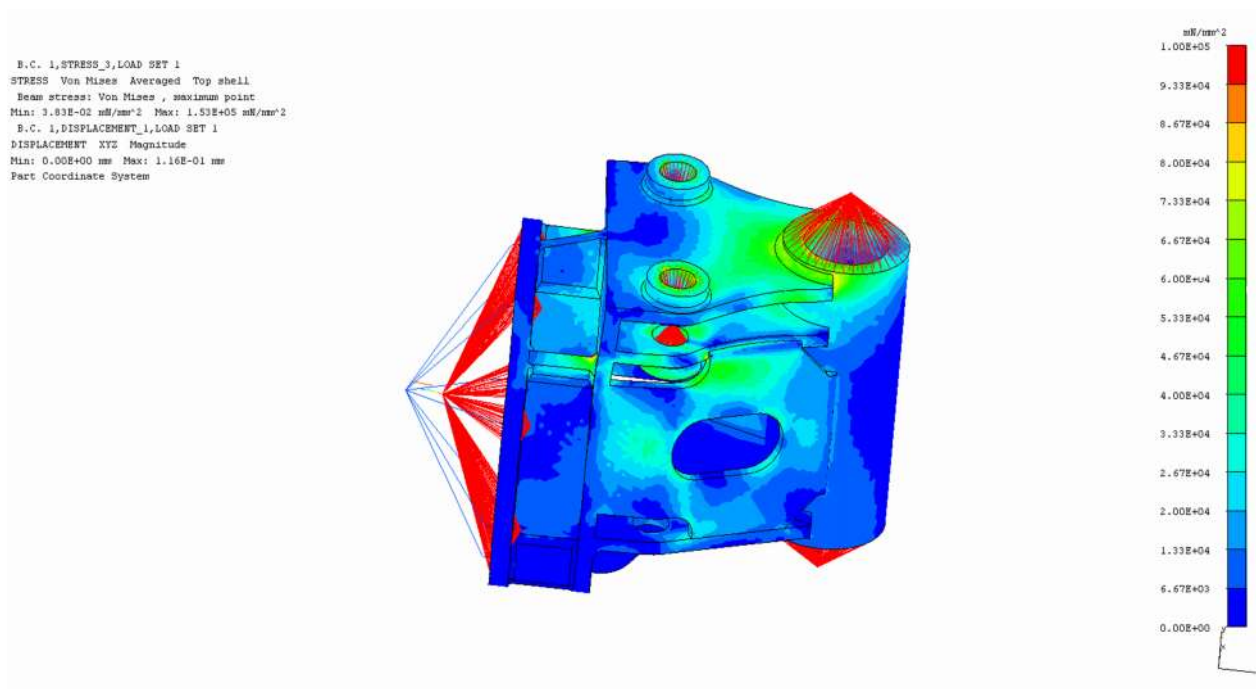
Pevnostní analýza je provedena v programu NX I-deas, kde je úloha řešena pro dva zatěžovací stavy (nakládání dřeva a jízda lesní vyvážedky). Stav napjatosti je stanoven podle teorie HMH (Von Mises). Hodnoty redukovaného napětí jsou porovnány s minimální mezí kluzu materiálu 11523 (S355J0).

Minimální mez kluzu pro ocel 11523 ... $R_{emin} = 333 \text{ MPa}$

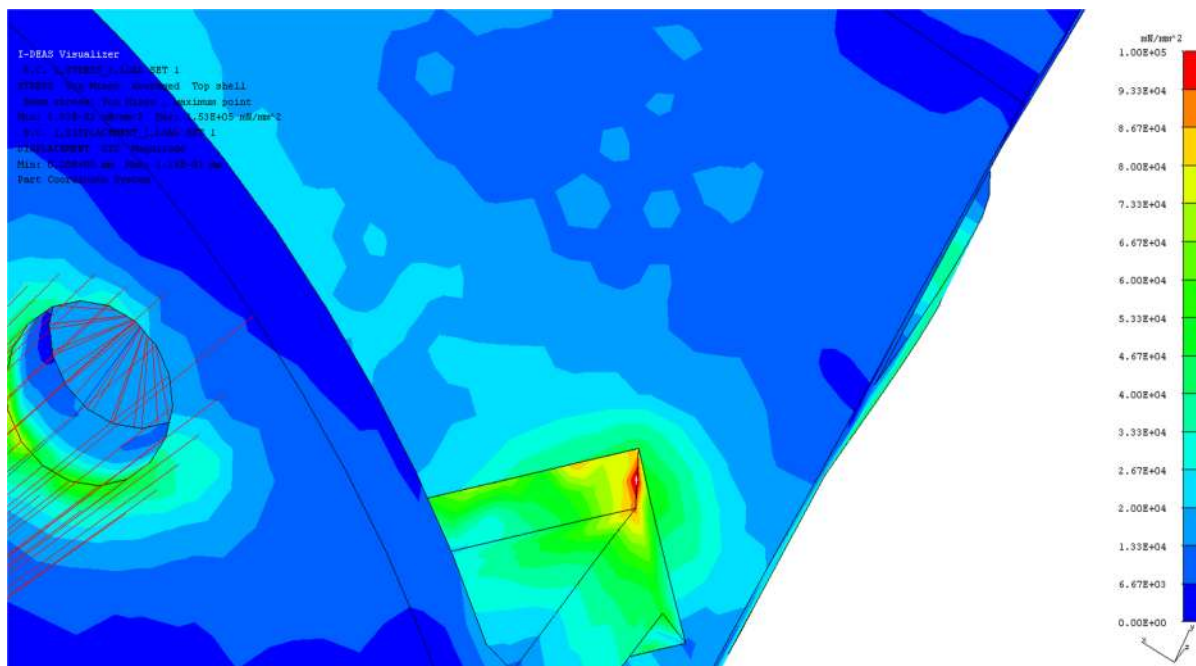
5.1 NAKLÁDÁNÍ DŘEVA

Maximální hodnoty redukovaného napětí podle teorie HMH (Von Mises) se vyskytují v oblasti přivaření horních dvou žebek k čelnímu plechu. Dále v oblasti napojení šroubů s rámovou brzdou, na horním plechu u místa přivaření k pouzdru středového dílu. Vysoké hodnoty redukovaného napětí se také vyskytují na horním plechu v místě přivaření k pouzdru středového dílu. Dále u čepů pro přímočaré hydromotory řízení, v místě spojení šroubů s rámovou brzdou a v místě přivaření bočního plechu k hornímu.

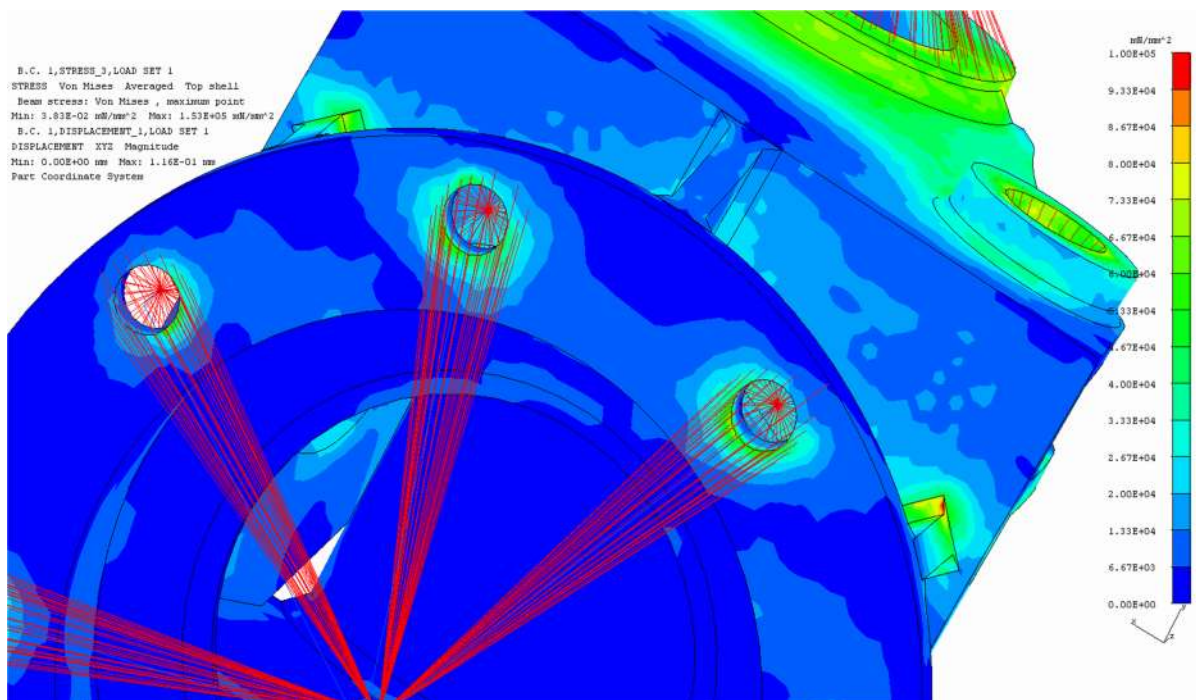
Maximální hodnota redukovaného napětí je při tomto zatěžovacím stavu 153 MPa a maximální deformace je 0,166 mm.



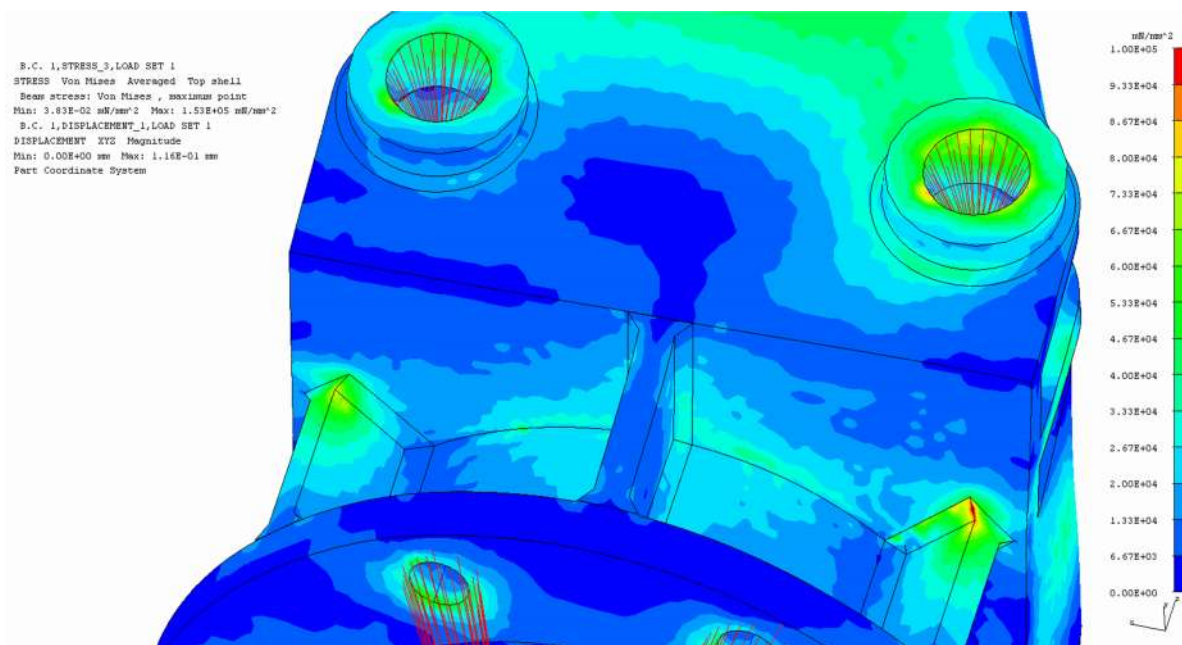
Obr. 22 Nakládání dřeva - celkový pohled, max. napětí 153 MPa, max. deformace 0,116 mm



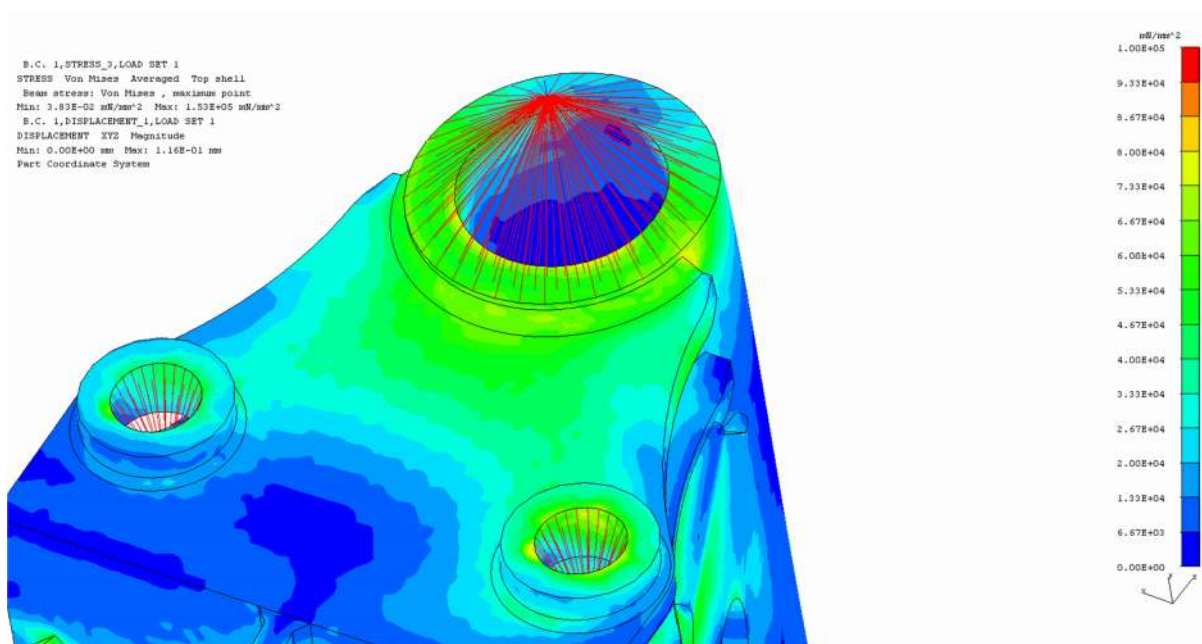
Obr. 23 Nakládání dřeva – oblast svaru horního žebra – kritické místo, max. napětí 153 MPa, max. deformace 0,116 mm



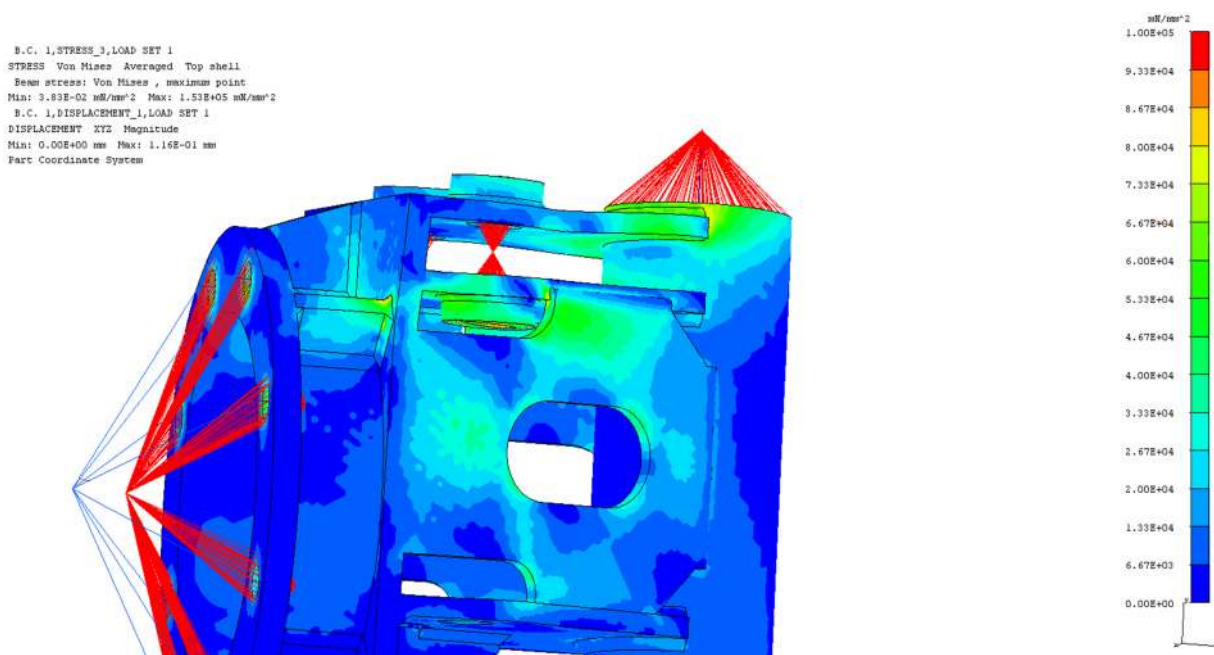
Obr. 24 Nakládání dřeva - napojení šroubů na rámovou brzdu, max napětí 153 MPa, max. deformace 0,116 mm



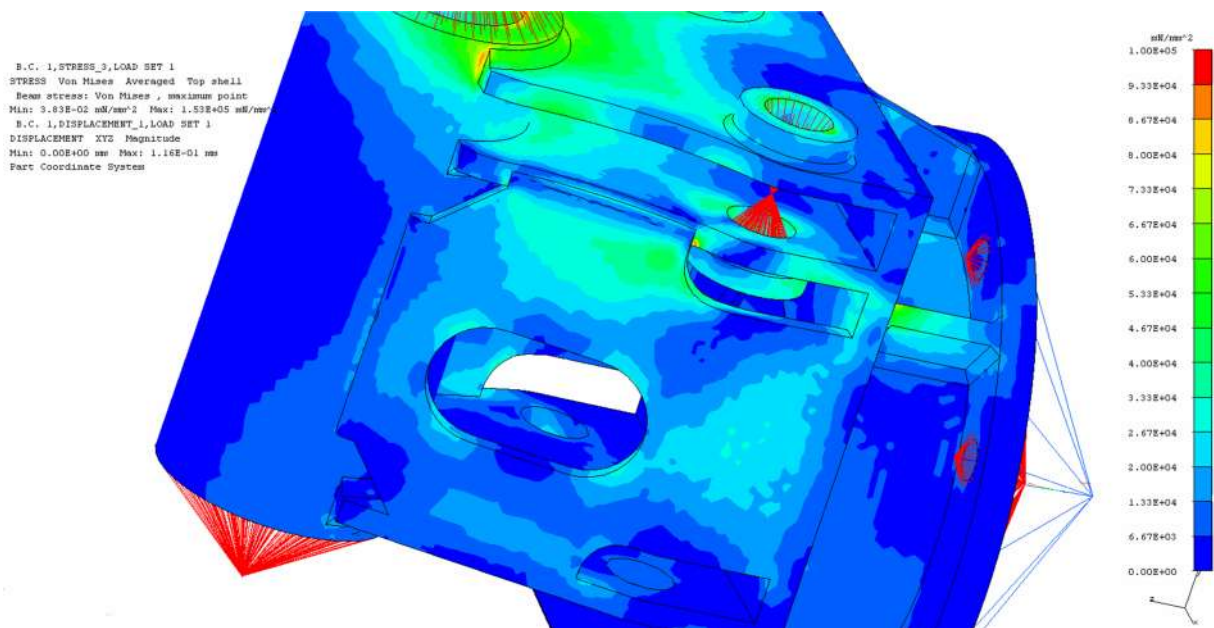
Obr. 25 Nakládání dřeva – čepy pro přímočaré hydromotory řízení, max. napětí 153 MPa, max. deformace 0,116 mm



Obr. 26 Nakládání dřeva – pouzdro středového dílu, max. napětí 153 MPa, max. deformace 0,116 mm



Obr.27 Nakládání dřeva – boční pohled 1, max. napětí 153 MPa, max. deformace 0,116 mm



Obr. 28 Nakládání dřeva – boční pohled 2, max. napětí 153 MPa, max. deformace 0,116 mm

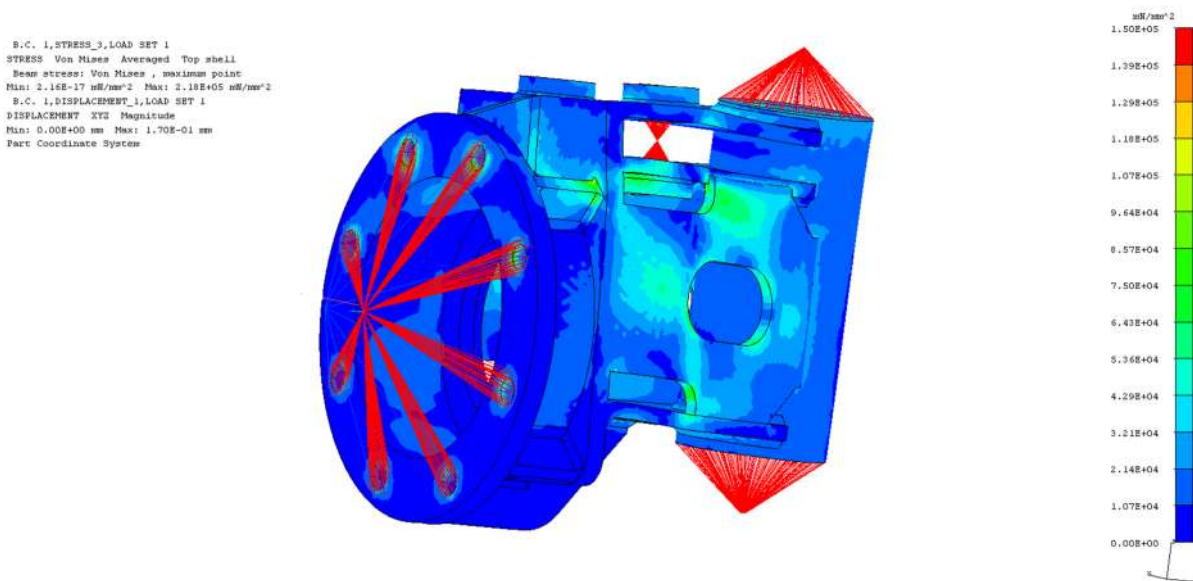


5.2 ZATÁČENÍ PŘI JÍZDĚ

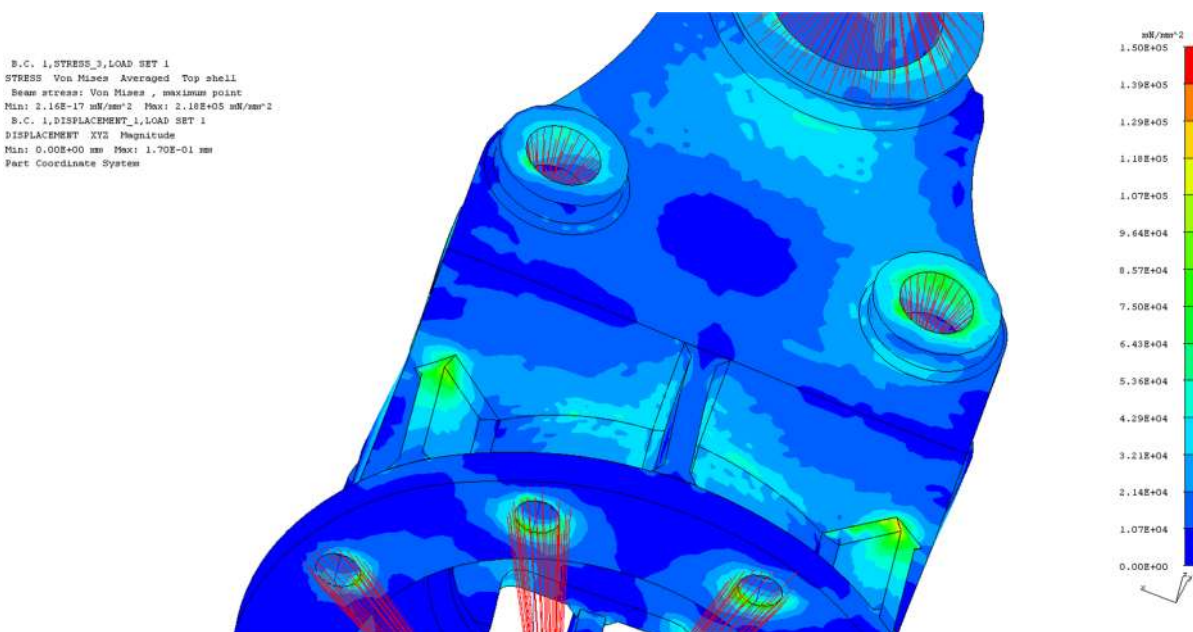
5.2.1 ZAČÁTEK ZATÁČENÍ V PRAVO

Oba přímočaré hydromotory svírají s osou z úhel 125°

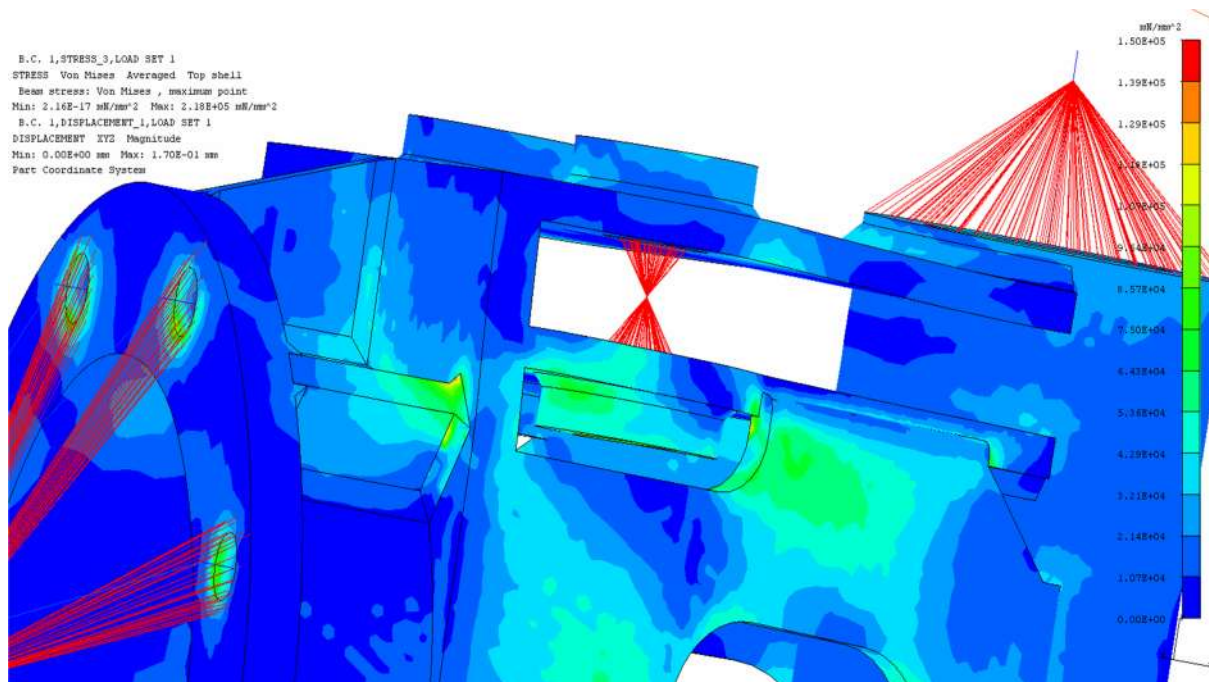
Maximální redukované napětí podle HMH (Von Mises) je pro tento zatěžovací stav 218 MPa a maximální deformace 0,17 mm.



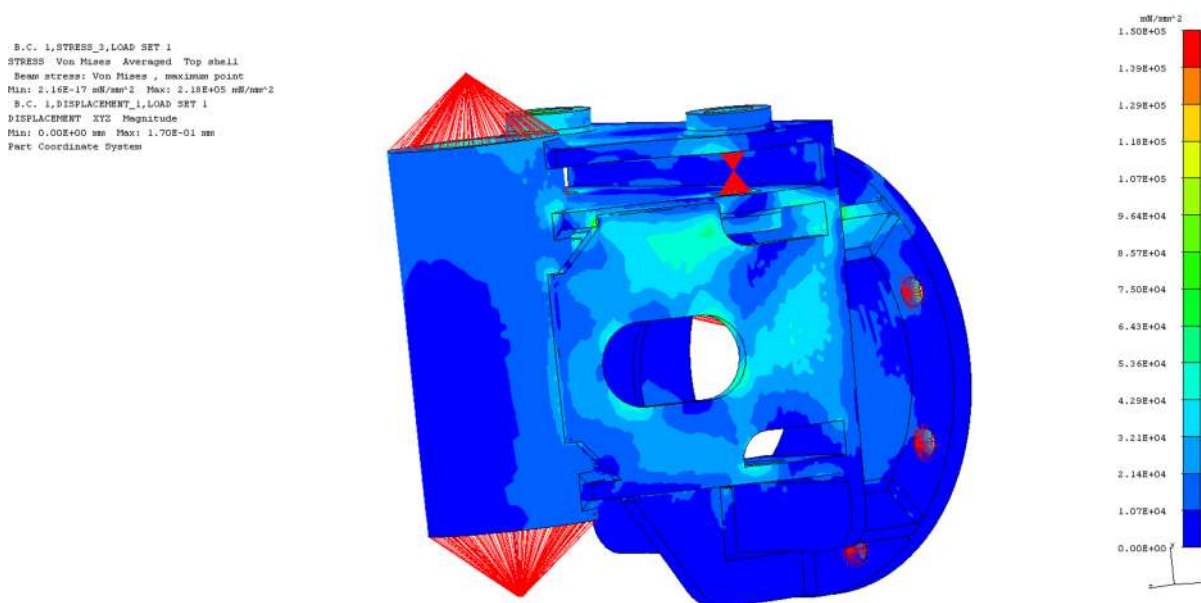
Obr. 29 Začátek zatáčení při jízdě - celkový pohled, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm



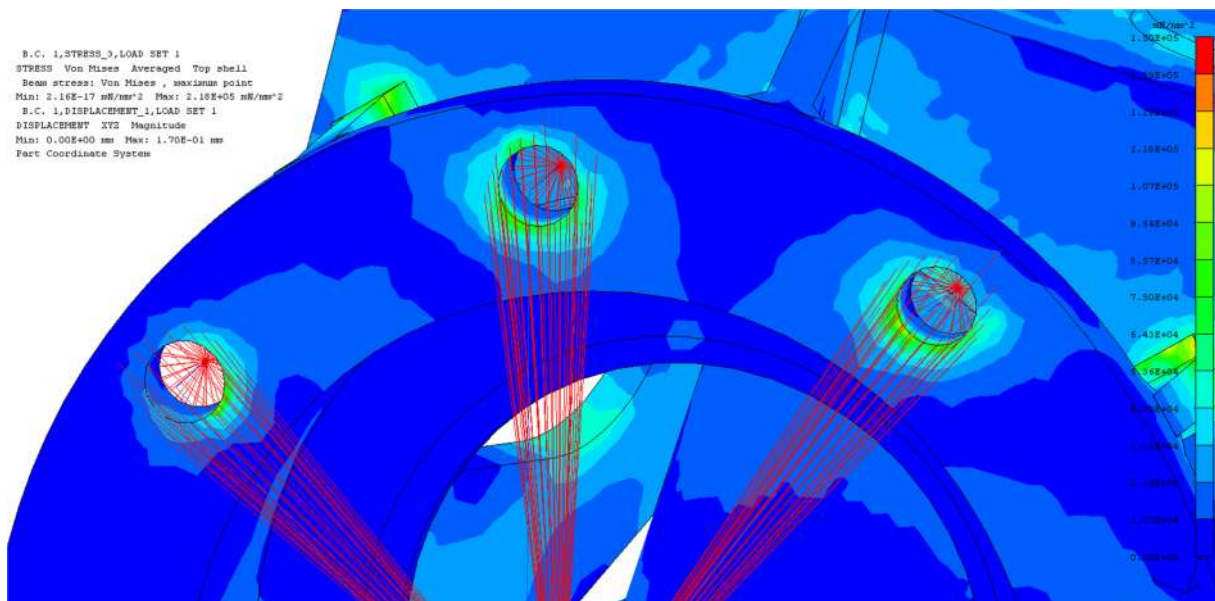
Obr. 30 Začátek zatáčení při jízdě - horní pohled, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm



Obr. 31 Začátek zatáčení při jízdě - boční pohled 1, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm



Obr. 32 Začátek zatáčení při jízdě - boční pohled 2, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm



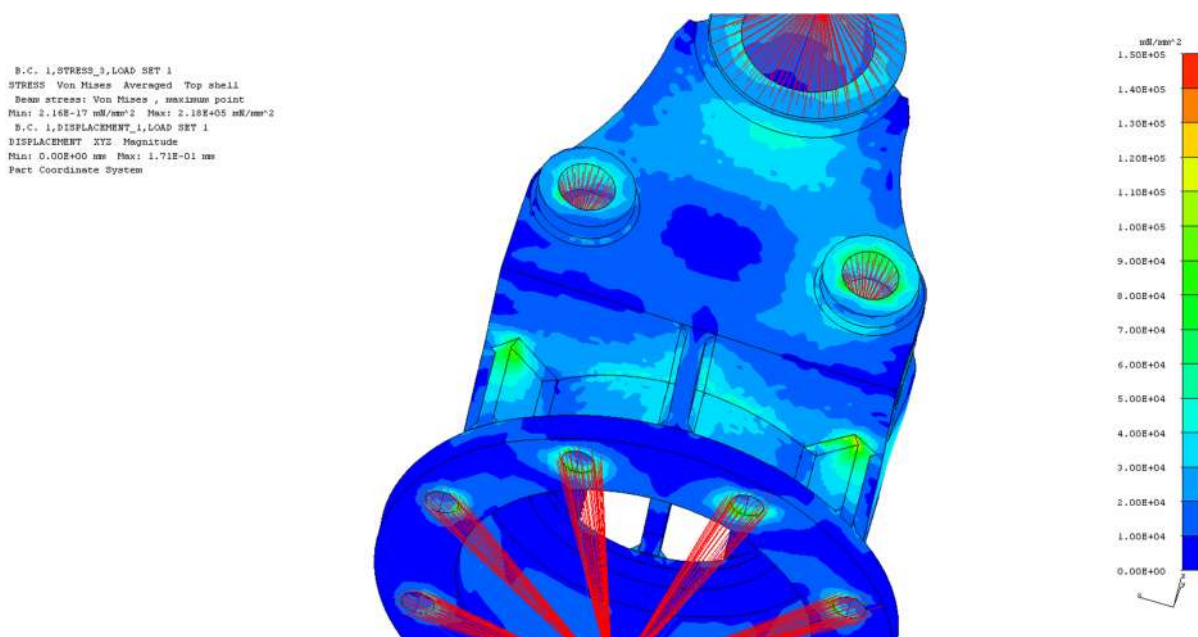
Obr. 33 Začátek zatáčení při jízdě - čelní pohled 2, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm

Tento zatěžovací stav byl nasimulován při zatáčení doprava. Největší hodnoty redukovaného napětí se vyskytují v místě přivaření horních žebek k čelnímu plechu středového dílu. Dalšími oblastmi s vyššími hodnotami redukovaného napětí jsou oblast napojení šroubů na rámovou brzdu, čepy přímočarých hydromotorů a oblast horního svaru bočního plechu (při zatáčení doprava se jedná o plech ze strany vysouvajícího se pístu).

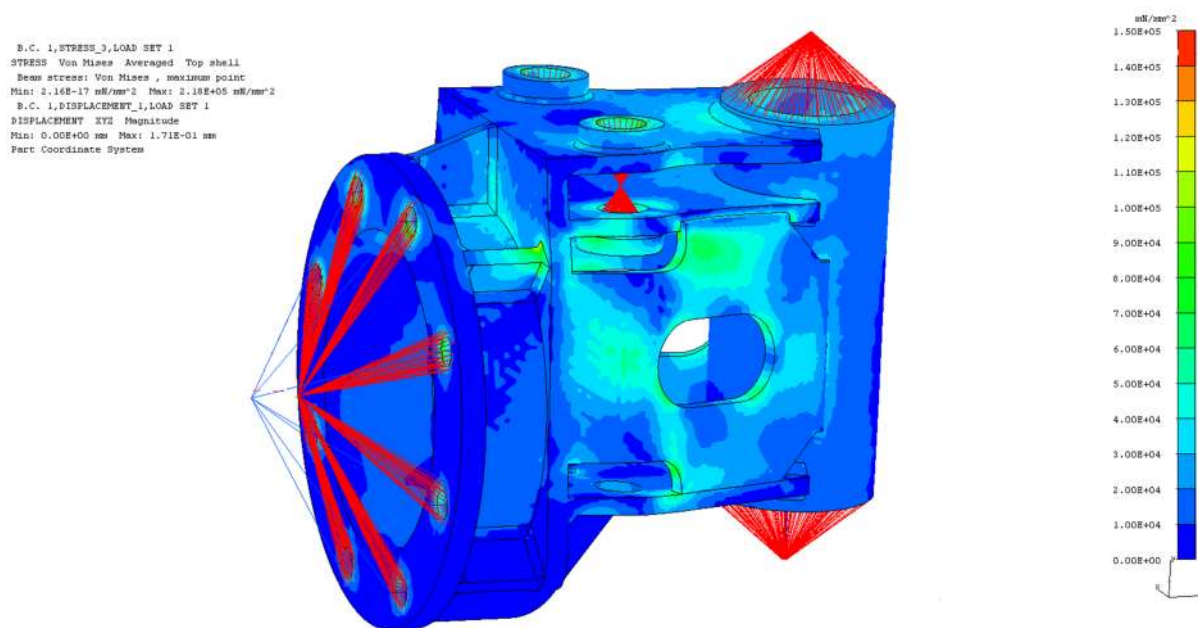
5.2.2 KONEC ZATÁČENÍ V PRAVO

Přímocharý hydromotor je maximálně vysunutý a svírá s osou z úhel 123°. Druhý hydromotor je zasunutý a svírá s osou z úhel 124°.

Maximální hodnota redukovaného napětí podle teorie HMM (Von Mises) vyšla stejně jako na začátku zatáčení 218 MPa. Maximální deformace je 0,17 mm.



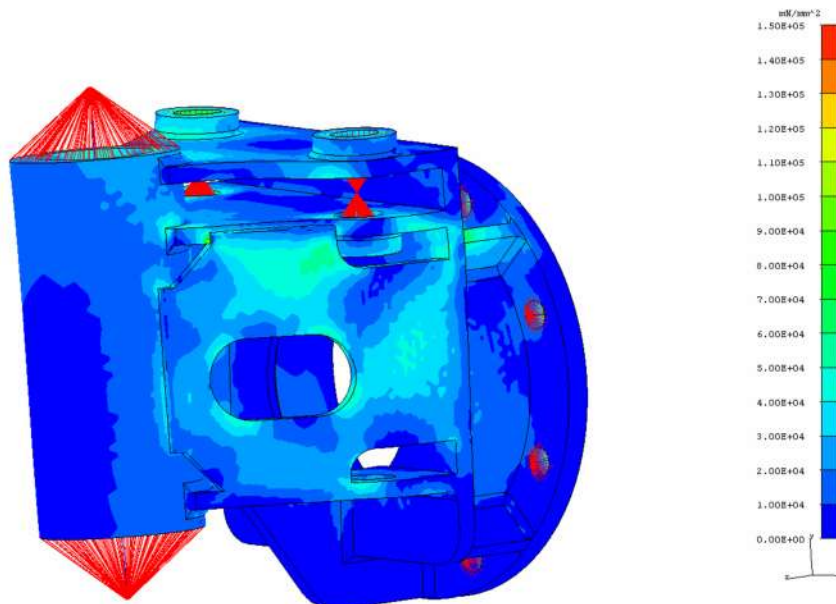
Obr. 34 Konec zatáčení při jízdě - horní pohled, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm



Obr. 35 Konec zatáčení při jízdě – boční pohled 1, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm

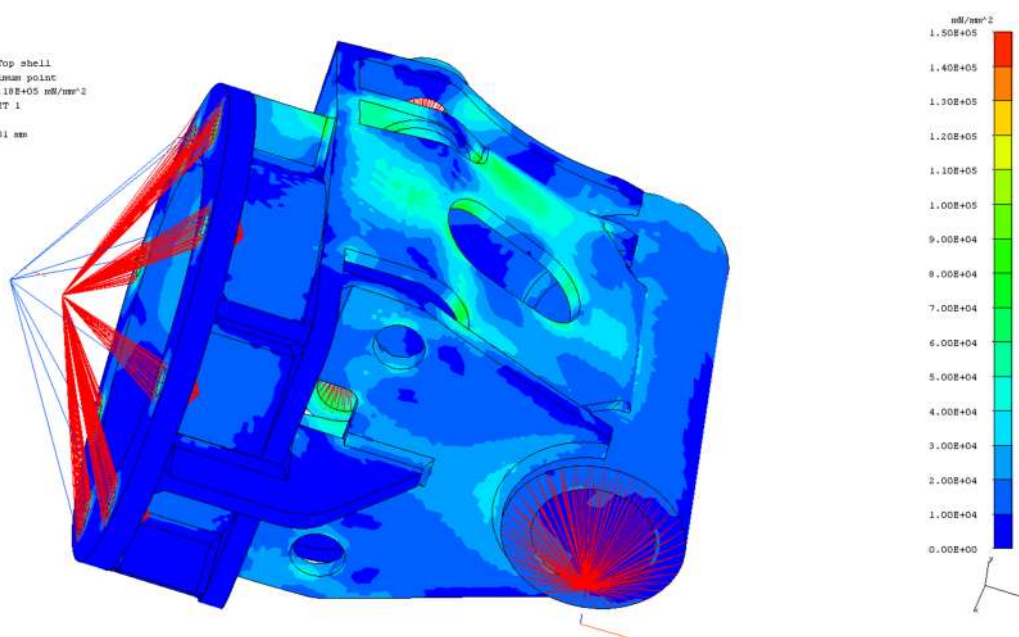


B.C. 1,STRESS_3,LOAD SET 1
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Beam stress: Von Mises , maximum point
 Min: 2.16E-17 mN/mm² Max: 2.18E+05 mN/mm²
 B.C. 1,DISPLACEMENT_1,LOAD SET 1
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 0.00E+00 mm Max: 1.71E-01 mm
 Part Coordinate System



Obr. 36 Konec zatáčení při jízdě – boční pohled 2, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm

B.C. 1,STRESS_3,LOAD SET 1
 STRESS Von Mises Averaged Top shell
 Beam stress: Von Mises , maximum point
 Min: 2.16E-17 mN/mm² Max: 2.18E+05 mN/mm²
 B.C. 1,DISPLACEMENT_1,LOAD SET 1
 DISPLACEMENT XYZ Magnitude
 Min: 0.00E+00 mm Max: 1.71E-01 mm
 Part Coordinate System



Obr. 37 Konec zatáčení při jízdě – spodní pohled, max. napětí 218 MPa, max. deformace 0,17 mm



ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo provést kontrolní přepočít středového otočného dílu lesního vyvážecího stroje LVS511 Strojírny Novotný. Výpočet byl proveden metodou konečných prvků v programu NX I-deas od společnosti Siemens.

První část diplomové práce se věnovala popisu lesního vyvážecího stroje. Potom byla popsána funkce středového otočného dílu a jeho popis.

V druhé části jsou vypočítány zatěžující síly. Pro úlohu se stanovily dva zatěžovací stavy a to vyvážecí stroj při nakládání dřeva a při zatačení za jízdy. Při obou těchto zatěžujících stavech se uvažuje s plným naložením lesního vyvážecího stroje tedy hmotností 5000 kg. Vypočítány byly síly působící od přímočarých hydromotorů řízení a moment se silou, které vzniknou od hydraulického jeřábu.

Další část se už zabývá popisem tvorby FEM modelu v prostředí NX I-deas. V této části je také popsána metoda konečných prvků. Prvním krokem před vytvořením FEM modelu bylo vymodelovat středový otočný díl na základě technické dokumentace dodané firmou Strojírny Novotný s.r.o. Dále byl vytvořen plně asociativní FEM model, na který byla použita volná síť. Z důvodu hardwarové náročnosti výpočtu byly zvoleny nejjednodušší tělesové prvky (LINEAR TETRAHEDRON) a to má také vliv na přesnost výpočtu. Potom byla nahrazena řada konstrukčních prvků, jako například šrouby, čepy, atd. virtuálními prvky.

Poslední část diplomové práce zobrazuje výsledky výpočtu a jejich vyhodnocení. Stav napjatosti je v NX I-deas stanoven podle teorie HMM (Von Mises). Hodnoty redukovaného napětí jsou porovnány s minimální mezí kluzu materiálu 11523 (dle EN S355J0), která je 333 MPa. Maximální hodnoty redukovaného napětí nepřesahují v žádném zatěžovacím stavu tuto hodnotu. To znamená, že na středovém otočném dílu nevzniknou žádné trvalé plastické deformace.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Neruda, J., a kol.. *Harvestorové technologie lesní těžby*. vyd. 1. Brno: Mendlova zemědělská a lesnická univerzita, 2008. ISBN 978-80-7375-146-3.
- [2] Lesní vyvážecí souprava 511. *NOVOTNÝ*. [online]. 19.5.2015 [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <<http://www.loader.cz>>
- [3] PETRUŠKA, J.. *MKP v inženýrských výpočtech*. [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, studijní text, dostupné z: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>>
- [4] KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ. *Předepjaté šroubové spoje*. [online]. 22.5.2015 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/cv7/Va07.pdf>>
- [5] HEYMAN. *Technické informace – utahovací momenty*. [online]. 27.5.2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://heyman.cz/media/useruploads/files/cz/technische_angaben/utahovac%C3%AD_momenty.pdf?f=1>
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. vyd. 1. Brno: VUTIUM, 2010, xxv, 1159s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] ELUC. *Hydraulické mechanismy*. [online]. 27.5.2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <<http://eluc.cz/verejne/lekce/1912>>
- [8] Ing. Leinveber J. a Ing. Vávra P.. *Strojnické tabulky*. : Pedagogické nakladatelství Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] Metoda konečných prvků. . [online]. 27.5.2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf>
- [10] Mohedasystem. *MOHEDA*. [online]. 27.5.2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.obmtec-rte.com/Downloads_OBM_Recy/Folders/Mowi/Moheda_EN.pdf>
- [11] Metoda konečných prvků – Základy konstitutivního modelování. . [online]. 27.5.2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.geotechnici.cz/wp-content/uploads/2012/08/3-Zaklady-konstitutivniho-modelovani.pdf>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

l_N	[m]	maximální vysunutí hydraulického jeřábu
l_{DR}	[m]	vzdálenost těžiště drapáku od osy otáčení hydraulického jeřábu
l_H	[m]	vzdálenost těžiště hydraulického jeřábu od osy hydraulického jeřábu
n	[kg]	nosnost hydraulického jeřábu
m_N	[kg]	hmotnost nákladu hydraulického jeřábu
m_{DR}	[kg]	hmotnost drapáku
m_{HJ}	[kg]	hmotnost hydraulického jeřábu
M_N	[Nm]	moment od nákladu hydraulického jeřábu
M_{DR}	[Nm]	moment od drapáku
M_{HJ}	[Nm]	moment od hydraulického jeřábu
M_C	[Nm]	celkový moment od hydraulického jeřábu
F_{HJ}	[N]	celkový moment od hydraulického jeřábu
F_1	[N]	celkový moment od hydraulického jeřábu
F_2	[N]	celkový moment od hydraulického jeřábu
p	[MPa]	pracovní tlak přímočarého hydromotoru
d_p	[mm]	průměr pístu přímočarého hydromotoru
d_{PT}	[mm]	průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru
S_p	[mm ²]	činná plocha pístu přímočarého hydromotoru
S_{PT}	[mm ²]	plocha pístu pístní tyče přímočarého hydromotoru
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
K_1	[-]	součinitel pro mazané šrouby
F_{i18}	[N]	Osová síla předpětí pro šroub M18
M_{u18}	[Nm]	utahovací moment pro šroub M18
d_{18}	[mm]	průměr šroubu M18



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

Výkres středového dílu lesního vyvážecího stroje L5003-00-2-0050-1