Konstrukcija kružne pile na traktorski pogon

Gašparić, Matija

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University North / Sveučilište Sjever**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:122:792296

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-28**

Repository / Repozitorij:

University North Digital Repository

Sveučilište
Sjever

ZAVRŠNI RAD br. 152/PS 2015.

KONSTRUKCIJA KRUŽNE PILE NA TRAKTORSKI POGON

Gašparić Matija 3655/601

Varaždin, rujan 2015.

Sveučilište
Sjever

Studij Proizvodno strojarstvo

ZAVRŠNI RAD br. 152/PS/2015

KONSTRUKCIJA KRUŽNE PILE NA TRAKTORSKI POGON

Student:

Gašparić Matija, 3655/601

Mentor:

mr.sc. Zlatko Botak

Varaždin, rujan 2015.

ZAHVALA

Tijekom razrade zadatka nailazio sam na niz problema, odnosno na neodlučnost, pa bih stoga posebno zahvalio svom mentoru mr.sc.Zlatku Botaku na razumijevanju, podršci i korisnim savjetima.

Također zahvaljujem svima ostalima, koji su mi na bilo koji način pomogli oko stvaranja ovog rada.

SAŽETAK:

U završnom radu izrađena je tehnička dokumentacija za kružnu pilu na traktorski pogon. Prilikom proračuna posebna pažnja posvećena je konstrukciji, kako bi ona bila što jednostavnija, a time bi se smanjila i ukupna cijena stroja. Razrađen je koncept pojedinih dijelova kružne pile, te su oni pojedinačno proračunati i konstruirani. Radno vratilo dimenzionirano je prema izračunatom opterećenju, dok je za pogonsko vratilo odabran materijal izrade prema izračunatom naprezanju. Za oba vratila izvršen je kontrolni proračun dinamičke sigurnosti. Konstrukcija stroja izvedena je s maksimalnim brojem standardnih profila i cijevi. Pošto se radi o stroju koji predstavlja opasnost za rukovatelja, prilikom konstruiranja obraćena je pažnja na mjere zaštite od ozljeda. U konstrukciju stroja je također ugrađen i razvodni klin, koji omogućava kružnoj pili da se koristi za raspiljavanje dugih obradaka. Tehnička dokumentacija izrađena je u programima SolidWorks i AutoCAD.

ključne riječi: kružna pila, remenski prijenosnik, vratilo, postolje

SADRŽAJ

1. UVOD 1
2. O GRIJANJU NA DRVA....2
3. RAZRADA KONCEPTA POJEDINIH DIJELOVA STROJA....3
   3.1. Odnos položaja pogonskog i radnog vratila na pili 3
   3.2. Radni stol 3
   3.3. Izbor prijenosnika snage 4
   3.4. Odabir oštrice pile 4
   3.5. Mehanizam za stezanje remena 5
4. ANALIZA PRIKLJUČIVANJA NA TRAKTOR 7
   4.1. O traktoru 7
   4.2. Način priključivanja na traktor i prijenos snage 8
5. POGONSKI DIO KRUŽNE PILE 9
   5.1. Izračun snage potrebne za pogon pile 9
   5.2. Proračun remenskog prijenosnika 11
   5.3. Proračun vratila 17
      5.3.1. Proračun ležajnih mjesta radnog vratila 17
      5.3.2. Proračun ležajnih mjesta pogonskog vratila 29
      5.3.3. Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti radnog vratila 33
      5.3.4. Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti pogonskog vratila 39
   5.4. Konstrukcijsko oblikovanje vratila....43
      5.4.1. Konstrukcijsko oblikovanje radnog vratila 43
      5.4.2. Konstrukcijsko oblikovanje pogonskog vratila....44
6. KONSTRUIRANJE POSTOLJA....45
   6.1. Mjere zaštite....45
      6.1.1. Zaštita oštrice pile....45
      6.1.2. Sprečavanje povratnog udara....45
   6.2. Konstruiranje postolja kružne pile 47
   6.3. Montaža 48
7. ZAKLJUČAK....49
8. LITERATURA 50
I. PRILOZI……...51

POPIS SLIKA:

Slika 2.1 Godišnji troškovi grijanja u Europi za objekt od 200 m^2 2
Slika 3.1: Vratila u paralelnom položaju s malim razmakom između osi 3
Slika 3.2: Kombinacija ravnog i njihajućeg stola.....4
Slika 3.3: Oštrica pile.....5
Slika 3.4: Mehanizam za stezanje remena.....6
Slika 4.1: Pogled na stražnju stranu traktora.....8
Slika 5.1: Pila u zahvatu 11
Slika 5.2: Smjernice za izbor uskih klinastih remena.....12
Slika 5.3: Dimenzije profila remenice i uskog klinastog remena.....13
Slika 5.4: Radna remenica 14
Slika 5.5: Pogonska remenica.....14
Slika 5.6: Skica remenskog prijenosnika.....15
Slika 5.7: Skica sila koje djeluju na radno vratilo 17
Slika 5.8: Plan položaja sila i poligon sila na pili.....18
Slika 5.9: Kalkulator tvrtke Schaeffler za izračun sile napetosti remena.....19
Slika 5.10: Sile i torzijski moment na manjoj remenici 20
Slika 5.11: Plan položaja sila i poligon sila na remenici.....21
Slika 5.12: Shematski prikaz djelovanja sila na vratilo u vertikalnoj ravnini s pripadajućim dijagramom uzdužnih sila i dijagramom momenta savijanja...22
Slika 5.13: Jednoredni kuglični ležaj.....25
Slika 5.14: Dimenzije ležaja 6206.....27
Slika 5.15: Dvoredni samopodesivi kuglični ležaj 27
Slika 5.16: Dimenzije ležaja 2307 E-2RS1TN9 29
Slika 5.17: Skica sila koje djeluju na radno vratilo 29
Slika 5.18: Shematski prikaz djelovanja sila na vratilo u vertikalnoj ravnini s pripadajućim dijagramom uzdužnih sila, dijagramom momenta savijanja i uvijanja.....30
Slika 5.19: Skica vratila s opasnim presjecima.....33
Slika 5.20: Faktor β_{kf2} kod savijanja.....34
Slika 5.21: Faktor $\beta_{kt1,4}$ kod torzije 35
Slika 5.22: Faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja b1 37
Slika 5.23: Faktor kvalitete površinske obrade b2 37
Slika 5.24: Skica vratila s opasnim presjecima.....39
Slika 5.25: Faktor zareznog djelovanja β_{kf} kod savijanja vratila s utorom za pero.....42
Slika 5.26: Faktor zareznog djelovanja β_{kt} kod uvijanja vratila s utorom za pero.....42
Slika 5.27: Radno vratilo 44
Slika 5.28: Pogonsko vratilo 44
Slika 6.1: Vraćanje obratka.....46
Slika 6.2: Razvodni klin i zaštitna kapa] 46
Slika 6.3: Postolje.....47
Slika 6.4: Nosač pogonske remenice 48
Slika 6.5: Kružna pila na traktorski pogon 48

POPIS TABLICA:

Tablica 5.1: Specifični rad rezanja drva K_T.....10
Tablica 5.2: Korekcioni faktor za vrstu drveta C_{VR}.....10
Tablica 5.3: Korekcioni faktor za vlažnost drveta C_W.....10
Tablica 5.4: Korekcioni faktor za broj radnih sati nakon oštrenja C_Z.....10
Tablica 5.5: Faktor pogonskih uvjeta φ.....38

POPIS OZNAKA:

a [mm] - osni razmak vratila
b [mm] - širina lista pile
b_p [mm] - širina rezanja
C [kN] - dinamička nosivost ležaja
C_0 [N] - statička nosivost ležaja
C_P [kN] - potrebna dinamička nosivost ležaja
c_{r1} [-] - faktor obuhvatnog kuta
c_1 [-] - pomoćni faktor u utvrđivanju faktora zareznog djelovanja kod savijanja vratila
c_{r2} [-] - faktor opterećenja
c_2 [-] - pomoćni faktor u utvrđivanju faktora zareznog djelovanja kod uvijanja vratila
c_3 [-] - faktor duljine za uske klinaste remene
c_4 [-] - faktor djelovanja za uske klinaste remene
c_5 [-] - faktor prijenosnog omjera za pogone uskim klinastim remenima
C_{VR} [-] - korekcioni faktor za vrstu drveta
C_W [-] - korekcioni faktor za vlažnost drveta
C_Z [-] - korekcioni faktor za broj radnih sati nakon oštrenja pile
d [mm] - promjer pile
d_1 [mm] - promjer male remenice
d_2 [mm] - promjer velike remenice
d_r [mm] - proračunati promjer vratila na mjestu remenice
d_p [mm] - proračunati promjer vratila na mjestu pile
d_x [mm] - promjer vratila na proizvoljnoj udaljenosti od ležaja
e [mm] - posmak po zubu
F_A [N] - reaktivna sila u ležaju A
F_B [N] - reaktivna sila u ležaju B
F_C [N] - reaktivna sila u ležaju C
F_D [N] - reaktivna sila u ležaju D
f_L [-] - faktor trajnosti ležaja
f_n [-] - faktor broja okretaja
F_P [N] - sila u povratnom ogranku remena
F_{PO} [N] - sila posmaka
f_r [s^{-1}] - učestalost savijanja remena
F_{RADNA} [N] - sila koja stvara okretni moment na remenici radnog vratila
F_{REZ} [N] - sila rezanja
f_{rmax} [s^{-1}] - maksimalna učestalost savijanja remena
F_{RP} [N] - rezultantna sila na pili
F_{RPX} [N] - komponenta rezultantne sile na pili na osi x
F_{RPY} [N] - komponenta rezultantne sile na pili na osi y
F_{RR} [N] - rezultantna sila na radnoj remenici
F_{RRX} [N] - komponenta rezultantne sile na radnoj remenici na osi x
F_{RRY} [N] - komponenta rezultantne sile na radnojj remenici na osi y
f_t [-] - faktor utjecaja temperature

F_V [N] - sila u vučnom ogranku remena
F_{VM} [N] - sila u remenu u mirovanju
G_P [N] - težina pile
G_{R1} [N] - težina radne remenice
G_{R2} [N] - težina pogonske remenice
H [mm] - visina rezanja
h_l [mm] - visina osi ležaja od postolja
h_s [mm] - visina radnog stola
h_v [mm] - visina priključnog vratila traktora od tla
i [-] - prijenosni omjer
K [J/cm^3] - specifični rad rezanja pri poprečnom rezanju
K_T [J/cm^3] - specifični rad rezanja pri poprečnom rezanju suhe borovine oštrim pilama
La [mm] - aktivna duljina klinastog remena
L_h [h] - vijek trajanja valjnog ležaja u satima
M [Nm] - moment savijanja
m_P [kg] - masa pile
m_{R1} [kg] - masa radne remenice
m_{R2} [kg] - masa pogonske remenice
M_{red} [Nm] - reducirani moment
M_s [Nm] - moment savijanja
n [o/min] - brzina vrtnje priključnog vratila na traktoru
n_1 [o/min] - brzina vrtnje radnog vratila
n_2 [o/min]- brzina vrtnje pogonskog vratila
n_m [o/min] - brzina vrtnje motora traktora
$n_{REMENICA}$ [-] - broj remenica u prijenosniku
n_z [-] - broj zubiju na oštrici pile
P [kW] - snaga koja se prenosi klinastim remenom
P_R [kW] - moguće vršno opterećenje
P_N [kW] - nazivna snaga uskog klinastog remena
R_a [μm] - srednje aritmetičko odstupanje profila
R_m [N/mm^2] - vlačna čvrstoća čelika
R_{max} [μm] - najveća visina profila
s` [m/s] - posmak
S_D [-] - postojeća dinamička sigurnost u određenom dijelu vratila
S_{potr} [-] - potrebna sigurnost za dijelove vratila opterećenih isključivo na istosmjerno promjenjivu torziju
T [Nm] - moment torzije radnog vratila
T_2 [Nm] - moment torzije pogonskog vratila
v [m/s] - brzina remena
v_r [m/s] - brzina rezanja
W [mm^3] - moment otpora presjeka
x - eksponent jednadžbe vijeka trajanja ležaja
z [-] - potreban broj klinastih remena
α_0 [-] - odnos koji prikazuje način naprezanja na savijanje i uvijanje
β [rad] - obuhvatni kut remena

β_{kf} [-] - faktor zareznog djelovanja kod savijanja vratila za odnose D/d≠2,0
β_{kf2} [-] - faktor zareznog djelovanja kod savijanja vratila za odnose za odnose D/d=2,0
β_{kt} [-] - faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila za odnose D/d≠1,4
$\beta_{kt1,4}$ [-] - faktor zareznog djelovanja kod savijanja vratila za odnose D/d=1,4
η_R [-] - koeficijent iskoristivost remenskog prijenosnika
φ [-] - faktor pogonskih uvjeta
σ_{fDN} [N/mm^2] - trajna dinamička čvrstoća materijala na savijanje
σ_{fDNdop} [N/mm^2] - dopušteno naprezanje na savijanje (iskustvene vrijednosti)
σ_{red} [N/mm^2] - reducirano naprezanje
τ_{tdop} [N/mm^2] - dopušteno naprezanje na torziju (iskustvene vrijednosti)

1. UVOD

Tema završnog rada je konstruiranje kružne pile za piljenje drva na traktorski pogon. U radu se proračunava prijenosnik snage i projektira postolje.

Zbog visoke cijene ostalih energenata za grijanje stambenih prostora, drvo se kao najjeftiniji energent sve više koristi. Zbog optimalnog transporta, drva se na mjestu rušenja režu na dužine od 1m do 6m, ovisno o načinu transporta. Da bi drvo stalo u ložište peći, potrebno ga je piljenjem skratiti na odgovarajuću dimenziju, ovisno o veličini vrata ložišta i samog ložišta. Rezanjem na kraće komade također se poboljšava sušenje, pošto vlaga u drvetu kod izgaranja troši dio energije za isparavanje. Rezanje drva na odgovarajuću dužinu uglavnom se vrši pomoću kružnih pila na traktorski ili električni pogon. Iako je pogon traktorom skuplji od električnog pogona, prednosti su mu mogućnost transporta pile i veća snaga.

Sama konstrukcija stroja izvedena je što jednostavnije, zbog niže cijene i jednostavnijeg održavanja.

Završni rad sastoji se od 6 cjelina, uvoda, opisa grijanja na drva, razrade koncepata pojedinih sklopova stroja, analize priključivanja na traktor, proračuna pogonskog dijela i konstruiranja nosive konstrukcije.

U opisu grijanja na drva analizira se drvo kao ogrjevno gorivo, kojem potražnja zbog niske cijene raste.

Razrada koncepata pojedinih sklopova stroja obuhvaća analizu različitih konstruktivnih mogućnost određenih bitnih dijelova.

Kod analize priključivanja na traktor opisuju se traktori kao pogonski strojevi, te se analiziraju podaci o priključnim mjerama za podizne traktorske poluge i izlaznog vratila za pogon.

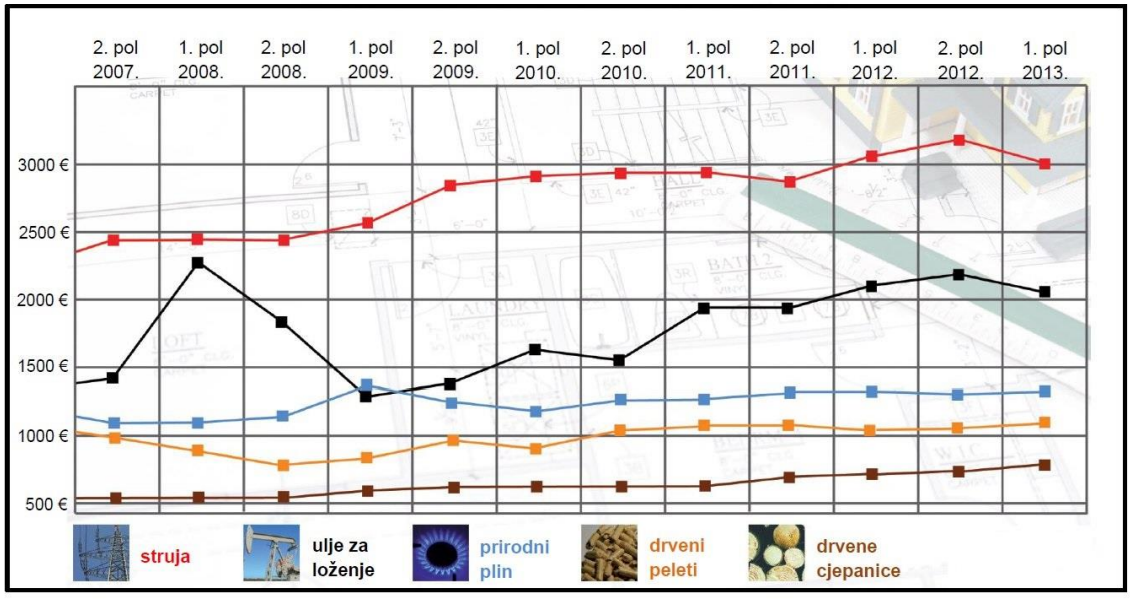
Pogonski dio sadrži poglavlja o odabiru i proračunu prijenosnika snage i proračunu radnog i pogonskog vratila.

Cjelina o konstruiranju postolja govori o mjerama sigurnosti koje se moraju poštivati kod konstruiranja kružnih pila, te o načinu izvedbe nosive konstrukcije, načinu određivanja vanjskih dimenzija postolja u svrhu postizanja optimalnih uvjeta za rad rukovaoca strojem, priključivanja na traktor, te odabiru standardnih UPN profila i vijaka za izradu.

Na kraju je priložena tehnička dokumentacija sklopa postolja i tehnički crteži pojedinih pozicija. Za izradu 3D modela korišten je program SolidWorks, a tehničkih crteža AutoCAD Mechanical 2010.

2. O GRIJANJU NA DRVA

Izgaranje drva najstariji je način dobivanja energije. Pretpostavlja se da je čovjek koristio vatru još prije 150 000 godina. Danas se ljudi ponovo okreću izgaranju drva kao izvoru energije, zbog sve većih cijena osnovnih fosilnih goriva i sveprisutnoj svjetskoj ekonomskoj krizi, te saznanjima o mogućim iscrpljenjima izvora ovih energenata. Drvena biomasa, od čega je drvo kao najraširenije, je 100% obnovljiv i ekonomski najisplativiji izvor toplinske energije. Također, danas izuzetno aktualni razlozi protiv korištenja fosilnih goriva su i štetne nuspojave, koje se javljaju prilikom izgaranja ogromnih količina fosilnih goriva, te predstavljaju ozbiljnu prijetnju održanju prirodne ravnoteže na Zemlji. Dobro osmišljeno obnavljanje šumskih površina je održivi izvor toplinske energije, koja svojim oslobađanjem prilikom izgaranja ne povećava emisiju CO_2 u atmosferi, obzirom da je ista količina CO_2 potrebna za ponovni rast jednake količine drvene biomase. Jednostavna obnovljivost omogućuje jeftinu cijenu drvene biomase, a prema navedenom, njezino korištenje dodatno potiču vrhunske ekološke karakteristike. Ciklus suvremenog uzgoja drvene biomase namijenjene energetskom korištenju iznosi od 3 do 15 godina, ovisno o vrsti drveta. Time je postignuto pozitivno okruženje za visokoekonomsko eksploatiranje drvene biomase, bez opasnosti za buduće energetske potrebe i štetno djelovanje na prirodu.



Slika 2.1 *Godišnji troškovi grijanja u Europi za objekt od 200 m^2 [1]*

3. RAZRADA KONCEPTA POJEDINIH DIJELOVA STROJA

3.1. Odnos položaja pogonskog i radnog vratila na pili

Moguća su tri odnosa položaja pogonskog i radnog vratila pile:

- Vratila su u paralelnom položaju, s malim razmakom između osi (slika 3.1)
- Vratila su u paralelnom položaju, s velikim razmakom između osi
- Vratila su u okomitom položaju

Zbog jednostavnosti konstrukcije i niže cijene odabrana je prva opcija, iako preostale dvije mogućnosti omogućuju bolju manipulaciju odrezanim materijalom, jer je oštrica pile udaljenija od traktora, pa postoji više prostora za odbacivanje otpiljenih komada. Posebno bi kod opcije s okomitim položajem vratila troškovi proizvodnje bili veći zbog cijene kutnog prijenosnika.



Slika 3.1: *Vratila u paralelnom položaju s malim razmakom između osi [2]*

3.2. Radni stol

Pod radnim stolom podrazumijeva se površina po kojoj klizi ili na kojoj stoji obradak.

Može biti izveden na tri načina:

- Ravna nepomična ploha (slika 3.1)
- Njihajući stol

- Kombinirano

Nedostatak ravnog nepomičnog stola je povećani napor za rukovatelja pilom zbog sile trenja između komada drveta i stola. Međutim, izvedba s njihajućim stolom tehnički je kompliciranija i teže se manipulira otpiljenim komadima, pa je odabrana opcija s ravnim stolom. Kombinacija ravnog i njihajućeg stola se zbog složenosti konstrukcije neće razmatrati (slika 3.2).



Slika 3.2: Kombinacija ravnog i njihajućeg stola [2]

3.3. Izbor prijenosnika snage

Kao prijenosnik snage koristit će se jedan od prijenosnika s posrednim članom, zbog relativno velike udaljenosti između pogonskog i radnog vratila. U obzir dolaze remenski i lančani prijenosnik. Uspoređujući ta dva prijenosnika, bolji je remenski, zbog neosjetljivosti na drvenu prašinu, koja bi mogla kod lančanog prijenosnika prouzročiti probleme u radu zbog lijepljenja na podmazane površine. Ostale prednosti remenskog prijenosnika su niža cijena i tiši rad, te mogućnost proklizavanja u slučaju preopterećenja.

3.4. Odabir oštrice pile

Kao alat za piljenje koristit će se kružna pila 5310 - 56KV25° (slika 3.3) tvrtke „pilana“, promjera 600 mm, širine 3.5 mm sa 56 zubi. Legirane kružne pile za rezanje drva proizvedene su od ugljičnog čelika 75 Cr1 (DIN 1,2003). Tvrdoća pile je 42-46 HRC-a. Pila se isporučuje izravnata, očvrsnuta i naoštrena. Maksimalna

brzina rezanja označena je na svakoj pili i iznosi 60 m/s obodne brzine za tanje oštrice i 80 m /s za oštrice veće debljine. Pošto je materijal koji se reže često nepravilnog oblika, te se prilikom rezanja njime manipulira ručno bez steznih naprava, zbog sigurnosti odabrana je brzina rezanja:

$v_r=50$ m/s

Dimenzije pile su:

Promjer:

d=600 mm

Širina oštrice

b=3.5 mm

Broj zubi:

n_z=56 zubi

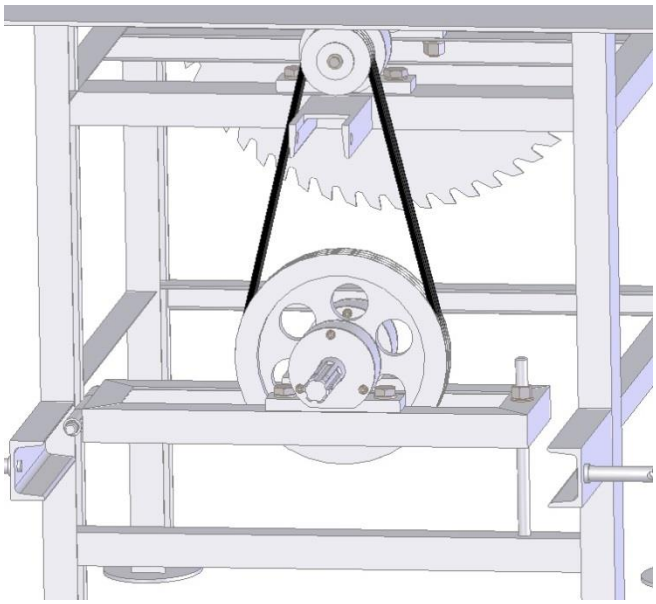


Slika 3.3: Oštrica pile [3]

3.5. Mehanizam za stezanje remena

Mehanizam za stezanje remena potreban je kako bi se regulirala udaljenost između osi vratila, jer standardne dužine remena rijetko odgovaraju određenim promjerima remenica i pripadajućem razmaku osi vratila. Također kroz neko vremensko razdoblje potrebno je remen dotezati zbog istrošenosti i istezanja.

Mehanizam je izveden kao okretna zavarena konstrukcija s zatezanjem pomoću vijka (slika 3.4).



Slika 3.4: Mehanizam za stezanje remena

4. ANALIZA PRIKLJUČIVANJA NA TRAKTOR

4.1. O traktoru

Traktori su motorna vozila projektirana za vuču ili pogon različitih uređaja pri malim brzinama, najčešće u poljoprivredi ili građevinarstvu. Traktor može vući ili gurati strojeve, ili stroj može biti montiran na traktor, a traktor može također poslužiti i kao izvor mehaničke snage za pogon tih strojeva.

Traktori se sastoje od motora, šasije, prijenosnika, upravljačkog mehanizma, hidraulike i kotača.

Kod modernih traktora kao izvor mehaničke snage koristi se diesel motor s unutarnjim izgaranjem. Traktorski motori razvijaju snagu od desetak do 600 konjskih snaga. Motori su opremljeni regulatorima broja okretaja koji nastoje držati motor u zadanom režimu rada.

Šasija je nosivi dio traktora, a najčešće se izvodi tako da su blok motora i blok prijenosnika dio šasije. Uz njih, šasiju sačinjavaju prednji i stražnji mostovi na čije krajeve dolaze kotači.

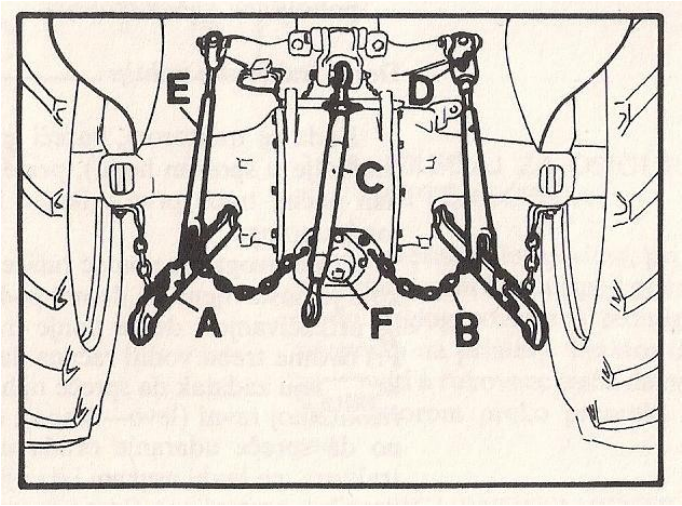
Prijenosnik služi za prijenos gibanja s motora na kotače, priključno vratilo i hidrauličnu pumpu. Traktori imaju širok raspon brzine kretanja, zbog potreba za malim brzinama pri obavljanju poljoprivrednih radova i većim brzinama transporta, pa prijenosnik ima do 12 različitih prijenosnih omjera za pogon kotača i do 3 za pogon priključnog vratila.

Pogon na kotače može biti preko dva kotača ili sva četiri. Na pogonskim kotačima obično se nalaze gume ripnjače. Traktor se može dodatno otežati u svrhu postizanja veće adhezione sile.

Na stražnjem mostu traktora nalaze se dvije donje poluge pogonjene hidraulikom, koje služe za nošenje različitih priključaka i jedna gornja poluga, koja služi kao spona s navojem za regulaciju vlastite dužine.

4.2. Način priključivanja na traktor i prijenos snage

U završnom radu je kao stroj za pogon kružne pile upotrijebljen traktor IMT 539, pošto je to još uvijek dosta korišteni traktor u ovim krajevima. IMT 539 ima snagu na priključnom vratilu od 26,5 kW, prijenosni omjer između motora i priključnog vratila je 2,78:1, a sila dizanja na krajevima traktorskih poluga je 8130 N.



Slika 4.1: *Pogled na stražnju stranu traktora: A-donja traktorska poluga, B-lanci graničnici, C-gornja traktorska poluga, D-ručica za izravnavanje, E-podizna poluga, F-priključno vratilo [4]*

Kružna pila priključuje se na traktor u tri točke: dvije donje traktorske poluge i jednu gornju traktorsku polugu. Donje poluge pogonjene su hidraulikom, te na taj način omogućuju podizanje priključenog oruđa, u ovom slučaju kružne pile, u svrhu transporta ili manipulacije na radnom mjestu.

Prijenos snage s traktora na radne strojeve ostvaruje se pomoću priključnog vratila koje se nalazi na stražnjem donjem dijelu mosta traktora. Priključno vratilo je standardizirano, ožlijebljeno, s vanjskim promjerom 34,9 mm, to jest 1 3/8″. Visina priključnog vratila od tla je h_v=440 mm. Na priključno vratilo priključuje se teleskopsko kardansko vratilo s 2 kardanska zgloba. Teleskopsko kardansko vratilo služi za prijenos snage između vratila kojima se osi ne poklapaju, nisu paralelna ili se vratila kreću jedno u odnosu na drugo za vrijeme rada. Strojevi pokretani priključnim vratilom uglavnom su projektirani tako da rade s ulaznim brojem okretaja vratila od n=540 min^{-1}, pri čemu je broj okretaja motora traktora n_m=1500min^{-1}.

5. POGONSKI DIO KRUŽNE PILE

5.1. Izračun snage potrebne za pogon pile

Broj okretaja vratila pile za zadani promjer i brzinu rezanja iznosi:

$$n_1 = \frac{v_r}{d \cdot \pi} = \frac{50}{0{,}6 \cdot \pi} = 25{,}53 s^{-1} = 1591{,}6\ min^{-1} \quad (5.1)$$

Broj okretaja priključnog vratila na traktoru iz [3] iznosi:

$$n_2 = 540\ \mathrm{min}^{-1}$$

Broj okretaja priključnog vratila na traktoru može se regulirati po potrebi.

Proračunski prijenosni omjer računa se pomoću izraza (5.2):

$$i_p = \frac{n_2}{n_1} = \frac{540}{1591{,}6} = 0{,}34 \quad (5.2)$$

Snaga potrebna za pogon kružne pile izračunava se po izrazu (5.3):

$$P_R = K \cdot b_p \cdot H \cdot s` \quad (5.3)$$

Proizvođač preporučuje maksimalno razvrtanje zubiju pile u obje strane do 1/3 širine pile, što daje širinu reza:

$$b_p = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot b + b = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 3{,}5 + 3{,}5 = 5{,}8\ mm \quad (5.4)$$

Izračun posmaka u m/s iz zadanog posmaka po zubu (e).

Posmak e=0,06 mm/zubu, po preporuci proizvođača oštrice [4], str. 6.

Posmak iznosi:

$$s` = \frac{e \cdot n_z \cdot n}{60000} = \frac{0{,}06 \cdot 56 \cdot 1591{,}6}{60000} = 0{,}089\ m/s \quad (5.5)$$

Specifični rad rezanja K izračunava po formuli (5.6):

$$K = K_T \cdot C_{vr} \cdot C_w \cdot C_z \quad (5.6)$$

Za posmak po zubu e = 0,06 i širinu reza b_p=5,8 mm≈ 5 mm, specifični rad pri poprečnom rezanju suhe borovine iznosi:

K_T=55J/cm^3 prema [5] str. 284. (tablica 5.1)

Tablica 5.1: Specifični rad rezanja drva K_T [5]

Specifični rad rezanja K_T pri poprečnom rezanju suhe borovine oštrim pilama (J/cm^3)											
Širina reza (mm)	Posmak po zubu e (mm)										
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5
1,5	125	114	107	101	98	94	90	86	83	82	81
2,5	105	96	92	88	84	79	75	70	67	64	61
3,5	90	84	78	74	70	65	61	55	52	50	49
5	75	67	62	59	55	44	45	38	35	33	32

Za jasen koji ima najveći otpor rezanju korekcioni faktor iznosi:

C_{vr}=1,75 (vrsta drveta:jasen), iz [5], str. 283 (tablica 5.2)

Tablica 5.2: Korekcioni faktor za vrstu drveta C_{VR} [5]

Korekcioni faktor C_{VR}			
Vrsta drveta	C_{vr}	Vrsta drveta	C_{vr}
Lipovina	0,8	Borovina	1,0
Jasikovina	0,85	Brezovina	1,2 do 1,3
Smrčevina	0,9 do 1,0	Hrastovina	1,5 do 1,6
Johovina	1,0 do 1,05	Bukovina	1,3 do 1,5
Arišević na	1,05 do 1,1	Jasenovina	1,5 do 2,0

Za vlažnost 10-15 % korekcioni faktor za vlažnost drveta iznosi:

C_w=1 (za vlažnost drveta 10-15%) iz [5], str. 283 (tablica 5.3)

Tablica 5.3: Korekcioni faktor za vlažnost drveta C_W [5]

Korekcioni faktor C_w				
Vlažnost drveta (%)	50-70	25-30	10-15	5-8
Korekcioni Faktor C_w	1,15	1,1	1,0	0,9

Oštrenje pile predviđeno je nakon oko 1,5 sati rada, pa je korekcioni faktor za broj radnih sati nakon oštrenja:

C_Z=1,55 (za 1,5 sati rada nakon oštrenja) iz [5], str. 284 (tablica 5.4)

***Tablica 5.4**: Korekcioni faktor za broj radnih sati nakon oštrenja C_Z [5]*

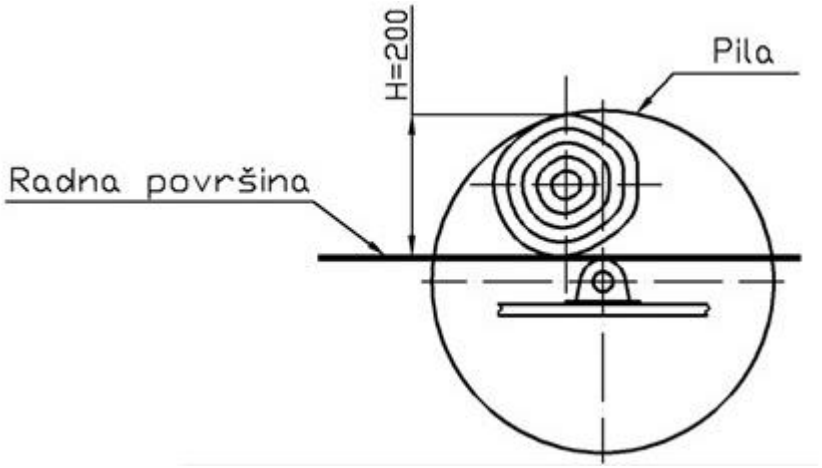
Korekcioni faktor C_Z										
Broj sati rada pile nakon oštrenja	0	0,5	1	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
Kor. Faktor C_Z	1-1,1	1,2	1,4	1,55	1,7	1,8	1,9	2,2	2,5	2,8

Uz specifični rad rezanja borovine i očitane korekcione faktore specifični rad rezanja iznosi:

$$K = 55 \cdot 1{,}75 \cdot 1 \cdot 1{,}55 = 150\ J/cm^3 \quad (5.7)$$

Visina rezanja očitana je iz slike 5.1, kao udaljenost od radne površine do korijena najvišeg zuba na pili:

H=200 mm



Slika 5.1: Pila u zahvatu

Izračun snage potrebne za piljenje pri maksimalnim parametrima obrade prema jednadžbi 5.3:

$$P_R = K \cdot b_p \cdot H \cdot s` = 150 \cdot 5{,}8 \cdot 200 \cdot 0{,}089 = 15486\ W = 15{,}5\ kW \quad (5.8)$$

5.2. Proračun remenskog prijenosnika

Snaga potrebna za piljenje izračunata je prema maksimalnim vrijednostima parametara obrade, što je slučaj koji se gotovo nikad neće dogoditi. Prema iskustvu, potrebne snage za pokretanje pila na traktorski pogon su veličine od oko 5 kW, pa će se i prema tome proračunati remenski prijenosnik.

Smanjena mogućnost prijenosa snage pomoću remenskog prijenosnika također će poslužiti kao dodatna sigurnost, jer će remenski prijenosnik kod preopterećenja prokliziti. Vratila će se zbog sigurnosti proračunati za proračunatu snagu od 15,5 kW.

Kod proračuna remenskog prijenosnika treba također u obzir uzeti moguća udarna opterećenja, preopterećenja i dnevno trajanje pogona, pa se prenosiva snaga množi

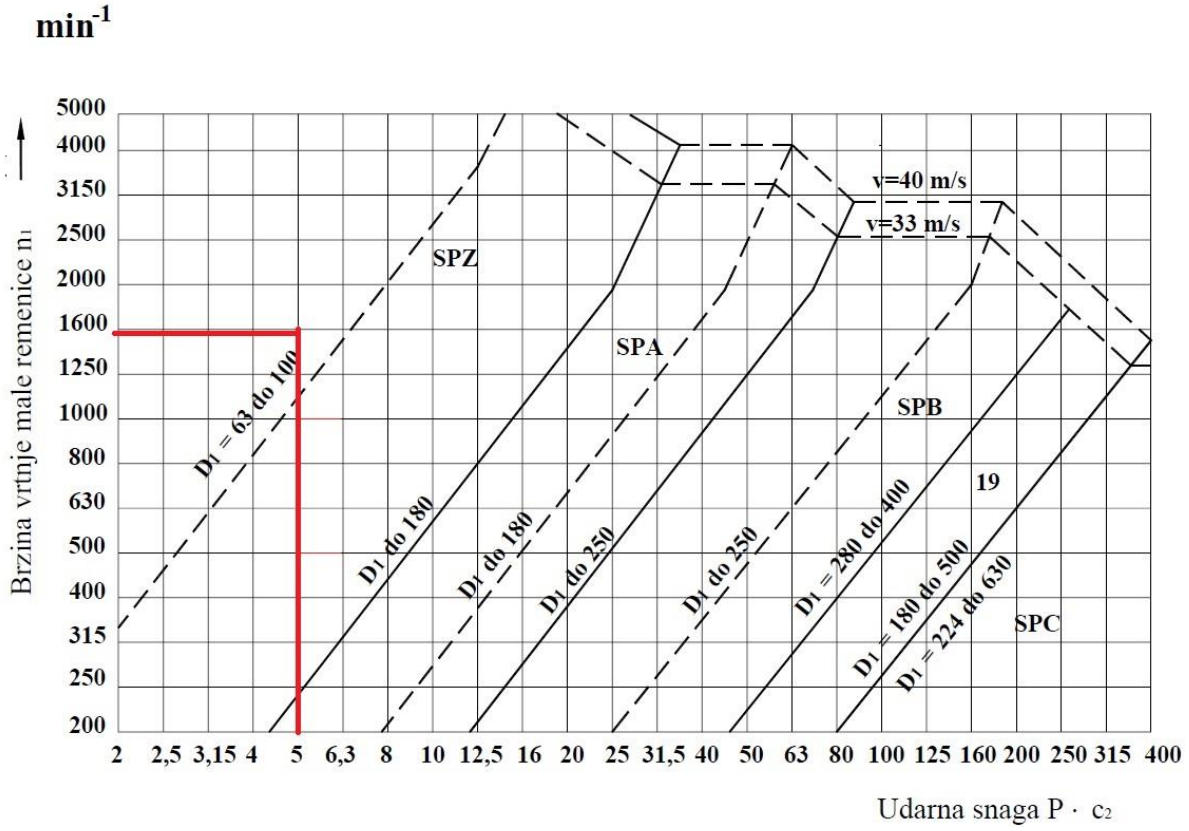
s faktorom snage c_2. Pošto kružna pila gotovo da ne proizvodi udarna opterećenja slijedi:

$c_2 = 1$ – za lagane pogone uz dnevno trajanje pogona do 10h iz [6], str. 364 tablica 8.10.

$$P \cdot c_2 = 5 \cdot 1 = 5\ kW \tag{5.9}$$

Iz jednadžbe 5.1 broj okretaja iznosi:

$n_1 = 1591{,}6\ \mathrm{min}^{-1}$



Slika 5.2: Smjernice za izbor uskih klinastih remena [7]

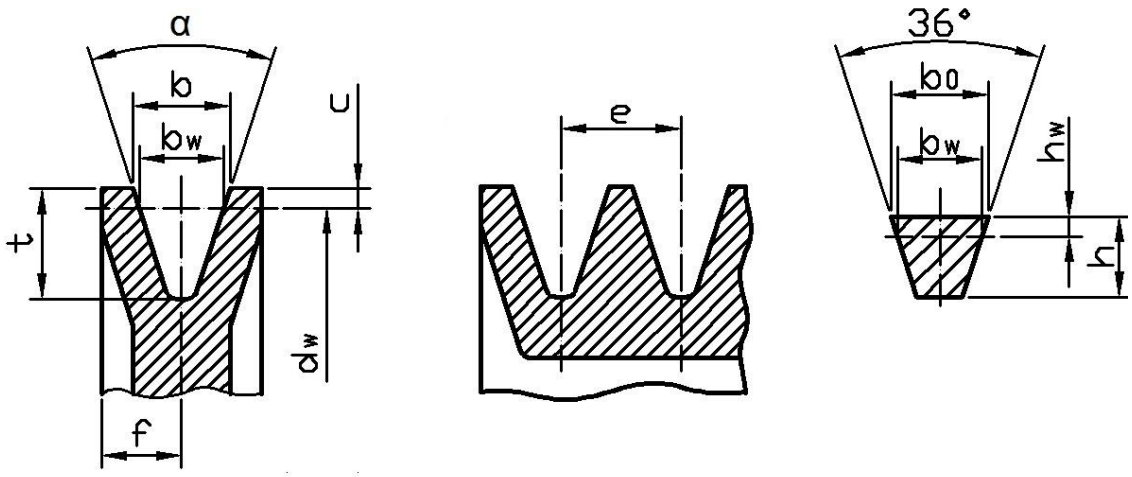
Prema slici 5.2 za snagu od 5 kW i 1591,6 o/min^{-1} odabran je remen SPZ.

Odabrani promjer manje remenice je u rasponu 63-100 mm, što je relativno mala veličina. Iz konstrukcijskih razloga promjer manje remenice treba biti što manji, da bi os rotacije vratila bila što bliže površini radne ploče, u svrhu postizanja veće visine pile u odnosu na gornju površinu radne ploče.

Da bi se postigla veća brzina remena, u svrhu boljeg prenošenja snage i smanjene sile na vratilo, odabran je veći promjer manje remenice:

d_1=90 mm

Na slici 5.3 prikazane su dimenzije poprečnog presjeka remenice i pripadajućeg remena:



Slika 5.3: Dimenzije profila remenice i uskog klinastog remena [6]

b=b_0=9,7 mm

b_w=8,5 mm

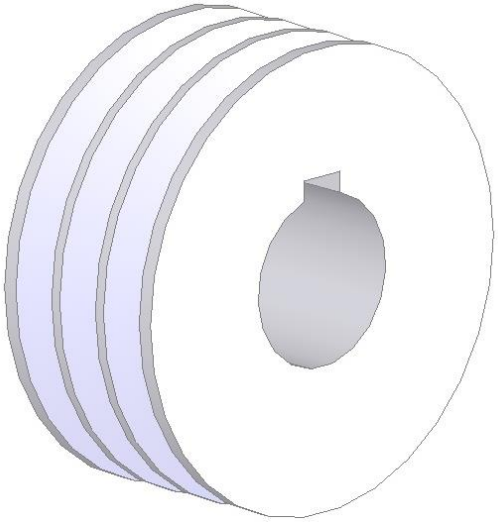
h=8 mm

h_w=2 mm

c=2 mm

e=12±0,3 mm

f=8±0,6 mm



Slika 5.4: Radna remenica

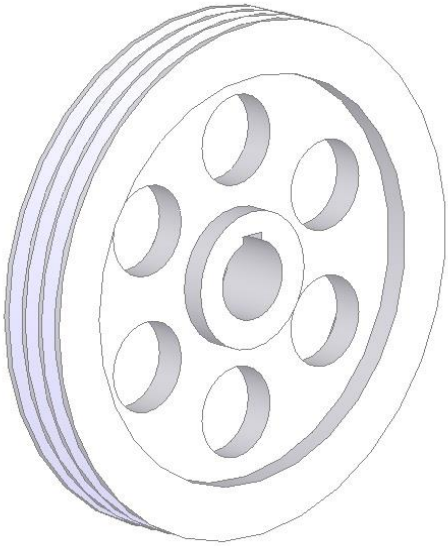
Proračun promjera pogonske remenice:

$$d_2 = \frac{d_1}{i_p} = \frac{90}{0{,}34} = 264{,}7\ mm \tag{5.10}$$

Prema [6], str 345. uzima se prva veća standardna mjera promjera remenice (slika 5.5). Prva veća mjera uzima se zbog toga da se smanji prijenosni omjer, pa će pogonski stroj (traktor) moći raditi na nižim okretajima uz manju potrošnju goriva i smanjenje buke.

Odabrani promjer pogonske remenice:

$d_2 = 280\ \mathrm{mm}$



Slika 5.5: Pogonska remenica

Izračun stvarnog prijenosnog omjera izvodi se prema izrazu (5.11):

$$i = \frac{d_1}{d_2} = \frac{90}{280} = 0{,}32 \tag{5.11}$$

Zbog korištenja standardnih promjera remenica smanjio se prijenosni omjer. Da bi se zadržao proračunati broj okretaja pile, potrebno je korigirati broj okretaja izlaznog vratila traktora, koji će iznositi:

$$n_2 = n_1 \cdot i = 1591{,}4 \cdot 0{,}32 = 509\ min^{-1} \tag{5.12}$$

Kontrola brzine remena:

Prema [6] str. 360 za klinaste remene preporučuje se brzina remena od 2 do 30 m/s.

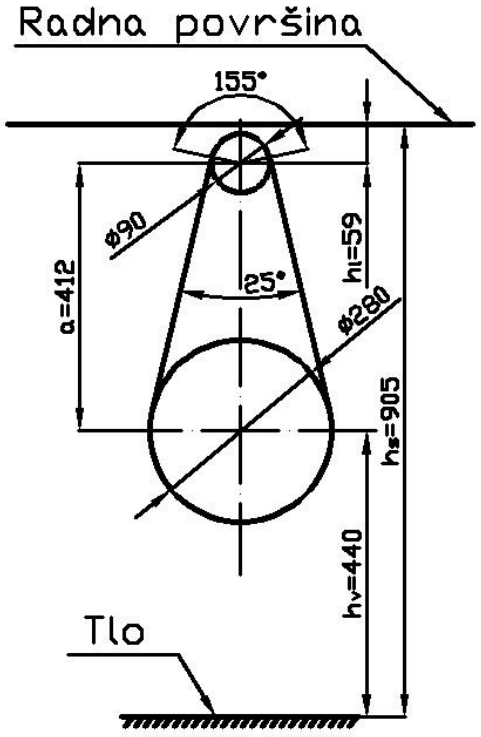
Brzina remena u konkretnom slučaju iznosi:

$$v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = 0{,}09 \cdot \pi \cdot \frac{1591{,}6}{60} = 7{,}5\ m/s \tag{5.13}$$

Brzina remena zadovoljava.

Razmak između vratila izračunat je pomoću slike 5.6 i jednadžbe 5.14:

$$a = h_s - h_l - h_v = 905 - 53 - 440 = 412\ \text{mm} \tag{5.14}$$



Slika 5.6: Skica remenskog prijenosnika

Pomoću slike 5.6 iz AutoCad-a je očitana duljina remena:

$$L_a = 1398\ \text{mm}$$

Prema [6] str. 364 odabrana je standardna duljina remena:

$$L_a = 1400\ \text{mm}$$

Obuhvatni kut prema slici 5.6 iznosi:

$$\beta = 155°$$

Potreban broj remenova izračunava se po formuli 5.15 na temelju snage koja se prenosi, sposobnosti prenošenja snage jednog remena, te faktoru obuhvatnog kuta, faktoru opterećenja, faktoru duljine, faktoru djelovanja i faktoru prijenosnog omjera.

$$z = \frac{P \cdot c_{r2}}{P_N \cdot c_{r1} \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5} = \frac{5 \cdot 1}{2{,}95 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}52 \cdot 1{,}1} = 3{,}18 \qquad (5.15)$$

Odabrano je:

$$z = 3\ remena$$

Faktori i sposobnost prenošenja snage za proračun remenskog prijenosnika prema [6] str. 363, 364, 365, 366 su;

$$c_{r1} = 0{,}95$$

$$c_{r2} = 1$$

$$c_3 = 0{,}98$$

$$c_4 = 0{,}52$$

$$c_5 = 1{,}12$$

$$P_N = 2{,}95\ \text{kW}$$

Prevelika učestalost savijanja remena znatno smanjuje trajnost remena, pa je potrebno provjeriti da li je u dozvoljenim granicama:

$$f_r = \frac{v \cdot n_{remenica}}{L_A} = \frac{7{,}5 \cdot 2}{1{,}4} = 10{,}7\ s^{-1} \qquad (5.16)$$

Prema [6] str 367 maksimalna učestalost savijanja kod uskog klinastog remena iznosi:

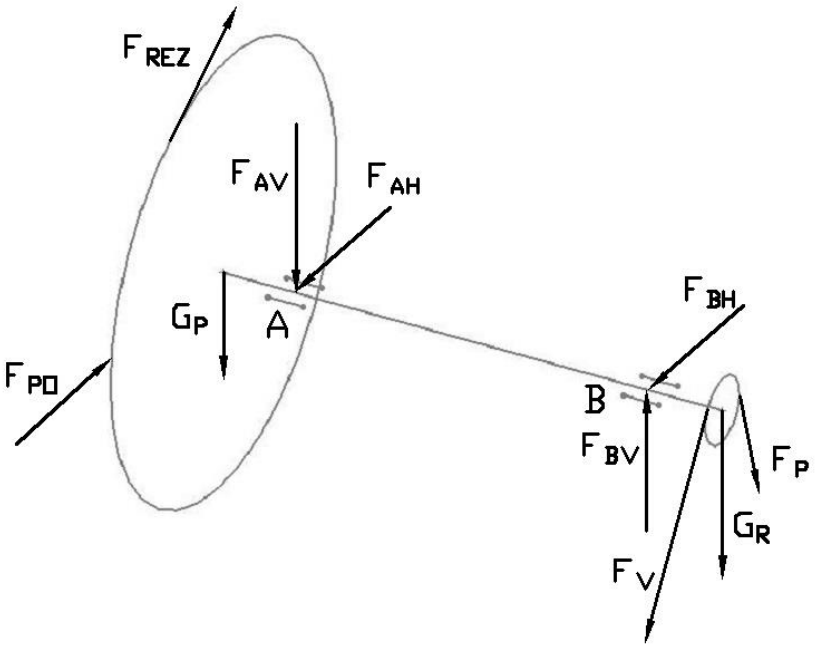
$$f_{rmax} = 60\ \mathrm{s}^{-1}$$

Učestalost savijanja remena je u dozvoljenim granicama.

5.3. Proračun vratila

5.3.1. Proračun ležajnih mjesta radnog vratila

Aktivne sile na radnom vratilu pojavljuju se, prema slici 5.7, na pili i remenici, a pasivne sile su reakcije u ležajevima.



Slika 5.7: Skica sila koje djeluju na radno vratilo

Zbog pojednostavljenja proračuna, to jest prelaska s prostornog u ravninski sustav sila, sile koje djeluju na pilu vektorski će se zbrojiti u jednu, čiji će smjer djelovanja biti okomit na vratilo. Isti postupak provest će se sa silama kod remenica.

Sile koje djeluju na pilu:

F_{REZ} - sila rezanja

$$F_{REZ} = \frac{P_R}{v} = \frac{15500}{50} = 310\ N \tag{5.17}$$

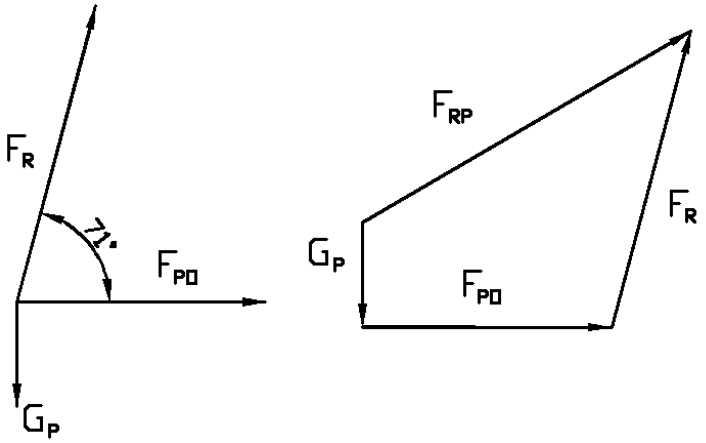
F_{PO} - sila posmaka

$F_{PO} = 250$ N - veličina sile posmaka utvrđena je eksperimentalno, mjereći maksimalnu silu kojom čovjek može u stojećem položaju djelovati na vertikalnu plohu.

G_P – pretpostavljena težina kružne pile

$G_P = 70$ N

Izračun rezultantne sile koja djeluje na pilu:



Slika 5.8: Plan položaja sila i poligon sila na pili

Izračun komponente po osi x:

$$F_{RPx} = F_{PO} + F_R \cdot cos71^\circ = 250 + 310 \cdot cos71^\circ = 351\ N \tag{5.18}$$

Izračun komponente po osi y:

$$F_{RPy} = F_R \cdot sin71^\circ - G_P = 310 \cdot sin71^\circ - 70 = 223\ N \tag{5.19}$$

Vektorskim zbrajanjem komponenata rezultante po osima dobiva se iznos rezultantne sile na pili:

$$F_{RP} = \sqrt{F_{RPx}^2 + F_{RPy}^2} = \sqrt{351^2 + 223^2} = 416\ N \tag{5.20}$$

Sile koje djeluju na remenicu:

G_{R1} - pretpostavljena težina remenice

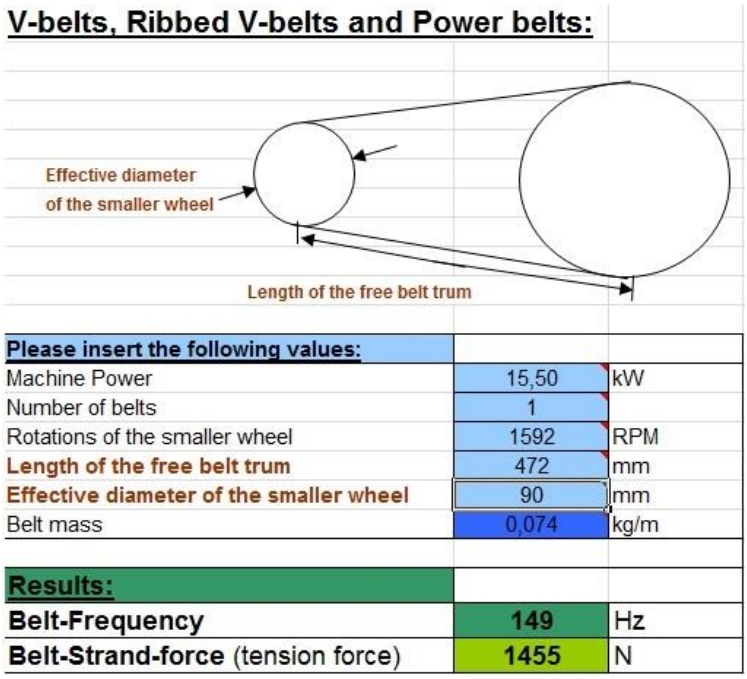
$G_{R1} = 15\ \mathrm{N}$

F_V - vučna sila u pogonskom remenu

F_P - povratna sila u pogonskom remenu

Sile u remenu će se odrediti pomoću kalkulatora tvrtke Schaeffler (slika 5.9), s ulaznim podacima:

$P = 15{,}5\ \mathrm{kW};\ n = 1591{,}6\ \mathrm{min}^{-1};\ d_1 = 90\ \mathrm{mm}$



Slika 5.9: *Kalkulator tvrtke Schaeffler za izračun sile napetosti remena [8]*

Napomena: za proračun vratila nije potrebna sila u remenu, već ukupna sila u svim remenima koji su na manjoj remenici, tj. zamišlja se da je na remenici jedan remen, pa je zato unesen broj remena 1.

Machine Power - snaga stroja

Number of belts - broj remenova

Rotations of the smaller wheel - broj okretaja manje remenice

Lenght oft he free belt trum - duljina slobodnog ogranka remena

Effective diameter of smaller wheel - efektivni promjer manje remenice

Belt mass - masa remena

Belt frequency - frekvencija titranja ogranaka remena

Belt strand force - sila napetosti remena

Sila u remenu u mirovanju, prema kalkulatoru tvrtke Schaeffler iznosi:

$$F_{RM} = 1455 \text{ N}$$

Radna sila je razlika sila u vučnom i povratnom ogranku remena tokom rada, tj. to je sila koja stvara okretni moment na vratilu, a izračunava se po formuli 5.21:

$$F_{RADNA} = \frac{P}{v} = \frac{15500}{7{,}5} = 2066{,}7\ N \tag{5.21}$$

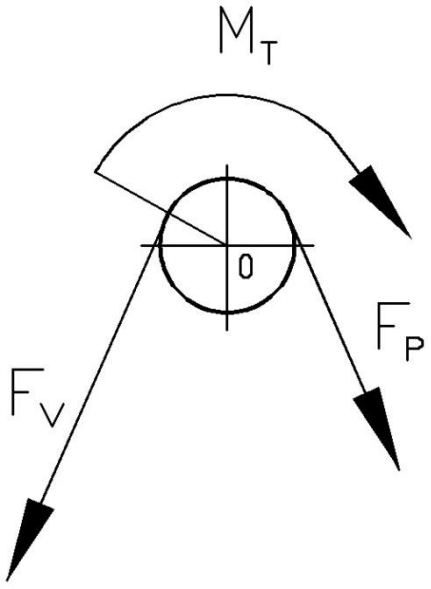
U mirovanju su sile u vučnom i povratnom ogranku remena F_V i F_P jednake, odnosno:

$$F_{VM} = F_{PM} = F_{RM} = 1455 \text{ N}$$

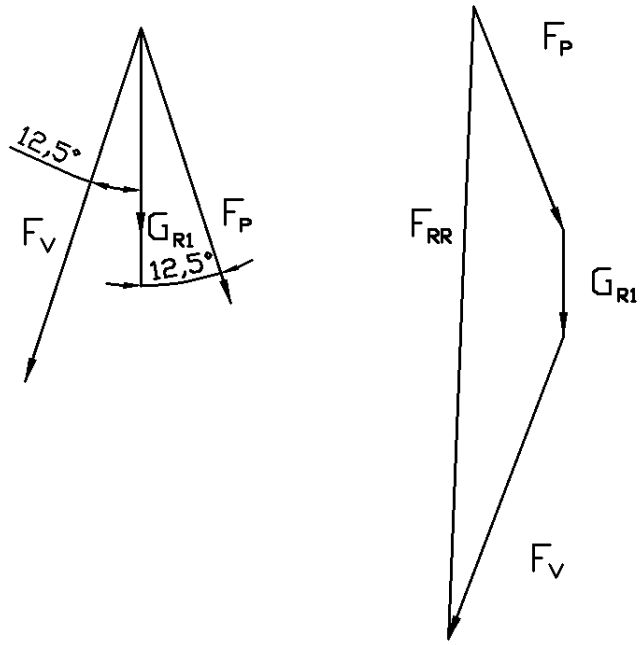
Prema slici 5.10, za vrijeme rada intenzitet sile F_V porasti će za ½ F_{RADNA} , dok će intenzitet sile F_P pasti za ½ F_{RADNA}, iz čega slijedi izračun sila u vučnom i povratnom ogranku remena tokom rada:

$$F_P = F_{PM} - \frac{F_{RADNA}}{2} = 1455 - \frac{2066{,}7}{2} = 421{,}7\ N \tag{5.22}$$

$$F_V = F_{VM} \cdot \frac{F_{RADNA}}{2} = 1455 + \frac{2066{,}7}{2} = 2488{,}4\ N \tag{5.23}$$



Slika 5.10: Sile i torzijski moment na manjoj remenici



Slika 5.11: Plan položaja sila i poligon sila na remenici

Izračun komponente po osi x:

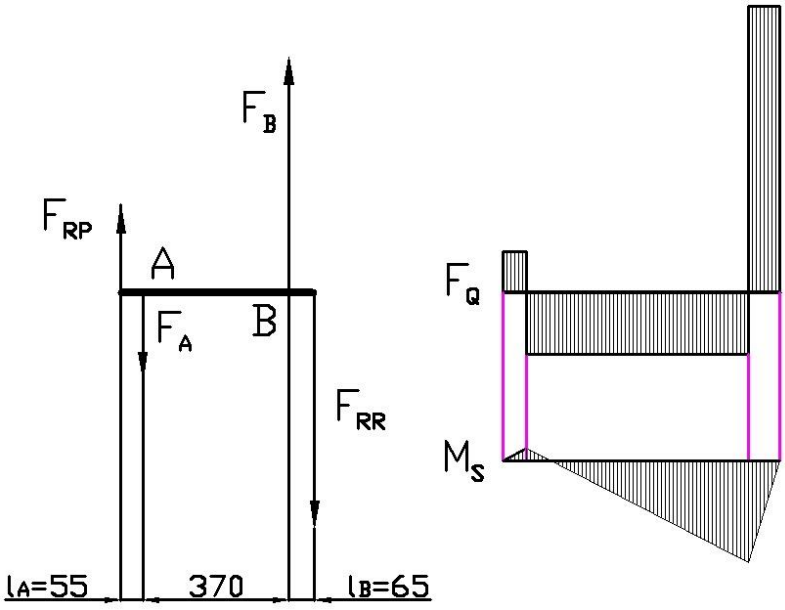
$$F_{RRx} = -F_V \cdot sin12{,}5\,^\circ + F_P \cdot sin12{,}5\,^\circ = -2488{,}4 \cdot sin12{,}5\,^\circ + 421{,}7 \cdot sin12{,}5\,^\circ = -447{,}3N \quad (5.24)$$

Izračun komponente po osi y:

$$F_{RRy} = -F_V \cdot cos12{,}5\,^\circ - F_P \cdot cos12{,}5\,^\circ - G_R = -2488{,}4 \cdot cos12{,}5\,^\circ - 421{,}7 \cdot cos12{,}5\,^\circ - 15 = -2841\ N \quad (5.25)$$

Vektorskim zbrajanjem komponenata rezultante po osima dobiva se iznos rezultantne sile na remenici:

$$F_{RR} = \sqrt{F_{RRx}^2 + F_{RRy}^2} = \sqrt{(-447{,}3)^2 + (-2841)^2} = 2876\ N \quad (5.26)$$



Slika 5.12: *Shematski prikaz djelovanja sila na vratilo u vertikalnoj ravnini s pripadajućim dijagramom uzdužnih sila i dijagramom momenta savijanja*

Postavljanjem jednadžbe ravnoteže okretnog momenta oko točke A izačunava se reakcija u točki B:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{RP} \cdot 55 - F_B \cdot 370 + F_{RR} \cdot (370 + 65) = 0$$

$$F_B = \frac{F_{RP} \cdot 55 + F_{RR} \cdot 575}{370} = \frac{416 \cdot 55 + 2876 \cdot 435}{370} = 3443\ N \tag{5.27}$$

Postavljanjem jednadžbe ravnoteže sila po osi y izračunava se reakcija u točki A

$$\sum Y_V = 0$$

$$F_{RP} - F_A + F_B - F_{RR} = 0$$

$$F_A = F_{RP} + F_B - F_{RR} = 416 + 3443 - 2876 = 983\ N \tag{5.28}$$

Proračun promjera vratila na pojedinim presjecima, koji su istovremeno opterećeni na savijanje i torziju, izračunava se po jednadžbi (5.29):

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{fDNdop}}} \cong \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red}}{\sigma_{fDNdop}}} \tag{5.29}$$

Reducirani moment izračunat će se prema energetskoj teoriji (HMH teoriji), iz [9], str 11:

$$M_{red} = \sqrt{M^2 + 0{,}75(\alpha_0 \cdot T)^2} \tag{5.30}$$

gdje je:

M - moment savijanja u presjeku,

T - moment torzije u presjeku,

α_0 - faktor čvrstoće materijala vratila s obzirom na način naprezanja vratila.

Za materijal vratila St 52-3 (Č 0460) iz [6] odčitana su dopuštena naprezanja:

$R_m = 430\ \mathrm{N/mm^2}$

$\sigma_{fDN} = 210\ \mathrm{N/mm^2}$

$\tau_{tDI} = 160\ \mathrm{N/mm^2}$

$\sigma_{fDNdop} = 45\ \mathrm{N/mm^2}$

$\tau_{tdop} = 18\ \mathrm{N/mm^2}$

α_0 je odnos koji prikazuje način naprezanja na savijanje i uvijanje. Za izmjenično promjenjivo savijanje i jednosmjerno promjenjivu torziju vrijedi:

$$3\alpha_0^2 = 1{,}47$$

Iz čega slijedi:

$$\alpha_0 = \sqrt{\frac{1{,}47}{3}} = 0{,}7 \tag{5.31}$$

Okretni moment na radnom vratilu stvara sila piljenja, na kraku koji je jednak radijusu pile, to jest ½ d.

$$T = F_{Rez} \cdot \frac{1}{2} \cdot d = 310 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0{,}6 = 93\ Nm \tag{5.32}$$

Proračun vratila po presjecima:

Vratilo je cijelom dužinom opterećeno jednakim okretnim momentom, pa će na krajevima vratila gdje je ulazi i izlazi snaga, a opterećenje je samo torzijsko, promjeri biti jednaki:

$$d_r = d_p = \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2\tau_{tdop}}} = \sqrt[3]{\frac{93000}{0{,}2 \cdot 18}} = 29{,}6\ mm \approx 30\ mm \tag{5.33}$$

- proračun promjera vratila na presjecima A i B:

Moment savijanja u točki A iznosi:

$$M_A = F_{RP} \cdot l_a = 416 \cdot 0{,}055 = 22{,}9\ Nm \tag{5.34}$$

iz čega slijedi izračun reduciranog momenta savijanja:

$$M_{redA} = \sqrt{{M_A}^2 + 0{,}75(\alpha_0 \cdot T)^2} = \sqrt{22{,}9^2 + 0{,}75(0{,}7 \cdot 93)^2} = 60{,}85\ Nm = 60850\ Nmm \tag{5.35}$$

Prema jednadžbi 5.29 slijedi:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{redA}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 60850}{45}} = 23{,}8\ mm \approx 30\ mm \tag{5.36}$$

Promjer d_A povećan je na 30 mm iz konstrukcijskih razloga, jer je montažni promjer provrta oštrice pile promjera 30 mm.

Moment savijanja u točki B iznosi:

$$M_B = F_{RR} \cdot l_B = 2878 \cdot 0{,}065 = 187\ Nm \tag{5.37}$$

iz čega slijedi izračun reduciranog momenta savijanja:

$$M_{redB} = \sqrt{{M_B}^2 + 0{,}75(\alpha_0 \cdot T)^2} = \sqrt{187^2 + 0{,}75(0{,}7 \cdot 93)^2} = 195{,}3\ Nm$$
$$= 195300\ Nmm \tag{5.38}$$

Prema jednadžbi 5.29 slijedi promjer vratila u točki B:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 195300}{45}} = 35{,}15\ mm \approx 35\ mm \tag{5.39}$$

Odabir ležajeva:

a) Ležaj oslonca A

Iako na vratilo teoretski ne djeluju aksijalne sile, za ležajno mjesto A odabrat će se jednoredni kuglični ležaj, koji može preuzeti aksijalne sile ukoliko se pojave. Pošto će te aksijalne sile biti minimalnih vrijednosti, u proračunu će se zanemariti. Ležaj na mjestu A odabrat će se prema promjeru rukavca vratila, broju okretaja vratila i radijalnoj reakciji F_a.



Slika 5.13: Jednoredni kuglični ležaj [10]

Radijalna sila:

$F_R = F_A = 477{,}9$ N

Promjer rukavca na mjestu ležaja A:

$d_3 = 30$ mm

Potrebna dinamička nosivost ležaja izračunava se po formuli (5.40):

$$C_P = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \tag{5.40}$$

gdje je:

- faktor vijeka trajanja:

$$f_L = \sqrt[x]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{4500}{500}} = 2.08 \tag{5.41}$$

gdje je:

$x = 3$ – eksponent jednadžbe vijeka trajanja za kuglične ležajeve

Uobičajena trajnost valjnih ležaja za poljoprivredne strojeve prema [6] str. 293. iznosi:

$L_h = 4500h$, prema [6], str. 293.

- faktor broja okretaja se računa prema izrazu (5.42):

$$f_n = \sqrt[x]{\frac{100}{3 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 1592}} = 0{,}28 \tag{5.42}$$

- faktor temperature:

$f_t = 1$ za radnu temperaturu ležaja t<150 °C, iz [6], str.288.

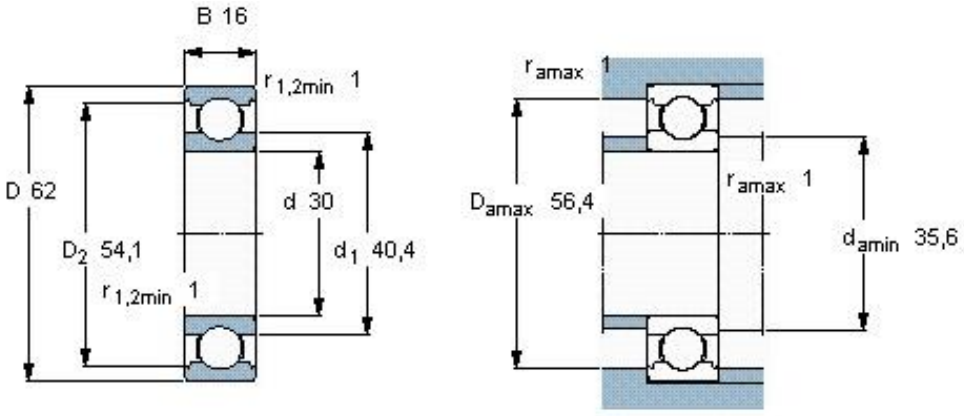
- ekvivalentno dinamičko opterećenje jednako je radijalnoj reakciji u osloncu A, pošto nema aksijalnih sila,

$P = F_A = 712N = 0{,}712$ N

pa potrebna dinamička nosivost ležaja iznosi prema jednadžbi (5.43):

$$C_P = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} = 0{,}478 \cdot \frac{2{,}08}{0{,}28 \cdot 1} = 3{,}55\ kN \tag{5.43}$$

Prema promjeru rukavca: $d_3 = 30$ mm odabran je ležaj 6206-2RS1, čiji su podaci:



Slika 5.14: Dimenzije ležaja 6206 [11]

Statička nosivost: C_0=11,2 kN

Dinamička nosivost: C=20,3 kN > C_p=3,55 kN - ležaj zadovoljava

b) Ležaj oslonca B

Za oslonac B odabran je dvoredni samopodesivi kuglični ležaj. Samopodesivi kuglični ležajevi imaju kutnu pokretljivost unutarnjeg prstena, pa su zato neosjetljivi na kutna odstupanja i savijanje vratila, a zbog dva reda kuglica imaju povećanu nosivost.



Slika 5.15: Dvoredni samopodesivi kuglični ležaj [12]

Ležaj na mjestu B odabrat će se prema promjeru rukavca vratila, broju okretaja vratila i radijalnoj reakciji F_a.

Radijalna sila $F_R = F_B = 3443N = 3{,}44\ \mathrm{kN}$

Promjer rukavca na mjestu ležaja A: $d_B = 35\ \mathrm{mm}$

Potrebna dinamička nosivost ležaja izračunava se po formuli (5.44):

$$C_P = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \tag{5.44}$$

Gdje je:

- faktor vijeka trajanja:

$$f_L = \sqrt[x]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{4500}{500}} = 2{,}08 \tag{5.45}$$

gdje je:

$x = 3$ – eksponent jednadžbe vijeka trajanja za kuglične ležajeve

Uobičajena trajnost valjnih ležaja za poljoprivredne strojeve prema [6] str. 293. iznosi:

$L_h = 4500h$, prema [6], str. 293.

- faktor broja okretaja:

$$f_n = \sqrt[x]{\frac{100}{3 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 1592}} = 0{,}28 \tag{5.46}$$

- faktor temperature:

$f_t = 1$ za radnu temperaturu ležaja t<150 °C, iz [6], str.288.

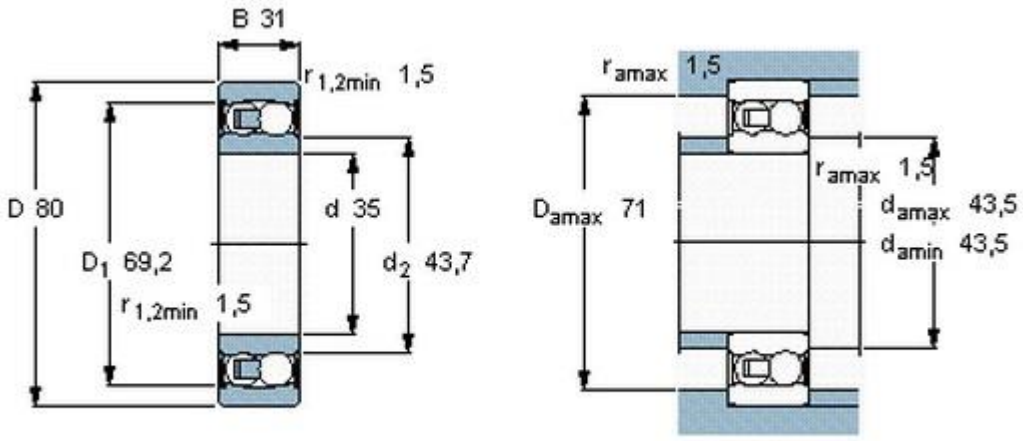
- ekvivalentno dinamičko opterećenje jednako je radijalnoj reakciji u osloncu B, pošto nema aksijalnih sila,

$P = F_B = 3{,}44$ kN,

pa potrebna dinamička nosivost ležaja iznosi:

$$C_P = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} = 3{,}44 \cdot \frac{2{,}08}{0{,}297 \cdot 1} = 24{,}1\ kN \tag{5.47}$$

Prema promjeru rukavca: $\mathrm{d_B} = 35$ mm odabran je ležaj 2307 E-2RS1TN9, čiji su podaci:



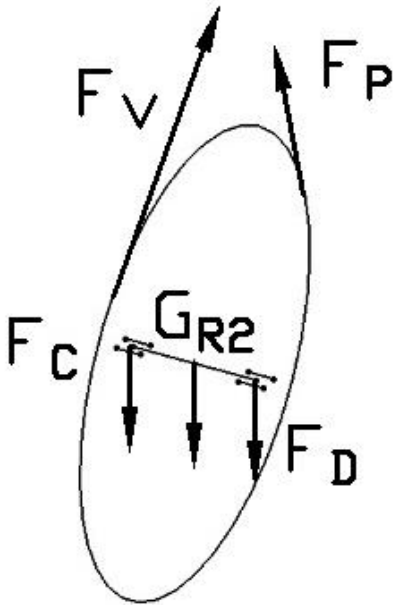
Slika 5.16: Dimenzije ležaja 2307 E-2RS1TN9 [10]

Statička nosivosti: C_0=8,5 kN

Dinamička nosivost: C=26,5 kN > C_p=24,1 kN-ležaj zadovoljava

5.3.2. Proračun ležajnih mjesta pogonskog vratila

Aktivne sile na pogonskom vratilu javljaju se na remenici, a pasivne sile su reakcije u ležajevima, slika 5.17.



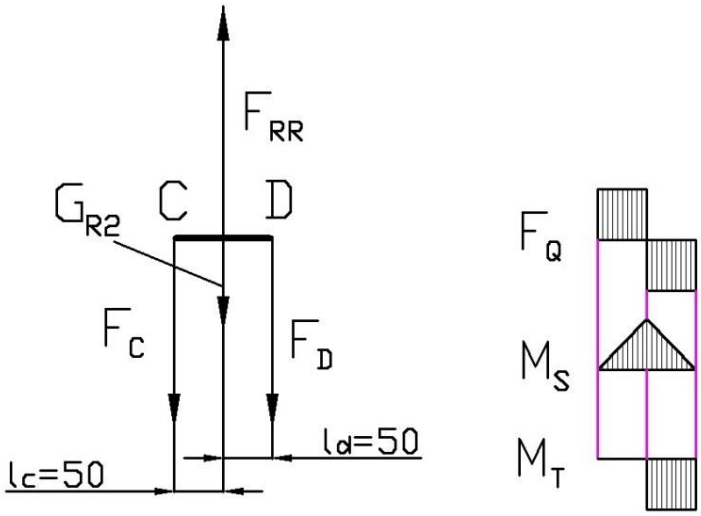
Slika 5.17: Skica sila koje djeluju na pogonsko vratilo

Vektorski zbroj sila F_v i F_p jednak je sili F_{RR} (prema jednadžbi 5.26), pa će se u daljnjem proračunu zbog pojednostavljenja računati s silom F_{RR}.

$$F_C = F_D = \frac{(F_{RR} - G_{R2})}{2} = \frac{2876 - 30}{2} = 1423\ N \tag{5.48}$$

G_{R2} - pretpostavljena težina remenice

G_{R2} = 30N



Slika 5.18: *Shematski prikaz djelovanja sila na vratilo u vertikalnoj ravnini s pripadajućim dijagramom uzdužnih sila, te dijagramom momenta savijanja i uvijanja*

Proračun idealnog oblika vratila za presjeke, koji su istovremeno opterećeni na savijanje i torziju prikazan je u nastavku.

Pošto je priključno vratilo na traktoru i radnom stroju (pili) identično, definiran je standardizirani promjer vratila d_R=34,9mm≈35mm. Kod proračuna pogonskog vratila izvršit će se proračun maksimalnog naprezanja, te će se prema tome odabrati materijal koji zadovoljava tražene kriterije.

Naprezanje se izračunava po jednadžbi 5.49:

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_{redR}}{\pi \cdot d_R^3} \tag{5.49}$$

Prema slici 5.18, vratilo je torzijski opterećeno od mjesta gdje ulazi snaga do remenice. Maksimalni moment savijanja na vratilu nalazi se kod remenice, pa je to mjesto maksimalnog naprezanja za koje će se izvršiti proračun.

Moment savijanja na vratilu na mjestu remenice računa se prema izrazu (5.50):

$$M_R = F_c \cdot l_C = 1423 \cdot 0{,}05 = 71{,}2\ Nm \tag{5.50}$$

iz čega slijedi izračun reduciranog momenta savijanja:

$$M_{redR} = \sqrt{{M_R}^2 + 0{,}75(\alpha_0 \cdot T_2)^2} = \sqrt{71{,}2^2 + 0{,}75(0{,}7 \cdot 306)^2} = 198{,}7\ Nm = 198700\ Nmm \tag{5.51}$$

Moment torzije pogonskog vratila izračuna se pomoću izraza (5.52):

$$T_2 = \frac{T}{\eta_R \cdot i_P} = \frac{93}{0{,}95 \cdot 0{,}32} = 306\ Nm \tag{5.52}$$

η_R - faktor iskoristivosti remenskog prijenosa

Maksimalno naprezanje u pogonskom vratilu izračuna se pomoću izraza (5.53):

$$\sigma_{CD} = \frac{32 \cdot 198700}{\pi \cdot 35^3} = 47{,}2\ \frac{N}{mm^2} \tag{5.53}$$

Dopušteno naprezanje na savijanje čelika Č.0460, koji se koristi za izradu radnog vratila iznosi σ_{fDNdop}=30…60 N/mm^2. Pošto je izračunato maksimalno naprezanje u pogonskom vratilu blizu srednje vrijednosti dopuštenog naprezanja, za izradu pogonskog i radnog vratila će se upotrijebiti čelik Č0460.

Odabir ležajeva:

U oba ležaja djeluje radijalna sila jednakog intenziteta, pa je proračun napravljen za samo jedno ležajno mjesto.

Radijalna sila $F_R = F_C = 1{,}423$ kN

Promjer rukavca na mjestu ležaja A: $d_B = 35$ mm

Potrebna dinamička nosivost ležaja izračunava se po formuli (5.54):

$$C_P = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \tag{5.54}$$

gdje je:

- faktor vijeka trajanja:

$$f_L = \sqrt[x]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{4500}{500}} = 2{,}08 \tag{5.55}$$

gdje je:

$x = 3$ – eksponent jednadžbe vijeka trajanja za kuglične ležajeve

Uobičajena trajnost valjnih ležaja za poljoprivredne strojeve, prema [6] str. 293. iznosi:

$L_h = 4500h, prema\ [6] str. 293$

- faktor broja okretaja:

$$f_n = \sqrt[x]{\frac{100}{3 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 540}} = 0{,}4 \tag{5.56}$$

- faktor temperature:

$f_t = 1$ za radnu temperaturu ležaja t<150 °C, iz [6], str.288.

Ekvivalentno dinamičko opterećenje je jednako radijalnoj reakciji u osloncu B, pošto nema aksijalnih sila,

$P = F_C = 1{,}43$ kN

pa je potrebna dinamička nosivost prema izrazu (5.57):

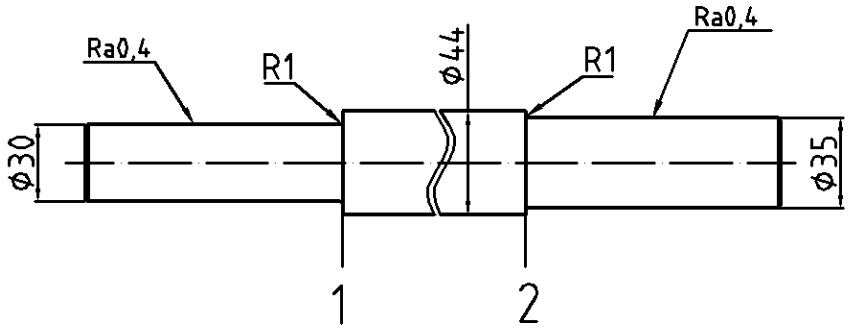
$$C_P = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} = 1{,}423 \cdot \frac{2{,}08}{0{,}45 \cdot 1} = 6{,}58\ kN \tag{5.57}$$

Prema promjeru rukavca : $d_R = 35mm$ odabran je ležaj 2307 E-2RS1TN9, a isti takav nalazi se u ležajnom mjestu B radnog vratila (slike 5.15 i 5.16), s nosivošću:

Statička nosivosti: C_0=8,5 kN

Dinamička nosivost: C=26,5 kN > C_p=6,8 kN-ležaj zadovoljava

5.3.3. Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti radnog vratila



Slika 5.19: Skica vratila s opasnim presjecima

Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti izvodi se za sve opasne presjeke vratila, kako bi se utvrdila čvrstoća oblika na dotičnom presjeku. Pri tome se pored dinamičke izdržljivosti uzima u obzir i utjecaj zareznih djelovanja, hrapavost površine, veličine presjeka i udarno djelovanje opterećenja.

Reducirani moment u presjeku računa se po jednadžbi (5.58):

$$M_{red} = \sqrt[2]{\left(M_S \cdot \beta_{kf}\right)^2 + 0{,}75(a_0 \cdot T \cdot \beta_{kt})^2} \tag{5.58}$$

U nastavku rada slijedi proračun opterećenja vratila u pojedinim presjecima:

Presjek 1:

Moment savijanja koji djeluje u presjeku 1 uzrokuje sila F_{RP}. Zbog pojednostavljenja proračuna, duljina kraka na kojem djeluje sila bit će jednaka udaljenosti između pravca djelovanja sile i središta ležaja. To znači da će moment savijanja biti jednak izračunatom momentu u točki A, koji se prema jednadžbi 5.34 izračuna:

$$M_1 = M_A = 22{,}9 \text{ Nm}$$

Moment torzije cijelom dužinom radnog vratila iznosi:

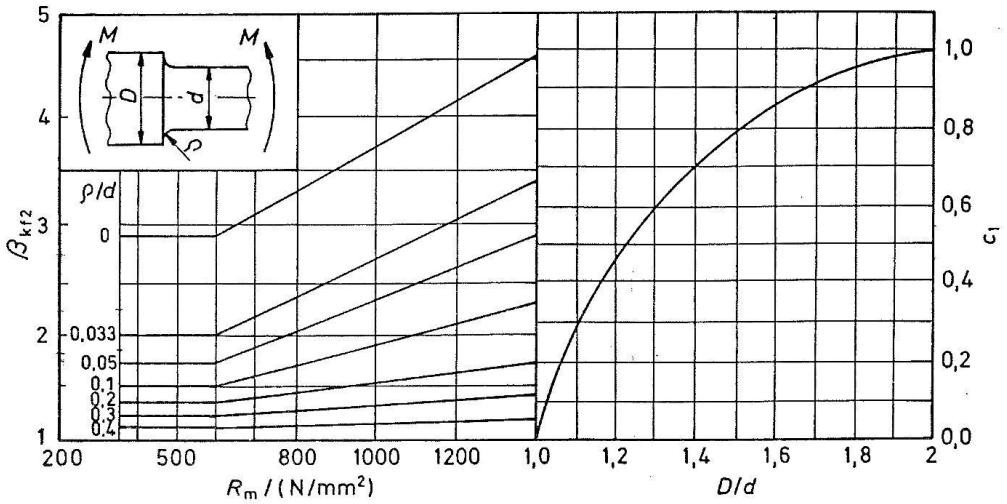
$T=93$ Nm

U presjeku 1 zarezno djelovanje uzrokovano je promjenom veličine presjeka, a faktor zareznog djelovanja kod savijanja je:

$$\beta_{kf} = 1 + c_1\left(\beta_{kf2} - 1\right) \tag{5.59}$$

Iz crteža vratila slijedi:

$D = 44\ \text{mm}, d = 30\ \text{mm}, \rho = 1\ \text{mm}$



Slika 5.20: Faktor β_{kf2} kod savijanja [9]

$$c_1 = 0{,}75\ (prema\ slici\ 5.20\ za\ \frac{D}{d} = \frac{44}{30} = 1{,}46)$$

$$\beta_{kf2} = 2\ \ (prema\ slici\ 5.20\ za\ \frac{\rho}{d} = \frac{1}{30} = 0{,}033\ i\ R_m = 430\ N/mm^2)$$

$$\beta_{kf} = 1 + 0{,}75(2 - 1) = 1{,}75 \tag{5.60}$$

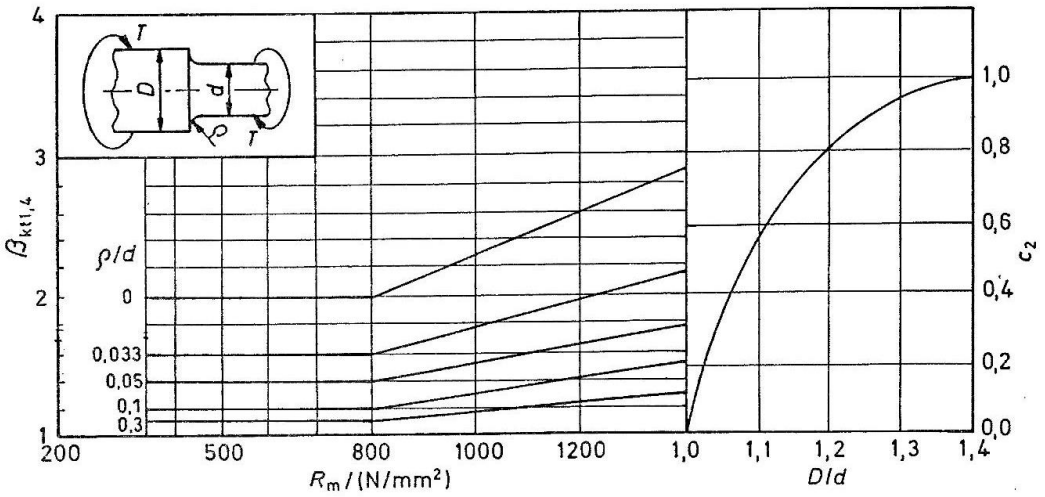
Faktor zareznog djelovanja kod uvijanja:

U presjeku 1 zarezno djelovanje uzrokovano je promjenom veličine presjeka, a faktor zareznog djelovanja kod uvijanja iznosi prema (5.61):

$$\beta_{kt} = 1 + c_2(\beta_{t1,4} - 1) \tag{5.61}$$

Iz crteža vratila slijedi:

$D = 44\ \text{mm}, d = 30\ \text{mm}, \rho = 1\ \text{mm}$



Slika 5.21: Faktor $\beta_{kt1,4}$ kod torzije [9]

$$c_2 = 1 \ (prema\ slici\ 5.21\ za\ \frac{D}{d} = \frac{44}{30} = 1{,}46)$$

$$\beta_{kt1,4} = 1{,}6 \ \ (prema\ slici\ 5.21\ za\ \frac{\rho}{d} = \frac{1}{30} = 0{,}033\ i\ R_m = 430\ N/mm^2)$$

$$\beta_{kt} = 1 + 1 \cdot (1{,}6 - 1) = 1{,}6 \tag{5.62}$$

$$M_{red1} = \sqrt[2]{(22{,}9 \cdot 1{,}75)^2 + 0{,}75(0{,}7 \cdot 93 \cdot 1{,}6)^2} = 98{,}7\ Nm \tag{5.63}$$

Presjek 2:

$$M_{red2} = \sqrt[2]{\left(M_2 \cdot \beta_{kf}\right)^2 + 0{,}75(a_0 \cdot T \cdot \beta_{kt})^2} \tag{5.64}$$

Moment savijanja koji djeluje u presjeku 2 uzrokuje sila F_{RR}, a izračuna se po jednadžbi (5.26):

$M_2 = 187$ Nm

T=93 Nm

β_{kf} – faktor zareznog djelovanja kod savijanja

U presjeku 2 zarezno djelovanje uzrokovano je promjenom veličine presjeka. Faktor zareznog djelovanje kod savijanja računa se prema jednadžbi (5.65):

$$\beta_{kf} = 1 + c_1(\beta_{kf2} - 1) \tag{5.65}$$

Iz crteža vratila očitano je:

$$D = 44\ \text{mm}, d = 35\ \text{mm}, \qquad \rho = 1\ \text{mm}$$

$$c_1 = 0{,}55\ (prema\ slici\ 5.20\ za\ \frac{D}{d} = \frac{44}{35} = 1{,}26)$$

$$\beta_{kf2} = 2{,}3\ \ (prema\ slici\ 5.20\ za\ \frac{\rho}{d} = \frac{1}{35} = 0{,}028\ i\ R_m = 430\ N/mm^2)$$

$$\beta_{kf} = 1 + c_1(\beta_{kf2} - 1) \tag{5.66}$$

$$\beta_{kf} = 1 + 0{,}55(2{,}3 - 1) = 1{,}75 \tag{5.67}$$

Faktor zareznog djelovanja kod uvijanja:

U presjeku 2 zarezno djelovanje je uzrokovano promjenom veličine presjeka, a faktor zareznog djelovanja kod uvijanja je:

$$\beta_{kt} = 1 + c_2(\beta_{t1,4} - 1) \tag{5.68}$$

$$c_2 = 0{,}9\ (prema\ slici\ 5.21\ za\ \frac{D}{d} = \frac{44}{35} = 1{,}26)$$

$$\beta_{kt1,4} = 1{,}8\ \ (prema\ slici\ 5.21\ za\ \frac{\rho}{d} = \frac{1}{35} = 0{,}028\ i\ R_m = 430\ N/mm^2)$$

$$\beta_{kt} = 1 + 0{,}9(1{,}8 - 1) = 1{,}72 \tag{5.69}$$

Slijedi proračun reduciranog momenta u presjeku 2:

$$M_{red2} = \sqrt[2]{(187 \cdot 1{,}75)^2 + 0{,}75(0{,}7 \cdot 93 \cdot 1{,}72)^2} = 354{,}8\ Nm \tag{5.70}$$

Kontrola postojeće sigurnosti kod pojedinih presjeka:

Prema [6] str. 229, za dijelove vratila opterećenih isključivo na istosmjerno promjenjivu torziju potrebna sigurnost iznosi:

S_{potr}=1,4

Stvarna sigurnost u presjeku računa se po formuli (5.71):

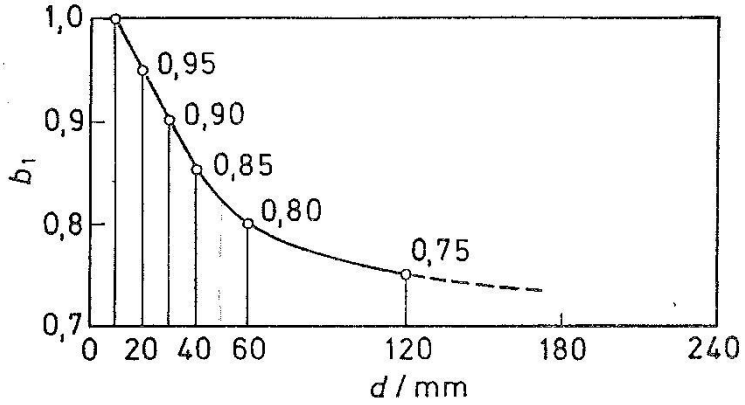
$$S_D = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red}} \geq S_{potr} \tag{5.71}$$

Kontrola postojeće sigurnosti u presjeku 1:

$$S_{D1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red4}} \geq S_{potr} \tag{5.72}$$

Faktor veličine strojnog dijela:

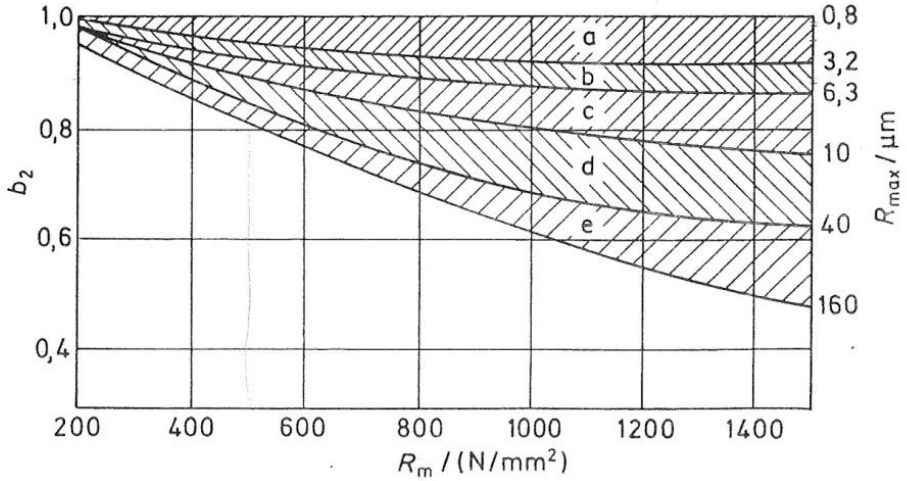
$b_1 = 0{,}9$ $(prema\ slici\ 5.22\ za\ d = 30\ mm)$



Slika 5.22: *Faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja b1 [9]*

Faktor kvalitete površinske obrade:

$b_2 = 0{,}95$ $(prema\ slici\ 5.23\ za\ fino\ obrađenu\ površinu\ R_{max} = 4\mu m\ i\ R_m = 430\ N/mm^2$



a) Polirano ($R_{max} = 1$ µm)
b) Fino brušeno ($R_{max} = 2$ µm)
c) Normalno brušeno ($R_{max} = 5$ µm)
d) Fino obrađeno ($R_{max} = 6 \ldots 8$ µm)
e) Grubo obrađeno ($R_{max} = 10 \ldots 40$ µm)

Slika 5.23: Faktor kvalitete površinske obrade b2 [9]

Slijedi proračun reduciranog naprezanja prema izrazu (5.73):

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{redA}}{W_A} = \frac{98{,}7 \cdot 1000}{2650{,}7} = 37{,}2 \ \frac{N}{mm^2} \tag{5.73}$$

Moment otpora za d=30 mm:

$$W_1 = \frac{\pi \cdot d_A^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650{,}7 \ mm^3 \tag{5.74}$$

Faktor pogonskih uvjeta odabran je prema tablici 5.5 za strojeve s laganim udarcima:

$$\varphi = 1{,}1$$

Tablica 5.5: Faktor pogonskih uvjeta φ

Vrsta udaraca	Pogonski uvjeti	Faktor φ
Lagani	Parne i vodene turbine, rotacioni kompresori i pumpe, eleketrični strojevi, brusilice	1,0 . . . 1,1
Srednje jaki	Parni strojevi, motori s unutarnjim izgaranjem, klipni kompresori i pumpe, tokarilice, blanjalice i vertiklane blanjalice	1,2 . . . 1,5
Jaki	Kovačke i rubne preše, škare za profile, bušilice, klupe za izvlačenje	1,5 . . . 2,0
Vrlo jaki	Mehanički čekići, valjaoničke pruge, drobilice za kamen	2,0 . . . 3,0

Sigurnost u presjeku 1:

$$S_{D1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{redA}} = \frac{0{,}9 \cdot 0{,}95 \cdot 210}{1{,}1 \cdot 37{,}2} = 4{,}4 > S_{DA} = 1{,}4 \tag{5.75}$$

Sigurnost u presjeku 1 zadovoljava.

Kontrola postojeće sigurnosti u presjeku 2:

$$S_{D2} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{redB}} \geq S_D \tag{5.76}$$

Faktor kvalitete površinske obrade:

$$b_1 = 0{,}87 \ (prema \ slici \ 5.23 \ za \ d = 35 \ mm)$$

Faktor veličine strojnog dijela:

$$b_2 = 0{,}95\ (prema\ slici\ 5.24\ \ fino\ obrađenu\ površinu\ R_{max} = 4\ \mu m\ i\ R_m = 430\ N/mm^2)$$

Slijedi proračun reduciranog naprezanja:

$$\sigma_{red2} = \frac{M_{red2}}{W_2} = \frac{354{,}8 \cdot 1000}{4209{,}2} = 84{,}3\ \frac{N}{mm^2} \tag{5.77}$$

Moment otpora za d=35 mm:

$$W_2 = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209{,}2\ mm^3 \tag{5.78}$$

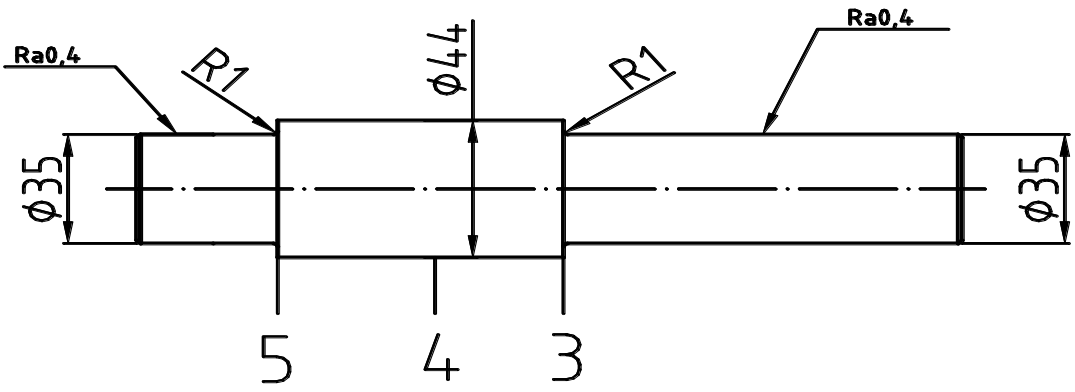
$$\varphi = 1{,}1\ (prema\ tablici\ 5.5\ za\ pogonske\ uvjete\ s\ laganim\ udarcima)$$

Sigurnost u presjeku 2 je prema (5.79):

$$S_{D2} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{redB}} = \frac{0{,}87 \cdot 0{,}95 \cdot 210}{1{,}1 \cdot 84{,}3} = 1{,}8 > S_{DA} = 1{,}4 \tag{5.79}$$

Sigurnost u presjeku 2 zadovoljava.

5.3.4. Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti pogonskog vratila



Slika 5.24: Skica vratila s opasnim presjecima

Kontrolni proračun dinamičke sigurnosti provest će se samo u presjecima 3 i 4, jer su presjeci 3 i 5 istih oblika i veličina. U presjeku 3 uz savojno djeluje i torzijsko naprezanje, dok u presjeku 5 djeluje samo savojno naprezanje, pa nije potrebno provoditi kontrolu presjeka 5.

Opterećenje vratila u presjeku 3 izračuna se pomoću (5.80):

$$M_{red3} = \sqrt[2]{\left(M_3 \cdot \beta_{kf}\right)^2 + 0{,}75(a_0 \cdot T_2 \cdot \beta_{kt})^2} \tag{5.80}$$

Moment savijanja koji djeluje u presjeku 3 uzrokuje sila F_D na kraku veličine ½ širine ležaja .

$$M_3 = F_D \cdot \frac{B}{2} = 1449 \cdot \frac{0{,}031}{2} = 22{,}5\ Nm \tag{5.81}$$

Iz jednadžbe 5.52 moment torzije iznosi:

$$T_3 = T_2 = 306\ \text{Nm}$$

β_{kf} – faktor zareznog djelovanja kod savijanja

U presjeku 3 zarezno djelovanje uzrokovano je promjenom veličine presjeka, a faktor zareznog djelovanja kod savijanja izračunava se po jednadžbi 5.59.

Iz crteža vratila slijedi:

$$D = 44\ \text{mm}, d = 35\ \text{mm},\ \rho = 1\ \text{mm}$$

$$c_1 = 0{,}55\ (prema\ slici\ 5.20\ prema\ \frac{D}{d} = \frac{44}{35} = 1{,}26)$$

$$\beta_{kf2} = 2{,}1\ \ (prema\ slici\ 5.20\ \ prema\ \frac{\rho}{d} = \frac{1}{35} = 0{,}029\ i\ R_m = 430\ N/mm^2)$$

$$\beta_{kf} = 1 + 0{,}55 \cdot (2{,}1 - 1) = 1{,}6 \tag{5.82}$$

Izračun faktora zareznog djelovanja kod uvijanja izvodi se po jednadžbi 5.61:

$$c_2 = 0{,}9\ (prema\ slici\ 5.21\ \ prema\ \frac{D}{d} = \frac{44}{35} = 1{,}26)$$

$$\beta_{kt1,4} = 1{,}65\ \ (prema\ slici\ 5.21\ \ prema\ \frac{\rho}{d} = \frac{1}{35} = 0{,}029\ i\ R_m = 570\ N/mm^2)$$

$$\beta_{kt} = 1 + 0{,}9(1{,}65 - 1) = 1{,}58 \tag{5.83}$$

Reducirani moment u presjeku 3 prema jednadžbi 5.56 iznosi:

$$M_{red3} = \sqrt[2]{(22{,}5 \cdot 1{,}6)^2 + 0{,}75(0{,}7 \cdot 306 \cdot 1{,}58)^2} = 295\ Nm \tag{5.84}$$

Kontrola postojeće sigurnosti u presjeku 3:

$$S_{D3} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red3}} \geq S_{potr} \tag{5.85}$$

Faktor veličine strojnog dijela:

$b_1 = 0{,}87$ $(prema\ slici\ 5.22\ \ za\ d = 35\ mm)$

Faktor kvalitete površinske obrade:

$b_2 = 0{,}95$ $(prema\ slici\ 5.23\ \ za\ fino\ obrađenu\ površinu\ R_{max} = 4\ \mu m\ i\ R_m = 430\ N/mm^2$

Slijedi proračun reduciranog naprezanja prema (5.86):

$$\sigma_{red3} = \frac{M_{red3}}{W_3} = \frac{295 \cdot 1000}{4209{,}2} = 70\ \frac{N}{mm^2} \tag{5.86}$$

Moment otpora za d=35 mm izračuna se prema (5.87):

$$W_3 = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209{,}2\ mm^3 \tag{5.87}$$

$\varphi = 1{,}1$ (prema tablici 5.5 za pogonske uvjete s laganim udarcima)

Postojeća sigurnost u presjeku 3 izračuna se prema (5.88):

$$S_{D3} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red4}} = \frac{0{,}87 \cdot 0{,}95 \cdot 210}{1{,}1 \cdot 70} = 2{,}25 > S_{potr} = 1{,}4 \tag{5.88}$$

Sigurnost u presjeku 3 zadovoljava.

Opterećenje vratila u presjeku 4, izračuna se prema formuli (5.89):

$$M_{red4} = \sqrt[2]{\left(M_4 \cdot \beta_{kf}\right)^2 + 0{,}75(a_0 \cdot T_2 \cdot \beta_{kt})^2} \tag{5.89}$$

Moment savijanja koji djeluje u presjeku 4 uzrokuje sila F_D.

$$M_4 = F_D \cdot 0{,}05 = 1449 \cdot 0{,}05 = 72{,}5\ Nm \tag{5.90}$$

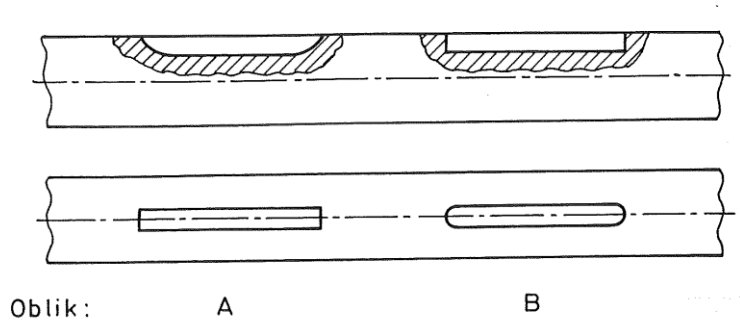
Iz jednadžbe 5.52 moment torzije iznosi:

$T_4 = T_2 = 306$ Nm

β_{kf} – faktor zareznog djelovanja kod savijanja

U presjeku 4 zarezno djelovanje uzrokovano je izvedbom utora za pero oblika A i prekidne čvrstoće R_m=430 N/mm^2:

Oblik	Prekidna čvrstoća R_m [N/mm^2]					
	300	400	500	600	700	800
A	β_{k_f} 1,4	1,45	1,5	1,55	1,58	1,62
B	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1



Slika 5.25: *Faktor zareznog djelovanja β_{kf} kod savijanja vratila s utorom za pero [9]*

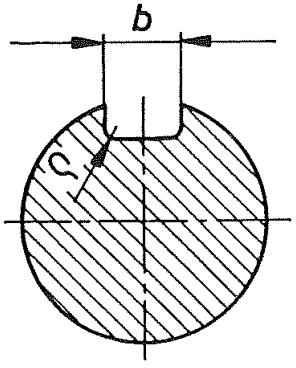
Prema slici 5.25, za utor izrađen prstastim glodalom faktor zareznog djelovanja kod savijanja iznosi:

$$\beta_{kf} = 1{,}45$$

β_{kt}- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja

Prema dimenzijama utora:

b=12, ρ=1,5



. za $\rho = 0{,}10 \ldots 0{,}15 \cdot b$ (mm):
$\beta_{k_t} = 1{,}8 \ldots 2{,}0$

Slika 5.26: *Faktor zareznog djelovanja β_{kt} kod uvijanja vratila s utorom za pero [9]*

Prema slici 5.26 faktor zareznog djelovanja kod uvijanja iznosi:

$$\beta_{kt} = 1{,}9$$

Reducirani moment u presjeku 4 iznosi:

$$M_{red4} = \sqrt[2]{(72{,}5 \cdot 1{,}45)^2 + 0{,}75(0{,}7 \cdot 306 \cdot 1{,}9)^2} = 38\ Nm \tag{5.91}$$

Kontrola postojeće sigurnosti u presjeku 4 izvodi se prema izrazu (5.92):

$$S_{D4} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red3}} \geq S_{potr} \tag{5.92}$$

Faktor kvalitete površinske obrade:

$b_1 = 0{,}87\ (prema\ slici\ 5.22\ \ za\ d = 35m)$

Faktor veličine strojnog dijela:

$b_2 = 0{,}95\ (prema\ slici\ 5.23\ \ \ za\ fino\ obrađenu\ površinu\ R_{max} = 4\ \mu m\ i\ R_m = 430\ \mathrm{N/mm^2}$

Reducirano naprezanje u presjeku 4 iznosi prema (5.93):

$$\sigma_{red4} = \frac{M_{red4}}{W_4} = \frac{368 \cdot 1000}{6283{,}2} = 58{,}5\ \frac{N}{mm^2} \tag{5.93}$$

Moment otpora za d=40 mm izračuna se po (5.94):

$$W_4 = \frac{\pi \cdot d_4^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283{,}2\ mm^3 \tag{5.94}$$

$\varphi = 1{,}1$ (prema tablici 5.5 za pogonske uvjete s laganim udarcima)

Sigurnost u presjeku 4 izračuna se po (5.95):

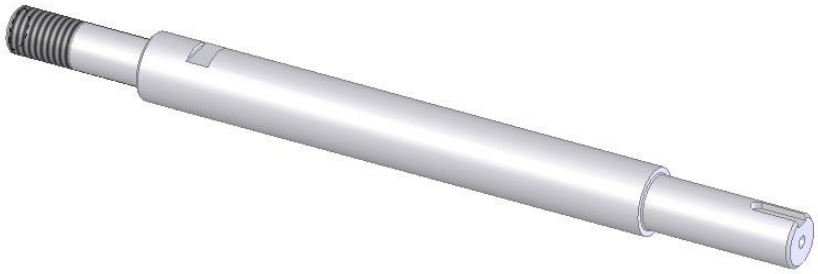
$$S_{D4} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red4}} = \frac{0{,}87 \cdot 0{,}95 \cdot 210}{1{,}1 \cdot 58{,}5} = 2{,}7 > S_{potr} = 1{,}4 \tag{5.95}$$

Sigurnost u presjeku zadovoljava.

5.4. Konstrukcijsko oblikovanje vratila

5.4.1. Konstrukcijsko oblikovanje radnog vratila

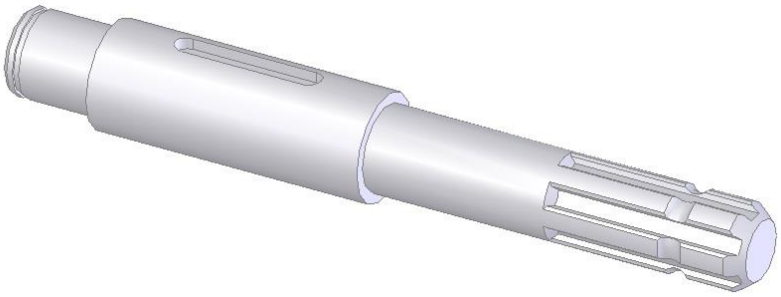
Na kraju vratila, kod položaja za montažu pile, narezan je navoj M30x3,5 na koji dolazi matica za pričvršćivanje pile. Na središnjem dijelu vratila, kod ležaja A, nalazi se utor za viljuškasti ključ širine 32 mm, koji služi za sprječavanje okretanja vratila pri stezanju matice M30. S druge strane vratila nalazi se utor za pero dimenzija 50x10 mm i rupa s navojem M10 za vijak kojim se fiksira remenica.



Slika 5.27: Radno vratilo

5.4.2. Konstrukcijsko oblikovanje pogonskog vratila

Pogonsko vratilo je s prednje strane ožljebljeno i odgovara promjeru 34,9 mm, tj. 1 3/8″. Kroz žljebove prolazi kružni utor za osigurač priključka kardanskog vratila. Na središnjem dijelu je utor za pero dimenzija 44x14 za prijenos gibanja s vratila na pogonsku remenicu. Na stražnjem kraju vratila nalazi se utor u koji dolazi prstenasti uskočnik, koji fiksira ležaj na vratilu, kako ne bi došlo do aksijalnog pomicanja vratila.



Slika 5.28: Pogonsko vratilo

6. KONSTRUIRANJE POSTOLJA

6.1. Mjere zaštite

Kod kružnih pila za drvo, najveća pozornost u vezi zaštite rukovatelja pilom, posvećuje se zaštiti oštrice pile zaštitnom kapom i onemogućavanju povratnog udara.

6.1.1. Zaštita oštrice pile

Dodir s listom pile spriječit će se postavljanje odgovarajuće zaštitne naprave u vidu zaštitne kape.

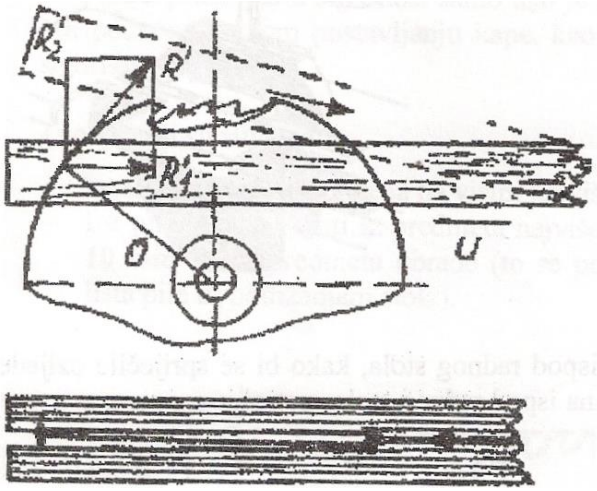
Zaštitna naprava-kapa, sprječava dodir ruke radnika s listom pile, kao i udare čestica obrade (piljevine) u oči radnika, a mora ispunjavati sljedeće uvjete:

- mora se dati lako prilagoditi visini predmeta obrade;
- mora se brzo i lako prilagoditi veličini lista pile;
- mora biti dovoljno uska, da ne bi smanjivala vidljivost radniku pri obradi materijala;
- ne smije doći u dodir s listom pile;
- mora biti jednostavne, ali čvrste konstrukcije;
- mora omogućiti lako rezanje.

U pogledu konstrukcije, tj. u pogledu položaja kape s obzirom na radni stol, postoje dva tipa zaštitnih kapa, pomične i nepomične. Zbog karakteristike samo-podizanja koristit će se pomična zaštitna kapa, što će omogućiti rezanje cijelom visinom oštrice od radnog stola.

6.1.2. Sprečavanje povratnog udara

Do povratnog udara dolazi kod raspiljavanja dasaka ili greda, kada obradak prolazi preko putanje oštrice na stražnjoj strani pile (slika 6.1). Kod piljenja kružnom pilom, na prednjoj strani pile sila rezanja pritišće obradak na radni stol, dok na stražnjoj strani pile zubi mogu podići obradak i odbaciti ga prema gore, što može teže povrijediti rukovatelja pilom.



Slika 6.1: Vraćanje obratka [13]

Razvodni klin sprječava vraćanje obratka na način da se smješta iza stražnje strane pile, te širi obradak na taj način da ulazi u postojeći rez.

Razvodni klin ima funkciju da:

- sprečava povratni udar,
- sprečava dodir obratka sa stražnjom stranom pile,
- otklanja nakupljanje otpadaka iza pile, te tako sprječava njihovo zahvaćanje i odbacivanje
- služi kao vodilica rezanog komada.

Debljina razvodnog klina mora biti manja od širine reza, a najmanje za ¼ veća od debljine lista pile, a širina oko 0,2-0,25 promjera lista pile, ali najmanje 50 mm. Klin mora biti izrađen od čelika iste kvalitete kao i list pile.

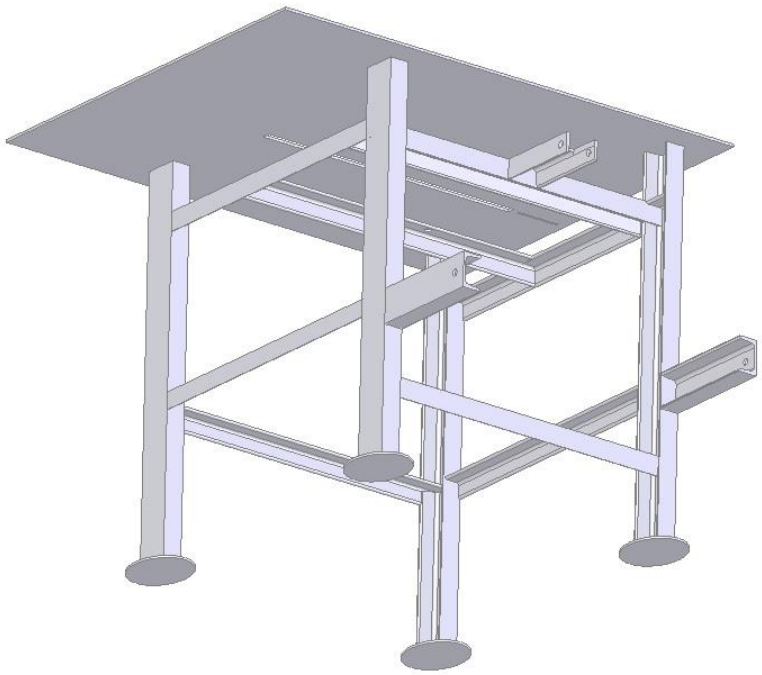
Zbog pojednostavljenja konstrukcije i praktičnosti, razvodni klin ujedno služi kao nosač zaštitne kape.



Slika 6.2: Razvodni klin i zaštitna kapa [2]

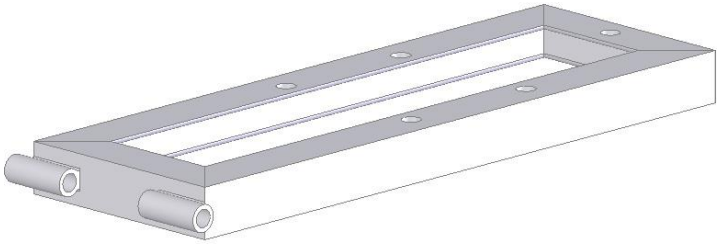
6.2. Konstruiranje postolja kružne pile

Nosiva konstrukcija (slika 6.3) izvedena je od standardnih čeličnih UNP profila dimenzija 80x45 za osnovnu konstrukciju, L profila dimenzija 45x45 koji služe kao ukrute, te čelične ploče kao radne površine. Na svim pozicijama koje se zavaruju prethodno su obrađeni provrti i utori. Najprije se na nosive noge zavaruju elipsaste čelične pločice zbog što manjeg pritiska na tlo, u svrhu manjeg propadanja nogu u mekanu podlogu. Nakon toga noge se zavaruju na radnu ploču na koju su prethodno zavareni nosači za razvodni klin. Slijedi zavarivanje uzdužnih i poprečnih nosača. Dodatno se još zavaruju priključci za traktorske poluge i prihvati za nosač donje remenice.



Slika 6.3: *Postolje*

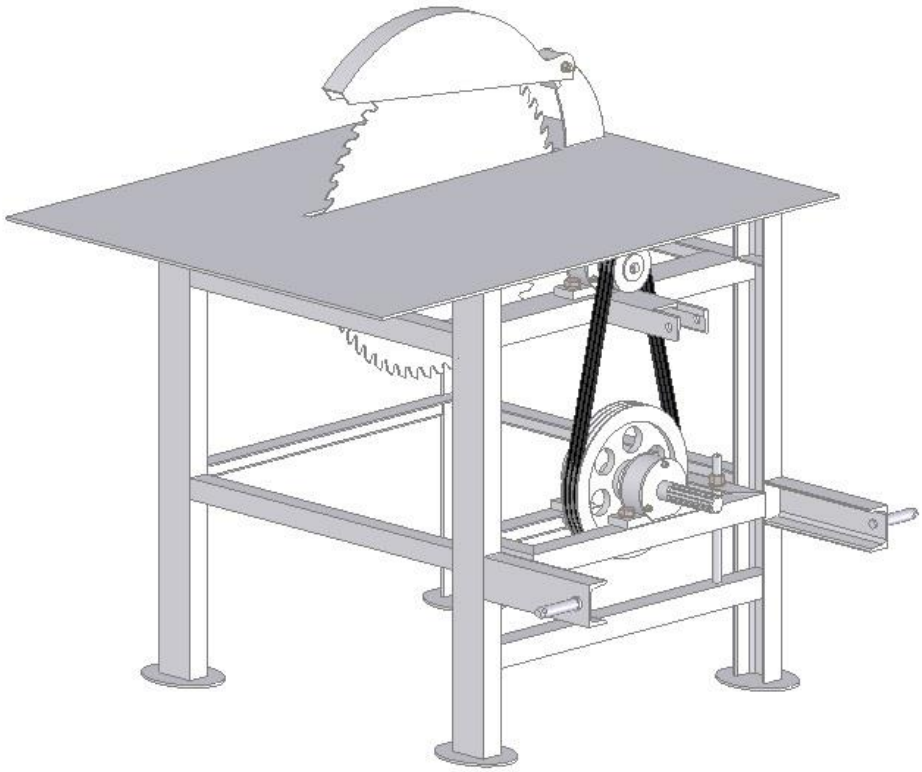
Nosač pogonske remenice konstruiran je kao zavarena konstrukcija od prethodno obrađenih L profila dimenzija 45x45 i dvije cijevi, u koje dolazi svornjak za pričvršćivanje na postolje.



Slika 6.4: *Nosač pogonske remenice*

6.3. Montaža

Postupak montaže obavlja se po redoslijedu: na postolje se pričvršćuje radno vratilo s pilom, pripadajućim ležajevima i remenicom. Sklop pogonske remenice, koji je prethodno montiran, a sastoji se od nosača, ležajeva, vratila i remenice, svornjakom se pričvršćuje na postolje. Ispadanje svornjaka osigurava se prstenastim uskočnikom. Na žljebove remenica postavljaju se tri SPZ remena duljine 1400 mm i stežu vijkom. Na kraju se montira razvodni klin s zaštitnom kapom. Na slici 6.5 prikazan je kompletni sklop kružne pile.



Slika 6.5*: Kružna pila na traktorski pogon*

7. ZAKLJUČAK

U završnom radu razrađena je i konstruirana najjednostavnija kružna pila na traktorski pogon. Zbog jednostavnosti konstrukcije je cijena izrade niska, što je postignuto minimalnim brojem potrebnih dijelova i korištenjem standardnih profila, vijaka, ležajeva i ostalih dijelova za izradu.

Pogonska i radna remenica izrađene su iz aluminija i odgovarajućih promjera, kako bi se prilagodila vrtnja izlaznog dijela vratila, odnosno cirkularne pile.

Vratila pogonske i radne strane proračunata su s obzirom na opterećenja savijanjem i uvijanjem, a prema dobivenim dimenzijama odabrani su iz tablica odgovarajući standardni valjni ležajevi.

Na jednom kraju radnog vratila koristi se samopodesivi ležaj, kako bi se izbjeglo dodatno opterećenje vratila i ležajeva uslijed nepravilne izrade ili montaže.

Prilikom izrade konstrukcije kružne pile vodilo se računa da budu zadovoljene sve mjere sigurnosti za rukovatelja strojem. Ugradnjom razvodnog klina kao nosača zaštitne kape omogućeno je raspiljavanje dugih komada drva i osigurana dodatna zaštita od povratnog udara piljene građe.

Održavanje stroja svedeno je na minimum, preporučuje se na kraju sezone provjeriti zategnutost remena, očistiti stroj četkom, te po potrebi staviti mast u kućišta ležajeva.

8. LITERATURA

[1] http://www.senko.hr/ , 2012.

[2] http://www.njuškalo.hr/ , 2013.

[3] http://www.pilana.com/ , 2006.

[4] TRAKTOR IMT 539 rukovanje i održavanje, Industrija mašina i traktora Beograd, 1981.

[5] Mehanika kružnih pila, Vlado Gogolia, Stjepan Risović, Ružica Beljo Lučić; Drvna industrija: znanstveno-stručni časopis za pitanje drvne tehnologije

[6] Elementi strojeva, treće izmijenjeno i dopunjeno izdanje, Decker, K.-H., Golden marketing, Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.

[7] Proračun remenskih prijenosnika, Damir Jelaska, Srđan Podrug; Fakultet strojarstva i brodogradnje - Split, 2001.

[8] http://www.schaeffler.com/ , 2014.

[9[Vratilo (Proračun), Horvat, Z. i suradnici, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Katedra za elemente strojeva i konstrukcija, Zagreb

[10] http://gerald-summers.co.uk/ , 2011.

[11] http://www.skf.com/

[12] http://www.balljointbearings.com/ , 2012.

[13] Primarna i sekundarna obrada drva, Hrvoje Cindrić, 2007.

PRILOZI:

I. CD-R disk

II. Tehnička dokumentacija