



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

SIMULACE PROTOTYPU RÝHOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

SIMULATION OF THE TRENCHER DEVICE PROTOTYPE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Václav Polák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Václav Polák**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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:

Simulace prototypu rýhovacího zařízení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dynamická a pevnostní simulace prototypu rýhovacího zařízení pro smykem řízený nakladač pro technologii vytváření hluboké rýhy. Přídavné zařízení je připojitelné na smykem řízený nakladač. Technologie vytváření rýhy umožňuje pokládku inženýrských sítí jako kabelových svazků a potrubí do nezámrzné hloubky.

Technické parametry a požadavky:

Hloubka rýhy min. 800 mm s ohledem na stavební předpisy.

Stranový odvod těžené zeminy.

Smykem řízený nakladač dané kategorie.

Cíle diplomové práce:

Rozbor prototypu rýhovacího zařízení jako přídavného zařízení pro smykem řízený nakladač.

Rozbor silových a momentových účinků dle předpokladů užití.

Dynamická simulace prototypu rýhovacího zařízení.

Definování výpočtového modelu prototypu rýhovacího zařízení.

Pevnostní výpočet prototypu rýhovacího zařízení.

Úprava konstrukce na základě pevnostního výpočtu.

Výkres sestavy rýhovacího zařízení.

Podsestava svařence rámu.

Seznam doporučené literatury:

VANĚK, Antonín. Strojní zařízení pro stavební práce. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 8085920611.

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

MICHALÍČEK, Milan. Dynamika stavebných strojov. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 1996. Edícia skript. ISBN 8022708798.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce bylo provedení simulace a pevnostního výpočtu prototypu přídatného rýhovacího zařízení. Nejprve byl proveden rozbor prototypu a byly zjištěny silové a momentové účinky. K vytvoření simulace byl použit program MSC Adams View, Dále byla provedena pevnostní analýza v programu MSC Apex Jaguar. Na základě provedených výpočtů byla provedena změna konstrukce prototypu. Součástí práce je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rýha, rýhovač, simulace, pevnostní analýza, smykem řízený nakladač

ABSTRACT

The aim of this thesis were a simulation and an analysis of the construction of a prototype of additional trencher equipment. At first an analysis of a prototype and a calculation of load states was made. A simulation was made in a multi body system in program MSC Adams View. According to load states was made a stress analysis in program MSC Apex Jaguar. All acquired results were analysed and according to them changes were made to the frame construction. Part of this thesis contains drawings documenting.

KEYWORDS

Trench, trencher, simulation, stress analysis, skid steer loader

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁK, Václav. Simulace prototypu rýhovacího zařízení. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139353>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka , Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Václav Polák

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi Ph.D. za odborné vedení, cenné rady, trpělivost a ochotu při zpracování mé diplomové práce.

OBSAH

1	Přehled smykem řízených nakladačů a rýhovacích zařízení	11
1.1	Smykem řízený nakladač.....	11
1.2	Rýhovač.....	11
2	Vlastnosti zeminy	13
2.1	Nezamrzná hloubka	13
2.2	Rozdělení zemin podle těžitelnosti.....	13
3	Bezpečnost a ochrana zdraví při práci (BOZP)	15
3.1	Ochranná mříž	15
4	Rozbor prototypu	16
4.1	Volba nosného stroje	16
4.2	Volba hydromotoru	17
4.3	Návrhová rypná síla řetězu.....	19
4.4	Rám	20
4.5	Rameno.....	21
4.6	Řetěz.....	22
4.7	Řetězové kolo	23
4.8	Vodící kolo	23
4.9	Šnek	24
4.10	Volba materiálu	24
5	Analytický rozbor silových a momentových účinků	26
5.1	Výpočet minimální napínací síly řetězu	27
5.2	Zjištění velikosti sil působící na řetěz a vazby	29
5.3	Síla působící v místě uchycení hydromotoru k rámu	32
5.4	Síla působící na ochranný rám, způsobená pádem osoby	32
5.5	Síla působící na konec ramene, způsobená chybnou manipulací obsluhy	33
6	Dynamická simulace prototypu	36
6.1	Tvorba modelu	36
6.2	Průběh simulace	37
6.3	Vyhodnocení simulace	37
6.3.1	Napínací síla.....	37
6.3.2	Reakční síly.....	38
6.3.3	Síla mezi dvěma články řetězu.....	39
6.3.4	Rychlosti řetězového kola.....	40
7	Definování výpočtového modelu	41
7.1	Tvorba modelu rámu	41
7.2	Působící síly	43
7.3	Uchycení rýhovače	44
8	Vyhodnocení pevnostní analýzy	46
8.1	Síla působící od řetězu	46
8.2	Síla způsobená pádem osoby.....	47
8.3	Síla vzniklá krouticím momentem hydromotoru.....	47

8.4	Chybná nevhodná manipulace	49
8.5	První úprava	51
8.6	Druhá úprava.....	53
8.7	Třetí úprava.....	57
8.8	Alternativní volba materiálu	59
9	Úprava konstrukce na základě provedených výpočtů	62
	Závěr.....	64
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	67
	Seznam příloh	69

ÚVOD

Obsahem diplomové práce je simulace prototypu rýhovacího zařízení. Zajišťují hloubení rýh pro pokládání inženýrských sítí, telefonního vedení, kabelů, drobných trubek či zavlažovacích zařízení (obr. 1). Jejich použití je oproti rýpadlům v této oblasti přínosem. Tento proces šetří čas a rozrušení zeminy se omezí pouze na malou oblast nutnou pro vložení kabelových svazků. Mohou být samostatnými jednoúčelovými stroji nebo mohou mít podobu přídatného zařízení. Rýhovače mohou být stroji sloužící pouze k tomuto účelu, nebo mohou být přídatným zařízením. Jako nosný stroj lze použít smykem řízené nakladače, minirýpadla či rýpadla.

Cílem práce je pak provedení dynamické a pevnostní simulace. Na základě provedení pevnostní analýzy bude upravena konstrukce prototypu rýhovače. V příloze této diplomové práce je také výkres sestavy rýhovacího zařízení a podsestavy svařence rámu.



Obr. 1 Přídatné rýhovací zařízení [14]

1 PŘEHLED SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ A RÝHOVACÍCH ZAŘÍZENÍ

1.1 SMYKEM ŘÍZENÝ NAKLADAČ

Nakladač patří do skupiny stavebních strojů sloužících k nakládání a přemísťování sypkých materiálů. Kvůli své omezené rychlosti se využívá pouze na krátké vzdálenosti (obr. 2). Díky své rozmanité využitelnosti jsou po rypadlech nejdůležitější manipulační prostředky. Nakladače se dají rozdělit na několik kategorií. Řízení těchto nakladačů je prováděno rozdílnými rychlostmi dvou stran jejich podvozků. Dochází tedy ke smýkaní – odtud se používá název smykem řízený nakladač. Pohon pojezdu je řešen hydrostaticky pomocí hydrogenerátorů a hydromotorů. Pohon příslušenství také. K vytvoření hnací síly slouží dieselový motor. Jeho krouticí moment je přenášen k regulačním hydrogenerátorům. Dále pak pomocí tlakové kapaliny přes rozvaděče k hydromotorům. Smykem řízené nakladače nejčastěji náklad nabírají čelně. Stejným způsobem je řešeno také zvedání, spouštění a výsyp lopaty. Provozní hmotnost rýhovačů se většinou ohybuje do 6t. Připojení přídatného zařízení je nejčastěji řešeno rychlospojkou. Může se také objevovat řešení připevnit zařízení na nosič na přední části nakladače, nebo přímo na rám nakladače [1][2][3].



Obr. 2 Smykem řízený nakladač [19]

1.2 RÝHOVAČ

Rýhovač slouží k hloubení relativně úzké rýhy pro kladení kabelů, potrubí všech druhů, drenáží, apod. Pracovními nástroji mohou být korečky, které jsou upevněné buď na nekonečném řetězu, nebo na obvodu kola. Pracovními nástroji mohou být také řetězy nebo frézy. Pro zamezení zpětnému padání zeminy do vyhloubené drážky se používají nejčastěji šnekové odhrnovače, které mohou být buď jednostranné nebo oboustranné. Na obr. 4 je znázorněn princip funkce rýhovače. Ta se skládá z pohybu řetězu a posuvu rýhovače [1][3][18].

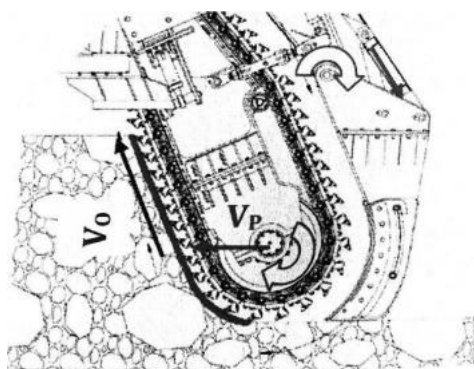
Jak již bylo zmíněno, rýhovače mohou být buď jednoúčelové, nebo přídavné. Přídavné mají výhodu v nižší pořizovací ceně. Výhodou je také univerzálnější využití smykových nakladačů. Kvůli občasnému vytváření rýhy není nutné kupovat jednoúčelový stroj. Přídavná zařízení tohoto typu jsou, dle dostupných zařízení, zpravidla určena zejména pro nakladače nižších hmotnostních kategorií [3][5].

ŘETĚZOVÉ RÝHOVAČE

K vyhloubení rýhy slouží článkový řetěz. Na jednotlivých člancích se nachází řezné nože. Stroje mohou být různých velikostí. V závislosti na velikosti je možné hloubit šířky 6-75 cm a hloubky 0,6-4 m. Výrobou takových zařízení se zabývají například firmy Ditch Witch, Vermeer, Garmin Group, Bobcat a Digga [3].



Obr. 3 Přídavné rýhovací zařízení [14]



Obr. 4 Princip činnosti řetězového rýhovače [18], V_o – obvodový pohyb řetězu, V_p – posuv rýhovače

2 VLASTNOSTI ZEMINY

Tato kapitola je věnována rozboru vlastností zemin. Rýhovač sice může pracovat jen ve stanovených druzích zemin, ale je třeba si stanovit limitní podmínky použitelnosti zařízení.

2.1 NEZÁMRZNÁ HLOUBKA

Jedná se o takovou hloubku, ve které nedojde u zeminy k jejímu promrzání.

Nezámrná hloubka je důležitá při projektování sítí (vodovody, kanalizace). Na evropském kontinentu se pohybuje od 40 cm na jihu území do 2 m i více na severovýchodních hranicích. Na území ČR byla stanovena bezpečná nezámrná hloubka 1,2m [20].

Nezámrná hloubka závisí je ovlivněna typem zeminy. Dále je ovlivněna nadmořskou výškou a také na zeměpisnou polohou (tab. 1).

Zvláštním případem zeminy je permafrost. Je to půda, která je neustále zmrzlá, pouze na jejím povrchu dochází k rozmrznutí. Děje se tak během léta a při tomto ději dochází k obnově vegetace.

V našich poměrech se počítá s hloubkou promrznutí 0,8–1,2 m. Zmrzlá půda má velkou pevnost a i únosnost. V případě rozmrznutí je to naopak.

V případě běžných písčitohlinitých či hlinitopísčitých půd je nezámrná hloubka stanovena na nejnižší hodnotu 80 cm. Jílovitohlinité půdy potom mají posunutou nezámrnou hloubku zhruba do 1m. Nejhorší situace je u slínů, kde je potřeba, aby byla hloubka až 140 cm [3][20].

Tab. 1 Hloubka promrznutí [20]

Nadmořská výška (m.n.m.)	<250	250-400	400-700	700-900
Hloubka promrznutí (m)	0,75-0,85	0,8-0,95	0,9-1,1	1,1-1,3

Nejmenší nezámrnou hloubku nalezneme u hlinitopísčitých a písčitohlinitých půd. S rostoucím podílem jílovitých částí v půdě roste i nezámrná hloubka. Důležitou roli hraje také hladina podzemní vody [20][3].

2.2 ROZDĚLENÍ ZEMIN PODLE TĚŽITELNOSTI

Při praktickém nasazení zemních strojů je určení charakteru zeminy důležité z hlediska vzájemného působení pracovního nástroje, podvozku a zeminy. Základní rozdělení hornin uvádí známá norma ČSN 73 30 50, která je podle jejich základních vlastností a obtížnosti rozpojování dělí do 7 tříd [8]:

- **1. třída:** Ze soudržných zemin to jsou lehko rozpojitelné, měkké konzistence, jako je ornice, hlína, písčitá hlína nebo písek; z nesoudržných do této třídy zahrnujeme kypré zeminy, písek a štěrkopísek s drobnými zrny a dále stavební odpad a navážku hornin charakteru I. třídy.
- **2. třída:** Ze soudržných zemin sem patří lehce rozpojitelné tužší konzistence, jako různé druhy ornice a hlíny, písčité hlíny; ze středně nesoudržných zemin sem zařazujeme ulehle zeminy se štěrkovými zrny, jako je písčitý štěrk se zrny do 10 cm, a dále stavební odpad a navážku charakteru 2. třídy.
- **3. třída:** Jsou horniny středně rozpojitelné. U soudržných hornin jde o pevné, tvrdé konzistence určitých druhů hlín, spraší, o jílové a písčité hlíny, písčitý jíl, jíl apod. Z nesoudržných zemin do této třídy řadíme ulehle zeminy, popř. obsahující kameny do průměru 2,5 cm, hrubý písčitý štěrk a hrubý štěrk do průměru 10 cm, jakož i jílovito-písčité a skeletové zeminy, popř. zvětraliny.
- **4. třída:** Sem patří horniny soudržné, těžko rozpojitelné, pevné a tvrdé konzistence, jako je jíl, jílovité hlíny, prachová hlína apod. Z nesoudržných hornin je to hrubý štěrk se zrny 10-25 cm, zeminy s jednotlivými balvany do objemu $0,1\text{m}^3$ a dále poloskalní středně zpevněné materiály navětralé nebo zvětralé s oslabenou strukturální vazbou, např. navětralé jílovce, slínovce, vulkanické tufy, zvětralé pískovce a břidlice, měkké zvětralé vápence a opuka. Zástupci 4. třídy jsou též skalní rozrušené, zvětralé a rozpukané materiály apod.
- **5. třída:** Do ní jsou začleněny horniny lehko rozpojitelné rozrušovacími nebo trhacími pracemi. Patří sem hrubý štěrk s kameny do objemu $0,1\text{m}^3$, střední a hrubý štěrk s jílovitými nebo hlinitými tmely, poloskalní zpevněné materiály, jako písčité a jílovité břidlice, travertin, pískovce s jílovitým tmelem, opuka apod., ale též skalní vyvěřelé a navětralé materiály, jako žula, rula, andezit, pískovec apod. Do této třídy jsou též zahrnovány zmrzlé zeminy.
- **6. třída:** Tu představují horniny těžko rozpojitelné trhacími pracemi, jsou jimi horniny s balvany nad $0,1\text{m}^3$, skalní vyvěřelé a zčásti zdravé materiály, jako např. žula, rula, andezit, čedič apod., a dále balvanité slepence a aglomeráty s vápenitým a slínovým tmelem, vápence, dolomit apod.
- **7. třída:** Zahrnuje horniny velmi obtížně rozpojitelné trhacími pracemi. Jde o zdravé skalní masívy, jsou jimi křemence, křemité žuly, ruly, čediče, andezity apod.

Z hlediska rozpojitelnosti (těžitelnosti) můžeme o 1. – 4. třídě hovořit jako o zeminách, zatímco o 5., 6. a 7. třídách jako skalních horninách [8].

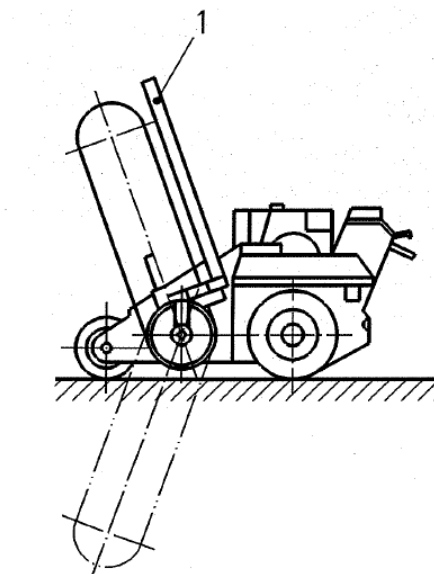
3 BEZPEČNOST A OCHRANA ZDRAVÍ PŘI PRÁCI (BOZP)

Rýhovače musí splňovat požadavky ČSN EN 474-1+A6 [13].

- Pro minimální obklopující prostor obsluhy platí 5.3.1 ČSN EN 474-1+A6 s výjimkami, že u rýhovačů s provozní hmotností menší než 2 000 kg, může být šířka minimálního obklopujícího prostoru o rozměru 920 mm zmenšena až na 650 mm ve výšce loktů.
- Pokud je pro ovládání speciálního příslušenství vyžadováno samostatné stanoviště obsluhy, platí následující výjimky:
 - samostatná kabina se nevyžaduje
 - ochranná konstrukce chránící při převrácení a před padajícími předměty se nevyžaduje
- Článek 5.5.3 ČSN EN 474-1+A6 platí s dodatkem, že deaktivční zařízení musí zastavit pojezd stroje a pohyb příslušenství, jakmile obsluha opouští stanoviště obsluhy.
- ČSN EN 474-10+A1: *Stroje pro zemní práce - Bezpečnost - Část 10: Požadavky pro rýhovače*

3.1 OCHRANNÁ MŘÍŽ

Dle ČSN EN 474-10+A1 je ochranná mříž obvykle umístěná nad a rovnoběžně s hloubícím řetězem. Tato ochranná mříž bude dále označována jako ochranná tyč. Tato tyč bude sloužit k tomu, aby nedoházelo k nechtěnému kontaktu osob s pohybujiícím se řetězem (obr. 4) [13].



Obr.5 Ochranná mříž na rýhovacím zařízení, 1 – ochranná mříž [13]

4 ROZBOR PROTOTYPU

Návrh prototypu přidavného rýhovacího zařízení byl vytvořen v rámci mé bakalářské práce. Tento prototyp se stal základem pro vytvoření simulace a pevnostních výpočtů.

4.1 VOLBA NOSNÉHO STROJE

Na základě požadavků zadání je zvolen smykem řízený nakladač SK 1550 americké firmy Ditch Witch (obr. 6). Ditch Witch je značka specializovaných zemních strojů vyráběných firmou Charles Machine Works, Inc., která funguje pod svým současným názvem od roku 1949. Společnost sídlí v Perry v Oklahomě [3][9].

Značka začala existovat ve 40. letech 20. století, kdy byl vytvořen kompaktní hloubicí stroj, aby nahradil ruční práce pro určitý druh zemních prací.

Ditch Witch se specializuje na navrhování a výrobu vysoce kvalitních specializovaných zemních strojů. Společnost je výrobcem strojů několika kategorií, jako jsou rýhovače, vibrační pluhy, elektronické lokátory sítí, systémy pro horizontální řízené vrtání, vrtací trubky, vrtací nářadí a hlavy, řetězy, zuby a pastorky, sací bagry, rypadlové nosiče nářadí a kompaktní nosiče nářadí [9].

Parametry hydraulického systému smykem řízeného nakladače jsou uvedeny v tabulce 2.

Tab. 2 Parametry smykem řízeného nakladače [14]

Ditch Witch SK 1550		
Průtok	l/min	49,2
Pracovní tlak	MPa	25,5



Obr. 6 Smykem řízený nakladač Ditch Witch SK 1550 [14]

4.2 VOLBA HYDROMOTORU

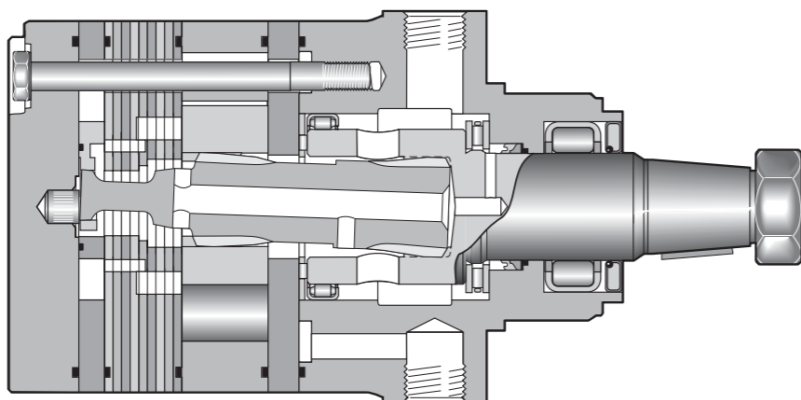
Pro pohon řetězu rýhovače byl vybrán hydromotor z typové řady TG firmy Parker. Jedná se o hydromotor Parker TG 0195 [3].

Parker Hannifin je mezinárodním lídrem v oblasti technologií a systémů pro řízení pohybu, který poskytuje specializovaná řešení pro širokou řadu mobilních, průmyslových a leteckých oborů [10].

Společnost Parker poskytuje nejširší sortiment produktů, které jsou k dispozici od jednoho dodavatele a disponuje odbornými znalostmi v devíti hlavních technologiích: hydraulika, pneumatika, elektromechanika, filtrace, řízení procesů, manipulace s tekutinami a plyny, těsnění a stínění, klimatizace a letectví [10].



Obr. 7 Hydromotor Parker TG 0195 [15]



Obr. 8 Řez hydromotorem Parker TG 0195 [15]

Tab.3 Technická data hydromotoru Parker TG 0195 [15]

Parker TG 0195		
Geometrický objem	cm ³	195
Maximální rychlost	ot/min	477
Maximální průtok	l/min	95
Maximální tlakový spád	MPa	276
Maximální vstupní tlak	MPa	300
Maximální krouticí moment	Nm	753
Maximální výkon	kW	33

VÝPOČET VÝKONU HYDROMOTORU [3]

$$P = Q \cdot p \quad [\text{W}] \quad (1)$$

$$P = \frac{49,2 \cdot 10^3}{60} \cdot 25,5 = 20910 \text{ W} = 20,91 \text{ kW}$$

$$P = 20,91 \text{ kW}$$

Kde

Q je průtok hydrogenerátoru nakladače

p je tlak hydrogenerátoru nakladače

VÝPOČET OTÁČEK HŘÍDELE MOTORU [3]

$$n = \frac{Q}{V_0} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (2)$$

$$n = \frac{49,2 \cdot 10^3}{195} = 252,3 \text{ min}^{-1} = 4,205 \text{ s}^{-1}$$

$$n = 4,205 \text{ s}^{-1}$$

Kde

V_0 je geometrický objem

Q je průtok hydrogenerátoru nakladače

VÝPOČET KROUTÍCIHO MOMENTU HYDROMOTORU [3]

$$M_k = \frac{P}{\omega} \quad [\text{Nm}] \quad (3)$$

$$M_k = \frac{20910}{26,42} = 791 \text{ Nm}$$

$$M_k = 791 \text{ Nm}$$

Kde

P je výkon hydromotoru

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4)$$

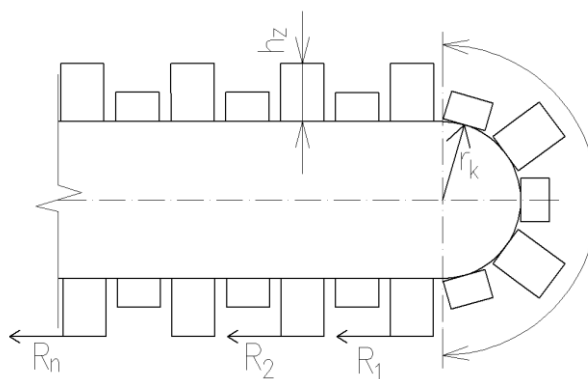
$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 4,205 = 26,42 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega = 26,42 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnota vypočteného kroutícího momentu je 791 Nm. Vypočítaný kroutící moment je větší, než snese zvolený hydromotor. Jelikož je ale složkou technologie rýhování také pojezd smykem řízeného nakladače a pohyb výložníku, kroutící moment se sníží. Dále tedy bude uvažována maximální hodnota kroutícího momentu 753 Nm, což je maximální kroutící moment, který může vygenerovat zvolený hydromotor [3].

4.3 NÁVRHOVÁ RYPNÁ SÍLA ŘETĚZU

Tato kapitola se zabývá výpočtem návrhové rypné síly řetězu. Velikost rypné síly je vypočítána z toho důvodu, abych zjistil, jak velký kroutící moment od hydromotoru potřebuji. Tím bude ověřena vhodnost jeho výběru. Celková rypná síla se skládá z rypných sil od jednotlivých článků řetězu. V mém případě se jedná o celkem dvanáct článků, které zabírají současně [8].



Obr. 9 Návrhová rypná síla řetězu

$$R = 5000 \cdot C \cdot h_{\text{ř}}^{1,35} \cdot (1 + 2,6 \cdot B) \cdot (1 + 0,0075 \cdot \gamma) \cdot z \quad [\text{N}] \quad (5)$$

$$R = 5000 \cdot 10 \cdot 5^{1,35} \cdot (1 + 2,6 \cdot 30) \cdot (1 + 0,0075 \cdot 30) \cdot 8,2 \cdot 10^{-6}$$

$$R = 349 \text{ N}$$

$$R = \sum_{n=1}^{n=12} R_n$$

$$M_k = \sum R_n \cdot (r_k + h_z) \quad (6)$$

$$M_k = 4300 \cdot 0,165 = 709,5 \text{ Nm}$$

Kde

C je počet úderů penetrometrem [8]

$h_{\text{ř}}$ je hloubka řezu

B je celková šířka řezu

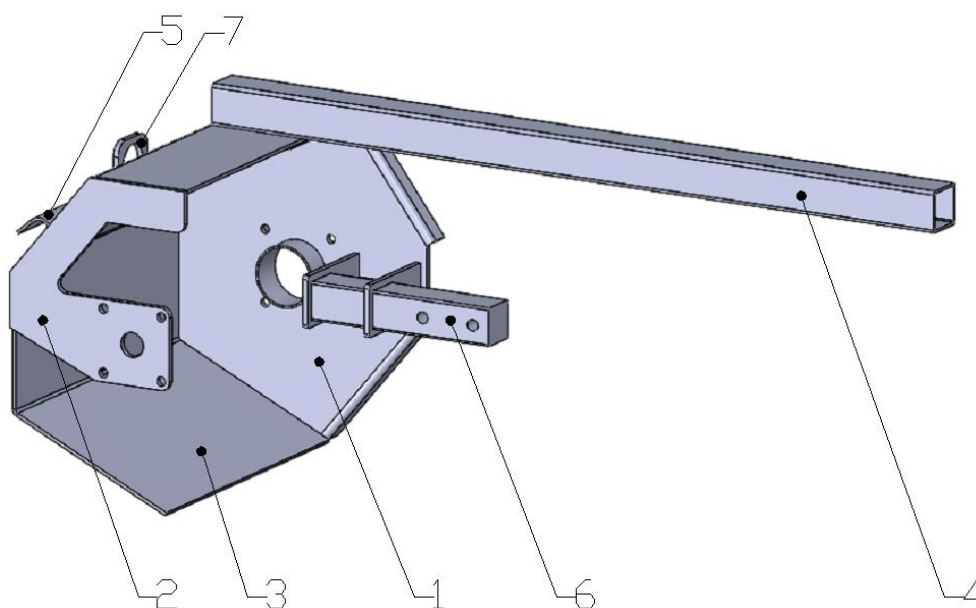
γ je řezný úhel

z je součinitel zahrnující vliv působení zubů v řezném obvodu se zuby [8]

Vypočítaný krouticí moment, který je potřebný k odrýpnutí potřebné vrstvy zeminy, dosahuje hodnoty 709,5 Nm. Tato hodnota je nižší, než které dosahuje zvolený hydromotor. Tímto výpočtem byla ověřena vhodnost volby hydromotoru. V případě potřeby je možno vytvářet rýhu pozvolněji a ubírat menší třísku. Tím by se potřebný moment snížil.

4.4 RÁM

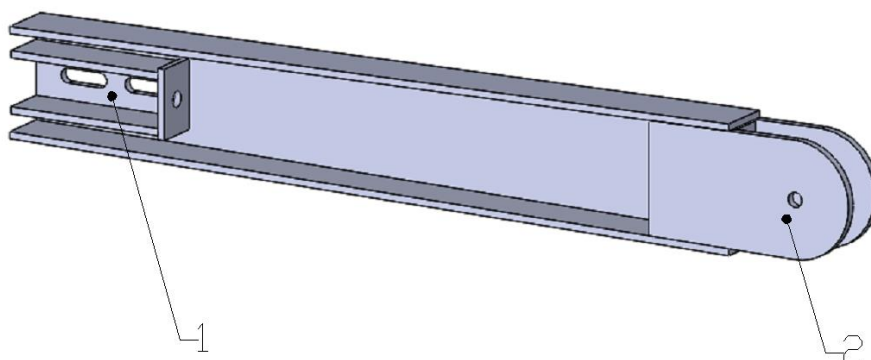
Nosnou částí přídavného rýhovacího zařízení je rám. Jedná se o svařenec, tvořený dvěma bočnicemi, opláštěním, ochrannou tyčí, úchytem k připojení ke smykem řízenému nakladači, přípojem ramene a manipulačním okem (obr. 10). K velké bočnici je přichycen hydromotor, dále je k ní přivařen přípoj, ke kterému je přišroubováno rameno rýhovače. V malé bočnici je umístěno radiálně-axiální ložisko. Bočnice spojuje plášť. K plášti je přivařena ochranná tyč, tvořena čtvercovým profilem. Dále také úchyt, sloužící k připevnění rýhovače ke smykem řízenému nakladači. K plášti přivařené oko, slouží k manipulaci, například pomocí jeřábu.



Obr. 10 Rám přidavného rýhovacího zařízení, pozice: 1- velká bočnice, 2 – malá bočnice, 3 – opláštění, 4 – ochranná tyč, 5 - úchyt ke smykem řízenému nakladači, 6 – přípoj ramene, 7 – manipulační oko

4.5 RAMENO

K výše zmíněnému rámu je připevněno rameno. To je svařeno z plechových výpalků. Na jeho konci se nachází vodící kolo. Rameno slouží k vedení řetězu a také jeho napnutí. Dále proběhne zajištění ramene k rámu rýhovače pomocí dvou šroubů.



Obr. 11 Rameno přidavného rýhovacího zařízení, pozice: 1 – místo uchycení ramene k přípoji na rámu, 2 – místo uchycení vodícího kola

4.6 ŘETĚZ

Nedílnou součástí rýhovacího zařízení je řetěz. Volba řetězu závisí na způsobu využití rýhovače, přesněji na vlastnostech půdy, ve které má být vytvořena rýha. Dle uvedené tabulky (viz obr. 11) se nabízejí řetězy do písčitých půd, měkkých, středních a tvrdých hlíněných zemin. Dále pak pro půdy kamenité a jílovité. Přesnější rozdělení půd je uvedeno v kapitole 3.2. [3][11].

Řetězy jsou na zařízení vyměnitelné. Stejně tak jednotlivé zuby. V případě, že dojde k opotřebení některých zubů, není nutné vyměnit celý řetěz.

Pro svůj návrh jsem zvolil řetěz Shark/Duratootch Combo. Tento řetěz byl po konzultaci doporučen jednatelem firmy 3K Groundbreaking s.r.o., zastupující firmu Ditch Witch, pro jeho univerzální využití [3].

CHAIN SELECTOR						
Key ● =Best ○ =Better ○ =Good	SANDY SOIL	SOFT SOIL	MEDIUM SOIL	HARD SOIL	ROCKY SOIL	STICKY SOIL
4-Pitch DuraTooth®	○	●	○	○		●
4-Pitch DuraTooth C2X	○	●	○	○		●
2-Pitch DuraTooth	●	○	●	●	○	
2-Pitch DuraTooth C2X	●	○	●	●	○	
Shark® Chain II	○	○	●	○	●	
Weld-on Alligator				○	●	
Bolt-on Alligator			○	○	●	
Bolt-on Alligator K-style			○	●	●	
Shark/DuraTooth Combo			○	●	●	
Shark/DuraTooth C2X Combo			○	●	●	
Alligator/DuraTooth Combo			○	●	●	
Alligator/DuraTooth C2X Combo			○	●	●	
Alternating Side Bar						●
Bolt-on Shark			○	●	●	

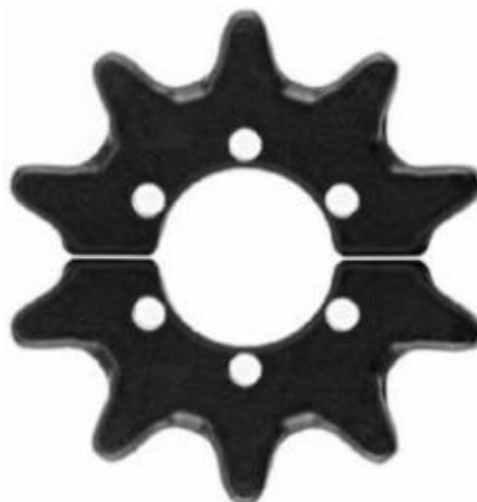
Obr. 12 Přehled řetězů nabízených firmou Ditch Witch [11]



Obr. 13 Řetěz Shark/Duratootch Comco [11]

4.7 ŘETĚZOVÉ KOLO

K přenosu krouticího momentu slouží řetězové kolo. Bylo vybráno z nabídky náhradních dílů firmy Ditch Witch. Je tedy plně kompatibilní se zvoleným řetězem. Je rozděleno na dvě části z důvodu snadné vyměnitelnosti opotřeбенého dílu. Každá část je přišroubována do náboje třemi šrouby M12 12.9. Průměr roztečné kružnice řetězového kola je 150 mm, průměr děr na šrouby je 13 mm. Průměr roztečné kružnice otvorů pro šrouby je 75 mm [3].



Obr. 14 Řetězové kolo [11]

4.8 VODÍCÍ KOLO

Vodící kolo je umístěno na konci ramene rýhovače. Díky svému tvaru zajišťuje vedení řetězu. Průměr ozubeného kola je 170 mm. Je dodáváno včetně ložiska [3].



Obr. 15 Vodící kolo [11]

4.9 ŠNEK

Součástí rýhovacího zařízení je také šnek, který slouží ke stranovému odvodu vytěžené nakypřené zeminy. Jeho průměr je 300 mm. Šnekovice je plná, levotočivá. Průměr otvoru pro hřídel je 35 mm. Uchycení k hřídeli je řešeno šroubem s maticí [3].



Obr. 16 Šnek [11]

4.10 VOLBA MATERIÁLU

Jako materiál pro konstrukci rámu a ramene rýhovače je zvolena konstrukční ocel třídy S355J2 (dříve 11 523). Jedná se o nelegovanou konstrukční jemnozrnnou jakostní ocel vhodnou ke svařování. Nejčastěji se využívá pro mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily, svařované konstrukce z dutých profilů a součásti strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol. Je součástí tepelných energetických zařízení a součásti tlakových nádob vyrobených z tyčí [16][17].

Tab. 4 Zahraniční značení ekvivalentních ocelí [16]

EURO	S355J2 EN 10025-2:2004
Německo	St. 52-3 DIN 17100:1980
Rusko	St5sp GOST

Tab. 5 Mechanické a technologické vlastnosti dle ČSN 41 1523 pro plechy tloušťky 3-16 mm [16]

Mez kluzu	R _e	MPa	355
Mez pevnosti	R _m	MPa	490-630

VÝPOČET VYUŽITELNOSTI MATERIÁLU

Hodnota meze kluzu materiálu je 355 MPa (tab. 5). V zájmu zachování funkčnosti, trvanlivost a spolehlivosti stroje, bylo rozhodnuto daný materiál využít ze 70 procent. V níže uvedeném výpočtu je počítáno se zvoleným koeficientem bezpečnosti. V provedených pevnostních výpočtech bylo snahou nepřesáhnout hodnotu 253,7 MPa.

$$f_d = \frac{R_e}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (7)$$

$$f_d = \frac{355}{1,4} = 253,7 \text{ MPa}$$

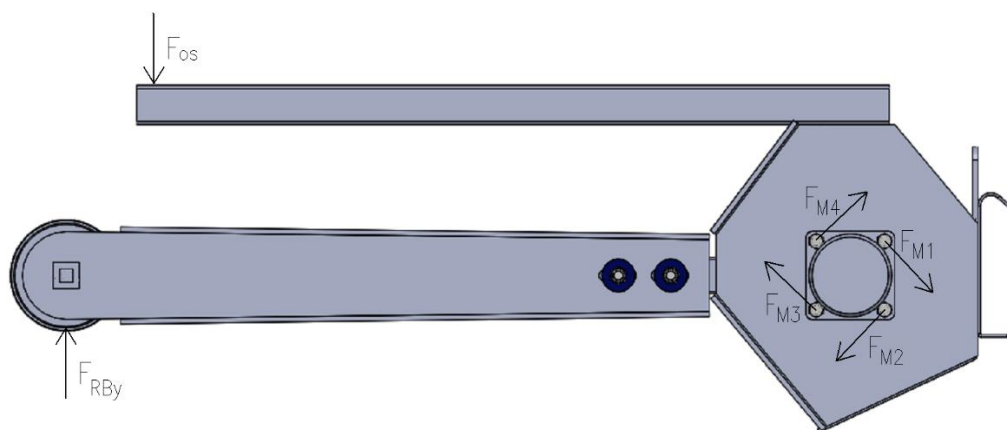
$$f_d = 253,7 \text{ MPa}$$

R_e je mez kluzu materiálu

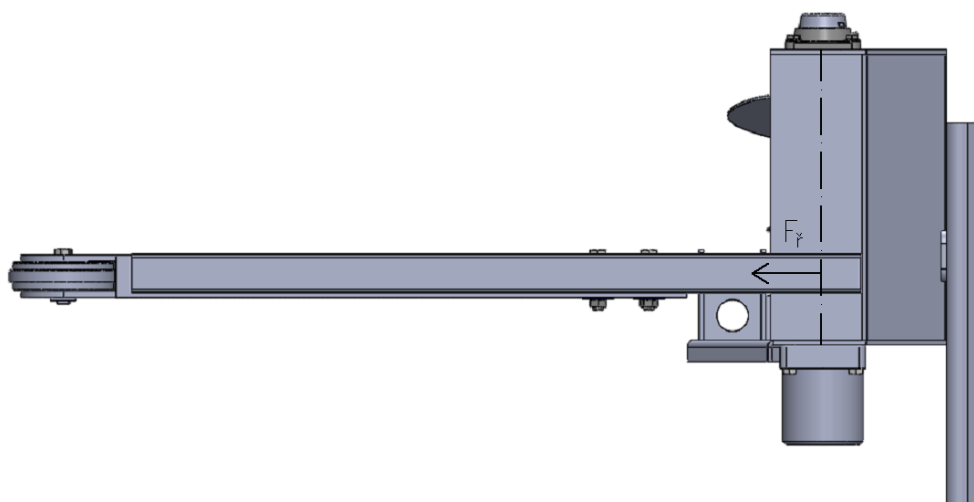
f_d je dovolené napětí

5 ANALYTICKÝ ROZBOR SILOVÝCH A MOMENTOVÝCH ÚČINKŮ

Tato kapitola byla věnována rozboru silových a momentových účinků, které působí na rýhovač. Jelikož je součástí této práce dynamická simulace prototypu rýhovače a pevnostní výpočet rámu rýhovače, je nutné pro jejich provedení zjistit tyto působící účinky. Jsou zde uvedeny čtyři situace. Tyto situace mohou vzniknout během používání přídavného rýhovacího zařízení. Každý z těchto účinků bude tvořit jeden ze zátěžných stavů.



Obr. 17 Znáznornění sil působících na rýhovač, F_{M1} - F_{M4} , F_{0s} , F_{RBy}



Obr. 18 Znáznornění sil působících na rýhovač, F_r

V tabulce 6 a na obrázcích č. 16 a 17 jsou uvedeny čtyři zátěžné stavy, v nichž v každém z nich působí na rám určitá síla. Jedná se o sílu působící na řetěz F_r (tato síla působí na osu hřídele v místě řetězového kola), síly působící v bočníci rámu vzniklé kroutícím momentem hydromotoru F_{M1} - F_{M4} , síla působící na konec ochranné tyče, způsobená pádem osoby - F_{0s} a síla, které působí na konec ramene rýhovače a vznikla chybnou manipulací se zařízením F_{RBy} .

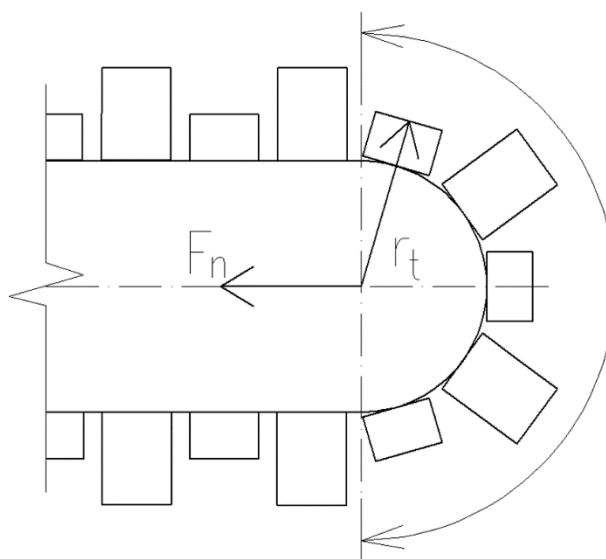
Tab. 6 Přehled zátěžných stavů a působících sil

	Působící síly			
Zátěžný stav	síla působící na řetěz	síla od momentu hydromotru	síla způsobená pádem osoby	síla způsobená chybou obsluhy
	$F_{\text{ř}}$	$F_{M1}-F_{M4}$	F_{os}	F_{RBy}
1	/			
2		/		
3			/	
4				/

V následujících kapitolách je uveden výpočet jednotlivých sil tvořící zátěžné stavy uvedené výše.

5.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍ NAPÍNACÍ SÍLY ŘETĚZU

Prvním zde uvedeným účinkem je síla, která je potřebná k napnutí řetězu. Od této síly také vznikají reakce, které působí na vazby A a B v rámu rýhovače (viz následující podkapitola 5.2). Tato síla se skládá ze součtu odstředivých sil, které tvoří jednotlivé články řetězu. Články obepínají vodící kolo, které je umístěné na konci ramene rýhovače. Od dodavatele řetězu jsou známy potřebné hmotnosti a rozměry jednotlivých článků a rozměry vodícího kola, je tedy možno tuto sílu spočítat. Působení napínací síly je znázorněno na obrázku 19 [3].



Obr.19 Napínací síla řetězu

$$F_n = m_r \cdot a_o \quad [\text{N}] \quad (8)$$

$$a_o = r_T \cdot \omega^2 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (9)$$

$$F_n = m_r \cdot r_T \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (10)$$

$$F_n = 5,736 \cdot 0,12 \cdot 26,42^2 = 480,46 \text{ N}$$

$$F_n = 480,46 \text{ N}$$

Kde

F_n je minimální napínací síla řetězu

r_T je vzdálenost těžiště článku řetězu od středu vodícího kola

m_r je hmotnost řetězu obepínajícího vodící kolo

a_o je odstředivé zrychlení

VÝPOČET HMOTNOSTI ŘETĚZU OBEPÍNAJÍCÍHO VODÍCÍ KOLO [3]

$$m_r = m_\xi \cdot k_\xi \quad [\text{kg}] \quad (11)$$

$$m_r = 0,654 \cdot 8,77 = 5,736 \text{ kg}$$

$$m_r = 5,736 \text{ kg}$$

Kde

$m_\xi = 0,654 \text{ kg}$ hmotnost jednoho článku řetězu

$k_\xi = 8,77$ počet článků obepínajících vodící kolo

VÝPOČET POČTU ČLÁNKŮ OBEPÍNAJÍCÍCH KOLO [3]

$$k = \frac{o}{l} = \frac{0,37699}{0,043} = 8,77 \quad [-] \quad (12)$$

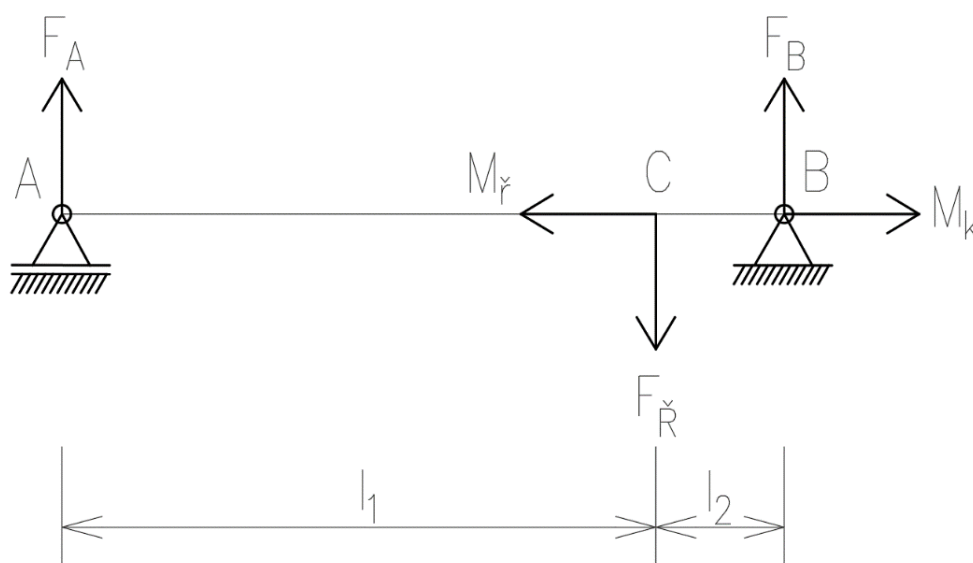
Kde

$o = \pi \cdot r_T = 0,37699 \text{ m}$ obvod vodícího kola

$l = 0,043 \text{ m}$ délka jednoho článku řetězu

5.2 ZJIŠTĚNÍ VELIKOSTI SIL PŮSOBÍCÍ NA ŘETĚZ A VAZBY

Působení sil ve vazbách je znázorněno na obrázku 20. Vazba A představuje axiálně-radiální ložisko uchycené v rámu na straně šneku. Vazba B značí ložisko, které je integrované ve zvoleném hydromotoru a nachází se v bočnici rámu. Síla $F_{\check{r}}$ představuje výslednou sílu, která působí na řetěz. Skládá se z napínací síly a ze síly vzniklé přenesením krouticího momentu hydromotoru přes řetěz do zeminy. Síla působí v bodě označeném písmenem C, které znázorňuje polohu řetězového kola [3].



Obr.20 Působící síly a momenty ve vazbách A, B, C, síly F_A , F_B , $F_{\check{r}}$, momenty M_k , $M_{\check{r}}$, rozměry hřídele l_1 , l_2 [3]

$$F_{\check{r}} = F_n + F_{M_k} \quad [\text{N}] \quad (13)$$

$$F_{\check{r}} = 480,46 + 10040 = 10520,45 \text{ N}$$

$$F_{\check{r}} = 10520,46 \text{ N}$$

Kde

$F_{\check{r}}$ je výsledná síla působící na řetěz

F_n je minimální napínací síla řetězu

F_{M_k} je síla od krouticího momentu motoru

VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY OD HYDROMOTORU [3]

Tato síla vzniká působením krouticího momentu hydromotoru. Zde je zjištěna síla, která působí na řetěz. Síla působí tečně ve vzdálenosti roztečné kružnice řetězového kola.

$$F_{M_k} = \frac{M_k}{r} \quad [\text{N}] \quad (14)$$

$$F_{M_k} = \frac{753}{0,075} = 10040 \text{ N}$$

$$F_{M_k} = 10040 \text{ N}$$

Kde

r je roztečná kružnice řetězového kola

Pomocí momentové rovnováhy bylo možno zjistit velikosti reakčních sil F_A působící ve vazbě A, a síly F_B působící ve vazbě B.

MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU B

$$\sum M_B = F_{\text{ř}} l_2 - F_A (l_1 + l_2) = 0 \quad [\text{Nm}] \quad (15)$$

$$F_A = \frac{F_{\text{ř}} l_2}{l_1 + l_2} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_A = \frac{10520,46 \cdot 0,085}{0,445} = 2009,52 \text{ N}$$

$$F_A = 2009,52 \text{ N}$$

MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU A

$$\sum M_A = F_{\text{ř}} l_1 - F_B (l_1 + l_2) = 0 \quad [\text{Nm}] \quad (17)$$

$$F_B = \frac{F_{\text{ř}} l_1}{l_1 + l_2} \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$F_B = \frac{10520,46 \cdot 0,36}{0,445} = 8510,94 \text{ N}$$

$$F_B = 8510,94 \text{ N}$$

Kde

M_A je moment působení v bodě A

M_B je moment působení v bodě B

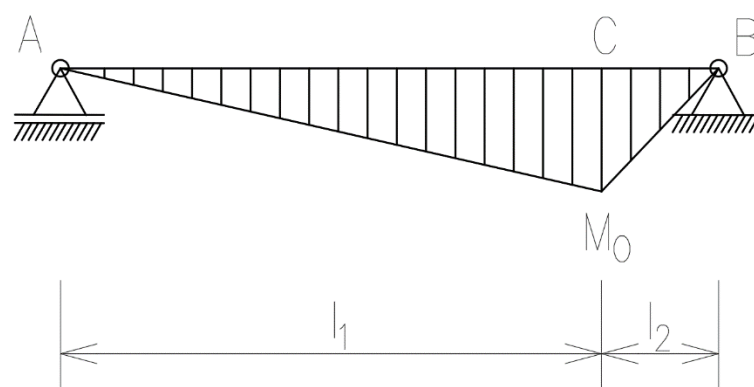
F_A je reakční síla působící v bodě A

F_B je reakční síla působící v bodě B

l_1 je vzdálenost od bodu A k působišti síly F_T

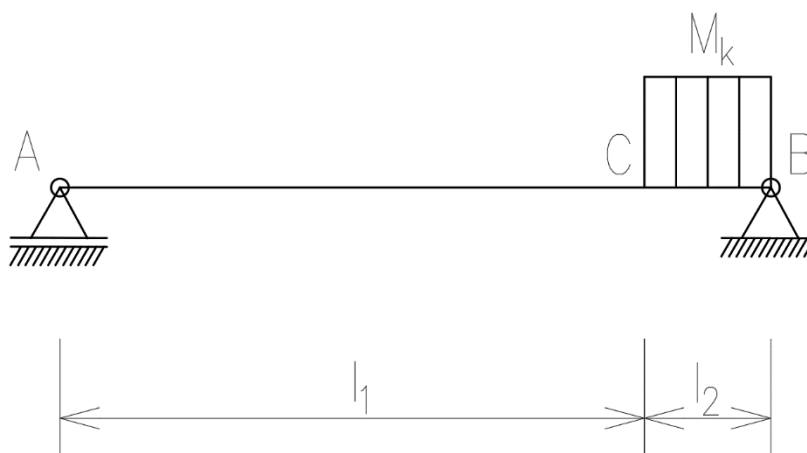
l_2 je vzdálenost od bodu B k působišti síly F_T

PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU



Obr.21 Průběh ohybového momentu M_0 , vazby A, B, rozměry hřídele l_1 , l_2 , místo působení síly na řetěz C [3]

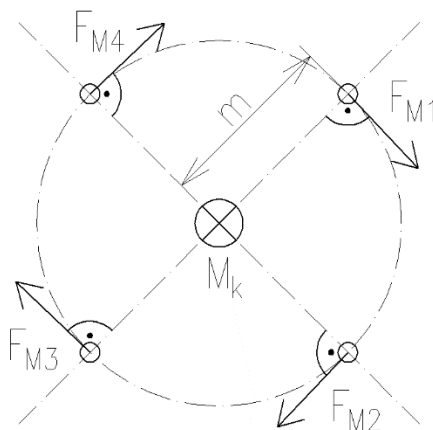
PRŮBĚH KROUTÍCÍHO MOMENTU



Obr. 22 Průběh kroucího momentu M_k , vazby A, B, rozměry hřídele l_1 , l_2 , místo působení síly na řetěz C [3]

5.3 SÍLA PŮSOBÍCÍ V MÍSTĚ UCHYCENÍ HYDROMOTORU K RÁMU

Na obr. 22 je znázorněn pohled na bočníci rámu. Jsou zde čtyři otvory pro šrouby, kterými je přichycen hydromotor k rámu rýhovače. V těchto otvorech působí síly vzniklé reakcí od krouticího momentu hydromotoru. Tyto síly slouží k nahrazení krouticího momentu hydromotoru silovou dvojicí, která je k momentu ekvivalentní.



Obr. 23 Znáznornění silových dvojic jako nahrazení krouticího momentu hydromotoru

$$M_k = F_M \cdot m \quad [\text{Nm}] \quad (19)$$

$$F_{M1} = F_{M2} = F_{M3} = F_{M4}$$

$$F_{M1} = \frac{M_k}{4 \cdot m} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_{M1} = 2543,8 \text{ N}$$

Kde

$F_{M1}, F_{M2}, F_{M3}, F_{M4}$ síly vzniklé reakcí od krouticího momentu hydromotoru

M_k je krouticí moment hydromotoru

m je poloměr roztečné kružnice

5.4 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OCHRANNÝ RÁM, ZPŮSOBENÁ PÁDEM OSOBY

Aby byly dodrženy bezpečnostní předpisy dané normou ČSN EN 474-10+A1 [13], je k rámu rýhovače připevněna ochranná tyč. Tyč se nachází nad pohyblivým se řetězem, aby v případě

potřeby zamezila kontaktu osoby se řetězem. Pro následný pevnostní výpočet jsem uvažoval situaci, že na bezpečnostní tyč spadne osoba o hmotnosti 100 kg.

$$F_{os} = m \cdot g \quad [\text{N}] \quad (21)$$

$$F_{os} = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N}$$

$$F_{os} = 981 \text{ N}$$

Kde

F_{os} je síla způsobená pádem osoby

m je hmotnost osoby

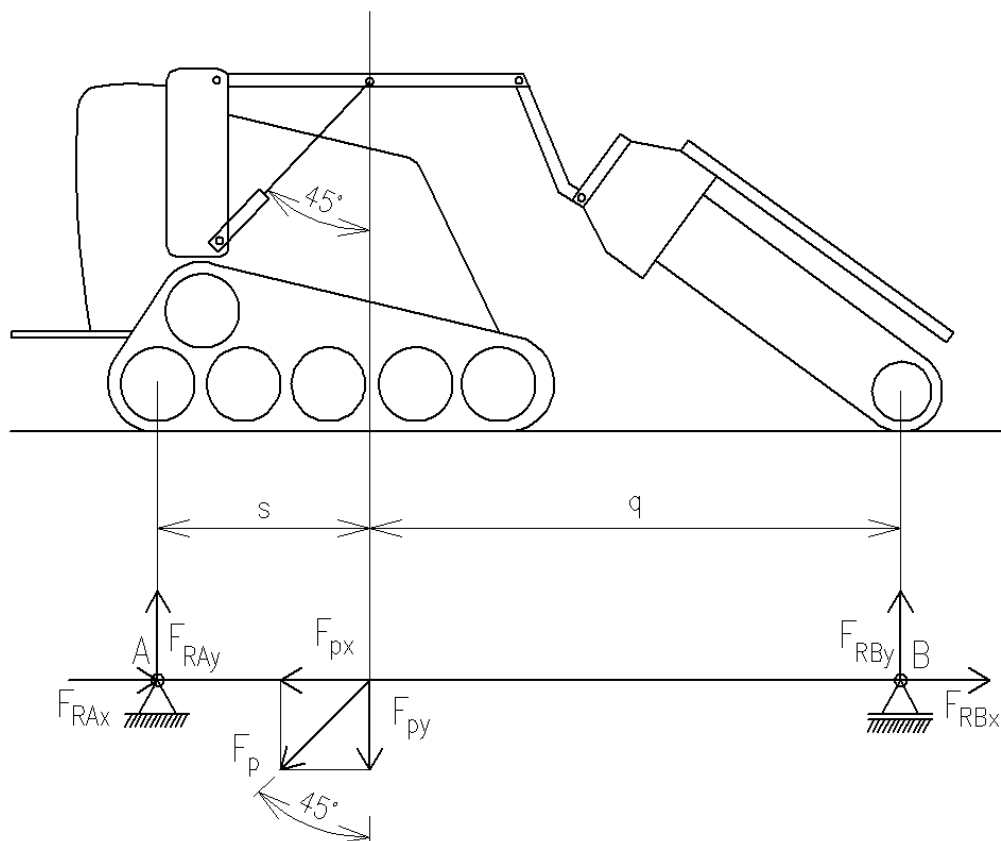
g je tíhové zrychlení

5.5 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA KONEC RAMENE, ZPŮSOBENÁ CHYBNOU MANIPULACÍ OBSLUHY

Při použití rýhovače se vychází z následujícího předpokladu: rýha se začne vytvářet tak, že rýhovač s pohybujícím se řetězem se pomocí výložníku smykem řízeného nakladače začne postupně dotýkat zeminy, kterou začne odrývat. Tímto postupem se rýhovač dostane do své pracovní pozice. Následně se pohybem smykem řízeného nakladače bude pokračovat ve vytváření hloubkové rýhy.

Síla, kterou budu v této podkapitole zjišťována, vzniká tak, že se obsluha dopustí chybného postupu při manipulaci s rýhovačem. Síla se nachází v místě znázorněném na obr. 23 písmenem B. Předpokládáno je, že rýhovač není v provozu. Obsluha přesune výložník nakladače směrem k zemi a bude takto činit, dokud se nezačne přední část pásového podvozku zdvihat směrem vzhůru. Zjištění velikosti této síly je nutné z důvodů následného pevnostního výpočtu.

Je vycházeno z předpokladu, že známe průměr pístu znázorněného na obrázku a tlak, který na něj působí.



Obr. 24 Znáznornění reakčních sil od zeminy, vzniklých působením pístu ramene smykem řízeného nakladače, A – klopná hrana, B – místo působení síly reakční síly od zeminy, F_p – síla působící na píst, F_{RAy} , F_{RBy} – reakční síly

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PÍST

$$F_p = p \cdot S \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_p = 25,5 \cdot 10^6 \cdot 0,019^2 \cdot \pi = 28\,905 \text{ N}$$

$$F_p = 28\,905 \text{ N}$$

$$F_{py} = \cos 45^\circ \cdot F_p \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_{py} = \cos 45^\circ \cdot 28\,905 = 20\,438,92 \text{ N}$$

$$F_{py} = 20\,438,92 \text{ N}$$

MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU A

$$\sum M_A = F_{py} \cdot s - F_{RB} \cdot (s + q) = 0 \quad [\text{Nm}] \quad (24)$$

$$F_{RBy} = \frac{F_{py} \cdot s}{s + q} \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_{RBy} = \frac{20\,438,92 \cdot 1}{3,5}$$

$$F_{RBy} = 5839,7 \text{ N}$$

Kde

F_{RBy} je reakční síla

V této kapitole byly vypočítány síly tvořící čtyři výše uvedené zátěžné stavy. Hodnoty každé z nich jsou zobrazeny v následující tabulce 7. Tyto hodnoty slouží jako okrajové podmínky pro provedení pevnostního výpočtu.

Tab. 7 Velikosti působících sil

Působící síly			
síla působící na řetěz	síla od momentu hydromotru	síla způsobená pádem osoby	síla způsobená chybou obsluhy
$F_{\text{ř}}$	$F_{M1}-F_{M4}$	F_{os}	F_{RBy}
10 520 N	2 544 N	981 N	5 840 N

6 DYNAMICKÁ SIMULACE PROTOTYPU

Hlavním důvodem vytvoření dynamické simulace bylo ověření analytických výpočtů. Zejména se jednalo o reakční síly, které působí na rám rýhovače v místě uchycení rotující hřídele. Z jedné strany v místě hydromotoru (označeno B viz předchozí kapitoly), z druhé strany v místě ložiska u šneku (označeno A).

Pro dynamickou simulaci prototypu rýhovacího zařízení jsem zvolil program MSC ADAMS View 2019.

Program MSC ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems od roku 2002 patří do portfolia produktů firmy MSC.Software, Inc., USA, (Mac Neal Schwendler). [21]

Jedná se o předního zástupce MSS technologie simulace mechanických soustav. Prostředí programu je interaktivní a umožňuje automatizovanou dynamickou analýzu parametrizovaných mechanických systémů s libovolnou strukturou tuhých a pružných těles s geometrickými nebo silovými vazbami. Na systém můžou působit gravitační, setrvačné, kontaktní, třecí, aerodynamické, hydrodynamické, elektromechanické a experimentálně zjištěné síly. [21]

6.1 TVORBA MODELU

Program MSC ADAMS View umožňuje importovat modely vytvořené v jiných 3D CAD softwarech. Po importování všech součástí, včetně jednotlivých článků řetězu, bylo nutné každé součásti přiřadit vlastnosti, jako konkrétní materiál, těžiště, umístění na vhodné místo a vztahy mezi dalšími součástmi.

Dále bylo nutné přiřadit modelu konkrétní vazby, aby pokud možno co nejvíce odpovídal skutečnému stavu (tab. 8). Tzn. přiřadit rotační vazbu mezi každé dva sousedící články řetězu. Dále otočnou čepovou vazbu v místě uchycení hydromotoru k rámu. Hydromotor obsahuje integrované ložisko, čili tato vazba se jeví jako nejvhodnější. Otočnou čepovou vazbu byla také umístěna v místě vodícího kola na konci ramene rýhovače. Toto kolo se pouze otáčí kolem své středové osy. Nedochozí tak k žádnému posuvu do stran, takže se sem tato vazba taktéž hodí. Další vazbou byla válcová vazba, která je umístěna v místě radiálně-axiálního ložiska, na straně u šneku. V tomto ložisku se může pohybovat hřídel v závislosti na jejím prohnutí. Tato vazba je v tomto případě vhodná. Poslední vazba je vazba posuvná. Ta je umístěna mezi rám a rameno rýhovače a simuluje proces napnutí řetězu.

Tab. 8 Vazby v simulačním modelu

Druh vazby	Otočná čepová	Válcová	Posuvná	Pevná
Počet	72	1	1	1

6.2 PRŮBĚH SIMULACE

Prvním krokem simulace bude ve velmi krátkém čase zajištění napnutí řetězu. K tomu je využito možnosti posunutí posuvné vazby mezi rámem a ramenem. Po napnutí řetězu již bude možné pokračovat s pohybem řetězu. Otáčky hřídele, na kterém je umístěno ozubené kolo, které rozpohybuje řetěz, jsou vypočítány analyticky v kapitole 4.2. Délka trvání simulace byla stanovena na dobu 3s.

Tab. 9 Otáčky hřídele

Otáčky hřídele n	4,205 s ⁻¹
------------------	-----------------------

6.3 VYHODNOCENÍ SIMULACE

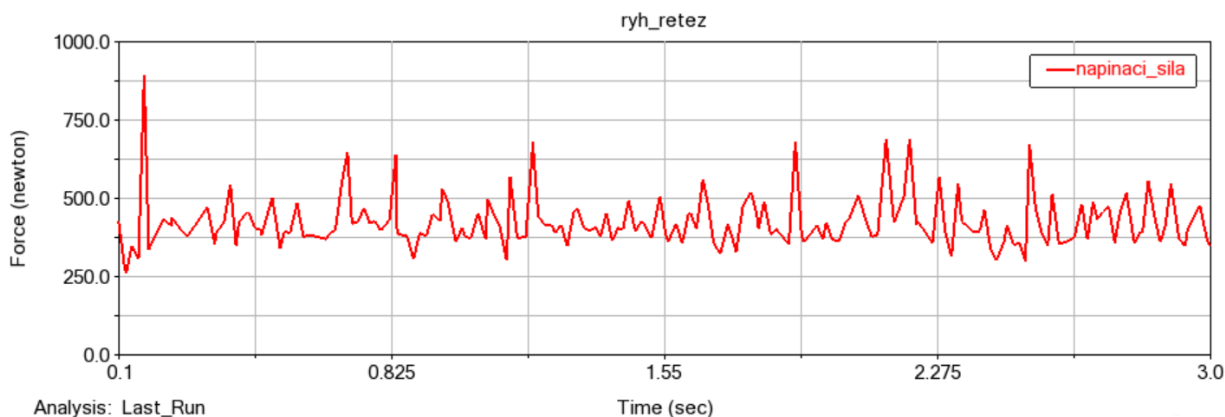
Po zahrnutí všech zmíněných skutečností byla provedena simulace pohybu řetězu v programu MSC ADAMS. Působící síly byly získány ve vazbách působících na rám rýhovače.

6.3.1 NAPÍNACÍ SÍLA

Podle grafu, znázorněném na obr. 24, se potvrdily hodnoty získané analytickým výpočtem. Průběh grafu není plynulý, nicméně průměrně se hodnoty z něj získané pohybují kolem 450N. Není to tedy přesně shodný výsledek, ale analytickému výpočtu se blíží.

Tab. 10 Velikosti napínací síly

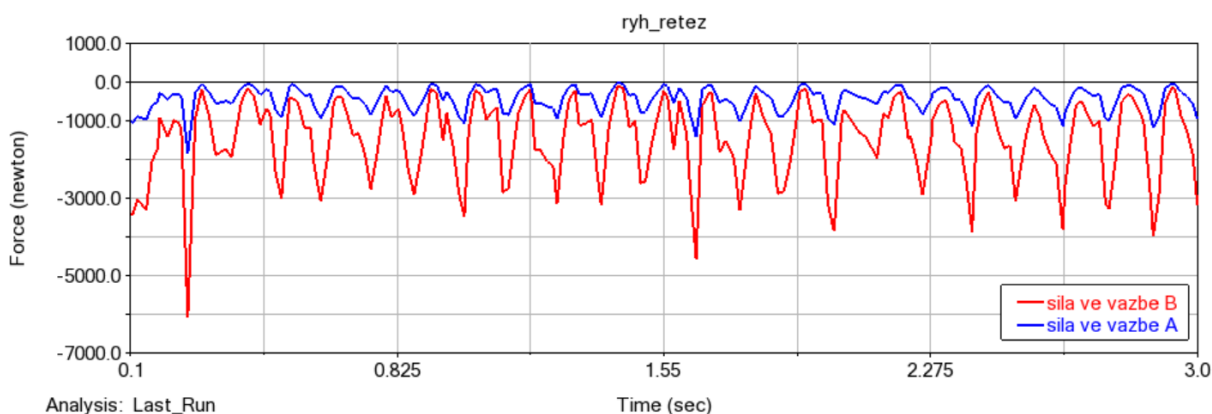
Velikosti napínací síly	
Analytický výpočet	480,5 N
Průměrné hodnoty získané simulací	454,4 N
Maximální hodnoty získané simulací	894,3 N
Minimální hodnoty získané simulací	261,7 N



Obr. 25 Graf průběhu napínací síly řetězu

6.3.2 REAKČNÍ SÍLY

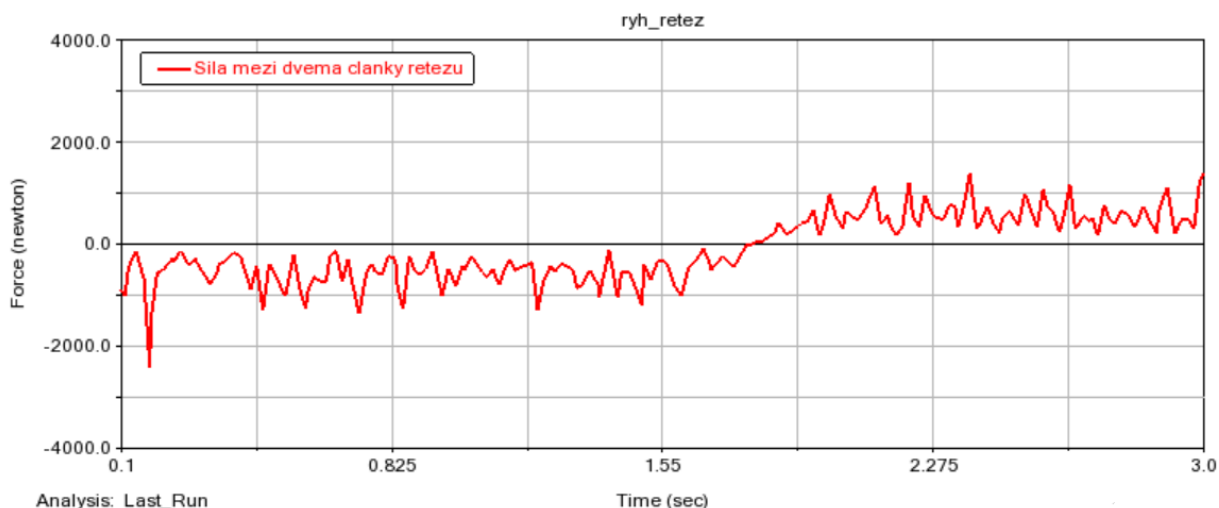
Na obr. 25 je znázorněn graf popisující průběhy reakčních sil ve vazbách A a B. Z logiky věci vyplývá, že síla působící ve vazbě B bude větší než síla působící ve vazbě A. Důvodem je, že síla působící na řetěz má působiště v poloze řetězového kola, které se nachází blíž k vazbě B. Tento předpoklad je ověřen analytický výpočtem v kapitole 5.2. Dle grafů sil je patrné, jak se mění průběh v závislosti na poloze jednotlivých článků řetězu. Mezi průběhy obou sil je vidět závislost. Zjištěné hodnoty jsou bohužel nižší, než ty, které byly získány analytickým výpočtem. Poměr jejich velikostí také není shodný, tuto skutečnost ale je možno zdůvodnit nepřesnostmi ve vytvořeném modelu.



Obr. 26 Graf průběhu reakčních sil

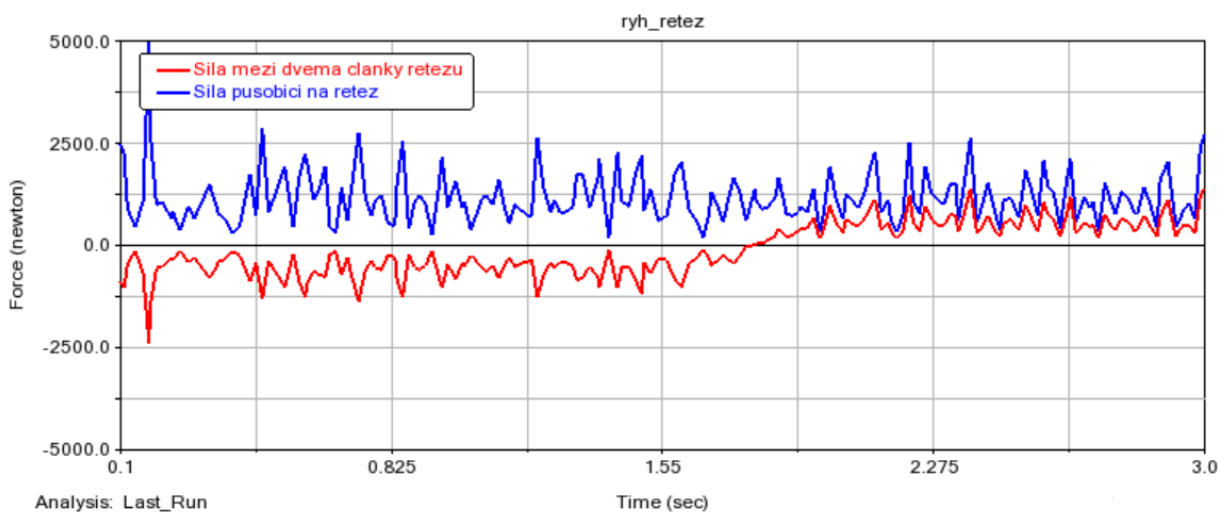
6.3.3 SÍLA MEZI DVĚMA ČLÁNKY ŘETĚZU

Na grafu zobrazeném na obr. 27 je znázorněn průběh síly, která působí mezi dvěma články řetězu. Část této síly nabývá záporných hodnot, potom se situace změní a síly nabývá kladných hodnot. V první fázi simulace se totiž článek nachází na horní části ramen, což odpovídá záporným hodnotám. V tuto chvíli dochází k tlaku. Jakmile se hodnoty začnou blížit 0, znamená to, že se článek nachází na vodícím kole. Poté se začne pohybovat po spodní části ramene a hodnoty síly nabývají kladných hodnot. V tuto chvíli dochází k tahu.



Obr. 27 Graf průběhu velikosti síly působící mezi dvěma články řetězu

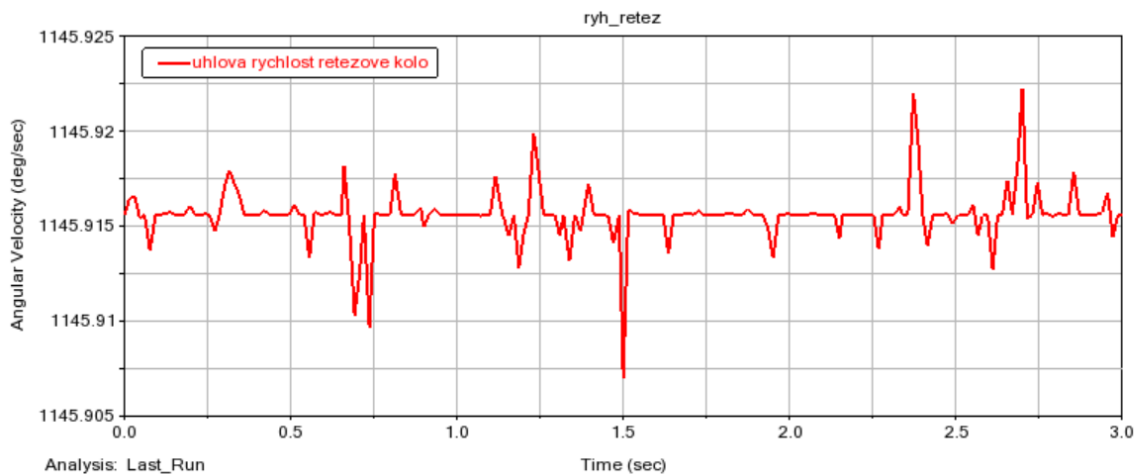
Na následujícím obrázku je zobrazen průběh dvou sil – síly působící na řetěz a síly působící mezi dvěma články řetězu. Z grafu je patrná souvislost změn průběhu sil vzhledem k poloze jednotlivých článků řetězu.



Obr. 28 Graf porovnání průběhu velikosti síly působící mezi dvěma články řetězu a celkové síly působící na řetěz

6.3.4 RYCHLOSTI ŘETĚZOVÉHO KOLA

Na obrázku je znázorněna úhlová rychlost řetězového kola. Pohubuje se kolem stejné hodnoty, pouze se zde objevují občasné výkyvy související s polohou jednotlivých článků.



Obr. 29 Graf průběhu velikosti úhlové rychlosti řetězového kola

7 DEFINOVÁNÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Pevnostní analýza navrženého prototypu rýhovače byla provedena v programu MSC Apex Jaguar.

MSC Apex je jedním z nejmladších programů firmy MSC. Je rozdělený na 3 části [6]:

MSC Apex Modeler - tato část programu je určena pro modelování a vytváření konečně prvkových sítí. Obsahuje základní modelovací prvky.

MSC Apex Structures - v této části je obsaženo definování scénáře a vyhodnocování výsledků analýzy.

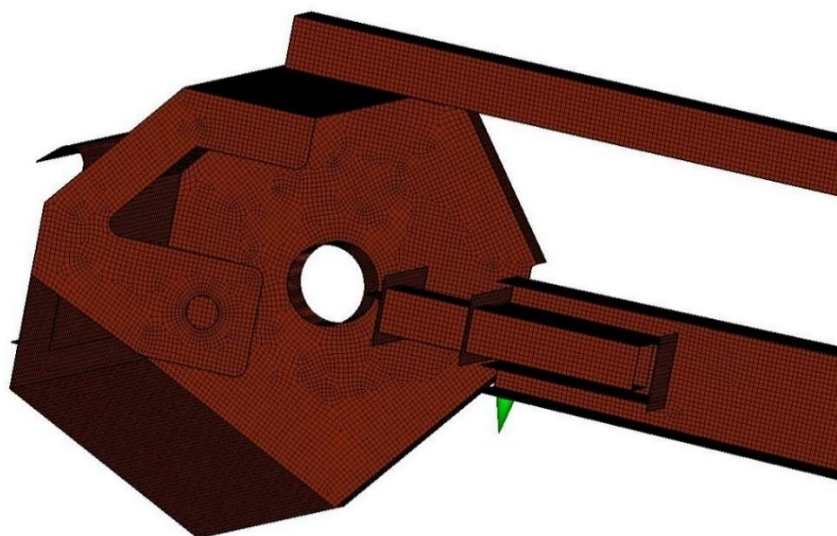
MSC Apex Generative Design - obsahuje možnost jednoduché optimalizace a importování geometrie v mnoha formátech.

Vzhledem k tomu, že rám rýhovače je tvořen převážně tenkostěnnými profily, je vhodné nahradit objemový model modelem skořepinovým. Skořepinový model je totiž výpočtově výrazně časově méně náročný než objemový model, přesto zůstane zachována odpovídající kvalita výsledků. Skořepinový model využívá geometrii střednic a matematicky přiřazenou tloušťku pro numerický výpočet.

7.1 TVORBA MODELU RÁMU

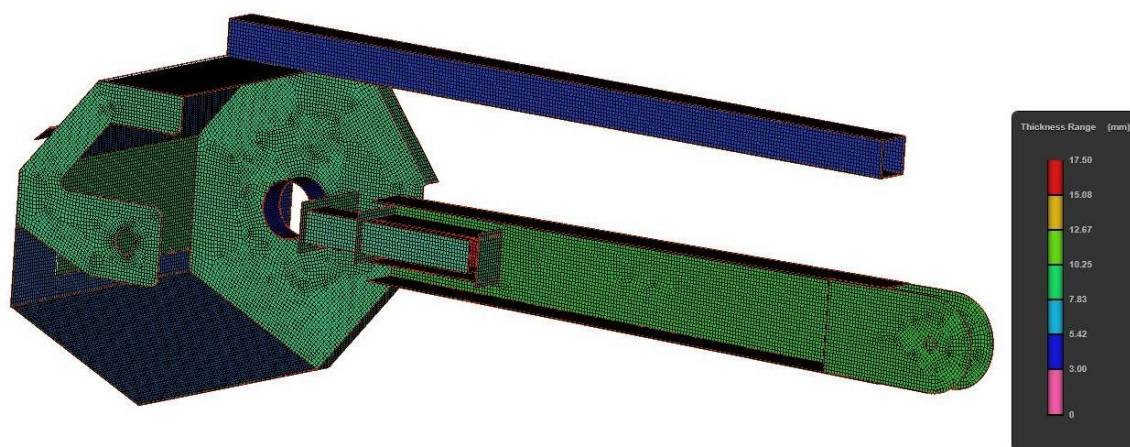
Model byl vytvořen jako objemový v programu SolidWorks 2020 a následně importován do programu MSC Apex, ve kterém by převeden na skořepinový.

Plochy, které tvoří skořepinový model reprezentují střednice jednotlivých profilů. Na těchto plochách byla vytvořena síť – tzv. mesh. Síť se skládá z čtyřuzlových prvků. Maximální velikost čtyřuzlových prvků byla stanovena 10 mm. V některých případech byla velikost zjemněna na 6 mm za účelem zpřesnění výsledků (viz obr. 27).



Obr. 30 Detail sítě vytvořené v oblasti otvoru pro ložisko

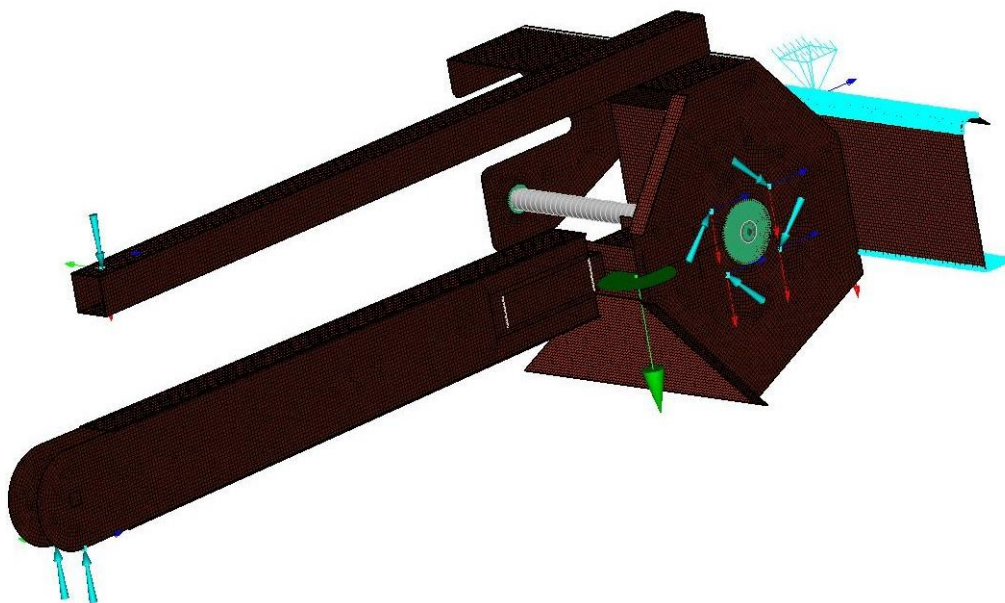
Tloušťka jednotlivých ploch si program MSC Apex Jaguar přiřazuje automaticky. Hodnoty se stanoví na základě tloušťky profilů objemového modelu (obr. 31).



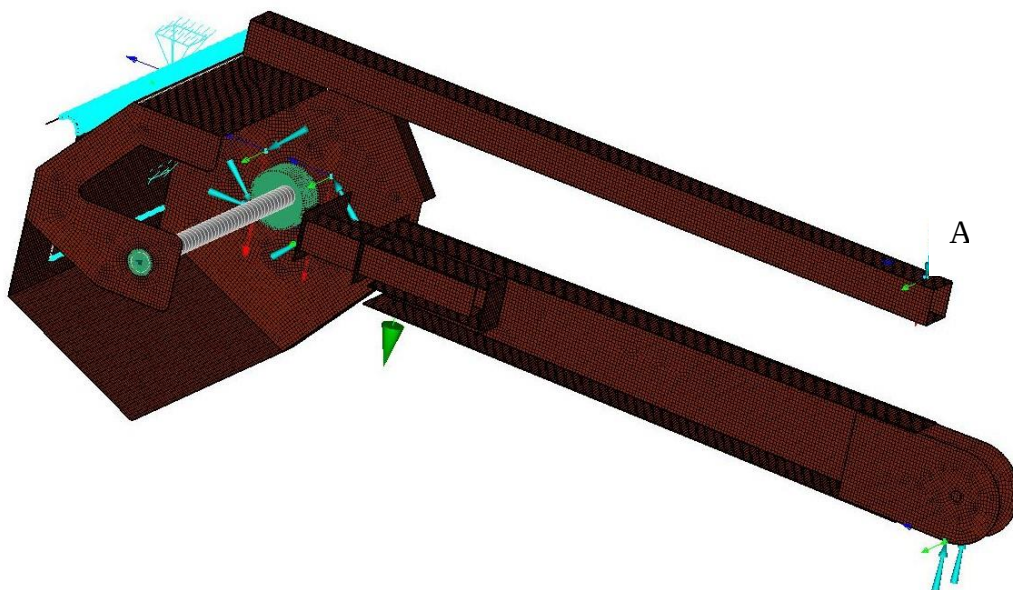
Obr. 31 Zobrazení tloušťek jednotlivých ploch, škála tloušťek plechů 0-17 mm

7.2 PŮSOBÍCÍ SÍLY

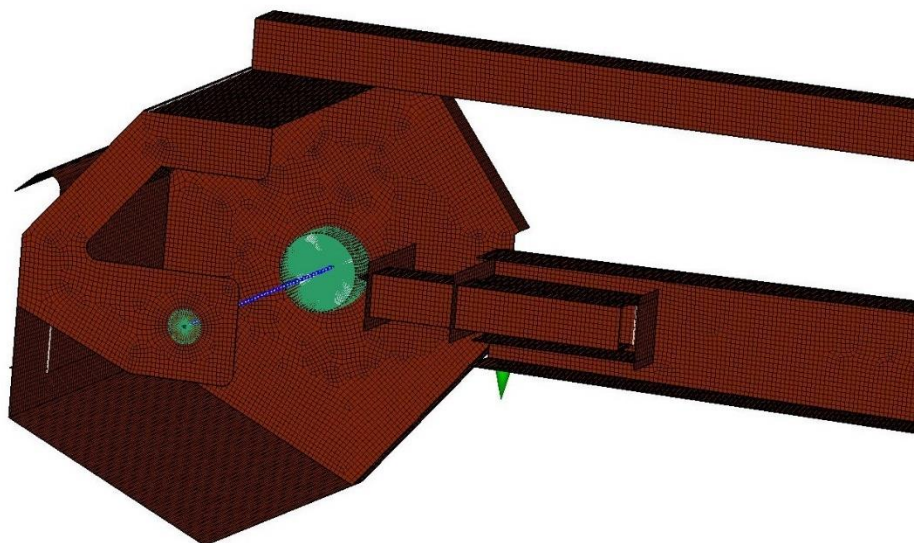
Z předchozích kapitol již víme velikosti jednotlivých sil a momentů, které působí na rám rýhovače. Na obr. 32 a obr. 33 vidíme znázornění sil, působících od krouticího momentu hydromotoru v místech, kde je uchycen hydromotor k rámu. Tyto síly působí v ploše bočnice rámu. Dále je zde znázorněna síla, které vznikne pádem osoby na ochrannou tyč. Je umístěna až na konci ochranné tyče, aby bylo dosaženo co největšího namáhání.



Obr. 32 Znázornění sil působících na přídavné rýhovací zařízení, F_1 – síly působící od řetězu, F_2 – síla způsobená pádem osoby, $FM1-4$ – síla způsobená krouticím momentem hydromotoru, $F_{ch1,2}$ – síla vzniklá chybnou manipulací



Obr. 33 Znázornění sil působících na přídavné rýhovací zařízení, F_1 – síly působící od řetězu, F_2 – síla způsobená pádem osoby, $FM1-4$ – síla způsobená krouticím momentem hydromotoru, $F_{ch1,2}$ – síla vzniklá chybnou manipulací

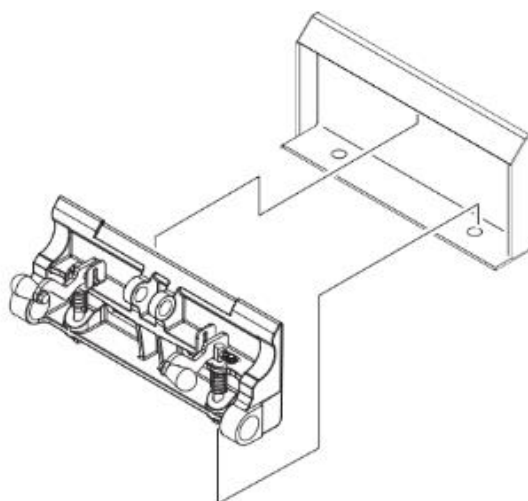


Obr. 34 Znáznornění prvku beam jako náhradu hřídele

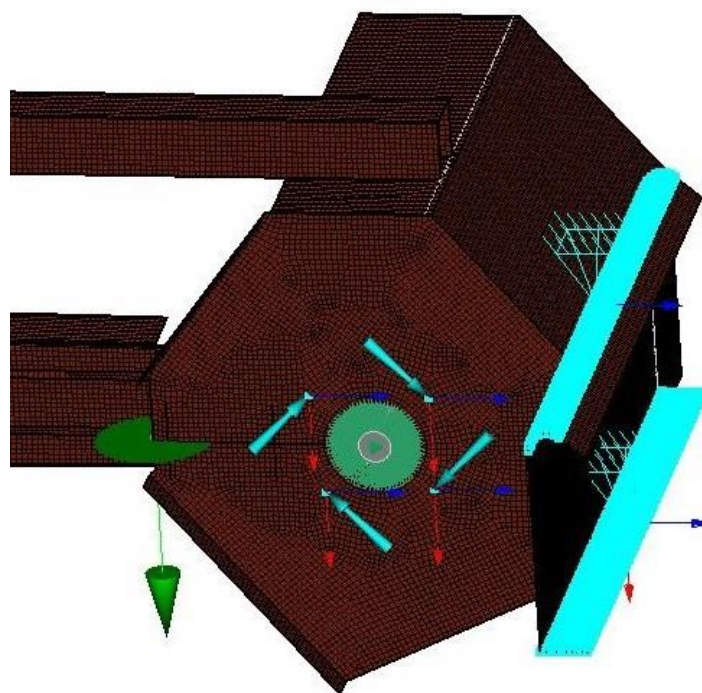
Hřídel, na které je umístěn šnek a řetězové kolo, byla nahrazena prvkem beam. Tento prvek je uchycen (stejně jako nahrazená hřídel) k rámu rýhovače (viz obr. 33.). Polohu řetězového kola na hřídeli ovlivňuje síla působící na řetěz F_f (viz obr. 34).

7.3 UCHYCENÍ RÝHOVAČE

Na schématu (obr. 35) je znázorněn způsob uchycení přídavného zařízení na nakladač Ditch Witch SK1550. Stroj se zavěší na rameno rýhovače v místě ohybu. Následně se zajistí čepy. Aby bylo docíleno podobného způsobu uchycení, v místě ohybu byla zvolena pevnou vazbu a pro zjednodušení výpočtu byla spodní částí úchyty použita liniovou vazbu (obr. 36).



Obr.35 Schéma uchycení přídavného zařízení na smykem řízený nakladač Ditch Witch SK1550



Obr. 36 Pevná vazba v místě uchycení rýhovače ke smykem řízenému nakladači

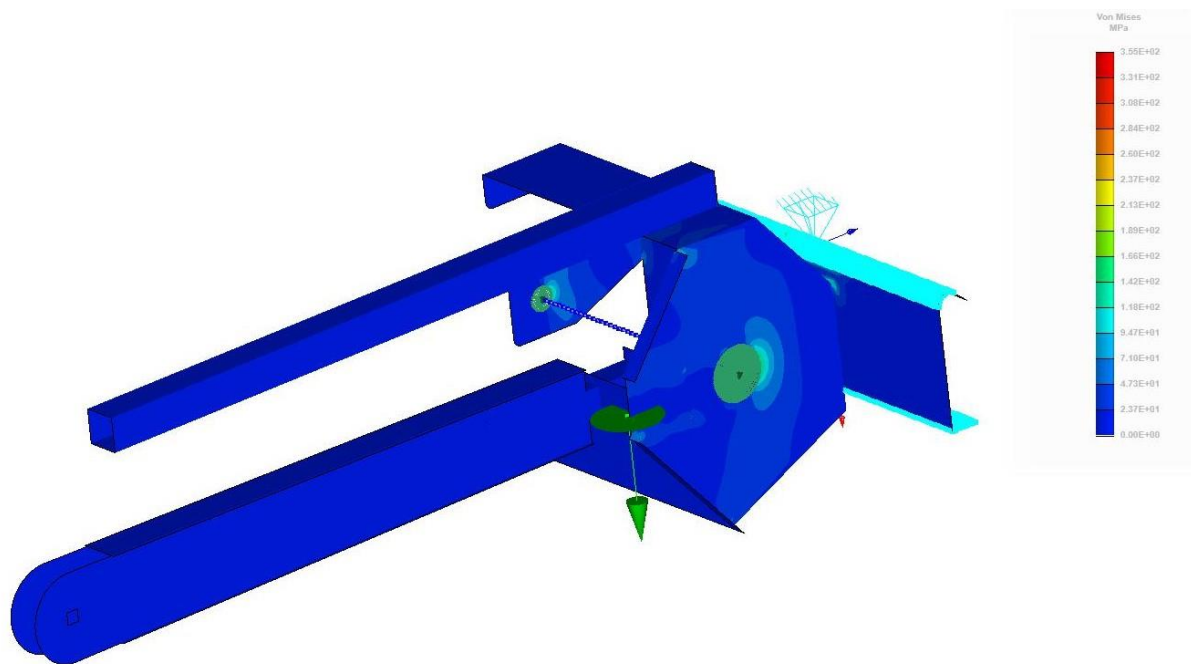
8 VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Pevnostní analýza je provedena ve výše uvedených zátěžných stavech. Stav napjatosti je pak určen dle teorie HMM, což v prostředí MSC Apex Jaguar odpovídá ekvivalentnímu napětí von Mises. Je důležité připomenout, že skořepinový model je zjednodušením modelu objemového. Nepřítomnost některých zaoblení a svarů do výpočtu vnáší určité nepřesnosti. Zejména se jedná o ostré rohy, kde se objevují špičky napětí. Velikost těchto špiček je potom úměrná jemnosti sítě.

S tímto problémem se lze vypořádat vytvořením přesného modelu, který by dokonale odpovídal skutečnosti. Toto s sebou ale přináší obrovské zvýšení náročnosti výpočtu, zejména časové. Potom by se také mnohonásobně zvětšila velikost modelu. Pro praktické využití tedy bude vhodnější zjednodušený skořepinový model. Napětí vznikající v blízkosti špiček je dobře posuzovat v jeho blízkém okolí. Zde bude jeho hodnota výrazně nižší.

8.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ OD ŘETĚZU

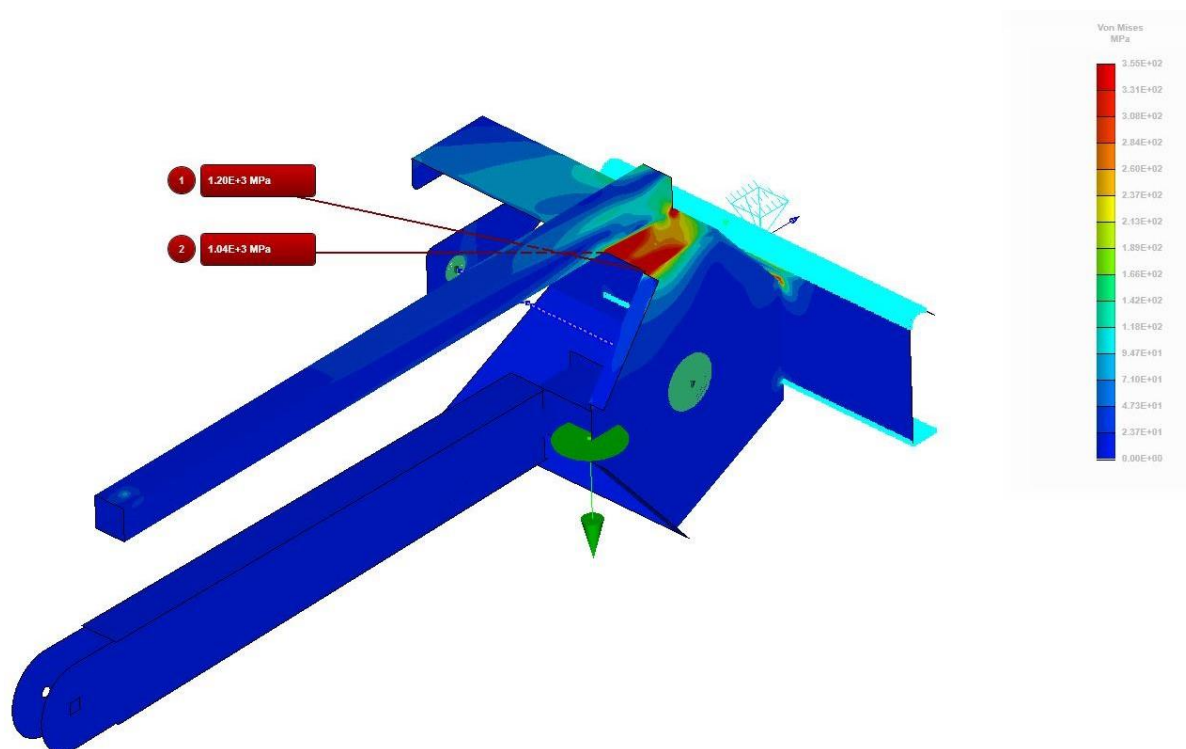
Zde na obr. 37 vidíme první zátěžný stav. Jedná se o sílu, která vzniká součtem napínací síly a síly od řetězu, který zrovna vytváří rýhu. Síla působí na náhradu otáčejícího se hřídele v místě řetězového kola. Její velikost je 10 520 N. Jak je vidět dle přiložené stupnice napětí, síla vytváří napětí o velikosti 95 MPa v místech uchycení hřídele do bočnic rámu. Jelikož se pohybuje pod mezí kluzu daného materiálu, můžeme tyto výsledky považovat za uspokojivé.



Obr. 37 Zobrazení působení síly působící od řetězu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa

8.2 SÍLA ZPŮSOBENÁ PÁDEM OSOBY

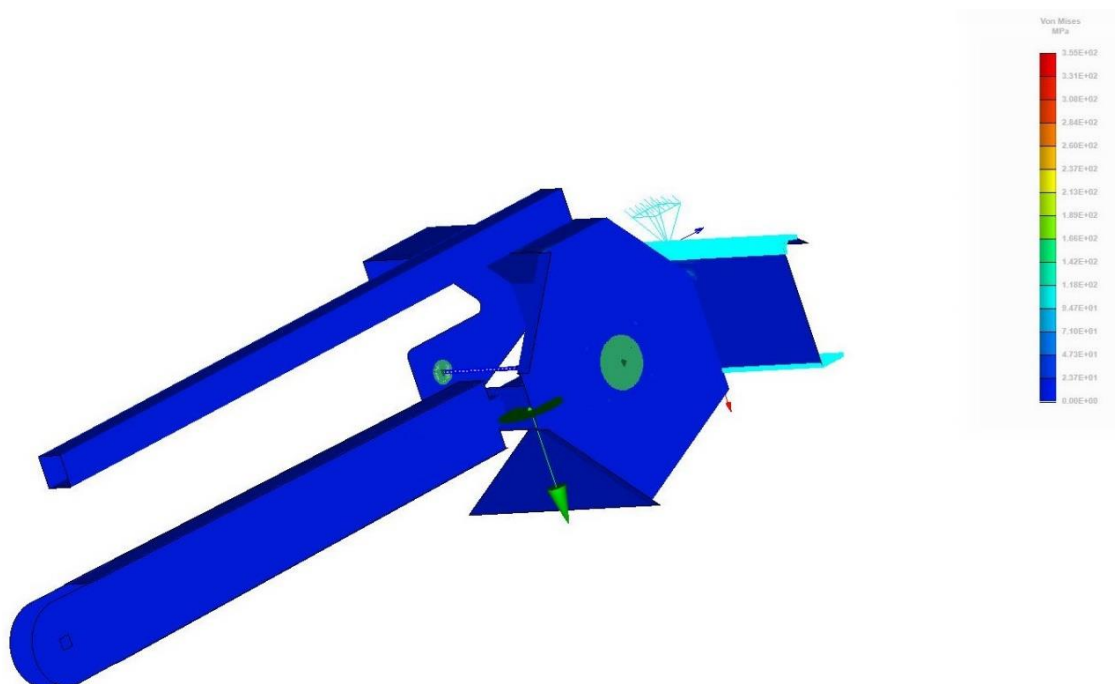
Na obr. 38 vidíme výsledek výpočtu zátěžného stavu způsobeného silou, která vzniká pádem osoby na ochrannou tyč. Tato síla má velikost 981 N. Jak je vidět dle barevného a číselného znázornění, vzniklé napětí dalece přesahuje mez kluzu materiálu a to téměř trojnásobně. Tyto výsledky jsou tudíž nevyhovující a **bude nutná úprava konstrukce**.



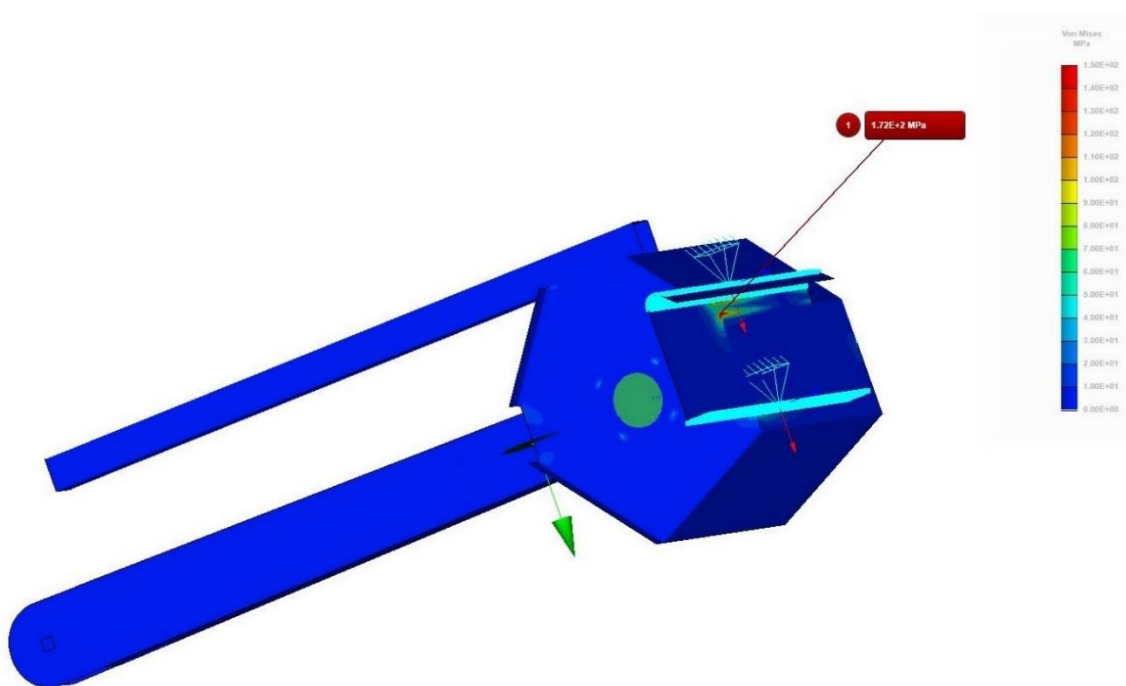
Obr. 38 Zobrazení napětí vzniklé působením síly vzniklé pádem osoby na ochrannou tyč, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnoty napětí: 1)1200 Mpa, 2) 1040Mpa

8.3 SÍLA VZNIKLÁ KROUTICÍM MOMENTEM HYDROMOTORU

Tyto síly působí v ploše bočnice rámu. Jak se pomocí pevnostního výpočtu ukázalo, vzniklé napětí v bočnici je takřka minimální. Zato v místě spojení rámu s úchytem se už projevilo o něco málo větší, konkrétně 172 MPa. Tato hodnota je však stále pod hranicí meze kluzu i pod hranicí využitelnosti materiálu. Tento stav je tedy možno považovat za bezproblémový.



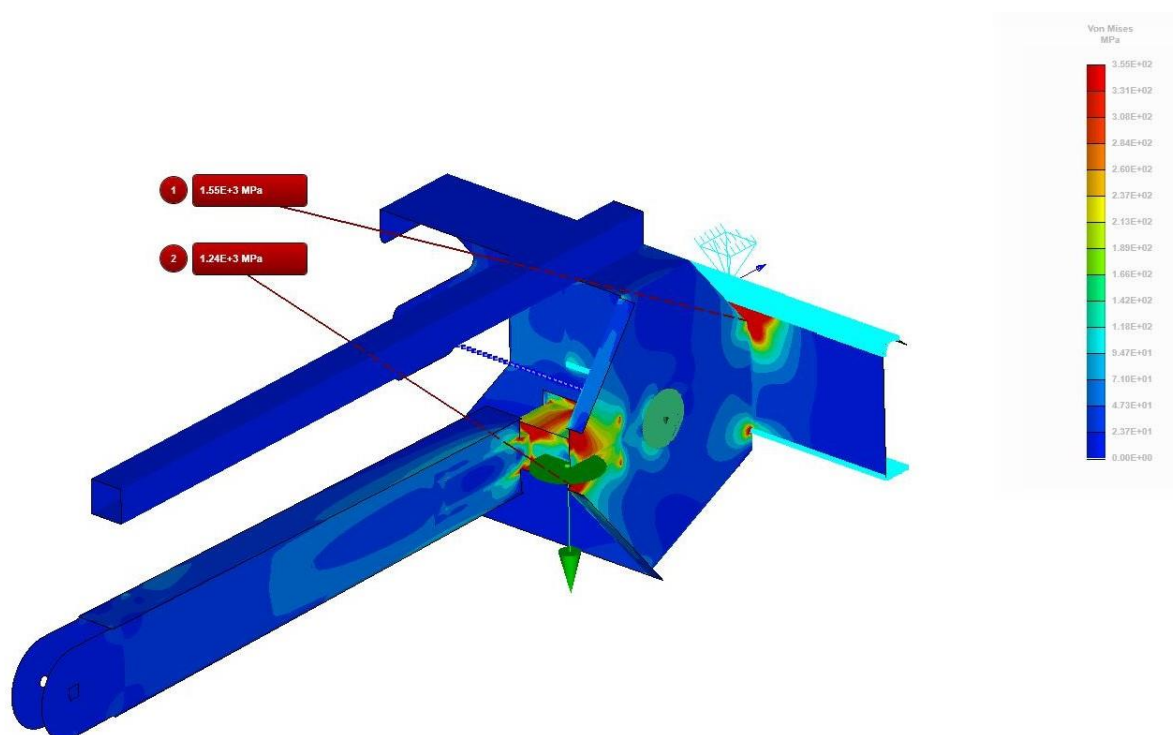
Obr. 39 Zobrazení napjatosti vzniklé silami působící v ploše bočnice vzniklé krouticím momentem hydromotoru, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa



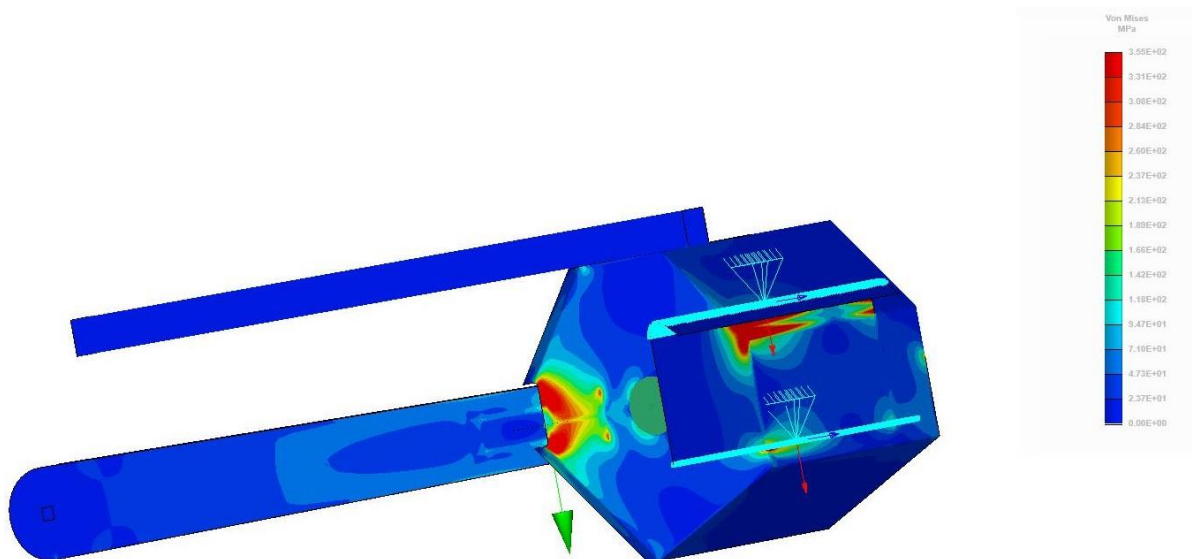
Obr. 40 Zobrazení napjatosti vzniklé silami působící v ploše bočnice vzniklé krouticím momentem hydromotoru, pohled zezadu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnota napjatosti: 172 Mpa

8.4 CHYBNÁ NEVHODNÁ MANIPULACE

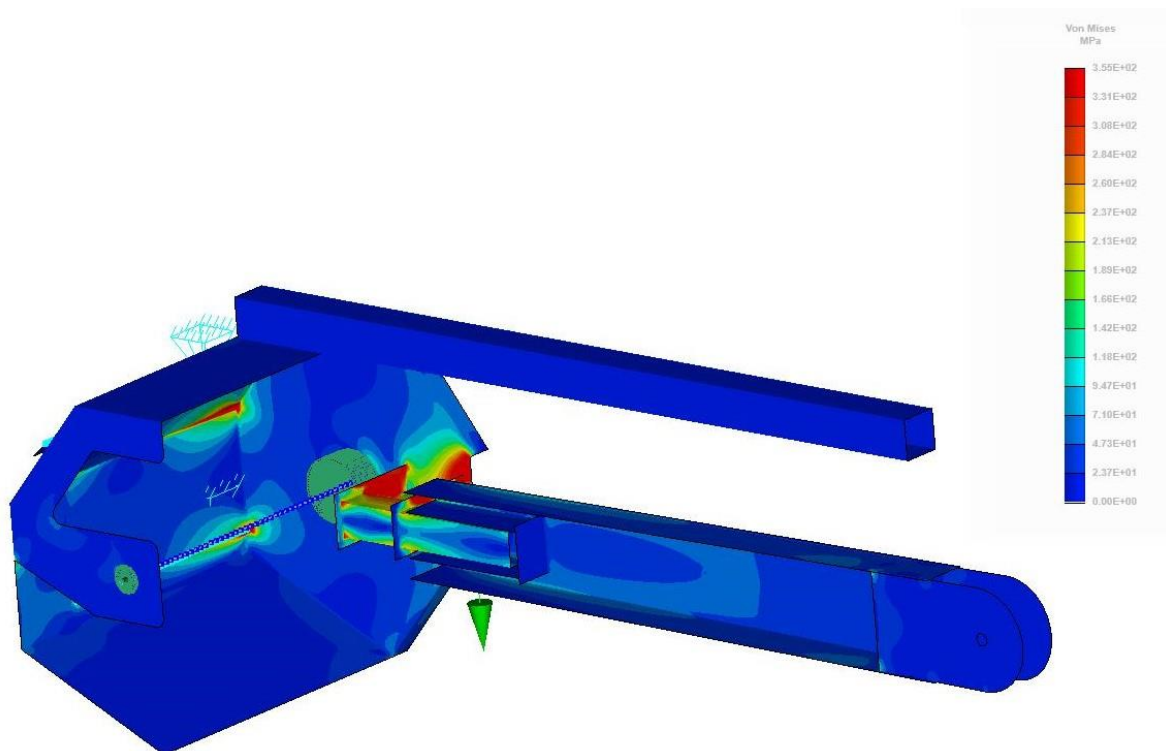
V posledním zátěžovém stavu je jasné vidět, že při takovémto silovém namáhání vzniká největší napětí (obr. 41, 42, 43). Síla působí na konec ramene rýhovače velikostí 5839,7 N. Kritická oblast znázorněná červenou barvou je zejména v oblasti přípoje a velké bočnice, dále potom v oblasti uchycení rýhovače ke smykem řízenému nakladači. V těchto oblastech tedy budou nutné konstrukční úpravy. Nutno podotknout, že tento stav není považován jako běžný pracovní stav a nemělo by k němu docházet příliš často.



Obr. 41 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnoty napětí: 1)1550 Mpa, 2) 1240 MPa



Obr. 42 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, pohled zezadu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnota napětí 1550 Mpa

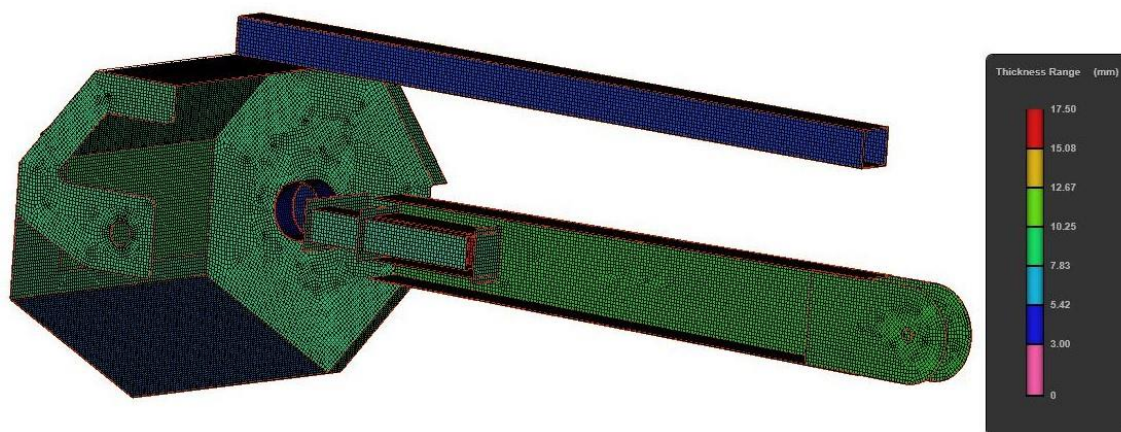


Obr. 43 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnoty napětí: 1)1550 Mpa, 2) 1240 MPa

8.5 PRVNÍ ÚPRAVA

Na základě předešlých výsledků je nutné provést úpravu konstrukce prototypu. Takto upravený model je opět zkontrolován výpočtem. Jako nejjednodušší úpravou se jeví změna tloušťek jednotlivých plechů. Jde o úpravu snadnou, bez nutnosti zásadních konstrukčních změn. Konkrétně se jedná o změny v případě velké bočnice, ke které je přišroubovaný hydromotor a k němu svařené opláštění rámu (obr. 44). Dále byla změněna tloušťka žeber, které drží přípoj k rámu.

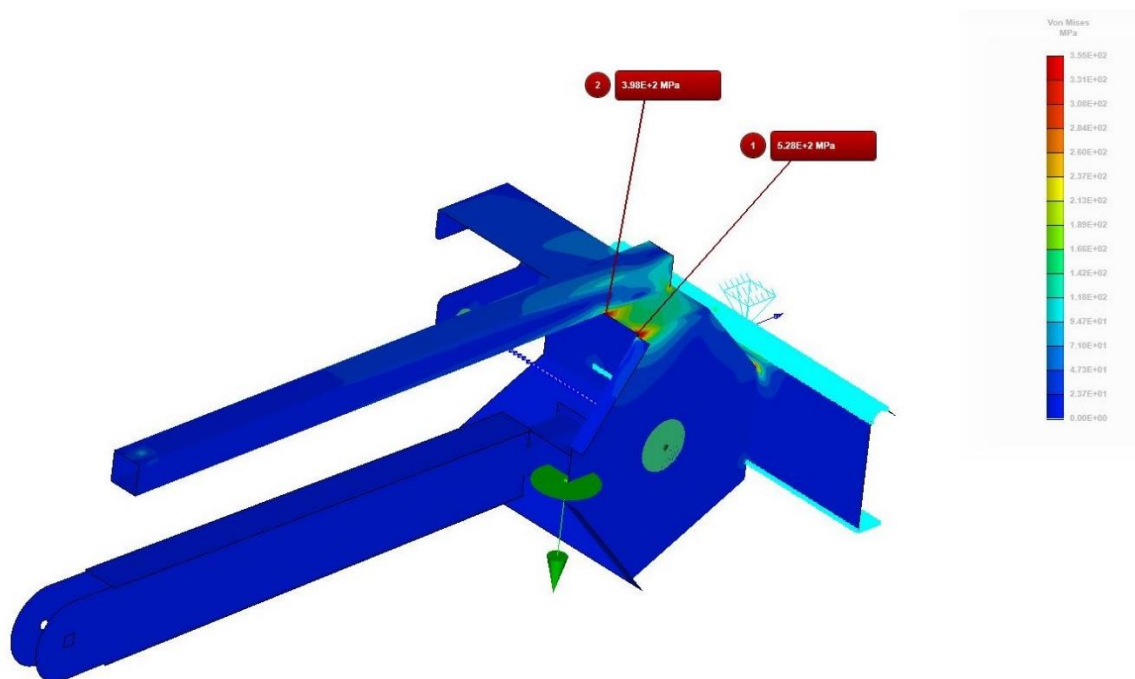
Z předešlého výpočtu je patrné, že situace, kdy na rám působí síla od řetězu a síla od krouticího momentu hydromotoru, není nutné dále zkoumat, jelikož se dle pevnostních výpočtů jeví jako uspokojivé. Po první úpravě tedy byla zkoumána jen situace, při které spadne osoba na ochranný rám a situace, kdy obsluha udělá chybu při manipulaci se strojem.



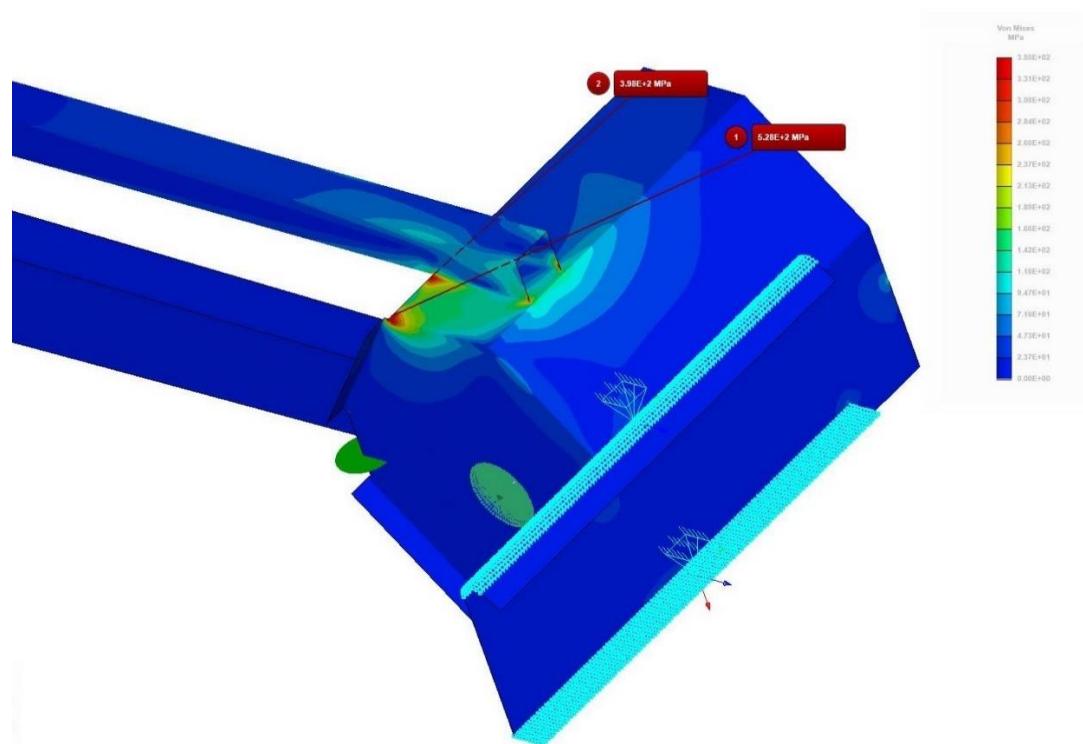
Obr. 44 Zobrazení tloušťek jednotlivých ploch, škála tloušťek plechů 0-17 mm

SÍLA ZPŮSOBENÁ PÁDEM OSOBY

Po provedení úprav tloušťek oproti předchozímu stavu zde vidíme jednoznačně zlepšení (obr. 45 a 46). Plocha vysokého napětí se zmenšila a objevuje se pouze v místech přípoje ramene a úchyty k nakladači. I tak je ale vypočtené napětí příliš vysoké, dosahuje hodnoty až 528 MPa v jednom případě a 398 MPa ve druhém případě. Stále tedy překračuje mez využitelnosti materiálu i mez kluzu zvoleného materiálu. Pro další zlepšení už bude třeba modifikace tvaru profilů.



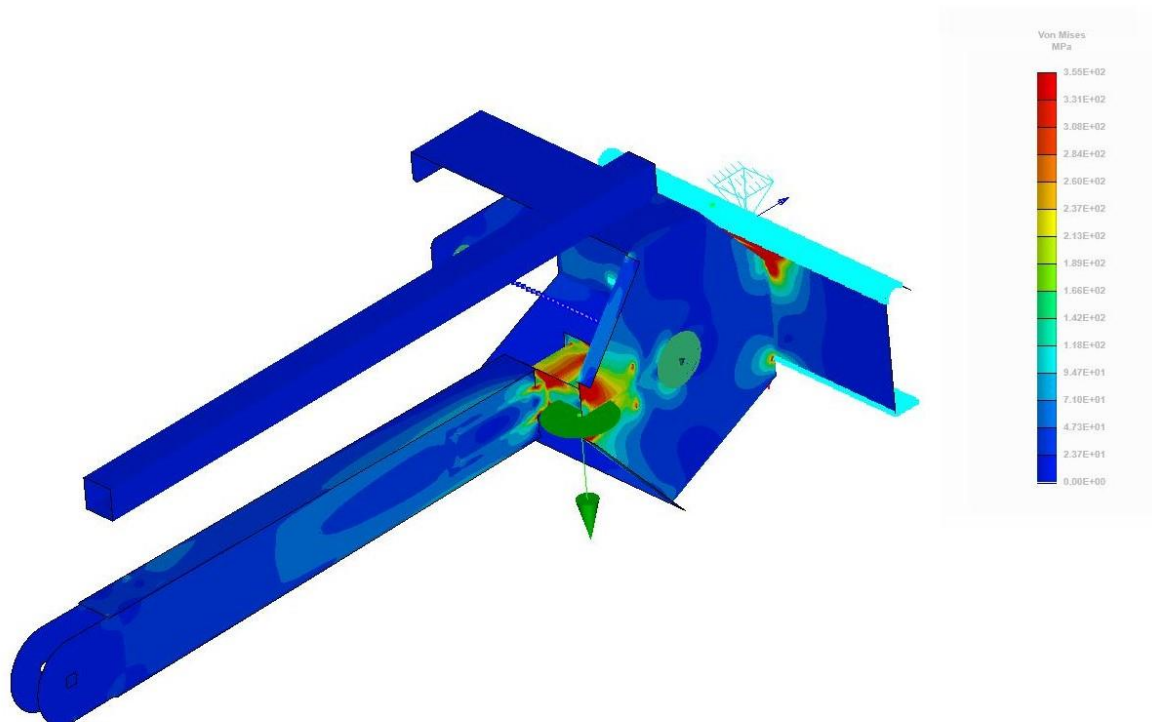
Obr. 45 Zobrazení napětí vzniklé působením síly vzniklé pádem osoby na ochrannou tyč, první úprava, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnoty napětí: 1) 520 MPa, 2) 390 MPa



Obr. 46 Zobrazení napětí vzniklé působením síly vzniklé pádem osoby na ochrannou tyč, první úprava, pohled zezadu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnoty napětí: 1) 520 MPa, 2) 390 MPa

CHYBNÁ NEVHODNÁ MANIPULACE

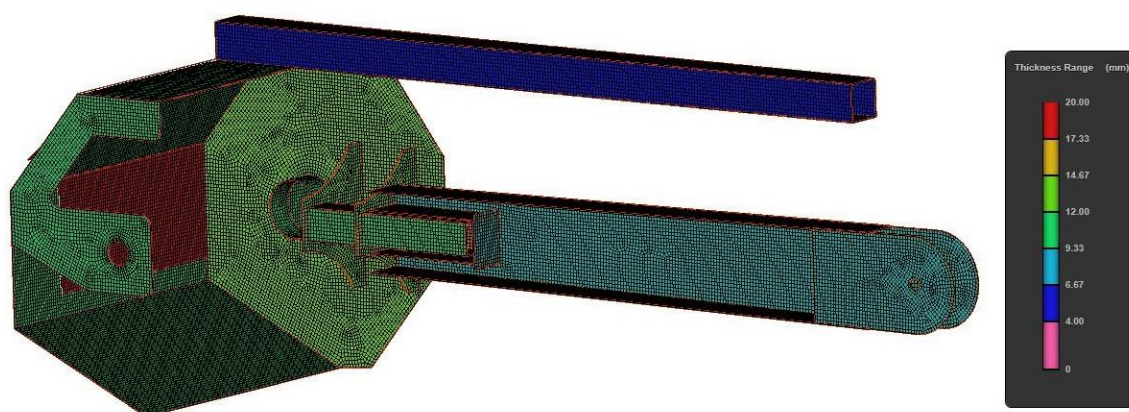
Jak je vidět v příložených výpočtech na obr. 47, tak v této situaci úprava tloušťky materiálu nebyla velkým přínosem. Oblasti, ve kterých vznikalo velké napětí, se téměř nezměnily, pouze se snížila hodnota napětí. V nejrizikovějším místě z hodnoty 1550 MPa na hodnotu 1400 MPa. Dále tedy bude nutné (stejně jako v předchozím případě) přistoupit ke změně konstrukce jednotlivých profilů.



Obr. 47 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, první úprava, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnota napětí 1400 MPa

8.6 DRUHÁ ÚPRAVA

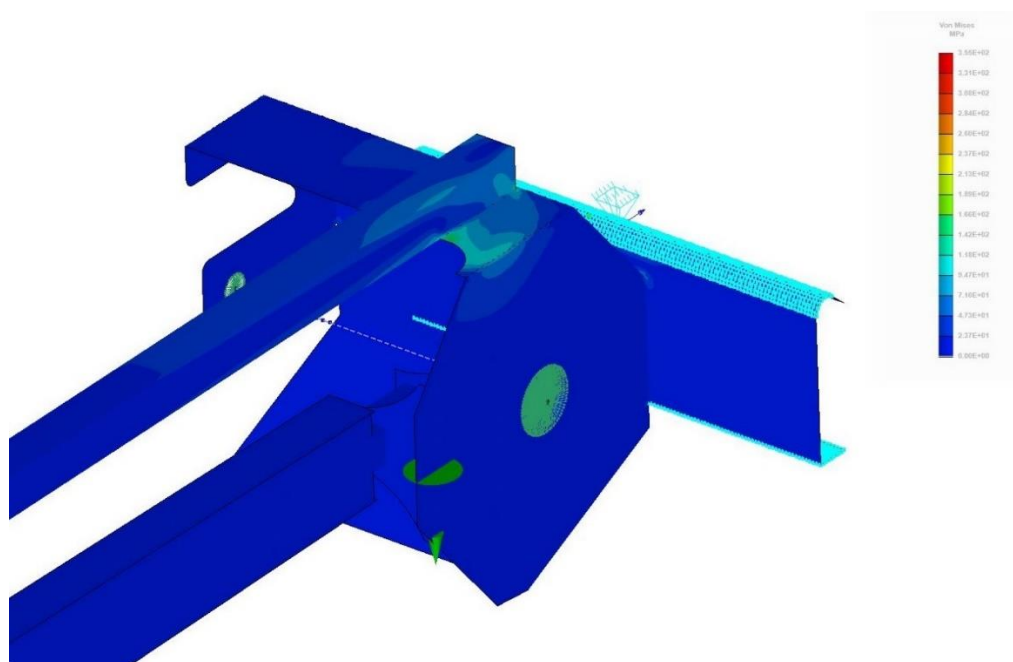
Ve druhé úpravě byla upravena konstrukce některých profilů. Konkrétně jde o část opláštění, na kterém je přivařena ochranná tyč. Dále také prošla úpravou velká bočnice, ke které je připevněn hydromotor (obr. 48). Šlo především o zvětšení jejich rozměrů, aby na ni bylo možné přivařit zvětšená žebra. Žebra se upravil tvarově. Byl vytvořen rádius, který má za účel přenesení napětí z koncentrovaného ostrého rohu v místě spojení s bočnicí. Došlo také opět ke zvětšení tloušťky materiálu bočnice a bezpečnostní tyče.



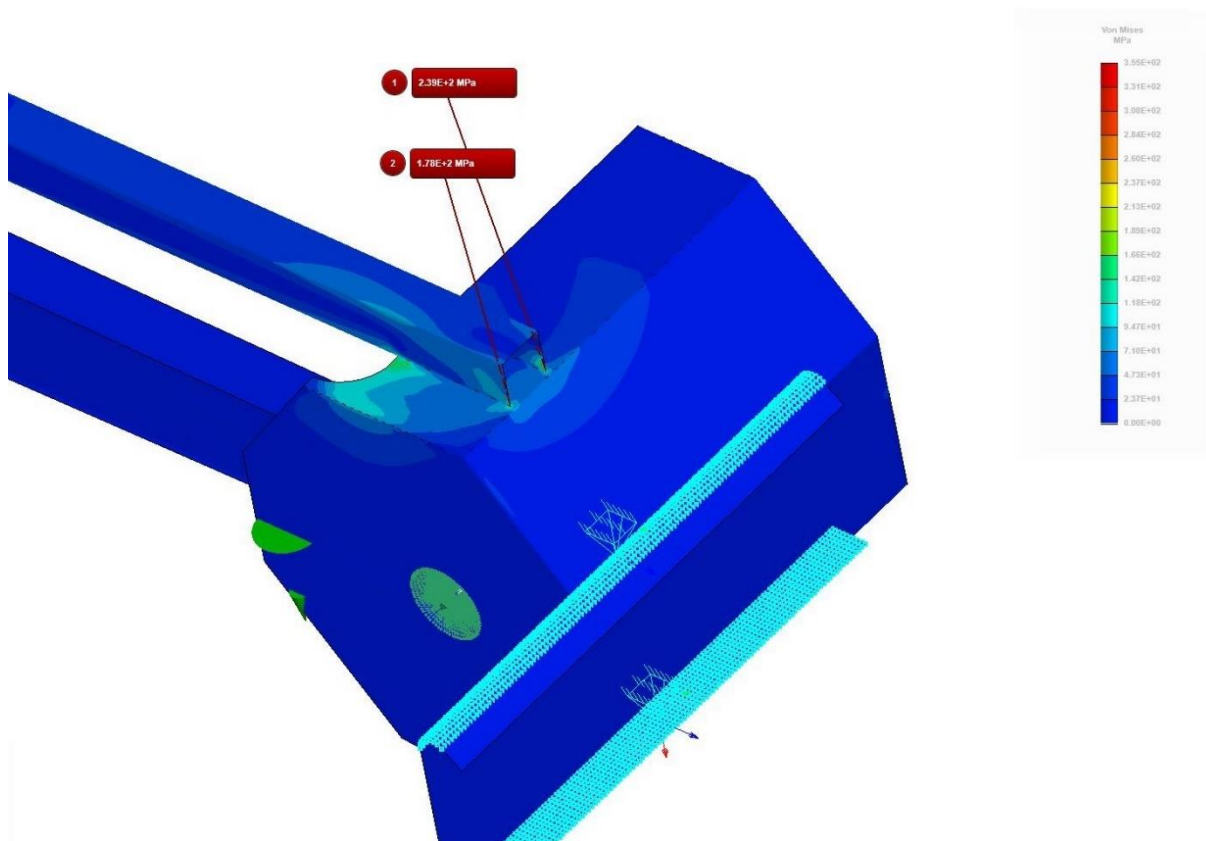
Obr. 48 Zobrazení tloušťek jednotlivých ploch, škála tloušťek plechů 0-20 mm

SÍLA ZPŮSOBENÁ PÁDEM OSOBY

Po této úpravě je již z výpočtu patrné, že se povedlo napětí úspěšně snížit na hodnoty, které se již nacházejí pod mezí kluzu a také pod mezí využitelnosti materiálu (obr. 45 a 46). Nejproblematictější oblast v místě sváru bočnice a horního opláštění se vyřešilo úpravou horního části opláštění. Jak již bylo zmíněno výše, vzniklé zaoblení pomohlo roznést velké napětí z místa ostrého rohu dále do plochy bočnice.



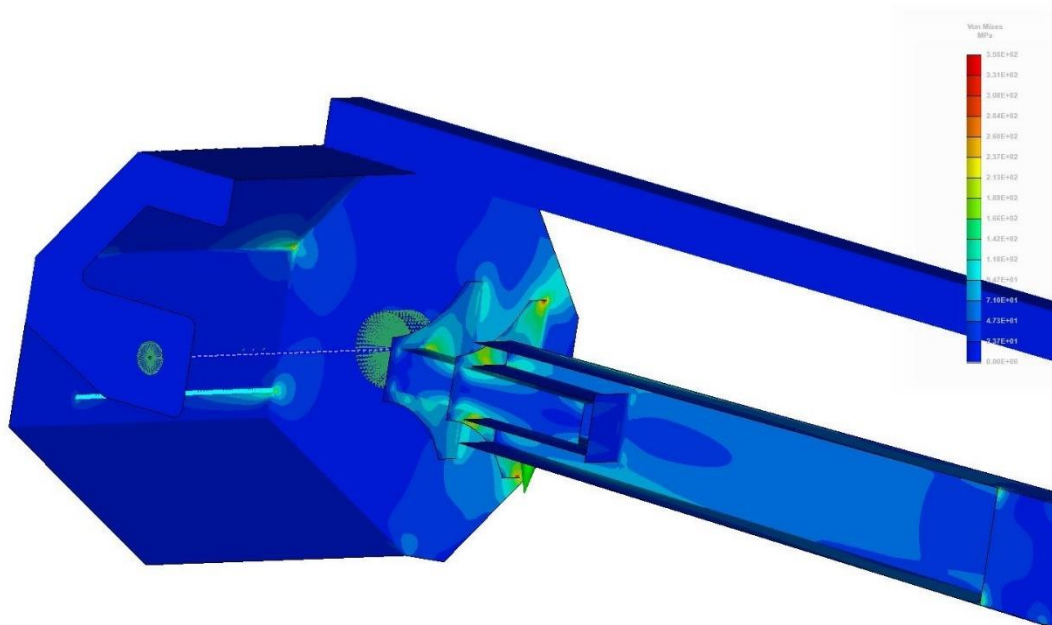
Obr. 49 Zobrazení napětí vzniklé působením síly vzniklé pádem osoby na ochrannou tyč, druhá úprava, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa



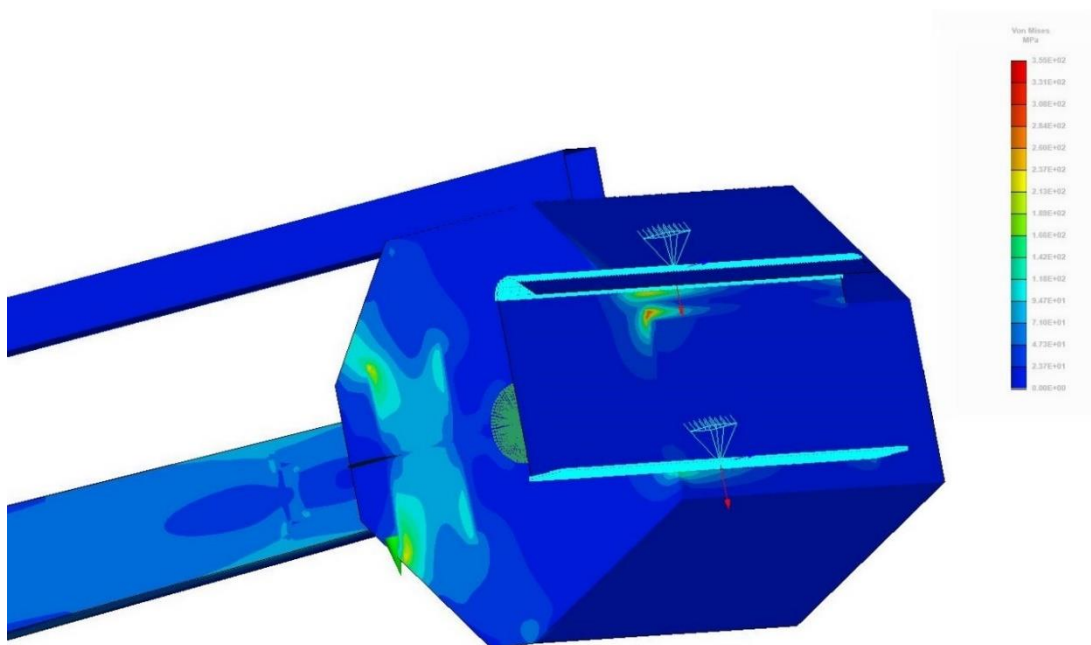
Obr. 50 Zobrazení napětí vzniklé působením síly vzniklé pádem osoby na ochrannou tyč, první úprava, pohled zezadu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa, maximální hodnoty napětí: 1) 232 MPa, 2) 178 MPa

CHYBNÁ NEVHODNÁ MANIPULACE

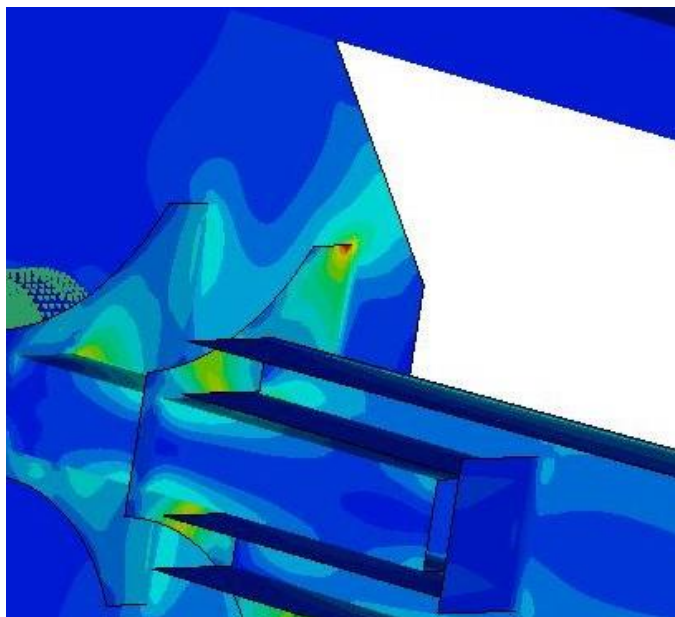
V této situaci se úprava projevila jako úspěšná, došlo k významné redukci velkého napětí (obr. 51 a 52). Nejen v místě přípoje ramene k rámu, ale také v místě připojení rýhovače ke smykem řízenému nakladači. Napětí nyní dosahuje hodnot přibližně 200 MPa, což je hodnota, která je výrazně nižší, než hodnota meze kluzu a také než hodnoty využitelnosti materiálu. Jedinou věcí, kterou by bylo dobré ještě vyřešit, jsou špičky napětí v místech spojení žeber a bočnice (viz detail na obr. 53). Tyto špičky mohou být způsobeny zjednodušením výpočtového modelu, přesto jsem provedl ještě jednu úpravu konstrukce.



Obr. 51 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, druhá úprava, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMH, rozsah zobrazení 0-355 MPa



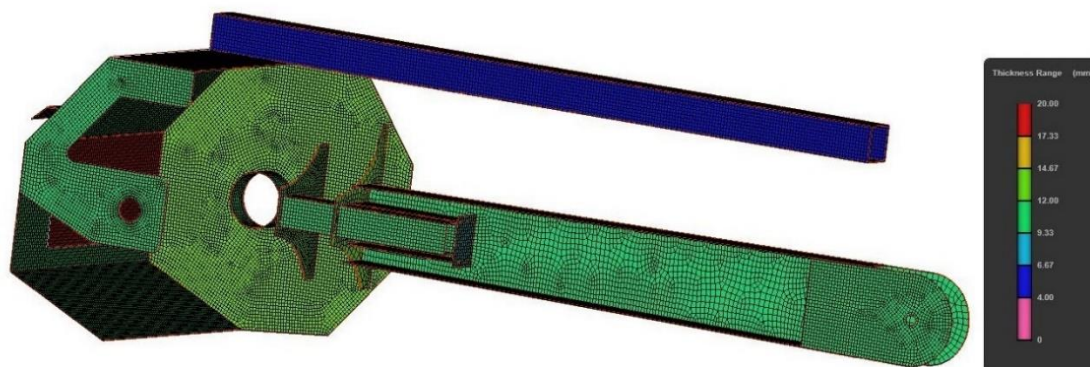
Obr. 52 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, první úprava, pohled zezadu, redukované napětí podle podmínky HMH, rozsah zobrazení 0-355 MPa



Obr. 53 Detail zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, druhá úprava, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa

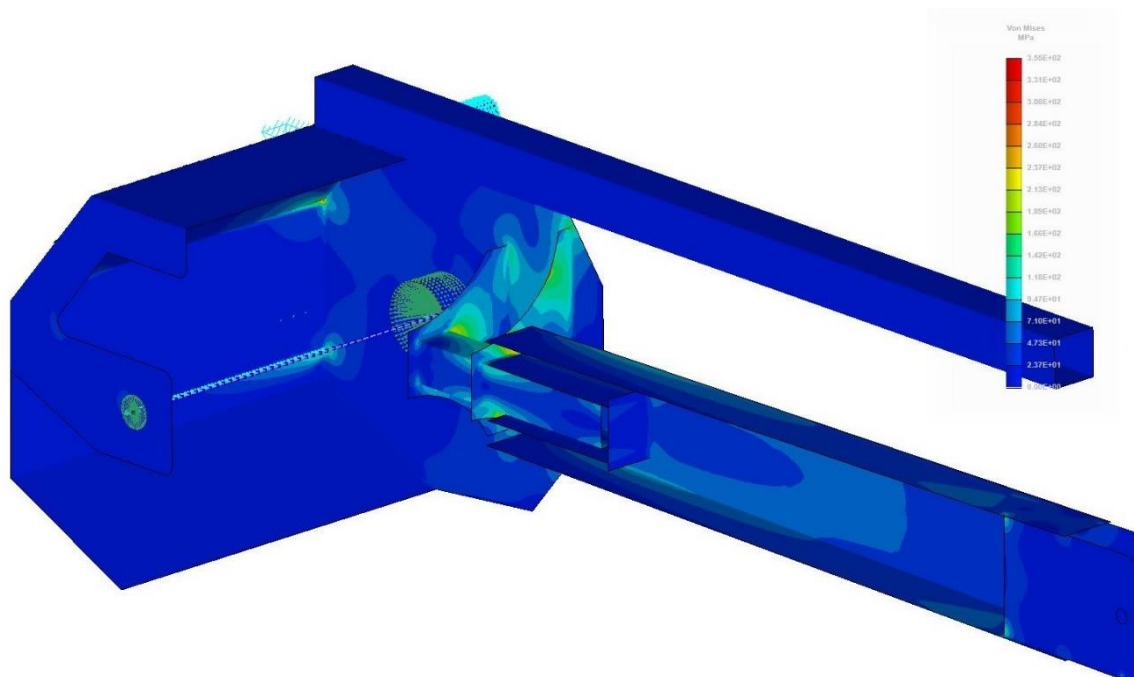
8.7 TŘETÍ ÚPRAVA

Poslední úprava se zabývá tvarem žebra, u kterého se objevily v předchozím případě špičky napětí. Žebro jsem bylo protaženo směrem od přípoje ramene, tím bylo docíleno roznesení napětí do vzdálenější plochy (obr. 54). Jak je vidět na obr. 55 a obr. 56, tak hodnoty napětí jsou nyní již v dovolených mezích.

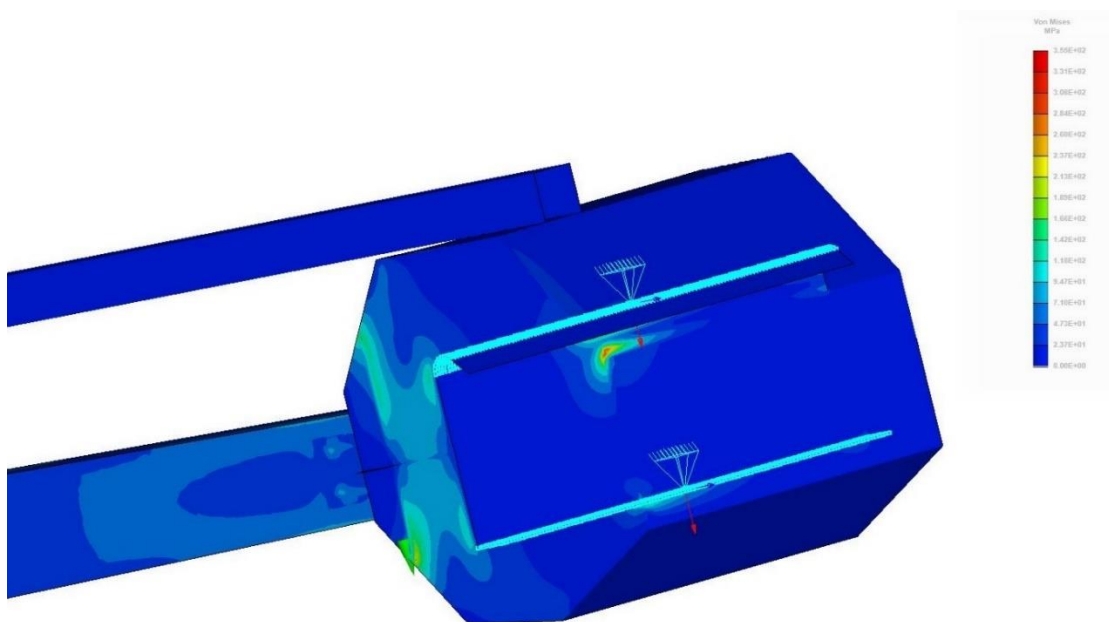


Obr. 54 Zobrazení tloušťek jednotlivých ploch, škála tloušťek plechů 0-20 mm

CHYBNÁ NEVHODNÁ MANIPULACE



Obr. 55 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, třetí úprava, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa



Obr. 56 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, třetí úprava, pohled zezadu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa

8.8 ALTERNATIVNÍ VOLBA MATERIÁLU

Pro prototyp rýhovací zařízení byl zvolen jako materiál konstrukční ocel 11 523 (S355J2). Jedná se o běžně dostupnou, častou používanou ocel. Její kladnou vlastností je příznivá cena. V této kapitole bylo zjišťováno, jak by vypadala pevnostní analýza v případě, že by byla zvolena jako materiál ocel kvalitnější. Konkrétně se jedná o ocel z nabídky společnosti SSAB s obchodním označením Strenx 960 E/F (tab. 11). Díky použití kvalitnější oceli bude celý výrobek odolnější, lehčí a bezpečnější. Tato ocel je vhodnou volbou pro dopravní či zvedací zařízení [7].

Výhody oceli Strenx 960 E/F:

- Výjimečná konzistence v rámci plechu, kterou garantují úzké tolerance
- Vysoká houževnatost zajišťuje dobrou odolnost proti zlomení
- Vynikající kvalita povrchu a ohybatelnost
- Svařitelnost s vynikající houževnatostí a pevností tepelně ovlivněné zóny

Tab. 11 Mechanické a technologické vlastnosti dle ČSN 41 1523 pro plechy tloušťky 3-16 mm [7]

Mez kluzu	R _e	MPa	960
Mez pevnosti	R _m	MPa	980-1150

Jako zátěžový stav byl zvolen již pouze stav, kde na rýhovač působí síla vzniklá způsobením chyby obsluhy stroje. Tento stav se jevil z předchozích výpočtů pro konstrukci jako nejrizikovější.

VÝPOČET VYUŽITELNOSTI MATERIÁLU

Hodnota meze kluzu materiálu je 960 MPa. Stejně jako v případě použití konstrukční oceli 11 523 (S355J2) v zájmu zachování funkčnosti, trvanlivosti a spolehlivosti stroje, bylo stanoveno daný materiál využít ze 70 procent. Byl zvolen stejný koeficient bezpečnosti 1,4. V provedených pevnostních výpočtech se bude kladen důraz nepřesáhnout hodnotu 685,7 MPa.

$$f_d = \frac{R_e}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (26)$$

$$f_d = \frac{960}{1,4} = 685,7 \text{ MPa}$$

$$f_d = 685,7 \text{ MPa}$$

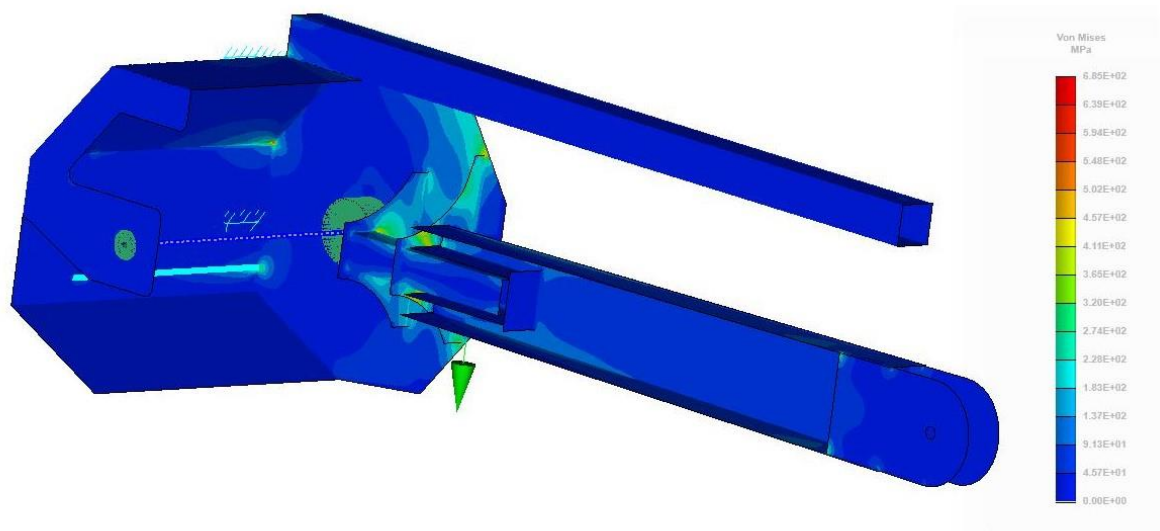
R_e je mez kluzu materiálu

f_d je dovolené napětí

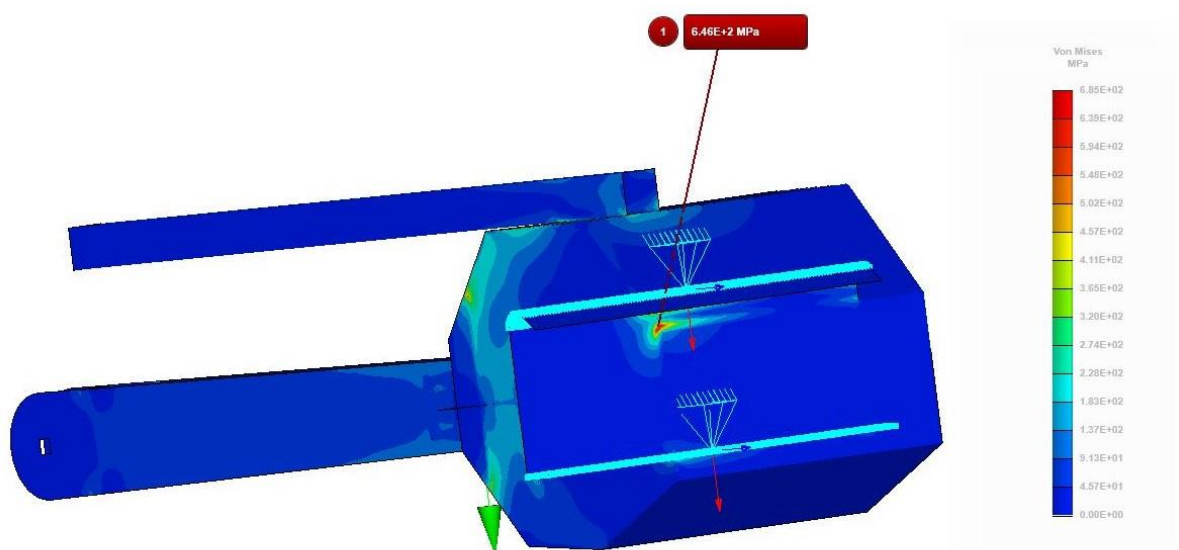


Obr. 57 Zobrazení tloušťek jednotlivých ploch, škála tloušťek plechů 0-14 mm

Tím, že byl zvolen kvalitnější a odolnější materiál, bylo možno přistoupit ke zmenšení tloušťek jednotlivých profilů. Jak je patrné na obr. 57, oproti modelu tvořenému materiálem S355J2 (11 523) se tloušťky výrazně zmenšily. Konkrétně se jedná o zmenšení tloušťky velké bočnice ze 14 mm na 8 mm, dále pak tloušťka opláštění a malé bočnice z 12 mm na 6 mm. Plechové výpalky tvořící rameno se byly také zmenšeny z 12 mm na 6 mm. Tloušťka úchyty rýhovače ke smykem řízenému nakladači byla zmenšena z 12 mm na 6 mm.



Obr. 58 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, alternativní materiál Strenx, pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa

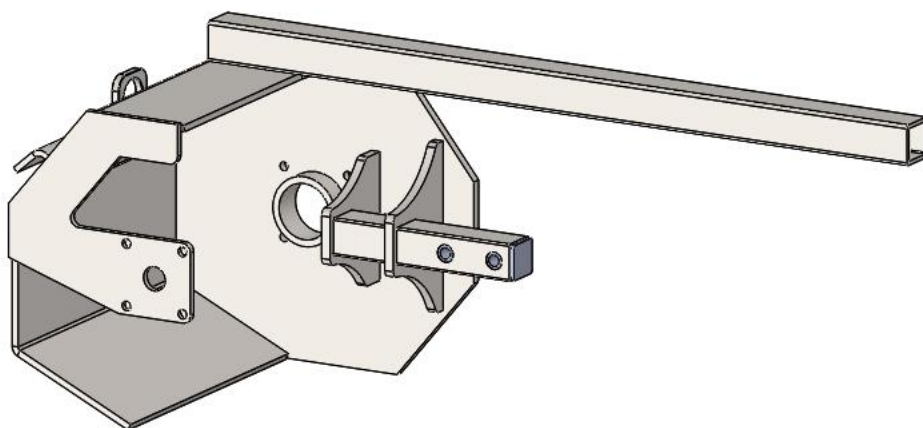


Obr. 59 Zobrazení napjatosti vzniklé silou způsobenou nevhodnou manipulací s rýhovačem, alternativní materiál Strenx, pohled zezadu, redukované napětí podle podmínky HMM, rozsah zobrazení 0-355 MPa

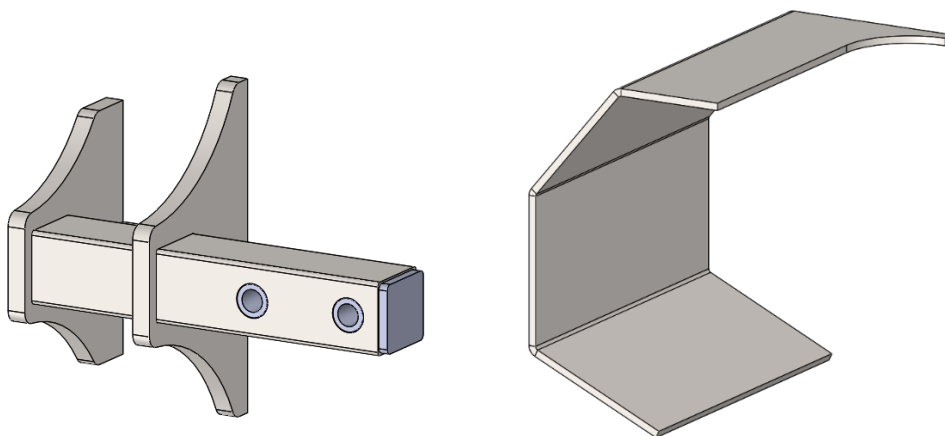
Dle obr. 58 a obr. 59 je vidět, že napětí, které v rámu vzniká, je ve všech rizikových místech stále menší, než je mez kluzu materiálu, a také menší, než maximální dovolené napětí. Jako nejrizikovější se jevím místo spojení opláštění a úchytu rýhovače. V tomto místě dosahuje dle podmínky HMM napětí velikosti 646 MPa. Další místa, která se v předchozích případech jevila jako riziková, jsou nyní, co se týče velikosti napětí, v pořádku. Ani v místě svaru připoje ramene k velké bočnici, ani ve spojení opláštění a velké bočnici se nevyskytuje rizikové napětí.

9 ÚPRAVA KONSTRUKCE NA ZÁKLADĚ PROVEDENÝCH VÝPOČTŮ

Na základě výše provedených výpočtů bylo provedeno několik úprav konstrukce rýhovače. Jednotlivé úpravy a následné kontroly byly provedeny v předchozí kapitole. V této kapitole bude již uveden pouze konečný stav. Při konstrukčních změnách byl kladen důraz na zachování funkčnosti, nízkých výrobních nákladů, snadnou vyrobiteľnost a montáž. Na obr. 60 je znázorněn již upravený model rámu rýhovače a jeho detail na obr. 61.



Obr. 60 Rám rýhovače po provedení konstrukčních změn



Obr. 61 Části rámu rýhovače po provedení konstrukčních změn – vlevo přípoj ramene, vpravo opláštění

Jak již bylo uvedeno výše, u přípoje ramene bylo potřeba změnit tvar tak, aby lépe přecházel do velké bočnice rámu a nevytvářel v místě přechodu napětíovou špičku (viz obr. 51). Při změně geometrie přípojných žeber byl kladen důraz na zachování funkčnosti. V těsné blízkosti žebra musí být schopen se pohybovat řetěz. Na horní části opláštění je přivařena ochranná tyč. Díky na tyč působící síle (viz zátěžný stav 3) vznikalo na opláštění v místě spojení s bočnicí velké napětí. Toto napětí se podařilo díky upravené konstrukci rozvést tak, aby se snížilo na již přijatelnou velikost. Bylo toho dosaženo pomocí zaoblení (viz obr. 58). Dalšími úpravami bylo rozšíření tloušťek jednotlivých dílů. Díky provedeným konstrukčním změnám se změnily i hmotnosti jednotlivých dílů. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Hmotnosti rámu a jeho částí, tloušťky plechů

	Původní rám hmotnost	Upravený rám hmotnost	Původní rám tloušťky plechů	Upravený rám tloušťky plechů
Rám celek	48,21kg	85,41 kg	-	-
Velká bočnice	8,96 kg	20,11 kg	8 mm	14 mm
Malá bočnice	2,71 kg	3,94 kg	8 mm	10 mm
Opláštění	14,23 kg	27,19 kg	8 mm	10 mm
Ochranná tyč	3,82 kg	11,46 kg	2 mm	6 mm
Přípoj	7,42 kg	3,22 kg	8 mm	-
Přípojně žebro 1	0,45 kg	1,76 kg	8 mm	14 mm
Přípojně žebro 2	0,45 kg	1,99 kg	8 mm	14 mm
Úchyt	5,82 kg	13,61 kg	8 mm	10 mm
Oko	0,39 kg	0,58 kg	8 mm	12 mm

ZÁVĚR

Hlavním úkolem této diplomové práce bylo provedení dynamické simulace prototypu a zejména jeho pevnostní analýza. Na základě pevnostní analýzy mělo dojít k úpravě konstrukce. Za účelem podrobnějšího seznámení s problematikou byla na začátku této práce provedena stručná rešerše týkající se smykových nakladačů, rýhovačů, zemin a také základních legislativních a bezpečnostních předpisů.

V následující části práce je uveden popis prototypu rýhovacího zařízení. Prototyp je schopen vytvářet rýho o minimální stanovené nezámrazné hloubce. Je připojitelný na zvolený smykový nakladač. Je zde uveden popis jednotlivých částí rýhovače, včetně výpočtu jednotlivých komponent, jako například hydromotoru. Součástí návrhu jsou také nakupované díly, jako např. řetěz. Dále pak také volba materiálu konstrukce.

Další kapitolu této práce tvoří rozbor silových a momentových účinků na prototyp rýhovače. Tyto účinky bylo nutné stanovit, aby bylo možné provést simulaci a pevnostní výpočet. Každý z uvedených účinků bude v následujících kapitolách tvořit jeden ze zátěžových stavů. Tyto účinky byly zvoleny dle předpokládaného využití přidavného rýhovacího zařízení.

Po zjištění silových a momentových účinků byla provedena simulace. K tomu bylo použito prostředí programu MSC Adams View 2019. Podmínky simulace byly vytvořeny tak, aby pokud možno co nejlépe odpovídaly skutečnému stavu. Provedená simulaci sloužila k ověření některých zátěžných stavů a ověřila také funkčnost celého zařízení.

Nejobsáhlejší částí této diplomové práce byla pevnostní analýza rámu. Nejprve byl definován výpočtový model. Ten byl vytvořen v prostředí programu MSC Apex Jaguar. Po definování výpočtového modelu a zátěžných stavů byl proveden pevnostní výpočet. Ten ukázal, že původní návrh prototypu se nejvíce jeví jako vhodný. Ve dvou z celkem čtyřech zátěžných stavů nebyl výsledek v mezích návrhové pevnosti materiálu. Byla nutná úprava konstrukce rámu. Po provedení úprav byl výsledek opakován. I přes zlepšení bylo nutné podstoupit další úpravy. V konečné fázi se již konstrukční úpravy ukázaly jako úspěšné a rám rýhovače vyhověl pevnostním požadavkům. Jako alternativní řešení daného problému bylo zvolení jiného materiálu. Byl zvolen kvalitnější materiál od firmy SABB, který prokázal, že při akceptování vyšší ceny lze danou konstrukci, díky volbě nižší tloušťky plechu, odlehčit.

V poslední kapitole jsou uvedeny konkrétní konstrukční úpravy, které byly provedeny na prototypu rýhovacího zařízení dle provedených pevnostních výpočtů.

Součástí této práce je také provedení výkresové dokumentace, konkrétně jde o výkres sestavy a výkres svařence rámu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VANĚK, Antonín. *Strojní zařízení pro stavební práce*. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 80-85920-61-1.
- [2] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.
- [3] POLÁK, Václav. *Přídavné rýhovací zařízení stavebního stroje*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124436>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 51 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.
- [4] GAJDUŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [5] ŠVRČEK, Jakub. *Přídavná pracovní zařízení a nářadí pro stroje pro zemní práce*. Brno, 2018. Bakalářská práce. VUT. Vedoucí práce Miroslav Škopán.
- [6] PROCHÁZKA, Petr. *Využití systému MSC Apex pro řešení úloh z mechaniky pružných těles*. Zlín, 2020. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně.
- [7] *SABB performance steel* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.ssab.com/cs-cz/obchodni-znacky-vyroby/strenx/nabidka-produktu>
- [8] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Stroje pro zemní práce QZE Sylabus* [online]. 2020 [cit. 2022-05-20].
- [9] *Ditch Witch DWP Service - Line Trencher* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://web.archive.org/web/20120911170256/http://files.asme.org/asmeorg/communities/history/landmarks/5530.pdf>
- [10] *Parker Hannifin* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.c4407cd0fdcd0887697438c44256d1ca/?vgnextoid=b908cf7ca0de5610VgnVCM100000e6651dacRCRD&vgnnextchannel=87cdce74fa65e210VgnVCM10000048021dacRCRD&vgnnextfmt=CS&vgnnextcat=Na%C5%A1e%20spole%C4%8Dnost>
- [11] *Ditch Witch: katalog příslušenství* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.ditchwitch.com/sites/default/files/CTS-Catalog-2019.pdf>
- [13] ČSN EN 474-10+A. *Stroje pro zemní práce - Bezpečnost - Část 10: Požadavky pro rýhovače*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [14] *Ditch Witch* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <http://ditchwitch.cz/mininakladace/sk1550/>

- [15] *Parker: TG0195* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.parker.com/Literature/Pump%20&%20Motor%20Division/Catalogs/PDFs/HY13-1590-010-TG-Series.pdf>
- [16] KUDELKA, M. Únavové vlastnosti konstrukční oceli 11 523. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 35 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc.
- [17] *Bolzano: Konstrukční oceli* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://bolzano.cz/wp-content/uploads/2019/12/bolzano_web_listy_konstrukcni_oceli_porovnani_csn_en.pdf
- [18] Řetězové rýhovače. MAZURKIEVIČ, Izidor, Ladislav GULAN, Gregor IZRAEL a Metod GLATZ. Mobilné pracovné stroje: Zemné stroje. Bratislava: STU, 2014, s. 219-221. ISBN 978-80-227-4190-3.
- [19] *Vermeer: Rýhovač* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.vermeer.cz/wp-content/uploads/2018/03/S450TXen.pdf>
- [20] Bc. Ondřej Trlica *Vliv fázové přeměny vody v zemině na průběh teplotního kmitu*. Brno, 2017. 97 s., 20 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav pozemního stavitelství. Vedoucí práce Ing. David Bečkovský, Ph.D.
- [21] *Authorised Training Center for MSC.ADAMS, STU Bratislava* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: http://atc.sjf.stuba.sk/msc_adams.html

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_0	[m·s ⁻²]	Odstředivé zrychlení
B	[mm]	Celková šířka řezu
C	[-]	Počet úderů penetrometrem
F_A	[N]	Reakční síla působící v bodě A
F_B	[N]	Reakční síla působící v bodě B
f_d	[MPa]	Dovolené napětí
F_{Mk}	[N]	Síla od krouticího momentu motoru
F_n	[N]	Minimální napínací síla řetězu
$F_{\tilde{r}}$	[N]	Výsledná působící síla na řetěz
F_{M1}	[N]	Síla vzniklá reakcí od krouticího momentu hydromotoru
F_{M2}	[N]	Síla vzniklá reakcí od krouticího momentu hydromotoru
F_{M3}	[N]	Síla vzniklá reakcí od krouticího momentu hydromotoru
F_{M4}	[N]	Síla vzniklá reakcí od krouticího momentu hydromotoru
F_{os}	[N]	Síla způsobená pádem osoby
F_p	[N]	Síla působící na píst
F_{py}	[N]	Složka síly působící na píst
F_{RBy}	[N]	Reakční síla
g	[m·s ⁻¹]	Tíhové zrychlení
h	[mm]	Minimální hloubka rýhy
$h_{\tilde{r}}$	[mm]	Hloubka řezu
k	[-]	Koeficient bezpečnosti
$k_{\tilde{c}}$	[-]	Počet článků obepínajících vodící kolo
l	[m]	Délka jednoho článku řetězu
l_1	[m]	Vzdálenost od bodu A k působišti síly $F_{\tilde{r}}$
l_2	[m]	Vzdálenost od bodu B k působišti síly $F_{\tilde{r}}$
M_A	[Nm]	Moment působení v bodě A
M_B	[Nm]	Moment působení v bodě B
$m_{\tilde{c}}$	[kg]	Hmotnost jednoho článku řetězu
m_r	[kg]	Hmotnost řetězu obepínajícího vodící kolo
m	[kg]	Hmotnost osoby
o	[m]	Obvod vodícího kola
p	[MPa]	Tlak hydrogenerátoru nakladače

P	[W; kW]	Výkon hydromotoru
P	[N]	Ekvivalentní zatížení ložiska
R	[N]	Návrhová rypná síla řetězu
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
Q	[l·min ⁻¹]	Průtok hydrogenerátoru nakladače
r_T	[m]	Vzdálenost těžiště článku řetězu od středu vodícího kola
r_z	[m]	Roztečná kružnice řetězového kola
V_0	[cm ³]	Geometrický objem
x	[mm]	Minimální délka ramene zapuštěného v zemi
z	[-]	Součinitel zahrnující vliv působení zubů v řezném obvodu se zuby
γ	[°]	Řezný úhel
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

DP – 2022 – 00/00 – Výkres sestavy

DP – 2022 – 01/01 – Výkres svařence rámu