



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

ŠTÍPACÍ ZAŘÍZENÍ PRO SMYKEM ŘÍZENÝ NAKLADAČ

THE SPLITTING EQUIPMENT FOR A SKID STEER LOADER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Peter Jagnešák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Peter Jagnešák**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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

Štípací zařízení pro smykem řízený nakladač

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh štípacího zařízení jako přídavné zařízení na nakladač. Zařízení je připojeno přes uchycení nakladače. Zařízení je pro pohon připojeno k hydraulickému okruhu nakladače.

Technické parametry zadání:

Nakladač dle výkonové řady a dle kategorií výrobců.

Tlak v hydraulickém okruhu dle zvoleného nakladače.

Štípací síla 700 kN.

Maximální průměr štípaného polena 500 mm.

Maximální délka štípaného polena 1 m.

Cíle bakalářské práce:

Kritický rešeršní rozbor obdobných zařízení tohoto typu na trhu.

Koncepce štípacího zařízení jako přídavného zařízení na nakladač.

Funkční a rozměrové výpočty zařízení.

Silový rozbor zařízení, analytický pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Návrh parametrů komponent pro sestavu zařízení.

Výkres celkové sestavy.

Výkres podsestavy rámu.

Výkresy výrobní dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

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

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUT IUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

NERUDA, Jindřich. Harvesterové technologie lesní těžby. 1. vyd. V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN 9788073758424.

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

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Cieľom tejto bakalárskej práce je stručná, kritická rešerš typov štiepačiek pre šmykom riadený nakladač na trhu a vytvorenie vlastného koncepčného návrhu pre zadané parametre. Práca je rozdelená do piatich kapitol. Prvá kapitola sa sústreďuje na rešerš, v druhej kapitole je popísaný vlastný návrh a v tretej je silovým rozborom uskutočnená kontrola funkčnosti. V štvrtej kapitole je vyriešená pevnostná kontrola dôležitých častí a na záver je v piatej kapitole skontrolovaná stabilita celého stroja.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Štiepačka, šmykom riadený nakladač, hydraulický valec, rám, štiepací klin

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is a brief, critical search of the types of skid steer loader log splitters on the market and the creation of a custom conceptual design for the specified parameters. The thesis is divided into five chapters. The first chapter concentrates on the market research, the second chapter describes the custom design and the third chapter is a force analysis to check the functionality of the splitter. In the fourth chapter the strength check of the important parts is solved and finally in the fifth chapter the stability of the whole machine is checked.

KEYWORDS

Log splitter, skid steer, hydraulic cylinder, frame, spitting wedge

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

JAGNEŠÁK, PETER. *Štípací zařízení pro smykem řízený nakladač*. Brno, 2021. Bakalárska práca. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 40 s. Vedúci bakalárskej práce Ing. Jaroslav Kašpárek Ph.D.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

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

V Brne dňa 21. mája 2021

.....

Peter Jagnešák

POĎAKOVANIE

Chcel by som poďakovať Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi Ph.D. za cenné rady a ochotu pri tvorbe mojej bakalárskej práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Štiepacie zariadenia pre šmykom riadený nakladač na trhu	11
1.1 Konštrukcia rámu	11
1.1.1 Konštrukcia s klinom aj tlačným členom umiestneným na spodnej strane	11
1.1.2 Konštrukcia s klinom aj tlačným členom umiestneným na vrchnej strane	12
1.1.3 Konštrukcia s viacerými hydromotormi	12
1.2 Veľkosť štiepacej sily	13
1.3 Tvar štiepacieho nástroja	13
2 Vlastný návrh štiepačky	15
2.1 Podrobný popis súčastí	15
2.1.1 Rám	15
2.1.2 Tlačný člen	16
2.1.3 Hydromotor	17
2.1.4 Predný držiak	17
2.1.5 Štiepací klin	18
3 Funkčné výpočty	19
3.1 Voľba hydraulického motora	19
3.1.1 Výpočet priemeru piestu hydromotora	19
3.1.2 Výpočet skutočnej sily vyvinutej hydromotorom	19
3.1.3 Výpočet sily vyvinutej pri spätnom chode hydromotora	20
3.1.4 Doba výsuvu hydromotora	20
3.1.5 Doba spätného chodu	21
4 Pevnostné výpočty vybraných konštrukčných uzlov	22
4.1 Kontrola hydraulického valca	22
4.1.1 Kontrola piestnej tyče na vzper	22
4.1.2 Kontrola zadného čapu	23
4.1.3 Kontrola predného čapu	24
4.2 Kontrola tlačného členu	25
4.3 Kontrola zadného držiaka	27
4.4 Kontrola predného držiaka	29
5 Výpočet statickej stability stroja	32
Záver	34
Zoznam použitých skratiek a symbolov	37
Zoznam príloh	40

ÚVOD

Stále veľa domácností používa na výrobu tepla drevo. A tu nastáva problém s jeho spracovaním. Častým spôsobom prípravy palivového dreva je pílenie surových stromov na metre a ich následné štiepanie.

Manuálne spracovanie napríklad pomocou ťažkého kladiva a klinu je veľmi fyzicky namáhavé a vhodné pre spracovanie malého množstva dreva. Preto sa čoraz viac používajú rôzne štiepacie zariadenia, či už ako samostatné, s vlastným pohonom alebo ako prídavné zariadenia na nakladače, traktory atď.

K tejto téme mám dosť blízko keďže každoročne spotrebujeme okolo 30 m³ dreva a spracovávame ho ručne. To je dôvod prečo som si zvolil túto tému a mohol sa bližšie pozrieť na možnosti spracovania takeého množstva dreva jednoduchším a menej náročným spôsobom. Táto práca sa zaoberá návrhom štiepačky pre šmykom riadený nakladač. Štiepačka je navrhnutá tak, aby zminimalizovala manuálnu náročnosť pre obsluhu. Návrh koncepcie riešenia vychádza z rešerše preberanej v úvodnej kapitole.



Obr. 1 Štiepačka pre šmykom riadený nakladač od spoločnosti GreyWolf [1]

1 ŠTIEPACIE ZARIADENIA PRE ŠMYKOM RIADENÝ NAKLADAČ NA TRHU

Na trhu sa nachádza hneď niekoľko typov štiepacích zariadení pre šmykom riadený nakladač. Medzi hlavné kritéria rozdelenia patria:

1. Konštrukcia rámu
2. Veľkosť štiepacej sily
3. Tvar štiepacieho nástroja

Všetky typy štiepačiek na šmykom riadený nakladač sú poháňané z hydraulického obvodu nakladača. Je to praktické riešenie, avšak možno vytknúť, že pokiaľ je štiepačka postupne pripojená k rôznym typom nakladačov, ktoré používajú rôzne typy olejov, môže dôjsť cez olej v štiepačke k zmiešaniu olejov. To má za následok určité problémy.

1.1 KONŠTRUKCIA RÁMU

Na trhu sa nachádzajú tri základné druhy konštrukcií rámu ktoré sú nižšie podrobnejšie popísané. Zvolenie správnej konštrukcie je otázka hlavne komfortu, ale aj osobnej preferencie človeka obsluhujúceho zariadenie.

1.1.1 KONŠTRUKCIA S KLINOM AJ TLAČNÝM ČLENOM UMIESTNENÝM NA SPODNEJ STRANE

Pri tejto konštrukcii sa štiepací klin aj tlačný člen nachádza na spodnej časti rámu, vid' obr. 2, kolmo k nakladaču. Hydromotor sa takisto nachádza na spondej časti. Ďalej sa delí na dva typy. Konštrukcia s pohyblivým tlačným členom a stabilným klinom a konštrukcia s pohyblivým klinom. Výhoda je ľahká a pomerne rýchla manipulácia s štiepanými polenami, kde osoba obsluhujúca štiepačku sedí v nakladači a nie je nutná žiadna fyzická námaha. Nevýhodou, a to u väčšiny výrobkov tohto typu je, že štiepačka nedisponuje ochranou hydromotora a pri neopatrnnej manipulácii môže dôjsť k jeho poškodeniu.



Obr. 2 Štiepačka TM Warrior [2]

1.1.2 KONŠTRUKCIA S KLINOM AJ TLAČNÝM ČLENOM UMIESTNENÝM NA VRCHNEJ STRANE

Konštrukcia s klinom aj tlačným členom na vrchnej strane, vid' obr. 3, je v hodná pre menšie kusy štiepaného dreva. Hlavným dôvodom je, že je potrebná prítomnosť osoby pre priame obsluhovanie. Zatiaľ čo pri ostatných typoch konštrukcií je štiepačka ovládaná z kabíny nakladača, tu je to v jej bezprostrednej blízkosti, kde ňou osoba manipuluje pomocou hydraulického rozvádzača umiestneného priamo na štiepačke. Tieto konštrukcie väčšinou disponujú zdvíhacími stolmi, ktoré uľahčujú prácu obsluhu.



Obr. 3 Štiepačka Split-Fire 4407 [3]

1.1.3 KONŠTRUKCIA S VIACERÝMI HYDROMOTORMI

Táto konštrukcia obsahuje až 4 hydromotory, vid' obr 4. Vďaka tomu dokáže vyvinúť väčšiu silu ako bežné štiepačky, ktoré zväčša obsahujú len jeden hydromotor. Zároveň sa to môže považovať za nevýhodu, keďže je potrebné aby bol správne nastavený prívod oleja do hydromotorov a šiel do každého rovnomerne. Ak sa tak nestane môže dôjsť k vzpričeniu hydromotorov a k ich následnému poškodeniu. Je to komplikovaná konštrukcia. Výrobcom tejto štiepačky je slovenská firma Kovaco, zatiaľ čo výrobcovia ostatných typov konštrukcií sú prevažne zo Severnej Ameriky.



Obr. 4 Štiepačka WS [4]

1.2 VELKOSŤ ŠTIEPAČEJ SILY

Slovenský výrobca štiepačiek dreva Kovaco má vo svojej ponuke štiepačky so silou od 110 kN až po 340 kN [4]. U americkej firmy TM Manufacturing sa sila štiepačiek odvíja od veľkosti hydromotora, ktoré majú v ponuke tri [2]. Ďalšia americká firma GreyWolf ponúka jednu štiepačku o maximálnej sile 240 kN [1]. Na trhu sa vyskytujú aj Kanadské firmy ako Split-Fire, ktorá má v ponuke šesť modelov štiepačiek so silou od 200 kN do 320 kN [3], a firma Wallenstein s tromi modelmi so silou 200 kN respektíve 250 kN [5].

1.3 TVAR ŠTIEPACIEHO NÁSTROJA

Štiepací nástroj pre konštrukciu štiepačiek pre šmykom riadený nakladač je klin. Pohybuje sa v horizontálnej polohe, vo väčšine prípadov smerom od nakladača, vid' obr. 2, smerom k nakladaču, vid' obr. 4, alebo oboma smermi, vid' obr. 3. Pri konštrukciách s pohyblivým klinom je možné tento klin vymieňať a môže sa použiť klin podľa potreby, kde bude štiepať poleno na dva, štyri alebo aj šesť častí, vid' obr. 5. Pri konštrukciách s pevným klinom to môže byť klin z týchto typov, ale už nie je možné ho meniť podľa potreby.



Obr. 5 TM PRO 2 splitting wedge [2]

2 VLASTNÝ NÁVRH ŠTIEPAČKY

Štiepačka, znázornená na *obr. 6*, bola navrhnutá ako prídavné zariadenie na šmykom riadený nakladač na štiepanie polien s maximálnou dĺžkou 1000 mm a maximálnym priemerom 500 mm so štiepacou silou 700 kN. Na šmykom riadený nakladač je pripojená pomocou univerzálneho pripojenia quick – attach. Štiepacia sila je vyvíjaná hydraulicky, pripojením k hydraulickému obvodu nakladača. Polená môžu byť štiepané dvoma smermi, čo sa dá považovať za výhodu, hlavne čo sa týka pracovného času.



Obr. 6 Model štiepačky

2.1 PODROBNÝ POPIS SÚČASTÍ

2.1.1 RÁM

Na *obr. 7* je znázornený rám. Je navrhnutý ako zvarenec z materiálu S355J0 (11 523). Základ rámu tvoria dva plechy s hrúbkou 15 mm ohnutých do tvaru U. Tieto plechy sú následne zvarené dohromady. Na spodnej strane sa nachádza drážka, v ktorej sa bude pohybovať štiepací klin. Na konci tejto drážky je privarený zadný držiak, ktorý slúži na pridržanie polena pri spätnom chode hydraulického valca. Základ rámu je pomocou rebier pripevnený o univerzálnu dosku quick-attach s odsadením na prívod hadíc, ktoré sa pripoja k hydraulickému valcu. Ten sa nachádza vo vnútri rámu a je oň pripevnený pomocou čapu.



Obr. 7 Rám štiepačky

2.1.2 TLAČNÝ ČLEN

Tlačný člen znázornený na *obr.8* slúži na prenos sily hydraulického valca na štiepané poleno. Je navrhnutý ako zvarenec, kde k profilu s rozmermi 250x10 mm je privarený držiak na štiepací klin [6]. Klin je k tlačnému členu pripevnený pomocou čapu. Tlačný člen sa pohybuje vo vnútri rámu. Z každej strany sú pripevnené klzné dosky s hrúbkou 15 mm z dôvodu minimalizácie trenia a následného opotrebovania klzných plôch medzi rámom a tlačným členom. Každá klzná doska je pripevnená pomocou skrutiek M8 x 20 mm so zápustnou hlavou. Klzné dosky boli zvolené z materiálu PTFE od firmy TEN ART spol. s.r.o. [7].



Obr. 8 Tlačný člen

2.1.3 HYDROMOTOR

Na základe nižšie uvedených výpočtov a zadaných parametrov bol zvolený hydromotor, vid' obr. 9, s priemerom 180 mm a zdvihom 1000 mm od spoločnosti Hydraulics [10]. Valec má špeciálne upravené čapy na oboch stranách ako aj prívod tlaku do medzikružia. Firma Hydraulics takéto úpravy vykonáva na zákazku.



Obr. 9 Špeciálne upravený hydromotor od spoločnosti Hydraulics [10]

2.1.4 PREDNÝ DRŽIAK

Je navrhnutý ako zvarenec z materiálu S355J0 (11 523). Slúži na pridržanie polena pri štiepaní. Predný držiak, ako aj zadný je pripevnený k rámu, tvarovaný do písmena V tak, aby poleno pri štiepaní tlačilo na čo najmenšiu plochu a vznikol ohyb len okolo jednej osi, vid' obr. 10. Je pripevnený k rámu pomocou desiatich skrutiek M24, vid' obr 9.



Obr. 10 Predný držiak

2.1.5 ŠTIEPACÍ KLIN

Štiepací klin je pracovný nástroj štiepačky, ktorý slúži na delenie polien. Je vyrobený z oteruvzdorného materiálu HARDOX 500 [8]. Klin sa nasádza na tlačný člen a je uchytený pomocou čapu, vid' *obr. 11*. Uhol britu na oboch stranách kinu bol zvolený 45 stupňov. Zvolený klin delí polená na dva diely, ale štiepačka je navrhnutá tak, že klin sa dá vymieňať a môže sa použiť klin s rôznym tvarom podľa potreby.



Obr. 11 Štiepací klin

3 FUNKČNÉ VÝPOČTY

3.1 VOĽBA HYDRAULICKÉHO MOTORÁ

Zvolený šmykom riadený nakladač Bobcat S850 [9] už má svoj vlastný hydraulický obvod s hydraulickým čerpadlom na pohon pracovných nástrojov. Mnou navrhnutá štiepačka tento okruh využíva. Poistný ventil je nastavený na 25 MPa. Zadaná maximálna sila je 700 kN. Z týchto údajov bude spočítaný priemer hydromotora.

3.1.1 VÝPOČET PRIEMERU PIESTU HYDROMOTORÁ

$$p = \frac{F_{zad}}{S_v} \text{ [MPa]} \quad (1)$$

$$S_v = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (2)$$

Kde:

F_{zad} – zadaná štiepacia sila [N];

p – maximálny tlak v hydraulickom obvode [MPa];

S_v – plocha piestu hydraulického motoru [mm²];

D_v – priemer piestu hydromotora [mm].

Po úprave vzorcov (1) a (2) spočítame potrebný priemer hydromotora.

$$D_v = \sqrt{\frac{F_{zad} \cdot 4}{\pi \cdot p}} \text{ [mm]} \quad (3)$$

$$D_v = \sqrt{\frac{700000 \cdot 4}{\pi \cdot 25}} = 188,81 \text{ mm}$$

Bol zvolený hydromotor s priemerom piestu 180 mm. Ďalej je potrebné vypočítať skutočnú štiepaciu silu po úprave vzorcov (1) a (2).

3.1.2 VÝPOČET SKUTOČNEJ SILY VYVINUTEJ HYDROMOTOROM

Štiepacia sila je najdôležitejším parametrom štiepačky. Po voľbe hydromotora je teda potrebné vypočítať skutočnú silu vyvinutú hydromotorom.

$$F_{skut} = p \cdot \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_{skut} = 25 \cdot \frac{\pi \cdot 180^2}{4} = 636\,172,51 \text{ N}$$

Kde:

F_{skut} – skutočná sila vyvinutá hydromotorom [N];

D_v – priemer piestu hydromotora [mm].

3.1.3 VÝPOČET SILY VYVINUTEJ PRI SPÄTNOM CHODE HYDROMOTORA

$$F_{sp} = p \cdot \frac{\pi \cdot (D_v^2 - d^2)}{4} \quad [N] \quad (5)$$

$$F_{sp} = 25 \cdot \frac{\pi \cdot (180^2 - 100^2)}{4} = 439\,822,97 \text{ N}$$

Kde:

F_{sp} – sila vyvinutá pri spätnom chode hydromotora [N];

d – priemer piestnej tyče hydromotora [mm].

3.1.4 DOBA VÝSUVU HYDROMOTORA

Ďalším počítaným parametrom je doba výsuvu hydromotora pod čím sa rozumie čas do jeho úplného vysunutia.

$$t_1 = 60 \cdot \frac{V_v}{D_{\check{c}}} \quad [s] \quad (6)$$

$$V_v = l \cdot \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad [m^3] \quad (7)$$

$$V_v = 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} = 0,02545 \text{ m}^3 = 25,45 \text{ dm}^3$$

$$t_1 = 60 \cdot \frac{25,45}{87,1} = 19,01 \text{ s}$$

Kde:

t_1 – doba výsuvu [s];

V_v – objem hydromotora pri úplnom vysunutí [m³];

$D_{\check{c}}$ – dodávka čerpadla hydrauliky nakladača [dm³][9];

l – dĺžka výsuvu hydromotora [m];

D_v – priemer piestu hydromotora [m](3).

3.1.5 DOBA SPÄTNÉHO CHODU

Dobou spätného chodu sa rozumie čas do úplného zasunutia piestnej tyče hydromotora.

$$t_2 = 60 \cdot \frac{V_{sp}}{D_{\zeta}} \text{ [s]} \quad (8)$$

$$V_v = l \cdot \frac{\pi \cdot (D_v^2 - d^2)}{4} \text{ [m}^3\text{]} \quad (9)$$

$$V_{sp} = 1 \cdot \frac{\pi \cdot (0,18^2 - 0,1^2)}{4} = 0,01759 \text{ m}^3 = 17,59 \text{ dm}^3$$

$$t_2 = 60 \cdot \frac{17,59}{87,1} = 12,12 \text{ s}$$

Kde:

t_2 – doba spätného chodu [s];

V_{sp} – objem hydromotora pri úplnom zasunutí [m^3];

D_{ζ} – dodávka čerpadla hydrauliky nakladača [dm^3][9];

D_v – priemer piestu hydromotora [m](3);

d – priemer piestnej tyče hydromotora [m].

4 PEVNOSTNÉ VÝPOČTY VYBRANÝCH KONŠTRUKČNÝCH UZLOV

4.1 KONTROLA HYDRAULICKÉHO VALCA

Použitý hydromotor je na zákazku vytvorený teda nejde o katalógový výrobok. Z toho dôvodu je potrebné skontrolovať piestnu tyč na vzper, a tak isto je potrebné skontrolovať predný aj zadný čap na strih a otláčenie.

4.1.1 KONTROLA PIESTNEJ TYČE NA VZPER

Vzperná dĺžka $L = L_k = 1000$ mm čo je dĺžka pri maximálnom výsuve piestnej tyče.

Ako prvý bol vypočítaný kvadratický moment piestnej tyče.

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{64} [mm^4] \quad (10)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 100^4}{64} = 49,0874 \cdot 10^5 mm^4$$

Kde:

J_p – kvadratický moment piestnej tyče [mm^4];

d – priemer piestnej tyče hydromotora [mm].

Ďalej bola vypočítaná kritická sila, kde bol použitý výpočet podľa Eulera.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_p}{L_k^2} [N] \quad (11)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 49,0874 \cdot 10^5}{1000^2} = 10\,173\,937,6 N$$

Kde:

F_{kr} – kritická sila podľa Eulera [N];

L_k – vzperná dĺžka piestnej tyče [mm];

E – modul pružnosti v ťahu [MPa].

Bezpečnosť v vzpere je

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{F_{skut}} [-] \quad (12)$$

$$k_{vz} = \frac{1\,534\,385,45}{636\,172,51} = 15,99$$

Kde:

F_{kr} – kritická sila [N](7);

F_{skut} – skutočná sila vybudená hydromotorom [N](4).

Bezpečnosť v vzpere vyšla 15,99, čo je vysoké číslo a síce bezpečnosť je viac ako dostačujúca.

4.1.2 KONTROLA ZADNÉHO ČAPU

Čap prenáša silu 636 172,51 N, má priemer 65 mm a je vyrobený s materiálu 11 600.

Ako prvá bola spravená kontrola na strih

$$S_{c1} = \frac{\pi \cdot d_{c1}^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (13)$$

$$S_{c1} = \frac{\pi \cdot 65^2}{4} = 3318,31 \text{ mm}^2$$

Kde:

S_{c1} – prierez zadného čapu [mm²];

d_{c1} – priemer zadného čapu [mm].

Výpočet šmykového napätia

$$\tau_{s1} = \frac{F_{skut}}{2 \cdot S_{c1}} \leq \tau_{Ds} \text{ [MPa]} \quad (14)$$

$$\tau_{s1} = \frac{636\,172,51}{2 \cdot 3318,31} = 95,86 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{s1} – šmykové napätie zadného čapu [MPa];

Kontrola na otláčenie

$$p_{ot1} = \frac{F_{skut}}{b_1 \cdot d_{c1}} \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (15)$$

$$p_{ot1} = \frac{636\,172,51}{210 \cdot 65} = 46,65 \text{ MPa}$$

Kde:

p_{ot1} – tlak na zadný čap [MPa];

b_1 – šírka oka zadného čapu [mm];

p_D – dovolený tlak [MPa]

Materiál čapu je oceľ E335 (11 600), ktorá má dovolené napätie v šmyku $\tau_{Ds} = 105$ MPa a dovolený tlak $p_D = 180$ MPa [13]. Vypočítané hodnoty sú menšie ako dovolené, v tom prípade čap vyhovuje.

4.1.3 KONTROLA PREDNÉHO ČAPU

Kontrola na strih

$$S_{c2} = \frac{\pi \cdot d_{c2}^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (16)$$

$$S_{c2} = \frac{\pi \cdot 65^2}{4} = 3318,31 \text{ mm}^2$$

Kde:

S_{c2} – prierez predného čapu [mm²];

d_{c2} – priemer predného čapu [mm].

Výpočet šmykového napätia

$$\tau_{s2} = \frac{F_{skut}}{2 \cdot S_{c2}} \leq \tau_{Ds} \text{ [MPa]} \quad (17)$$

$$\tau_{s2} = \frac{636\,172,51}{2 \cdot 3318,31} = 95,86 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{s2} – šmykové napätie predného čapu [MPa];

Kontrola na otláčenie

$$p_{ot2} = \frac{F_{skut}}{b_2 \cdot d_{c2}} \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (18)$$

$$p_{ot2} = \frac{636\,172,51}{80 \cdot 65} = 122,34 \text{ MPa}$$

Kde:

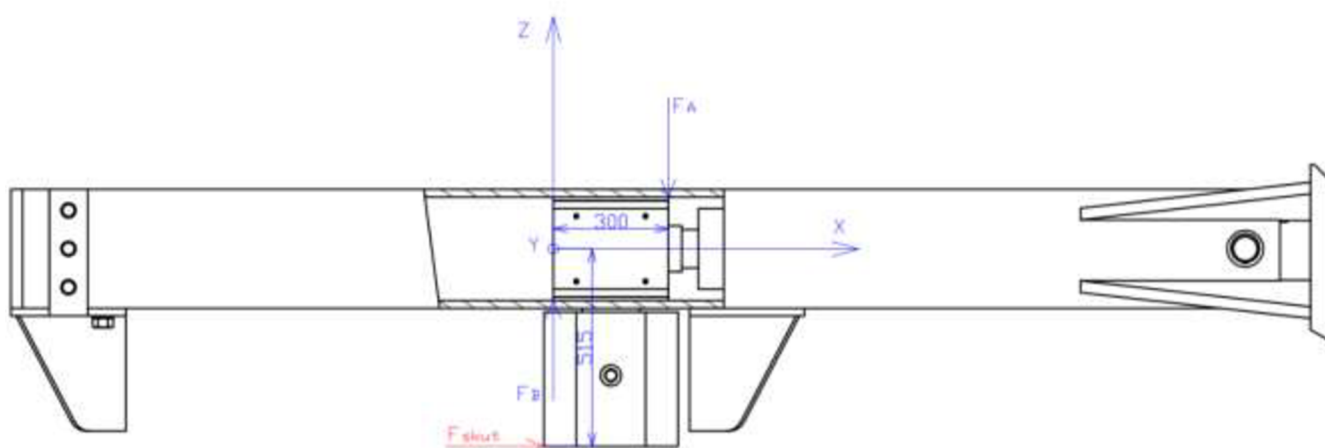
p_{ot2} – tlak na predný čap [MPa];

b_2 – šírka oka predného čapu [mm];

Tento čap je takisto vyrobený z ocele 11 600, čiže dovolené napätie aj dovolený tlak sú rovnaké. Vypočítané hodnoty taktiež spĺňajú podmienku, teda čap vyhovuje.

4.2 KONTROLA TLAČNÉHO ČLENU

Tlačný člen sa posúva vo vnútri rámu kde naň pôsobí dvojica rovnobežných opačne orientovaných síl. Preto je potrebná kontrola na strih. Silové pôsobenie je zobrazené na obr. 12.



Obr. 12 Silové zaťaženie tlačného člehu

$$\sum F_z : F_B - F_A = 0 \gg F_A = F_B \quad (19)$$

$$\sum M_{By} : F_A \cdot x - F_{skut} \cdot y = 0 \quad (20)$$

$$F_A = \frac{F_{skut} \cdot y}{x} [N] \quad (21)$$

$$F_A = \frac{636\,172,51 \cdot 515}{300} = 1\,092\,096,14 \text{ N}$$

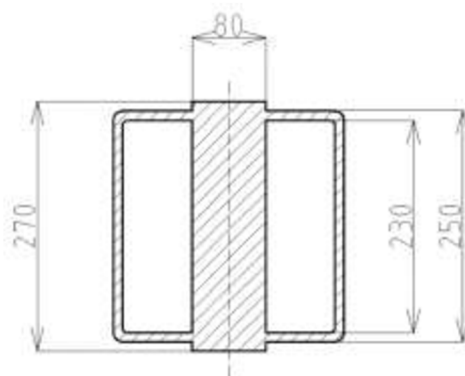
Kde:

M_{By} – moment okolo osy y v mieste pôsobenia sily F_B [Nm];

F_A, F_B – sily pôsobiace na tlačný člen [N];

y – vzdialenosť sily F_{skut} od osi hydraulického valca [mm];

x – dĺžka tlačného člena [mm].



Obr. 13 Nebezpečný prierez tlačného člena

Tlačný člen je vyrobený z materiálu S355J2 (11 503), ktorý má dovolené šmykové napätie $\tau_{dt} = 85$ MPa [13]. Plocha prierezu je $29\,257$ mm².

$$\tau_{st} = \frac{F_A}{S_t} \leq \tau_{dt} \text{ [MPa]} \quad (22)$$

$$\tau_{st} = \frac{1\,092\,096,14}{29\,257} \leq \tau_{dt} \text{ [MPa]}$$

$$37,33 \text{ MPa} \leq 85 \text{ MPa}$$

Kde:

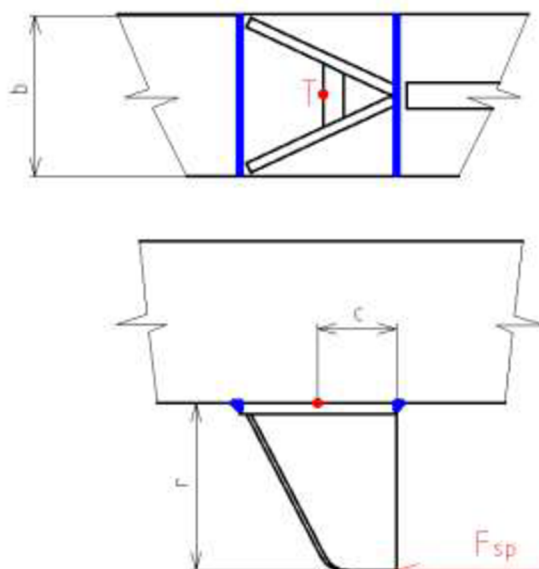
τ_{st} – Šmykové napätie pôsobiace na tlačný člen [MPa];

S_t – plocha nebezpečného prierezu [mm²];

Šmykové napätie pôsobiace na tlačný člen splňuje podmienku a síce, že je menšie ako dovolené šmykové napätie, to znamená, že tlačný člen vydrží aj maximálne zaťaženie.

4.3 KONTROLA ZADNÉHO DRŽIAKA

Zadný držiak je privarený k rámu štiepačky z dvoch strán po celej dĺžke priliehania pomocou dvojice kútových zvarov, vid' obr. 14. Zvary sú zaťažené silou F_{sp} na ramene 320 mm. Je potrebné skontrolovať únosnosť kútových zvarov podľa ČSN EN1993-1-8 Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí 1-8: Navrhování stýčnickov [15].



Celková plocha účinného prierezu zvarov

$$S_{zv} = 1,414 \cdot z \cdot b \text{ [mm}^2\text{]} \quad (24)$$

$$S_{zv} = 1,414 \cdot 10 \cdot 290 = 4100,6 \text{ mm}^2$$

Kde:

z – šírka zvarov [mm];

b – šírka zvarového spoja [mm].

Celkový osový kvadratický moment oboch zvarov ku spoločnému ťažisku

$$J_z = 0,707 \cdot z \cdot \frac{b \cdot h^2}{2} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (23)$$

$$J_z = 0,707 \cdot 10 \cdot \frac{290 \cdot 300^2}{2} = 92,2635 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Kde:

h – vzdialenosť dvojice zvarov [mm].

Ohybový moment pôsobiaci kolmo k rovine

$$M_{zv} = F_{sp} \cdot r \text{ [Nm]} \quad (25)$$

$$M_{zv} = 439\,822,97 \cdot 0,32 = 140\,743,35 \text{ Nm}$$

Kde:

r – rameno pôsobenia sily [m];

F_{sp} – sila pôsobiaca na držiak [N](5);

Vplyv sily

$$\tau_{rov} = \frac{F_{sp}}{S_{zv}} \text{ [MPa]} \quad (26)$$

$$\tau_{rov} = \frac{439\,822,97}{4100,6} = 107,26 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{rov} – šmykové napätie rovnobežné s osou zvaru [MPa];

F_{sp} – sila pôsobiaca na držiak [N](5);

S_{zv} – Celková plocha účinného prierezu zvarov [mm²](15)

Vplyv momentu

$$\sigma_{rov} = \frac{M_{sv} \cdot c}{J_z} \text{ [MPa]} \quad (27)$$

$$\sigma_{rov} = \frac{140\,743\,350 \cdot 150}{92,2635 \cdot 10^6} = 228,82 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{rov} – normálové napätie rovnobežné s osou zvaru [MPa];

M_{sv} – moment pôsobiaci kolmo k rovine [Nm](17);

J_z – celkový osový kvadratický moment [mm⁴](16);

c – maximálna kolmá vzdialenosť zvaru od ťažiska [mm].

Ďalej boli vypočítané napätia kolmé k osi zvaru ktoré sú zložkami normálového napätia rovnobežného s osou zvaru.

$$\sigma_{kolmé} = \tau_{kolmé} = \frac{\sigma_{rovn}}{\sqrt{2}} [MPa] \quad (28)$$

$$\sigma_{kolmé} = \tau_{kolmé} = \frac{228,82}{\sqrt{2}} = 161,8 MPa$$

Únosnosť kútového zvaru je dostatočná ak sú splnené dve podmienky ktoré znejú nasledovne:

$$[\sigma_{kolmé}^2 + 3 \cdot (\tau_{kolmé}^2 + \tau_{rovn}^2)]^{0,5} [MPa] \leq \frac{R_m}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} [MPa] \quad (29)$$

$$[161,8^2 + 3 \cdot (161,8^2 + 107,26^2)]^{0,5} MPa \leq \frac{500}{0,9 \cdot 1,25} MPa$$

$$373,14 MPa \leq 444,44 MPa$$

$$\sigma_{kolmé} [MPa] \leq \frac{0,9 \cdot R_m}{\gamma_{M2}} [MPa] \quad (30)$$

$$161,8 MPa \leq \frac{0,9 \cdot 500}{1,25} MPa$$

$$161,8 MPa \leq 360 MPa$$

Kde:

$\sigma_{kolmé}$ – normálové napätie kolmé na účinný rozmer zvaru [MPa];

$\tau_{kolmé}$ – šmykové napätie kolmé na osu zvaru [MPa];

R_m – medza pevnosti materiálu zadného držiaku [MPa][13];

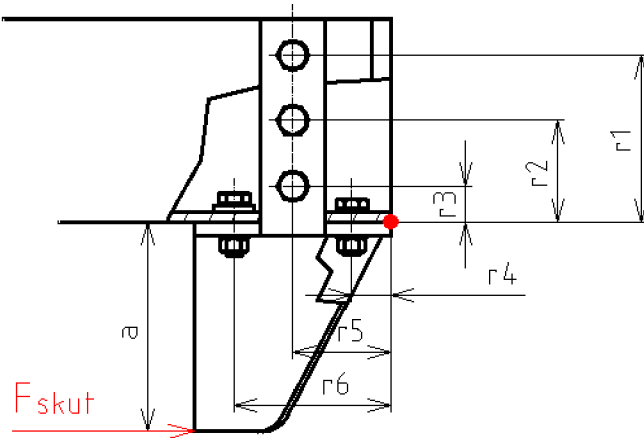
β_w – korelačný súčiniteľ kútoých zvarov[-][15] tab. 4.1 str. 46;

γ_{M2} – súčiniteľ spoľahlivosti[-][15] tab. 2.1 str. 25.

Obe podmienky sú vyhovujúce to znamená že únosnosť kútového zvaru je dostačujúca.

4.4 KONTROLA PREDNÉHO DRŽIAKA

Predný držiak je pripojený k rámu pomocou skrutkových spojov. Zo spodnej strany sú to štyri skrutky M 24 a z bočných strán po tri na každej strane, vid' obr 15. Na držiak pôsobí sila F_{skut} vo vzdialenosti 320 mm od plochy doliehajúcej k rámu. Je potrebné skontrolovať únosnosť podľa [12].



(31)

Obr. 15 Skrutkový prípoj predného držiaku

Návrhová únosnosť v strihu

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot R_{ms} \cdot A}{\gamma_{M2}} [N]$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot 1000 \cdot 452,39}{1,25} = 217\,146,88 \text{ N}$$

Kde:

 R_{ms} – medza pevnosti materiálu skrutky [MPa][11] tab. 8 – 8 str. 442; A – prierez hladkej časti drieku skrutky [mm²]; γ_{M2} – súčiniteľ spoľahlivosti[-][15] tab. 2.1 str. 25.

Návrhová únosnosť v ťahu

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot R_{ms} \cdot A_S}{\gamma_{M2}} [N]$$

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot 1000 \cdot 353}{1,25} = 254\,160 \text{ N}$$

(32)

Kde:

 A_S – výpočtový prierez skrutky [mm²][11] tab. 8 – 1 str. 420;

Vplyv sily

$$F_{v,Sd} = \frac{F_{skut}}{n_b} [N]$$

$$F_{v,Sd} = \frac{636\,172,51}{10} = 63\,617,25 \text{ N}$$

(33)

Kde:

$F_{v,Sd}$ – navrhovaná šmyková sila [N];

F_{skut} – sila pôsobiaca na predný držiak [N];

n_b – počet skrutiek [–].

Vplyv momentu

$$F_{1M,Sd} = F_{skut} \cdot a \cdot \frac{r_1}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 + r_5^2 + r_6^2} [N] \quad (34)$$

$$F_{1M,Sd} = 636\,172,51 \cdot 0,32 \cdot \frac{0,265}{0,265^2 + 0,24^2 + 0,165^2 + 0,15^2 + 0,065^2 + 0,06^2} [N]$$

$$F_{1M,Sd} = 166\,133,66 \text{ N}$$

Kde:

$F_{1M,Sd}$ – návrhová ťahová sila na najviac namáhanú radu skrutiek [N];

a – rameno pôsobenia sily [m];

$r_1 - r_6$ – vzdialenosti radov skrutiek od osi otáčania [m].

$$F_{t,Sd} = \frac{F_{1M,Sd}}{n_{b1}} [N] \quad (35)$$

$$F_{t,Sd} = \frac{166\,133,66}{4} = 41\,533,42 \text{ N}$$

Kde:

$F_{t,Sd}$ – návrhová ťahová sila na jednu skrutku [N];

n_{b1} – počet radov skrutiek [–].

Keďže na skrutky pôsobí súčasne šmyková aj ťahová sila musí byť splnená podmienka

$$\frac{F_{v,Sd}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Sd}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1 \quad (36)$$

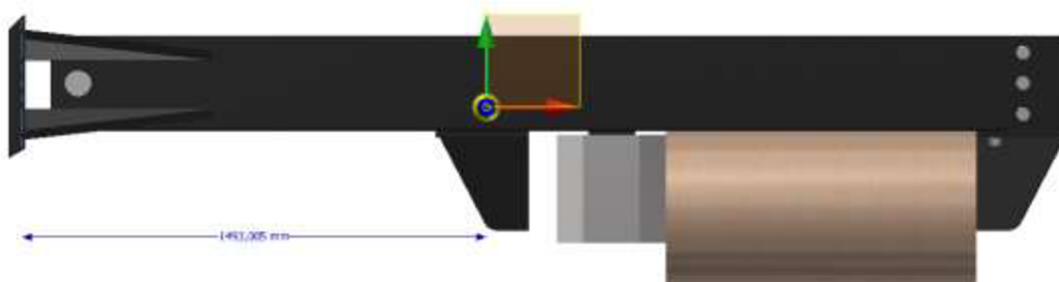
$$\frac{63\,617,25}{217\,146,88} + \frac{41\,533,42}{1,4 \cdot 254\,160} \leq 1$$

$$0,41 \leq 1$$

Podmienka je splnená, tým pádom únosnosť skrutkových spojov je dostačujúca.

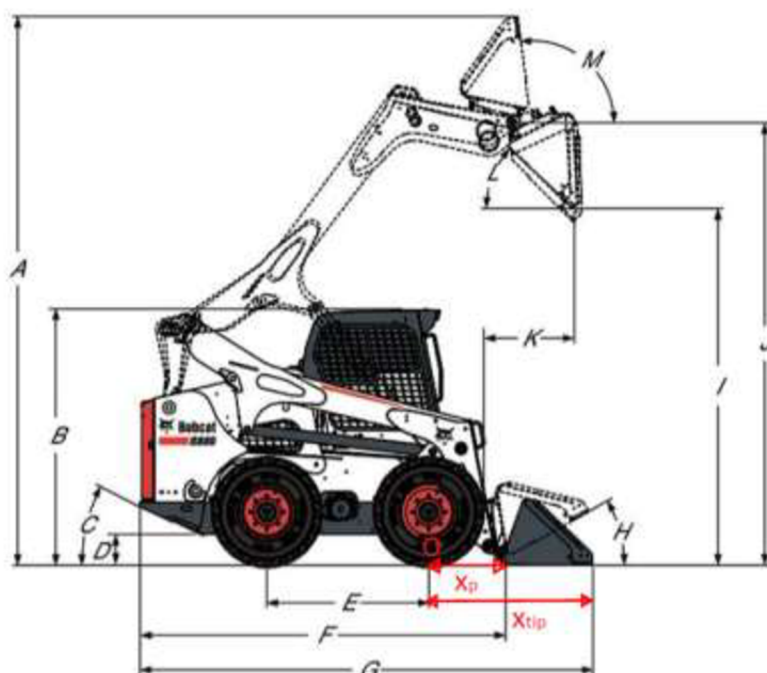
5 VÝPOČET STATICKEJ STABILITY STROJA

Na výpočet stability šmykového nakladača bolo uvažované že štiepačka drží poleno surového buku o dĺžke 1 m, priemere 0,5 m a hustote 990 kg/m^3 [14]. Pomocou programu Autodesk Inventor bola následne zistená poloha ťažiska, vid' obr. 16.



Obr. 16 Poloha ťažiska štiepačky s polenom

Hodnoty dosadené do výpočtov boli získané z brožúry od výrobcu šmykového nakladača Bobcat S850, vid' Príloha 1. Potrebné hodnoty ktoré výrobca v brožúre neuvádza boli zistené pomocou programu foxit reader, vid' obr. 17.



Obr. 17 Šmykový nakladač Bobcat S850 [9]

Výpočet ťažiska nakladača zo statickej rovnováhy

$$m_{tip} \cdot x_{tip} = m_{nakl} \cdot x_T \quad (37)$$

$$x_T = \frac{m_{tip} \cdot x_{tip}}{m_{nakl}} \quad [m] \quad (38)$$

$$x_T = \frac{3700 \cdot 1,35}{4643} = 1,076 \text{ m}$$

Kde:

x_T – vzdialenosť ťažiska nakladača od bodu preklopenia [m];

m_{tip} – zaťaženie spôsobujúce preklopenie [kg];

x_{tip} – rameno pôsobenia sily spôsobujúcej preklopenie [m].

m_{nakl} – prevádzková hmotnosť nakladača [kg].

Stabilizačný moment

$$M_s = m_{nakl} \cdot g \cdot x_T \text{ [Nm]} \quad (39)$$

$$M_s = 4643 \cdot 9,81 \cdot 1,076 = 49\,009,47 \text{ Nm}$$

Kde:

m_{nakl} – prevádzková hmotnosť nakladača [kg];

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

x_T – vzdialenosť ťažiska od bodu preklopenia [m].

Klopný moment

$$M_k = m_{\xi} \cdot g \cdot (x_{T\xi} + x_p) \text{ [Nm]} \quad (40)$$

$$M_k = 1441,26 \cdot 9,81 \cdot (1,49 + 0,63) = 29\,974,17 \text{ Nm}$$

Kde:

m_{ξ} – hmotnosť štiepačky aj s polenom spočítaná programom Inventor [kg];

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

$x_{T\xi}$ – vzdialenosť ťažiska štiepačky od pripojenia nakladača
spočítá programom Inventor [m];

x_p – vzdialenosť pripojenia nakladača od bodu preklopenia [m].

Oba momenty sa počítajú k bodu preklopenia ktorým je v tomto prípade predná náprava nakladača. Klopný moment, spôsobený štiepačkou s polenom, je menší ako stabilizačný moment. Stabilizačný moment je moment spôsobený nakladačom.

ZÁVER

V prvej kapitole bakalárskej práce som sa zaoberal stručnou rešeršou štiepačiek pre šmykom riadený nakladač ktoré sa aktuálne nachádzajú na trhu. Štiepačky boli rozdelené podľa niekoľkých kritérií ako napríklad konštrukcia rámu, štiepacia sila a tvar štiepacieho nástroja. Pri rôznych konštrukciách rámu boli posúdené ich hlavné výhody a nevýhody.

Ďalej je predstavený môj vlastný návrh a následne podrobnejšie popísané jednotlivé časti konštrukcie. Návrh vychádza z rešeršnej časti a konštrukcií už na trhu existujúcich štiepacích zariadení. Je to konštrukcia navrhnutá ako prídavné zariadenie pre šmykom riadený nakladač a je oň pripojená pomocou univerzálneho uchytenia ktoré vyhovuje požiadavkám na trhu. Hydraulický valec, poháňaný z hydraulického obvodu nakladača, je umiestnený vo vnútri konštrukcie, kde je chránený pred prípadným poškodením v dôsledku neopatrného zaobchádzania. Výhodou tejto konštrukcie je štiepací klin ktorý je navrhnutý tak, že je schopný štiepať polená aj pri spätnom chode hydraulického valca.

Dôležité časti štiepačky boli skontrolované pomocou pevnostných výpočtov ktoré potvrdili, že sú navrhnuté s dostatočnou bezpečnosťou a únosnosťou. Dôležité časti sú predný držiak, zadný držiak a tlačný člen. Pri všetkých výpočtoch bolo uvažované maximálne zaťaženie.

V poslednej kapitole bola skontrolovaná statická stabilita celého stroja. Porovnaním klopného a stabilizačného momentu môžeme potvrdiť že štiepačka je vzhľadom k zvolenému nakladaču navrhnutá správne a nepreklopí sa.

Súčasťou práce je aj výkresová dokumentácia. Bol vytvorený výkres celkovej zostavy a výkres zvaru rámu. Výkresy boli doplnené o kusovníky.

Do budúcnosti by som uvažoval hlavne o znížení štiepacej sily. Tak by sa znížili celkové rozmery ako aj hmotnosť štiepačky a bola by vhodná aj pre nižšie rady šmykových nakladačov.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] GrezWolf 24Ton. In: GrezWolf Attachments [online]. 2021 [cit. 2021-21-3]. Dostupné z: <https://greywolfattachments.com/greywolf-24-ton-skid-steer-log-splitter-attachment/>
- [2] The Skidsplitter. In: TM Manufacturing [online]. 2021 [cit. 2021-22-3]. Dostupné z: <http://www.skidsplitter.com/products>
- [3] Split-Fire 4407. In: Split-Fire log splitters [online]. 2021 [cit. 2021-21-3]. Dostupné z: <https://split-fire.com/product/series-4407/>
- [4] Štiepačka WS. In: Kovaco company [online]. 2021 [cit. 2021-21-3]. Dostupné z: <https://www.kovacocompany.sk/produkt/stiepacka-dreva/>
- [5] Skid steer log splitters, In: Wallenstein [online]. 2021 [cit. 2021-22-3]. Dostupné z: <https://www.wallensteinequipment.com/us/en/product-matching.aspx?type=skidsteer&group=log-splitters&brand=Bob%20Cat&model=S850>
- [6] Profil dutý svarovaný se čtvercivím průřezem, EN 10219 In: Fertona online [online]. 2021 [cit. 2021-22-3]. Dostupné z: <https://online.fertona.cz/detail/40178/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-250x10>
- [7] PTFE-desky. In: www.tenart.cz [online]. 2021 [cit. 2021-21-4]. Dostupné z: <https://tenartplasty.cz/kategorie-produktu/polytetrafluoretylen-ptfe/>
- [8] Hardox - otěruvzdorný plech. In: Stavebni-technika.cz [online]. 2021 [cit. 2021-22-4]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/hardox-oteruvzdorny-plech>
- [9] Bobcat S850. In: Bobcat company – skid steer loaders [online]. 2021 [cit. 2021-22-4]. Dostupné z: <https://www.bobcat.com/eu/loaders/skid-steer-loaders/models/s850/specs-options>
- [10] Hydraulics: Špeciálny hydromotor na mieru. In: <https://www.hydraulics.cz/> [online]. 2021 [cit. 2021-24-4]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/24956-specialni>
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [12] KARMAZÍNOVÁ, Marcela. Prvky kovových konstrukcí. Brno: 2005. Dostupné z: <http://www.unium.cz/materialy/vut/fast/bo02-prvky-kovovych-konstrukci-m02-spoje-kovovych-konstrukci-m36257-p1.html>
- [13] Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. In: Ekonstruktér [online]. 2021 [cit. 2021-26-4]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [14] Hodnoty hustoty dřeva. In: nasestromy.cz [online]. 2021 [cit. 2021-27-4]. Dostupné z: <http://www.nasestromy.cz/objemova-hmotnost-dreva/>

-
- [15] ČSN EN 1993-1-8 Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí 1-8: Navrhování styčníků.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

A	[mm ²]	prierez hladkej časti drieku skrutky
a	[m]	rameno pôsobenia sily F_{skut}
A_s	[mm ²]	výpočtový prierez skrutky
b	[mm]	šírka zvarového spoja
b_1	[mm]	šírka oka zadného čapu
b_2	[mm]	šírka oka predného čapu
c	[mm]	maximálna kolmá vzdialenosť zvaru od ťažiska
d	[mm]	priemer piestnej tyče hydromotra
d_{c1}	[mm]	priemer zadného čapu
d_{c2}	[mm]	priemer predného čapu
$D_{\check{c}}$	[dm ³]	dodávka čerpadla hydrauliky nakladača
D_v	[mm]	priemer piestu hydromotora
E	[MPa]	modul pružnosti v ťahu
$F_{1M,Sd}$	[N]	návrhová ťahová sila na najviac namáhaný rad skrutiek
F_A	[N]	sila pôsobiaca sa tlačný člen
F_{kr}	[N]	kritická sila
F_{skut}	[N]	skutočná sila hydromotora
F_{sp}	[N]	sila spätného chodu hydromotora
$F_{t,Sd}$	[N]	návrhová ťahová sila na jednu skrutku
$F_{v,Rd}$	[N]	návrhová únosnosť v strihu
$F_{v,Rd}$	[N]	návrhová únosnosť v ťahu
$F_{v,Sd}$	[N]	návrhová šmyková sila
F_{zad}	[N]	zadaná štiepacia sila
g	[m · s ⁻²]	gravitačné zrýchlenie
h	[mm]	vzdialenosť dvojice zvarov
J_p	[mm ⁴]	kvadratický moment piestnej tyče
J_z	[mm ⁴]	celkový osový kvadratický moment oboch zvarov k spoločnému ťažisku
k_{vz}	[-]	bezpečnosť v vzpere
L	[m]	dĺžka výsuvu hydromotora
L_k	[mm]	vzperná dĺžka piestnej tyče
M_k	[Nm]	klopny moment
m_{nakl}	[kg]	prevádzková hmotnosť nakladača

M_s	[Nm]	stabilizačný moment
m_ξ	[kg]	hmotnosť štiepačky s polenom
m_{tip}	[kg]	zaťaženie spôsobujúce preklopenie
M_{zv}	[Nm]	ohybový moment pôsobiaci na zvarový spoj
n_b	[-]	počet skrutiiek
n_{b1}	[-]	počet radov skrutiiek
p	[MPa]	tlak nastavený poistným ventilom šmykového nakladača
p_D	[MPa]	dovolený tlak materiálu E335
p_{ot1}	[MPa]	tlak na zadný čap
p_{ot2}	[MPa]	tlak na predný čap
r	[m]	rameno pôsobenia sily F_{sp}
r_1 - r_6	[m]	vzdialenosť radov skrutiiek od osi otáčania
R_m	[MPa]	medza pevnosti materiálu zadného držiaku
R_{ms}	[MPa]	medza pevnosti materiálu skrutiiky
S_{c1}	[mm ²]	prierez zadného čapu
S_{c2}	[mm ²]	prierez predného čapu
S_t	[mm ²]	plocha nebezpečného prierezu tlačného člena
S_v	[mm ²]	plocha piestu hydromotora
S_{zv}	[mm ²]	celková plocha účinného prierezu zvarov
t_1	[s]	doba výsuvu
t_2	[s]	doba spätného chodu
V_{sp}	[m ³]	objem hydromotora pri úplnom zasunutí
V_v	[m ³]	objem hydromotora pri úplnom vysunutí
x	[mm]	dĺžka tlačného člena
x_p	[m]	vzdialenosť pripojenia nakladača od bodu preklopenia
x_T	[m]	vzdialenosť ťažiska nakladača od bodu preklopenia
x_{tip}	[m]	rameno pôsobenia sily spôsobujúcej preklopenie
$x_{T\xi}$	[m]	vzdialenosť ťažiska štiepačky od pripojenia nakladača
y	[mm]	vzdialenosť pôsobiska sily F_{skut} od osi hydromotora
z	[mm]	šírka zvarov
β_w	[-]	korelačný súčiniteľ kútových zvarov
γ_{M2}	[-]	súčiniteľ spoľahlivosti
$\sigma_{kolmé}$	[MPa]	normálové napätie kolmé na os zvaru

σ_{rovn}	[MPa]	normálové napätie rovnobežné s osou zvaru
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené napätie v šmyku materiálu E335
τ_{dt}	[MPa]	dovolené šmykové napätie materiálu S355J2
$\tau_{kolmé}$	[MPa]	šmykové napätie kolmé na os zvaru
τ_{rovn}	[MPa]	šmykové napätie rovnobežné s osou zvaru
τ_{s1}	[MPa]	šmykové napätie zadného čapu
τ_{s2}	[MPa]	šmykové napätie predného čapu
τ_{st}	[MPa]	šmykové napätie pôsobiace na tlačný člen

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1	Brožúra nakladača Bobcat S850	2 listy formátu A4
Príloha 2	Výkres zostavy	1 list formátu A1
Príloha 3	Kusovník k výkresu zostavy	2 listy formátu A4
Príloha 4	Výkres zvarku rámu	1 list formátu A1
Príloha 5	Kusovník k výkresu zvarku rámu	1 list formátu A4