

Šolski center Celje
Srednja šola za strojništvo, mehatroniko in medije

RAZMETOVALNIK SILAŽE

Avtorja:

Jure Brečko, S-4. b
Urban Marot, S-4. b

Mentorja:

Roman Zupanc, inž. str.
Franc Horjak

Mestna občina Celje, Mladi za Celje

Kazalo vsebine

1 Povzetek	5
2 Uvod.....	6
3 Hipoteze	6
4 Raziskovanje trga.....	7
5 Spoznanja drugih raziskovalcev	8
5.1 Tehnični podatki RECK	8
6 Opis raziskovalnih metod.....	10
6.1 Zbiranje zamisli in idej.....	10
6.2 Izdelava skic za realizacijo sprejete ideje.....	13
6.3 Iskanje primernih elementov in naprav	13
8 Preračun konstruiranih izdelkov	24
8.1 Določitev izhodnih zahtev	24
8.3 Preračun pogonske verige.....	28
8.4 Preračun cilindra	30
8.5 Kontrola glavne gredi.....	31
8.6 Preračun moznika za verižnik.....	34
8.7 Izbira hidromotorja.....	35
9 Utemeljitev rezultatov	37
10 Zaključek.....	38
11 Zahvala.....	39
12 Viri in literatura	40

Kazalo slik:

Slika 1: Razmetovalnik RECK	7
Slika 2: RECK PLANTAR	8
Slika 3: Reduktor smeri vrtenja	9
Slika 4: Neenakomeren raztros silaže s prikolico	10
Slika 5: Kup, ki ga je potrebno razgrniti	11
Slika 6: Razmet silaže po enem prehodu z razmetovalnikom	11
Slika 7: Končno stanje v silosu po raztrosu in tlačanju	12
Slika 8: Idejni model razmetovalnika	14
Slika 9: Idejna rešitev priklopa	15
Slika 10: Zamik razmetovalnika v levo	16
Slika 11: Zamik razmetovalnika v desno	17
Slika 12: Glavni nosilni del razmetovalnika	18
Slika 13: Prvotna ideja glavnega dela razmetovalnika	19
Slika 14: Ideja z varjeno in vijajčno zvezo glavnega dela	20
Slika 15: Končna ideja glavnega dela z okroglo osjo	21
Slika 16: prečna valja z razporeditvijo rahljalnih lopatic	1
Slika 17: Priključni zvar	1
Slika 18: Obremenitev zvara	1
Slika 19: Težišče zvarov	1
Slika 20: Vztrajnostni moment zvara	1
Slika 21: Model cilindra	1
Slika 22: Koeficient občutljivosti materiala na zareze	1
Slika 23: Diagrama b1 in b2	1
Slika 24: Fizikalni model gredi	1
Slika 25: Prerez fizikalnega modela	1
Slika 26: Vez moznik – verižnik	1
Slika 27: Hidromotor MSY 200	1
Slika 28: Karakteristike hidomotorja	1

Kazalo prilog:

Priloga 1: Kosovnica

Priloga 2: Os

Priloga 3: Roke

Priloga 4: Destancnik

Priloga 5: Glavn del 1

Priloga 6: Glavn del 2

Priloga 7: Glavn del 3

Priloga 8: Glavna pusa

Priloga 9: Glavn del 4

Priloga 10: Lopatica

Priloga 11: Nogica

Priloga 12: Os 45

Priloga 13: Plosca za hidromotor

Priloga 14: Pusa

Priloga 15: Pusa valj

Priloga 16: Priklop 1

Priloga 17: Priklop 2

Priloga 18: Priklop 3

Priloga 19: Priklop 5

Priloga 20: Priklop 4

1 Povzetek

Pričujoča raziskovalna naloga predstavlja konstrukcijo traktorskega priključka, in sicer razmetovalnik silaže. Najprej je bilo potrebno raziskati trg, kjer sva ugotovila, da podobne naprave že obstajajo, vendar imajo veliko slabosti in pomanjkljivosti glede na naše potrebe. Zato sva začela raziskovati, kako izdelati preprost, funkcionalen, varen, zmogljiv in cenejši izdelek. Te lastnosti sva temeljito preučila in jih upoštevala pri konstruiranju omenjenega priključka.

Idejo sva začela realizirati s pomočjo 3D-modelirnika, saj sva prav v njem dobila pravo podobo razmetovalnika. Tako sva spoznala, da so nekatere rešitve zelo težko izvedljive, druge konstrukcijsko prešibke. Na koncu sva prišla do zaključka, da izdelava razmetovalnik silaže, ki ga bo poganjal hidromotor. Tako bo priključek konkurenčen z ostalimi proizvajalci na trgu. Hidromotor omogoča priklop razmetovalnika na sprednji in zadnji hidravliki ter na čelni nakladalnik. Za prenos moči sva uporabila verižni prenos, ki ima veliko prednost v ceni v primerjavi z dragim reduktorskim prenosom. Da sva se čim bolj izognila varjenim delom konstrukcije, sva uporabila vijačne zveze. Tako sva zmanjšala tudi temperaturne vplive na material.

Pri konstruiranju sva uporabila veliko standardnih komponent in materialov, ki so na trgu poceni. Tako sva izdelala funkcionalen stroj z najnižjimi možnimi stroški izdelave.

2 Uvod

Cilj raziskovalne naloge je, kako olajšati razmetovanje silaže v ležečem silosu. Tako se je pojavila zamisel o razmetovalniku silaže. Ko sva raziskovala, sva ugotovila, da takšni pripomočki že obstajajo tudi na slovenskem trgu. Nato sva se obrnila na zastopnika in si zagotovila preizkus stroja. Ker je stroj za naše potrebe cenovno nesprejemljiv, cena stroja glede na narejeno letno število delovnih ur namreč ne upraviči stroškov nabave takšnega stroja, sva se odločila, da izdelava podobno napravo, ki bo preprostejša, funkcionalno primernejša in cenovno ugodnejša ter tako konkurenca na trgu obstoječim različicam. Te lastnosti sva poskušala izpolniti z uporabo cenovnih standardnih komponent in s pogonom preko hidromotorja, ki omogoča enako delovanje stroja, priklopljenega na sprednji ali zadnji hidravliki ter na čelnem nakladalniku. Pri realizaciji najinega projekta sva upoštevala mnenje mentorjev in izkušnje številnih strokovnjakov strojništva, pomagali pa so nama tudi razni trgovci, ki so zagotovili oz. priskrbeli funkcionalne komponente.

3 Hipoteze

Na osnovi preizkusa podobnega priključka, mnenja različnih uporabnikov tega priključka, zanimanja na trgu za takšen priključek ter s pomočjo mentorja smo načrtali hipoteze raziskovalne naloge, predstavljene v nadaljevanju tega poglavja.

Ali je možno skonstruirati in izdelati:

- konstrukcijsko tog in preprost izdelek;
- varen ter učinkovit za uporabo;
- cenovno dostopnejši od konkurenčnih proizvajalcev.

4 Raziskovanje trga

Doma imamo srednje veliko kmetijo in veliko krme konzerviramo v silosih. Ker je delo v silosu ob spravilu krme zelo naporno, sva s sošolcem začela razmišljati, kako bi ta napor odpravila, skrajšala čas dela v silosu, izboljšala kakovost silaže in prihranila delovno silo. Najprej sva svoja vprašanja zastavila na forumu, kjer sva dobila različne odgovore, kako ostali rešujejo ta problem. Sodelujoči v forumu so predstavili svoje izkušnje z različnimi tipi razmetovalnih strojev. Nato sva dobila priložnost, da preizkusiva razmetovalnik silaže, enega vodilnih proizvajalcev v Evropi, RECK. Le-tega sva temeljito preizkusila in proučila ter ugotovila, da je omenjeni razmetovalnik, tisto, kar iščeva in potrebujeva. Seveda sva opazila tudi nekaj slabosti, še posebej naju je motila cena stroja, ki je za naše potrebe nesprejemljiva. Zato sva se odločila, da izdelava funkcionalno podoben stroj, ki bo odpravil pomanjkljivosti preizkusnega stroja in bo cenovno ugodnejši. Poleg tega bo novi stroj zagotovil primerljivo ali celo boljšo kakovost razmeta silaže oziroma končne kakovosti silaže, s čimer se bo povečala produktivnost tako v prireji mleka kot mesa, saj je konzerviranje silaže ključno za najkakovostnejši prehranski obrok.



Slika 1: Razmetovalnik RECK

5 Spoznanja drugih raziskovalcev

Po pridobljenih informacijah na forumu o proizvajalcih in kakovosti konkurenčnih proizvajalcev sva se odločila, da analizirava, po mnenju večine sodelujočih v forumu, najboljšega proizvajalca razmetovalnikov v Evropi. Ker sva imela možnost preizkusa le-tega, sva tako dobila prvotne zamisli o zasnovi podobnega stroja, prav tako sva lahko omenjeni stroj temeljito proučila in tako dobila pogled v dimenzije konstrukcijskih komponent, ki sva jih tudi prevzela. Tu gre predvsem za dimenzije določenih pločevin in profilnih komponent. Poleg tega sva dobila pogled v funkcionalne parametre, ki sva jih temeljito preučila in jih poskušala izboljšati.

Razmetovalnik silaže RECK

Tip PLANTAR s hidravličnim nagibom valja je rezultat nadaljnjega razvoja standardnega razmetovalnika silaže. Omogoča še posebej natančno in dobro nadzorovano razmetavanje travnih kupov, pripeljanih s silažnimi nakladalnimi prikolicami z ali brez dozirnih valjev tako k stenam silosa kakor tudi proti sredini silosa. Zaradi zahteve kmetov po pridobivanju zelo kakovostne travne silaže, je **tip PLANTAR** s hidravličnim nagibom postal najbolj prodajani artikel.



Slika 2: RECK PLANTAR

5.1 Tehnični podatki RECK

Tehnični podatki RECK so:

- premer valja – notranji: 65 cm;
- premer valja – zunanji: 98 cm;
- delovna širina: 173/213 cm;
- priklon: spredaj ali zadaj;
- število rahljajlnih lopatic: 24/32 kosov;
- minimalna potrebna moč: 40 KM;
- število obratov na gredi/min: 1.000 obratov/min spredaj;
- 540 obratov/min zadaj.

Reduktor spremembe smeri vrtenja

Omogoča delo tako na prednji kakor tudi zadnji traktorski hidravliki, ki je podan kot dodatna nadgradnja razmetovalnika.



Slika 3: Reduktor smeri vrtenja

6 Opis raziskovalnih metod

6.1 Zbiranje zamisli in idej

V prvi fazi sva se lotila zbiranja idej, kako čim bolj učinkovito izpolniti zastavljene cilje najinega projekta. Poleg svojih idej sva upoštevala tudi mnenja različnih uporabnikov in potencialnih kupcev, do katerih sva prišla s pomočjo kmetijskega foruma, kjer sva povprašala za prednosti in slabosti različnih tipov razmetovalnikov silaže. Na podlagi pridobljenih informacij sva strnila zamisli in ideje ter se tako odločila za izdelavo razmetovalnika silaže s prečnima valjema, ki naj imata zadosten premer, se primerno hitro vrtita ter vsebujeta zadostno število lopatic. Najin problem je namreč enakomerno razgrniti kup silaže, prikazan na slikah 4 in 5 .

Sliki 4 in 5 prikazujeta stanje, ko z nakladalno prikolico pripeljemo v silos silažo, ki jo neenakomerno raztrosimo po sredini silosa, saj s prikolico ne moremo raztrositi po celotni širini silosa. Višina raztrosa s prikolico je v povprečju 0,5 m, z razmetovalnikom pa želimo zagotoviti enakomerno raztrošeno silažo po celotnem silosu v višini med 0,1 in 0,2 m.



Slika 4: Neenakomeren raztros silaže s prikolico



Slika 5: Kup, ki ga je potrebno razgrniti.



Slika 6: Razmet silaže po enem prehodu z razmetovalnikom

Z najinim strojem hočeva zagotoviti čim boljši raztros travne silaže, tako da bo potrebno število prehodov po silosu čim manjše, s čimer prihranimo čas, namenjen za ureditev silosa. To omogoča hitrejši dovoz nove silaže. Tako prihranimo skupen čas in porabo goriva. Najin cilj je skonstruirati stroj, ki bo po enkratnem prehodu skozi silos zagotovil vsaj takšno kakovost, kot jo prikazuje s preizkusnim razmetovalnikom, slika 7, ali še celo boljšo.

Razmetovalnik naj bi služil tudi kot dodatna utež pri tlačenju. Tako bi prispeval k večji stisnjenosti silaže. Z enakomerni raztrosom in dobro potlačenostjo zagotovimo, da je silaža čim bolj zbita, kar pomeni, da je malo možnosti, da bi vmes prišel zrak, ki je poglavitni povzročitelj kvarjenja silaže. Za kakovostno silažo sta ključnega pomena prav raztros in tlačenje. Pravilno raztrošen in potlačen silos prikazuje slika 7.



Slika 7: Končno stanje v silosu po raztrosu in tlačenju

6.2 Izdelava skic za realizacijo sprejete ideje

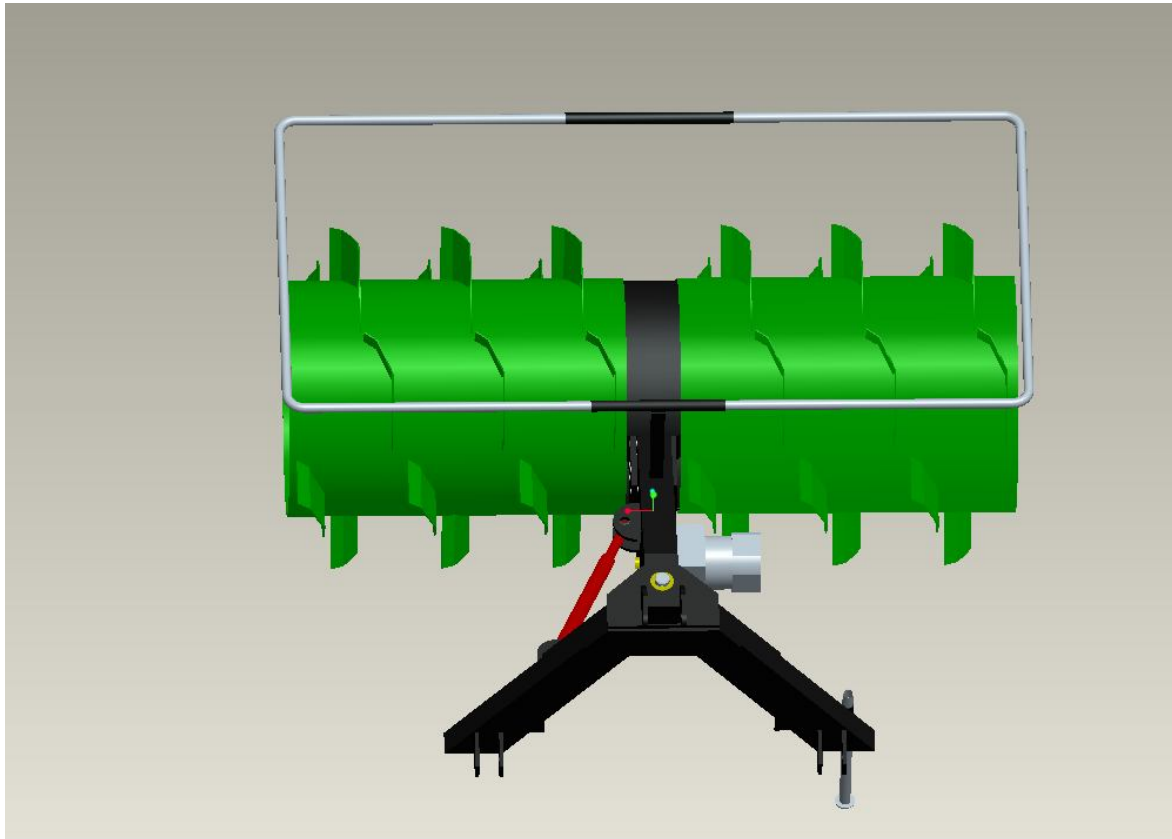
Na osnovi predhodnih idej in zamisli sva se lotila risanja idejnih modelov bodočega stroja v modelirnem programu Pro Engineer. Ob risanju modelov so se ideje začele realizirati, nekatere so bile tehnološko prezahtevne, druge funkcionalno prešibke. Na koncu je ostal model, pri katerem sva za glavni pogon uporabila hidromotor, preko verižnega prenosa gibanja pa zagotovila funkcionalnost stroja.

6.3 Iskanje primernih elementov in naprav

Po podatkih trgovcev o njihovih kataloških ponudbah sva izbrala najprimernejše materiale. Poskušala sva uporabiti čim več standardnih komponent, in sicer standardne vijake, ležaje z ohišji, pločevine, standardnih dimenzij, in hidromotor. Tako sva zagotovila čim nižje stroške izdelave stroja.

7 Izbira ideje

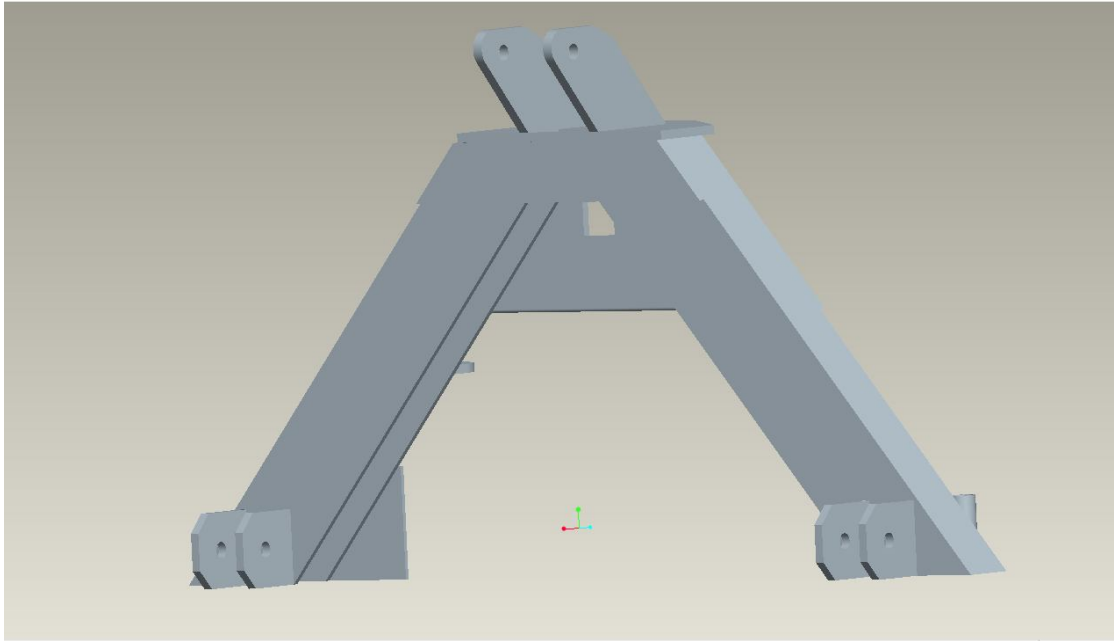
Odločila sva se, da izdelava razmetovalnik silaže, ki bo s prečno rotacijo izvajal glavno funkcijo, saj ta zagotavlja enakomeren raztros po višini po celotnem silosu. Prav tako sva se odločila, da bo hidromotor poganjal rametovalnik. Tako se izogneva dragemu dvakrat dvozglornemu kardanu z drsno sklopko, ki je potreben za prenos moči iz traktorja na delovni stroj. Ker je priključna razdalja med pogonsko in gnano osjo relativno majhna in ker se razmetovalnik med obratovanjem še pregiba, potrebujemo dvakrat dvozglorni kardan, ki je zelo drag. Za to ceno sva hotela zagotoviti celoten pogonski del, ki sva si ga zamislila z verižnim prenosom, in se tako izogniti tudi dragemu kotnemu reduktorju, ki ga uporabljajo konkurenčni proizvajalci. Za pogon preko hidromotorja sva se odločila tudi zaradi tega, ker sva hotela zagotoviti možnost priklopa tako na sprednji kot tudi na zadnji hidravliki, saj sta pretok in tlak neodvisna od priklopa spredaj ali zadaj. Integrirana hidravlična črpalka na traktorju namreč deluje konstantno. Pri pogonu preko kardana pa se smer in število obratov gredi spremenita s priklopom spredaj ali zadaj, za kar je potreben še en reduktor spremembe smeri in prestavnega razmerja, saj se kardanska gred zadaj vrti v desno z 540 obrati na minuto, spredaj pa v levo s 1000 obrati na minuto. S pogonom preko hidromotorja se izognemo tudi omenjeni težavi in spet prihranimo znesek dvakratne cene hidromotorja.



Slika 8: Idejni model razmetovalnika

7.1 Ideja za konstruiranje priklopa

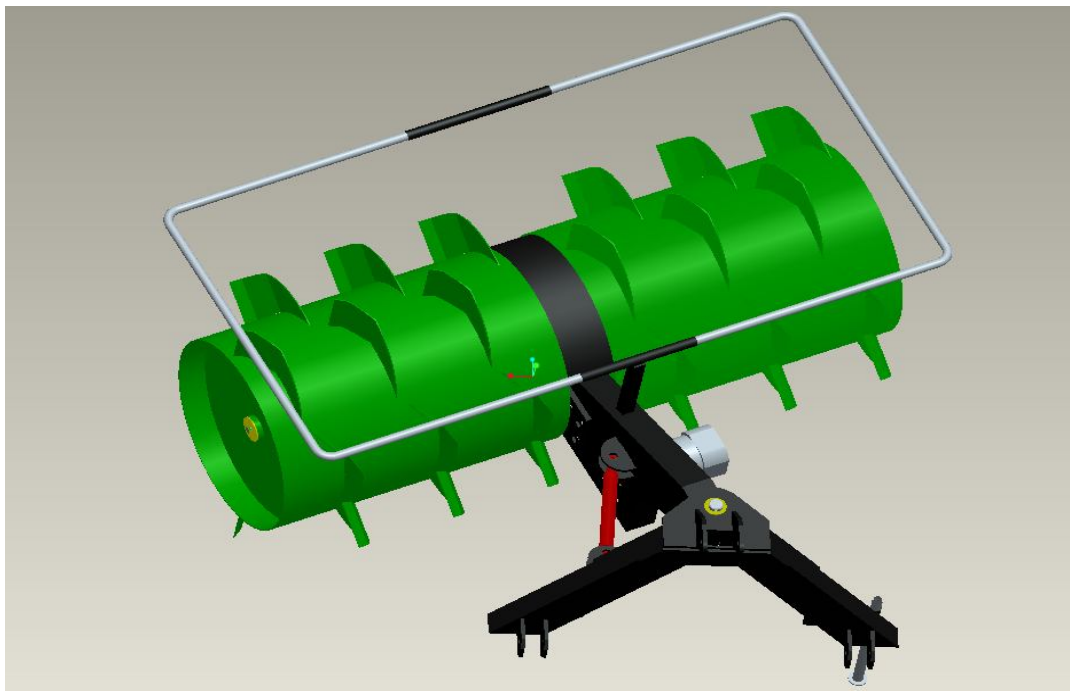
Ker sva hotela zagotoviti priklop razmetovalnika tako na sprednjo kot zadnjo hidravliko, sva zasnovala priklop, ki omogoča priklop na sprednji hidravliki z dvotočkovnim vpetjem, to je vpetje s trikotnikom, kar zagotavlja hiter in enostaven priklop brez problematičnega manevriranja. Za priklop na zadnjo hidravliko pa je poskrbljeno s standardnim tritočkovnim vpetjem.



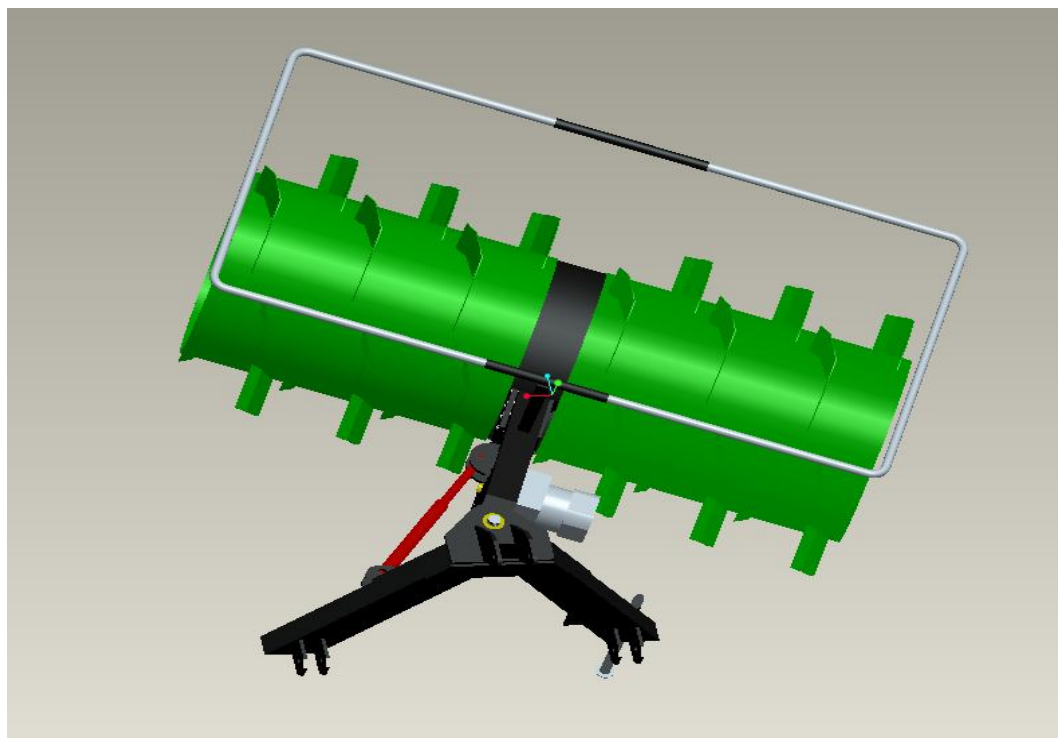
Slika 9: Idejna rešitev priklopa

7.2 Ideja o gibljivem razmetovalniku

Raztros silaže ob stene silosa sva si zamislila tako, da je glavno ogrodje gibljivo vpeto takoj za priklopom. Gib levo in desno omogoča hidravlični cilinder, ki zagotavlja 25-stopinjski kot zamika v levo in desno. S stranskim zamikom zagotovimo še dodatno enakomernejši raztros silaže tudi ob steni. Ker je glavni del razmetovalnika gibljiv pri priklopu, omogoča večjo odmaknjenost valjev k steni, če ga uporabljamo za raztros k steni ali stran od stene. Kadar s traktorjem tlačimo silažo čisto ob steni, tako preprečimo, da bi se razmetovalnik drgnil ob steno silosa in se tako morebitno poškodoval. Prav tako večji odmik razmetovalnika od ravnovesne lege omogoča priklop na ožji ali širši traktor, saj lahko prav tako z ožjim traktorjem razmečemo silažo in hkrati potlačim ob steni silosa. S tem zagotovimo, da lahko z enim traktorjem razmečemo in potlačimo silos ter tako prihranimo traktor, ki bi samo tlačil, in človeka, porabimo pa tudi manj goriva. Večja širina razmetovalnika tako omogoča večjo storilnost in hkrati priklop na širši traktor pri polnem zamiku pa tudi na traktor z ožjim kolotekom, kar je očitna prednost pred ostalimi ponudniki, ki ponujajo različne modele glede na širino traktorja.



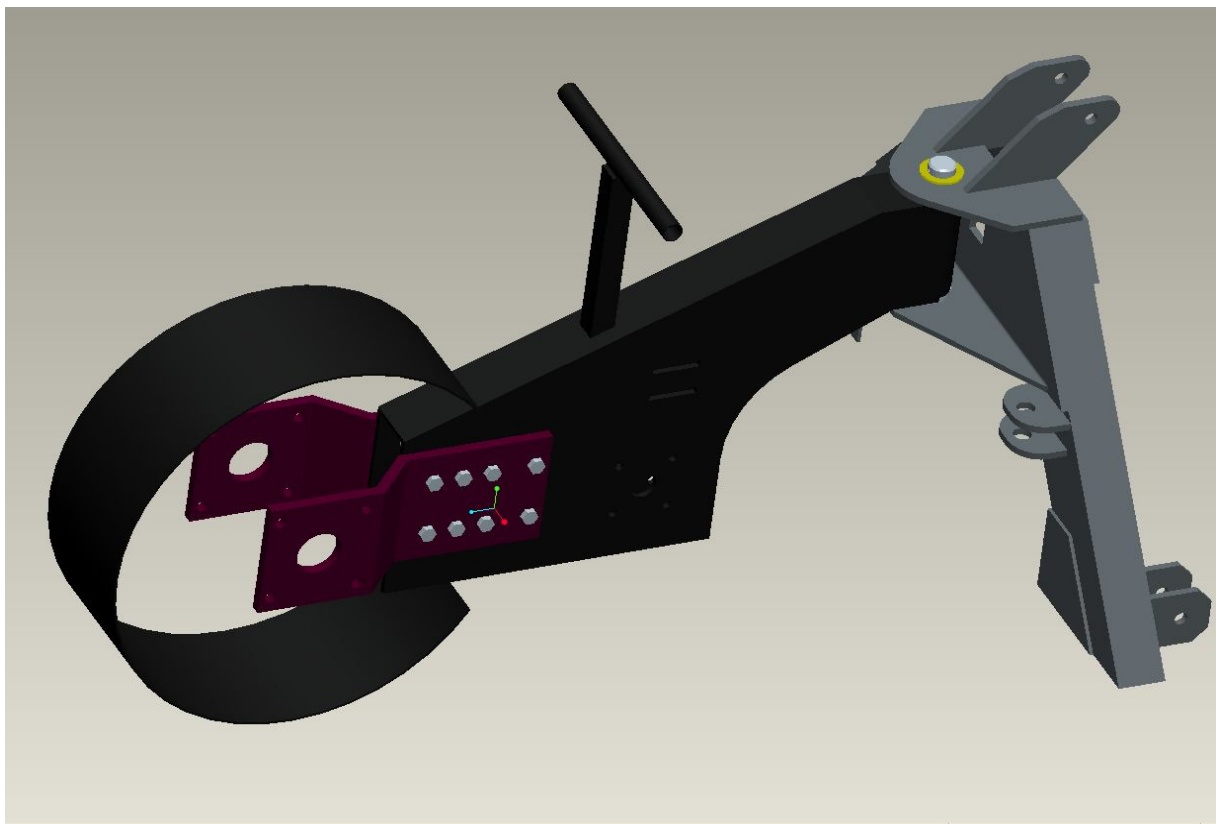
Slika 10: Zamik razmetovalnika v levo



Slika 11: Zamik razmetovalnika v desno

7.3 Ideja glavnega nosilnega dela razmetovalnika

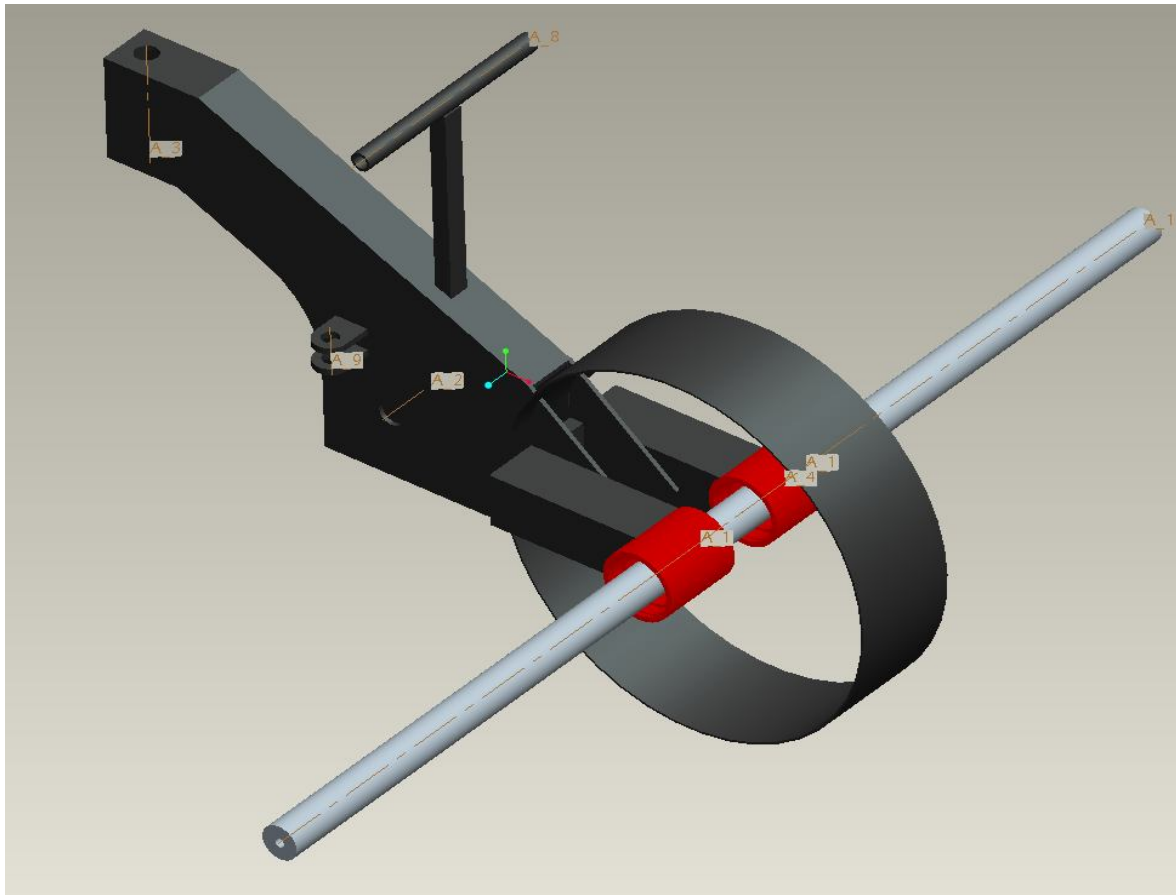
Glavno nosilno konstrukcijo sva si zamislila kot varjenec iz odrezane pločevine, ki najverjetneje ni ravno najcenejša rešitev, saj bi bil varjenec iz standardnih profilov lahko cenejši. Ta varjenec sva si zamislila zaradi prenosa pogona, saj je v varjencu skrit verižni prenos. S tem sva porabila zaščiten prostor in tako verižni prenos skrila pred zunanjimi vključki, kot sta silaža in prah. Na glavno ogrodje sva privijačila ukrivljena nosilca, na katerih so štirje standardni kroglični prilagodljivi ležaji z ohišjem. Do te rešitve sva prišla po svetovanju z različnimi izkušenimi mojstri, saj je najina prvotna zamisel bila zasnovana v celoti z varjeno konstrukcijo.



Slika 12: Glavni nosilni del razmetovalnika

7.3.1 Varjena ideja za nosilce prečne gredi

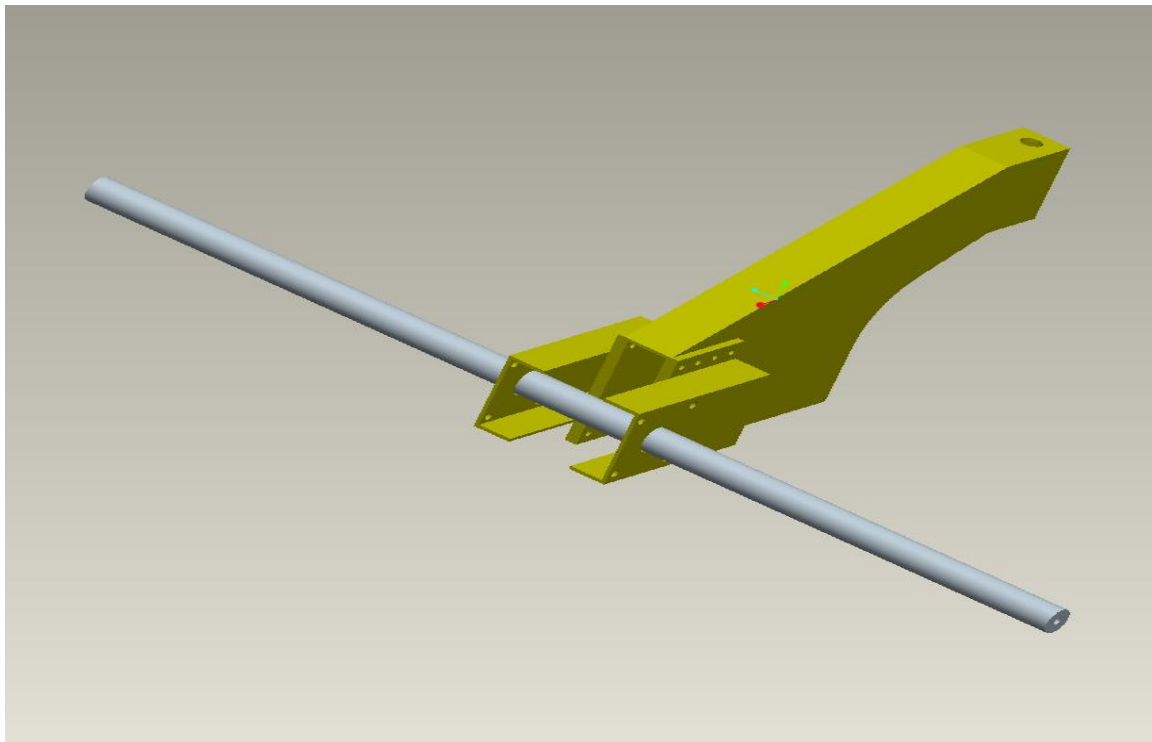
Ideja z varjeno konstrukcijo je bila funkcionalno zelo dobra. Edini problem, ki je nastopil, je postopek varjenja, ki je v tem primeru zelo specifičen. Pri varjenju namreč nastopajo veliki toplotni učinki na material, v njem se ustvarjajo zaostale napetosti, ki vplivajo na lastnosti materiala. Prav tako z varjenjem vplivamo na strukturo materiala, kar negativno vpliva na obnašanje celotne konstrukcije. Zaradi teh učinkov bi bilo potrebno po varjenju tolerančno obdelati nosilne puše za ležaje. To je tudi pglavitni vzrok, zakaj sva to idejo opustila. Težko je namreč najti orodjarno, ki ima stroj, ki bi bil zmožen zagotoviti omenjeno naknadno obdelavo, kar bi seveda tudi občutno podražilo izdelavo stroja. To so razlogi, zakaj sva predstavljeno idejo opustila.



Slika 13: Prvotna ideja glavnega dela razmetovalnika

7.3.2 Delno varjena, delno vijačena ideja za nosilce prečne gredi

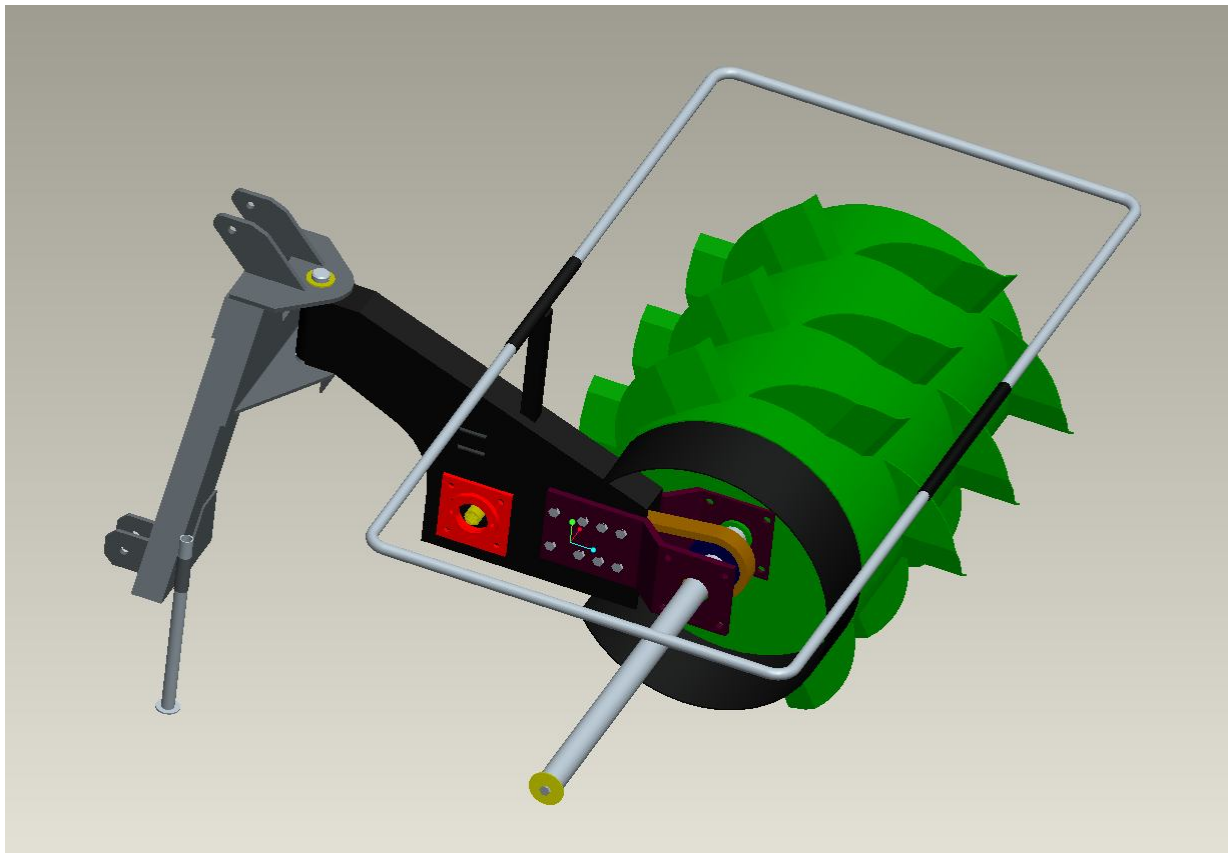
Ker je bila ideja o celotno varjeni konstrukciji tehnološko prezahtevna, sva prišla do zamisli, da zmodelirava varjeno konstrukcijo, ki bo privijačena na glavni del z vijačno zvezo. Tako se bova izognila naknadni obdelavi zaradi temperaturnega vpliva varjenja. Ta rešitev je bila skoraj sprejeta, ampak se je pojavila težava pri izbiri standardnih kataloških ležajev z ohišjem, saj nama dopustna širina ni omogočala montaže štirih ležajev, zato sva morala tudi to rešitev opustiti.



Slika 14: Ideja z varjeno in vijačno zvezo glavnega dela

7.3.4 Ideja o ukrivljeni privijačeni pločevini

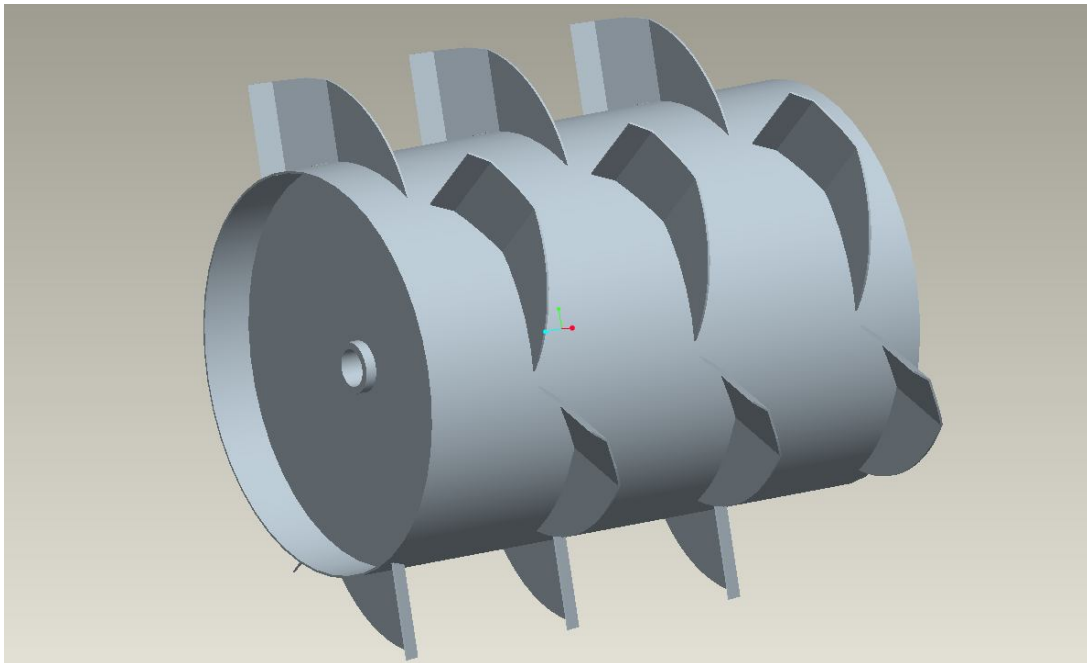
Na koncu se nama je ustalila ideja, da uporabiva ukrivljeno pločevino, ki je privijačena z vijlačno zvezo na glavni del. Skozi to vijlačno zvezo poteka glavna okrogla os, na kateri je v sredini pritrjen verižnik za pogon, na obeh straneh pa je nanjo pritrjen razmetovalni valj. Čeprav sva razmišljala, da bi uporabila šestkotno os, ki dobro prenaša tako torzijske kot tudi upogibne napetosti, poleg tega ni potrebno nanjo narediti nobenih utorov za moznike, bi vendarle bilo potrebno narediti šestkotne puše za prenos moči na valj in skozi verižnik. Problem je tudi vležajenje šestkotne osi, zato sva to zamisel opustila ter povečala premer okrogle osi. Rešitev ni najboljša, ker okrogla os ne prenaša tako dobro upogibnih napetosti kot šestkotna, čeprav torzijske napetosti zelo dobro prenaša. Problem je tudi zarezni učinek, ki nastane pri izdelavi utorov za moznike, toda cenovno je izvedba v tem primeru dosti ugodnejša, zato sva se odločila za to rešitev.



Slika 15: Končna ideja glavnega dela z okroglo osjo

7.4 Ideja za prečna valja

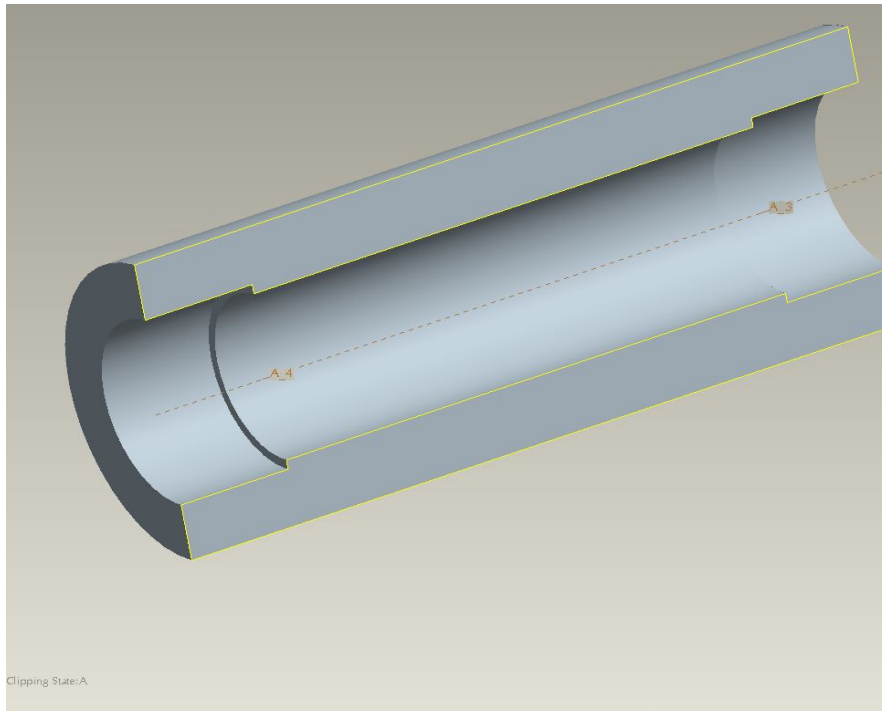
Prečna valja sva dimenzionirala tako, da sva dobila želeno širino, premer pa glede na moč hidromotorja. Premer valjev ima ključni pomen za učinkovitost raztrosa silaže. Večji, kot je premer, večjo količino lahko naenkrat razgrnemo. Večji premer ima tudi večjo obodno hitrost, kar vpliva na kakovost raztrosa silaže. Prav tako vpliva na kakovost raztrosa število raztrosnih lopatic, razporejenih po obodu valjev. Večje, kot je število lopatic, enakomernejši raztros zagotovimo, zato sva se odločila, da uporabiva zadostno število lopatic, ki bodo spiralno razporejene po obodu valjev.



Slika 16: prečna valja z razporeditvijo rahljajalnih lopatic

7.5 Ideja za priključno pušo

Priključna puša, ki je privarjena na glavni del razmetovalnika, ta pa je priključen na priklop, sva skonstruirala tako, da sva upoštevala, da bo varjenje nanjo vplivalo negativno, saj zaradi temperaturne obremenitve luknja skozi njo ne bo več popolno okrogla in koncentrična. Zato sva pušo skonstruirala tako, da sva uporabila večji premer luknje, na vsaki strani pa še premer lukenj dodatno povečala ter tako zagotovila prostor za standardno drsno pušo, ki jo vstavimo pri montaži v pušo. Drsna puša ima tudi to prednost, da ne pride v stik isti material pri čepu in puši. Tako preprečimo, da bi čep in puša zaribala. Drsna puša omogoča tudi to, da ni potrebno zagotoviti mazanja med pušo in čepom, ker sta iz različnih materialov, gibanje pa ne bo izpostavljeno številnim premikom.



Slika18: Priključna puša

8 Preračun konstruiranih izdelkov

Za uspešno in optimalno konstruiranje strojnih delov, ki prenašajo obremenitev, moramo spoznati silo, ki je potrebna za porušitev nekega strojnega elementa. Ker je najin izdelek dokaj zahteven, je bilo potrebno izvesti mnogo preračunov, ki določajo obremenitve naprave, posledično pa določitev in preverjanje oblike ter pravih dimenzij strojnih delov, ki bodo prenesli določene obremenitve. Pri računanju sva upoštevala tudi varnostni faktor na višji ravni. Lahko se najdejo posamezniki, ki bi to napravo preobremenili, saj se ne zavedajo posledic, ki lahko privedejo v takih primerih do porušitve posameznih strojnih delov. Konstruktor mora tako predvideti tudi takšne predpostavke. Izdelek mora biti zanesljiv, hkrati pa optimalno izdelan. Preden sva začela s preračuni, sva morala določiti vrsto in velikost obremenitve, ki sta za vsak strojni del drugačni.

8.1 Določitev izhodnih zahtev

Za izračune različnih strojnih delov sva morala določiti začetne veličine, ki sva jih predpostavila iz preizkusa konkurenčnega stroja, poleg tega sva upoštevala tudi predloge, podane na forumu, in dodala še najine želje po zmogljivosti stroja. Tako sva prišla do naslednjih začetnih parametrov:

- premer valja od 1000 do 1100 mm;
- od 120 do 180 obratov valjev na minuto;
- masa priključka od 500 do 800 kg;
- zmožnost raztrosa 500-kilogramskega kupa silaže;
- zamik +/- 25° levo, desno iz ravnovesne lege.

Navedene izhodiščne podatke sva upoštevala pri posameznih preračunih in jih poskušala čim bolj zajeti v fizikalnih modelih, s katerimi sva si olajšala preračunavanje zahtevnih mehanskih modelov.

8.2 Preračun priključnega zvara

Določitev zvarov /

debelina zvara:

$$2 \text{ mm} \leq a \leq 0,7 t_{\min} \rightarrow 2 \text{ mm} \leq a \leq 7 \text{ mm}$$

$$a > \sqrt{t_{\min} \cdot 1 \text{ mm}} - 0,5 \text{ mm}$$

$$t_{\min} = 10 \text{ mm}$$

$$t_{\max} = 17,5 \text{ mm}$$

$$a > \sqrt{17,5 \cdot 1} - 0,5 \text{ mm} = 3,7 \text{ mm}$$

$$a > 3,7 \text{ mm}; \text{ izberemo: } a = 7 \text{ mm}$$

Prečna sila:

$$F_1 = 4000 \text{ N}$$

$$F_2 = 6000 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_2^2 + F_1^2} = 7211 \text{ N}$$

Upogibni moment:

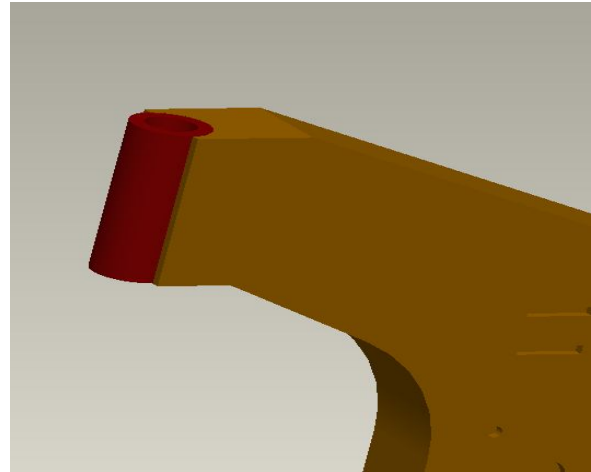
$$M_A = F_1 \cdot 0,5 \text{ m} + F_2 \cdot 1,1 \text{ m} = 8600 \text{ Nm} \rightarrow M_{\max}$$

$$M_{\min} = F_1 \cdot 1,1 \text{ m} = 4400 \text{ Nm}$$

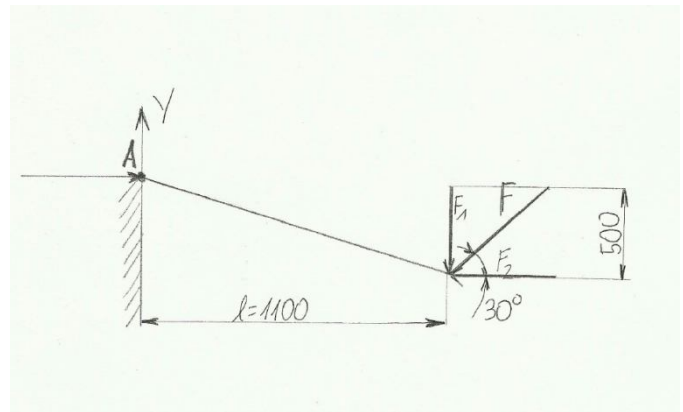
$$Y_{t1} = 100 \text{ mm}$$

$$Y_{t2} = 213,5 \text{ mm}$$

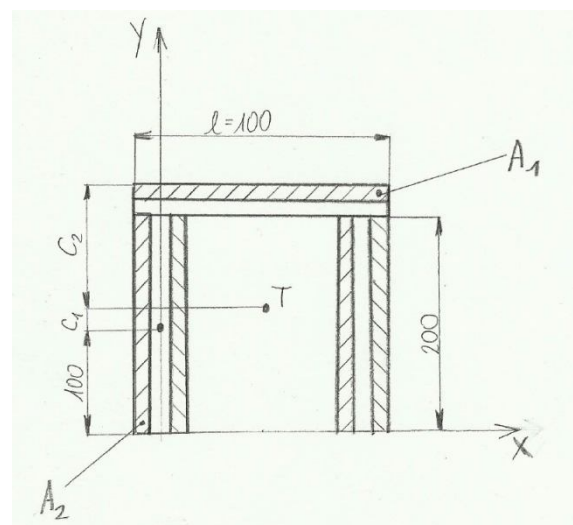
Prerez zvarov:



Slika 17: Priključni zvar



Slika 18: Obremenitev zvara



Slika 19: Težišče zvarov

$$A_1 = a l_{zv1} = 700 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = a l_{zv2} = 5600 \text{ mm}^2$$

$$Y_T = \frac{\sum A_i Y_i}{\sum A_i} = \frac{5600 \cdot 100 + 700 \cdot 213,5}{6300}$$

$$Y_T = 112,6 \text{ mm}$$

$$A_Z = A_1 + 4 A_2 = 700 + 5600 = 6300 \text{ mm}^2$$

Vztrajnostni moment zvara:

$$|c_1| = Y_{T1} - Y_T = 100 - 112,6 = 12,6 \text{ mm}$$

$$c_2 = Y_{T2} - Y_T = 100,9 \text{ mm}$$

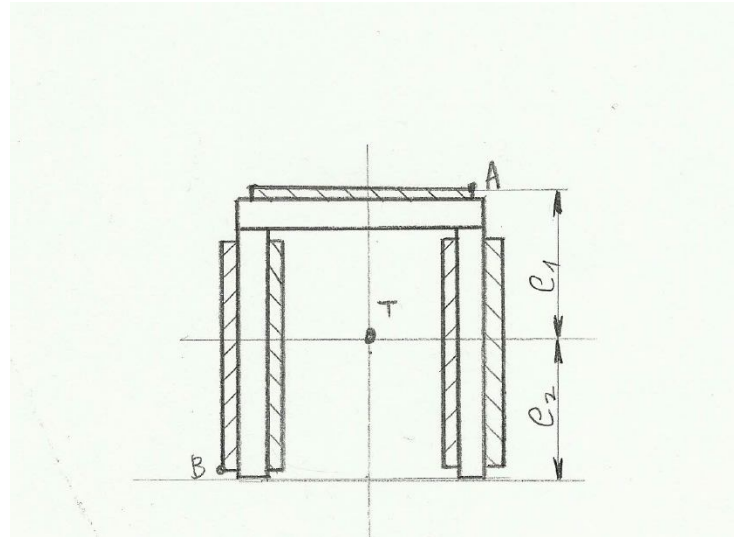
$$I_1 = I_{T1} + c_1^2 A_1 = 49 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

$$I_{T1} = \frac{a^3}{12} = 4666666 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = I_{T2} + c_2^2 A_2 = 71 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

$$I_{T2} = \frac{h a^3}{12} = 2858 \text{ mm}^4$$

$$I_{zv} = 4 I_1 + I_2 = 26,7 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$



Slika 20: Vztrajnostni moment zvara

A) $\tau_{II} = 0$

$$\sigma_{-A} = \frac{M_{mix}}{I_T} = \frac{8600 \text{ Nmm} \cdot 1000}{26700000 \text{ mm}^4} \cdot 104,4 \text{ mm} = 33,6 \text{ MPa}$$

$$M_{max} = 8600 \text{ Nm}$$

$$e = c_2 + \frac{a}{2} = 104,4 \text{ mm}$$

$$\sigma_{PA} = \sqrt{\sigma_{-A}^2 + 1,8 \tau^2} \rightarrow \sigma_{PA} = \sigma_{-A}$$

$$B) \sigma_{_B} = \frac{M_{max}}{I_T} e_2 = \frac{8600 \text{ Nm } 1000}{26700000 \text{ mm}^4} 112,6 = 36,3 \text{ MPa}$$

$$e_2 = 100 + c_1 = 112,6 \text{ mm}$$

$$\tau_{II B} = \frac{N}{A_{zv}} = \frac{N}{E(\alpha I_{zv})} = \frac{7211}{5600} = 1,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{PB} = \sqrt{36,3^2 + 1,8 \cdot 1,28^2} = 36,3 \text{ MPa}$$

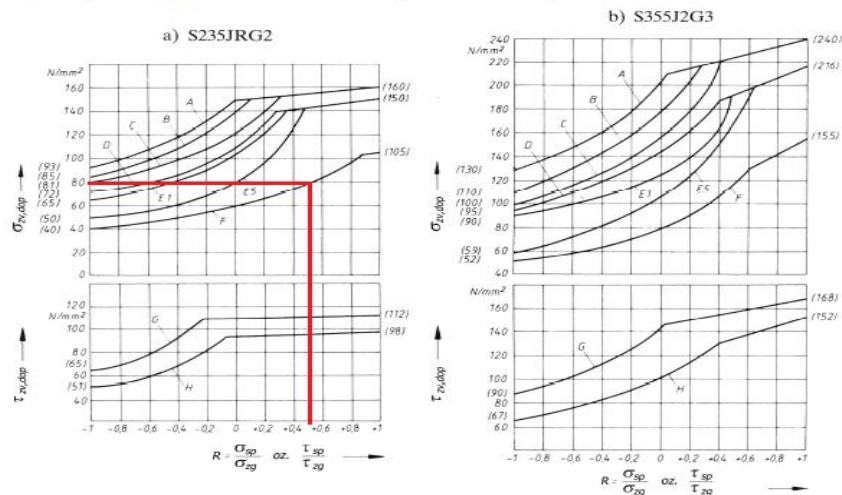
Dopustna napetost v zvaru:

$$R = \frac{M_{min}}{M_{max}} = \frac{4400}{8600} = 0,511 \rightarrow \text{pogled v tabele : } \rightarrow \sigma_{dop} = 80 \text{ MPa}$$

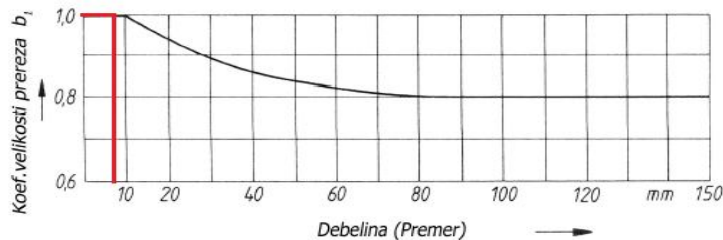
$$\sigma_{PB}, \sigma_{PA} < \sigma_{dop}$$

S tem preračunom sva dokazala, da bo priključni zvar zdržal in da sva na varni strani, saj je napetost 2,2-krat manjša od dopustne napetosti v zvaru.

Diag. 1: Dopustne napetosti dinamično obremenjenih zvarnih spojev



Diag. 2: Koeficient velikosti prereza b_1



Slika23: Parametri dinamičnih obremenitev zvara

8.3 Preračun pogonske verige

$$P = 16 \text{ kW}$$

$$n_1 = 300 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = 150 \text{ min}^{-1}$$

$$a = 592,2 \text{ mm}$$

1. Prestavno razmerje:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{300}{150} = 2$$

$$z_1 = 15$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = i z_1 = 2 \cdot 15 = z_2 = 30$$

2. Delilni kot:

$$\tau = \frac{360^\circ}{z} = \frac{360^\circ}{15} = 24^\circ$$

$$3. P_D = \frac{C_B P_1 f_1}{f_2 f_3 f_4 f_5 f_6} = \frac{1,2 \cdot 16 \cdot 1}{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 0,7} = 28,3 \text{ kW} \rightarrow \text{izberemo dvoredno verigo } \underline{16B}.$$

$$C_B = 1,2$$

$$f_6 = 0,7$$

$$f_1 = 1$$

$$f_2 = 1$$

$$f_3 = 1$$

$$f_4 = 0,9^{(n-2)} = 0,9^0 = 1$$

$$f_5 = \sqrt{\frac{16000}{Lh}} = \sqrt{\frac{16000}{16000}} = 0,97$$

4. Delilni premer:

$$d_0 = \frac{P}{\sin(\tau/2)} = \frac{25,4}{\sin(24^\circ/2)} = 122,2 \text{ mm}$$

5. Vznožni premer:

$$d_f = d_0 - d_{1v} = 122,2 - 15,88 = 106,3 \text{ mm}$$

6. Temenski premer:

$$d_a = d_0 \cos\left(\frac{\tau}{2}\right) + 0,8 d_1 = 122,2 \cos\left(\frac{24}{2}\right) + 0,8 \cdot 15,88 = 132,2 \text{ mm}$$

7. Premer podstruženja po vznožnim premerom:

$$d_s = d_0 - 2F = 122,2 - 2 \cdot 15 = 92,2 \text{ mm}$$

8. Statična vlečna sila v verigi:

$$F_T = \frac{1000 P_1}{v} = \frac{2000 M t_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 509,3}{122,2} = 8336,1 \text{ N}$$

$$M_{t1} = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{16}{300} = 509,3 \text{ Nm}$$

9. Centrifugalna sila:

$$F_c = q v^2 = 5,4 \cdot 1,92^2 = 19,9 \text{ N}$$

$$v = d_1 \pi \frac{n_1}{60} = 0,1222 \pi \frac{300}{60} = 1,92 \text{ m/s}$$

10. Sila napenjanja:

$$F_s = \frac{F_g l}{g f} = \frac{q g l}{g f_{rel}} = \frac{5,4 \cdot 9,81 \cdot 0,3929}{g \cdot 2} = 2 \text{ N}$$

$$f_{rel} = 2 \%$$

$$a = l = 592,9 \text{ mm}$$

11. Skupna sila v verigi ob upoštevanju neugodnih razmer

$$F_{cel} = F_t C_B + (F_c + F_s) = 8336,1 \cdot 1,2 + (19,9 + 2) = 10025,2 \text{ N}$$

12. Obremenitev gredi:

$$F_{gredi} = F_t C_B + (2 F_s) = 8336,1 \cdot 1,2 + (2 \cdot 2) = 10007,3 \text{ N}$$

13. Število členov verige glede na izbrano medosno razdaljo;

$$X_0 = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} = \frac{2 \cdot 592,9}{25,4} + \frac{15+30}{2} + \left(\frac{30-15}{2\pi} \right)^2 \frac{25,4}{592,9} = 70$$

14. Dolžina verige:

$$L = x p = 70 \cdot 25,4 = 1778 \text{ mm} = 1,78 \text{ m}$$

8.4 Preracun cilindra

$$D = 60 \text{ mm}$$

$$v = 1$$

$$\eta = 1,7$$

$$K = 35 \text{ kPa/mm}^2$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 200 \text{ bar}$$

$$s = \frac{60 \cdot 200 \cdot 1,7}{200 \cdot 1,35} = 2,9 \rightarrow s = 3 \text{ mm}$$

Kontrola batnice

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$\eta = 5$$

$$F = 10 \text{ kN}$$

$$L = 250 \text{ mm}$$

L_u – največja uklonska razdalja

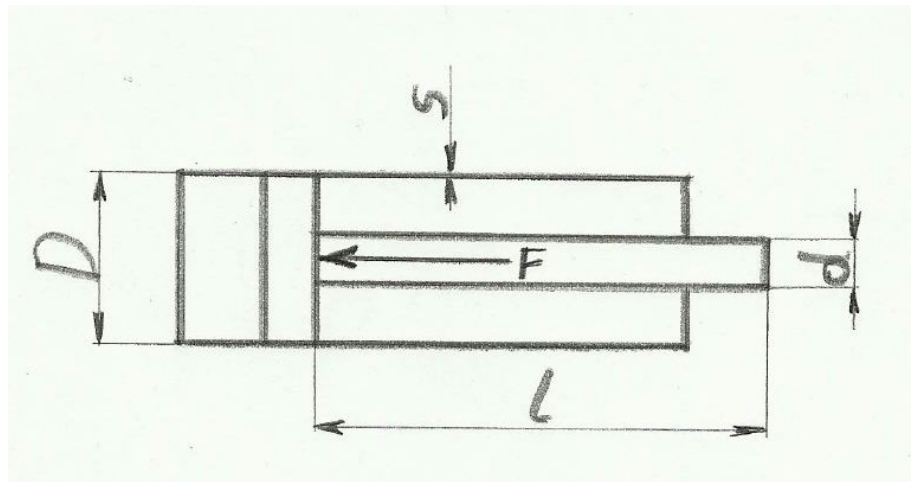
$$l = 250 \text{ mm}$$

$$L_u = \sqrt{\frac{\pi^2 E I}{F \eta}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 130000}{10000 \cdot 5}} = 2300 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 40^4}{64} = 130000 \text{ mm}^4$$

$$l < L_u$$

$$250 < 2300$$



Slika 21: Model cilindra

S preračunom sva zagotovila, da je izbrani cilindar dovolj močan in bo prenesel upogibne napetosti.

8.5 Kontrola glavne gredi

Material: 25Cr Mo4

$$\beta_{kf} = 1 + \eta_k (\alpha_{kf} - 1) = 1 + 0,67 (4 - 1) = 2,8$$

$$\alpha_{kf} = 4,0$$

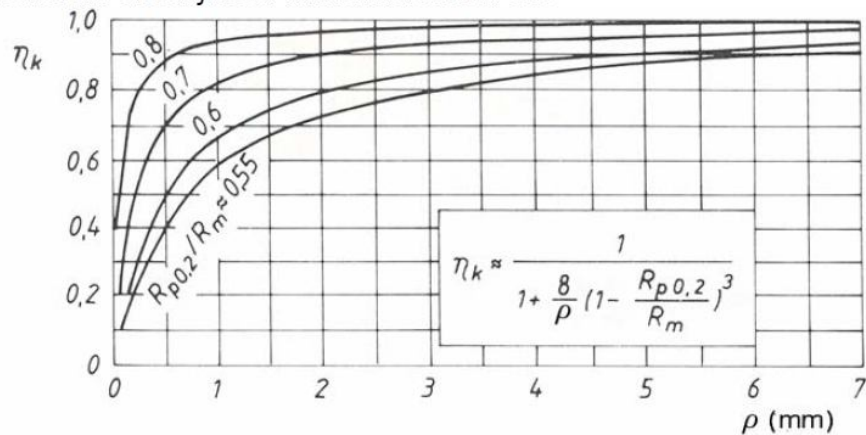
$$\frac{R_{p0,2}}{R_m} = \frac{400 \text{ N/mm}^2}{900 \text{ N/mm}^2} = 0,5$$

$$\eta_k = \frac{1}{1 - \frac{8}{\rho} \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{8}{2} (1 - 0,5)^2} = 0,67$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{Df}(R=1)}{1,73 \sigma_{Df}(R=0)} = \frac{450 (R=1)}{1,73 \cdot 460 (R=0)} = 0,56$$

$$\sigma_{\max} = \beta_{kf} \frac{M_t}{W_\alpha} = \frac{2,8 \cdot 1100000 \text{ Nmm}}{26961 \text{ mm}^3} = 114,2 \text{ MPa}$$

Diagram : Koefficient občutljivosti materiala na zarez



(R_m natezna trdnost, $R_{p0,2}$ meja plastičnosti, ρ radij zarez)

Slika 22: Koefficient občutljivosti materiala na zarez

Torzija:

$$\tau_{\max} = \beta_{kt} \frac{M_t}{W_t} = \beta_{kt} \frac{16 M_t}{\pi d^3} = \frac{2,2 \cdot 16 \cdot 1100000}{\pi (65 \text{ mm})^3} = 44,8 \text{ MPa}$$

$$\beta_{kt} = 1 + \eta_k (\alpha_{kt} - 1) = 1 + 0,67 (2,8 - 1) = 2,2$$

Primerjalna napetost:

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{tmax}^2 + 3 (\alpha_Q \tau_{tmax})^2} = \sqrt{114,2^2 + 3 (0,56 \cdot 44,8)^2} = 112,2 \text{ MPa}$$

Diagram : Koeficient velikosti prereza b_1 .

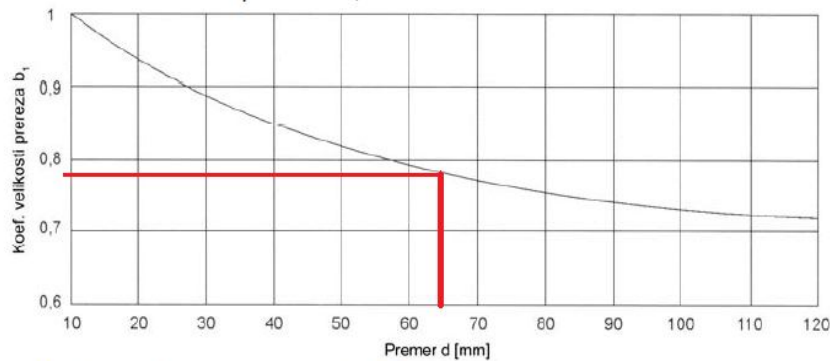
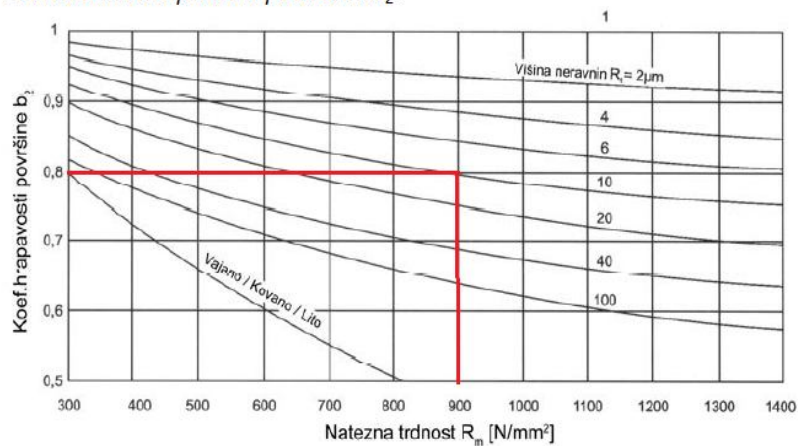


Diagram : Koeficient hrapavosti površine b_2 .



Slika 23: Diagrama b_1 in b_2

Dopustna napetost:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{Df} b_1 b_2}{s} = \frac{400 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,78 \cdot 0,8}{1,5} = 166,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Df} = 400 \text{ N/(mm}^2\text{)}$$

$s = 1,5$ – varnostni faktor

$$b_1 = 0,78$$

$$b_2 = 0,8$$

$$\sigma_p \leq \sigma_{dop}$$

$$112,2 \text{ MPa} \leq 166,4 \text{ MPa}$$

Upogibna napetost v gredi:

$$\Sigma M_T = 0$$

$$-q \cdot x \cdot \frac{x}{2} - M_u = 0$$

$$M_u = -q \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0$$

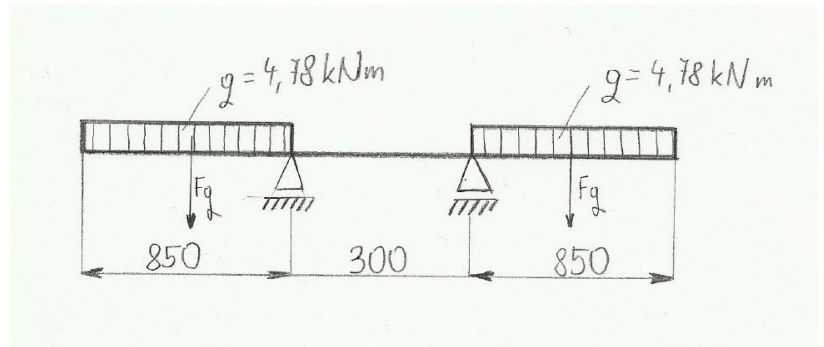
$$x = 850 \text{ mm} \rightarrow M_{u\max}$$

$$M_{u\max} = 4,78 \cdot \frac{0,85^2}{2} = 1,73 \text{ kNm}$$

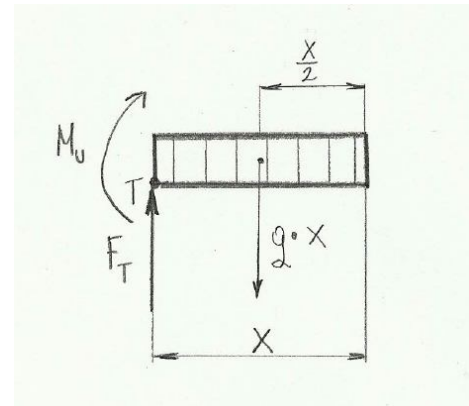
Poves:

$$f = \frac{q l^4}{8 E I} = \frac{q l^4}{8 E \frac{\pi d^4}{64}} = \frac{4780 \cdot 0,85^4}{8 \cdot 210000 \cdot 876,2405} = 0,000169 \text{ m}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 876240,5 \text{ mm}^4$$



Slika 24: Fizikalni model gredi



Slika 25: Prerez fizikalnega modela

8.6 Preračun moznika za verižnik

$$b = 18$$

$$h = 11$$

$$t = 7,0$$

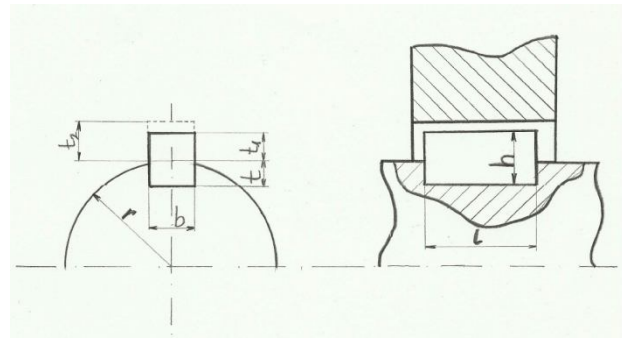
$$t_1 = 3,4$$

$$t_2 = 4,4$$

$$l = 63$$

$$M_t = 1100 \text{ Nm}$$

$S = 2$ – varnostni faktor



Slika 26: Vez moznik – verižnik

$$p = \frac{2 M_t}{d (h - t_1) l \varphi \mu} \quad p = \frac{2 \cdot 11}{65 (11 - 3,4) 63 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$p = 134,3 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{\text{dop}} = \frac{R_{p0.2}}{S} = \frac{450 \text{ N/mm}^2}{2} = 225 \text{ N/mm}^2$$

$$p \leq p_{\text{dop}}$$

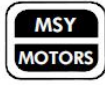
$$134,3 \text{ N/mm}^2 \leq 225 \text{ N/mm}^2$$

8.7 Izbira hidromotorja

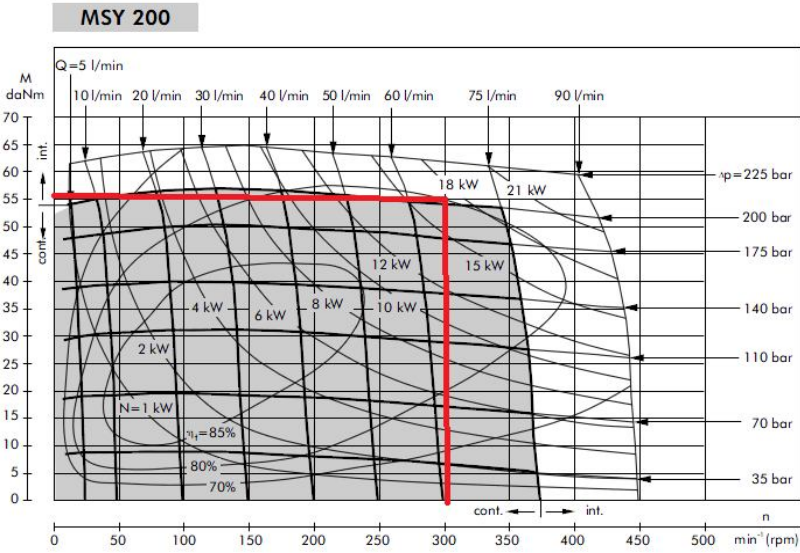
Hidromotor sva izbrala po katalogu italijanskega proizvajalca hidravličnih komponent M+S HIDRAULIC. Odločila sva se za hidromotor tipa MSY 200, saj sva glede na najine vhodne veličine dobila zelene izhodne veličine. Hidromotor sva izbirala tako, da sva upoštevala karakteristike hidravlične črpalke, ki ima pri novejših traktorjih moč od 80 do 120 KS, pretok od 60 do 80 l/min, tlak črpalke pa je 210 bar. Glede na ta dva podatka o pretoku in tlaku, sva poiskala najustreznejši hidromotor, saj sva želela hidromotor, ki se bo dovolj hitro vrtel in bo iz sebe iztisnil največji možen torzijski moment. Ta model hidromotorja je zadovoljil najine potrebe, hkrati je model nižjega cenovnega razreda, kar naju je še dodatno spodbudilo, da ga uporabiva.



Slika 27: Hidromotor MSY 200



FUNCTION DIAGRAMS



Slika 28: Karakteristike hidromotorja

9 Utemeljitev rezultatov

S preračuni sva hotela zagotoviti, da so izbrani konstrukcijski deli dovolj močni za potrditev postavljenih hipotez. Preračuni so pokazali, da so vse izbrane komponente v modelnih idejah na varni strani. Tako sva si zagotovila, da bo najin stroj zdržal predpostavljene obremenitve. V bistvu bo prenesel dosti več, saj sva uporabila tudi dovolj velike varnostne faktorje posameznih delov ter se tako še dodatno zaščitila pred morebitno preobremenitvijo. Nikoli namreč ne veš, kdo bo upravljal s strojem, saj nekateri ljudje enostavno ne razumejo, da stroj tako kot živo bitje prenese določene obremenitve. Če ga preobremenimo, nastanejo trajne deformacije. Da se temu izognemo, moramo konstruktorji uporabiti dovolj velike varnostne faktorje pri konstruiranju posameznih konstrukcijskih delov. Z omenjenimi preračuni sva zagotovila tehnična lastnosti najinega razmetovalnika silaže:

- premer valja – notranji: 70 cm;
- premer valja – zunanji: 105 cm;
- delovna širina: 215 cm;
- priklop: spredaj, zadaj, sprednji nakladalnik;
- število rahljalnih lopatic: 36 kosov;
- minimalna potrebna moč: pretok hidravlične črpalke vsaj 60 litrov/min, pri tlaku 210 bar;
- število obratov valjev/min: 150 obratov/min;
- zamik +/- 25° levo, desno iz ravnovesne lege.

Zavedava se, da je najin razmetovalnik predimenzioniran, kar za masovno proizvodnjo ne bi bilo najboljše, saj tam normativ teži k temu, da čim bolj zniža stroške izdelave stroja. Če hočemo to doseči, moramo dimenzionirati tako, da uporabimo komaj dopustne komponente in dimenzije konstrukcijskih delov, s tem pa tudi zmanjšamo maso priključka, s čimer prihranimo tako pri materialu kakor tudi obdelavi in izdelavi priključka. Ker sva se odločila, da izdelava priključek za lastno uporabo, se nisva ozirala na to, da bi uporabila šibkejše konstrukcijske komponente. Prav tako se nisva obremenjevala z večjo končno maso razmetovalnika, saj nama le-ta predstavlja tudi utež pri tlačenju. Tako bo predstavljen razmetovalnik omogočil še kakovostnejšo potlačitev silaže.

10 Zaključek

V pričujoči raziskovani nalogi je bilo potrebno uporabiti široko paleto znanja ne le s področja strojništva, temveč tudi s področja, za katerega sva izdelala stroj. Najina prednost je bila tem, da sva problem dobro poznala, zato sva ga tudi lažje rešila. Že na začetku, ko sva si zadala cilj izdelati razmetovalnik silaže, ga inovacijsko dovršiti ter realizirati, nama je postajalo jasno, da bo najina naloga zelo zahtevna. Kasneje je raziskovalno delo postajalo vedno zanimivejše, vedela sva, da uspeh ne bo izostal. Priključek, ki je še trenutno v izdelavi, bo zanesljiv in primeren za vsakogar.

Najin glavni cilj je bil izdelati stroj, ki bo zagotovil kakovostno silažo, kar je ključno pri glavnem obroku v živinoreji. Slaba travna silaža namreč povzroča veliko težav.

Prednosti kakovosti travne silaže so:

- visoko kakovostna krma, pridobljena iz najcenejše osnovne krme;
- izjemen prihranek časa – ločevanje plasti slabe silaže ni več potrebno;
- prihranek denarja – delno lahko zmanjšamo nakup dragih krmilnih koncentratov;
- manjši stroški zdravljenja, zahvaljujoč zelo dobri fizični kondiciji živali;
- večji dobički v prireji mleka in mesa

Izboljšanje kakovosti mleka in mesa je odvisno tudi od kakovosti silaže.

Visoka zbitost silaže odločujoče vpliva na fermentacijske procese v silaži. S pomočjo razmetovalnika silaže lahko silažni kup enakomerno razmečemo po celotni površini silosa v 10 do 20 cm debelih plasteh z le nekaj prehodi. Rezultat tega je rahla in močno premešana travna masa z različnimi vsebnostmi sušine. Poleg manjše porabe časa in vloženega truda razmetovalnik silaže omogoča tudi boljši izkoristek silosa. Zahvaljujoč hidravličnemu nagibu razmetovalnega valja lahko preprosto usmerimo silažno maso k stenam silosa. Zaradi hitrejšega in učinkovitejšega ravnanja silaže nam več časa preostaja za intenzivno tlačenje silosa.

Najin razmetovalnik je tako primeren za vsako kmetijo, saj je njegova uporaba enostavna, hitra in varna. Z raziskovalno nalogo sva tudi srednješolca prispevala delček k razvoju silosne mehanizacije v Sloveniji.

11 Zahvala

Zahvala gre predvsem mentorjema, Romanu Zupancu in Francu Horjaku saj sta nama s strokovno pomočjo pomaga pri delu, tako na strokovnem kot tudi praktičnem področju, saj je bilo večkrat najino znanje premalo obsežno. Pri zahvali pa seveda ne smeva pozabiti podjetje Tajfun iz Planine za laserski razrez pločevine, ter podjetju Higa iz Šentjurja za najeti prostor delavnice, ter pomoč pri izdelavi samega stroja, trgovinama InterCom in HV hidravlika za dobavljene potrebne komponente v tako kratkem času, ter gospe Simoni Črep za lektoriranje raziskovalne naloge.

12 Viri in literatura

1. KRAUT, B. (2003). Krautov strojniški priročnik, 14. Izdaja, Ljubljana: Littera picta.
2. PREBIL, I. (1995). Tehnična dokumentacija. Ljubljana.
3. ČRETNIK, S. (2003) Pro/Engineer Wildfire. Ljubljana.
4. www.lab.fs.uni-lj.si/lavek (2011) [Online]. [Citirano 6. marca 2008; 15.25]
Dostopno na <http://lab.fs.uni-lj.si/lavek>
5. www.siliraj.si (2011) [Online]. [Citirano 3. marca 2008; 09.35]
Dostopno na http://www.siliraj.si/index.php/cat/c42_Razmetalci-silaze.html
6. www.ms-hydraulic.com [Online]. [Citirano 15. marca 2008; 18.45]
Dostopno na <http://www.ms-hydraulic.com>