

Motorni cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu

Belinić, Hrvoje

Undergraduate thesis / Završni rad

2024

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:398333>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-26**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Hrvoje Belinić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Student:

Hrvoje Belinić

Zagreb, 2024.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svojem mentoru doc. dr. sc. Matiji Hoiću na pomoći i savjetima tijekom izrade završnog rada.

Također, zahvaljujem svojoj obitelji na potpori tijekom cijelog školovanja.

Mrvoje Belinić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite

Povjerenstvo za završne i diplomске ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski



Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 24 - 06 / 01	
Ur.broj: 15 - 24 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Hrvoje Belinić**

JMBAG: **0035231668**

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

Motorni cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu

Naslov rada na
engleskom jeziku:

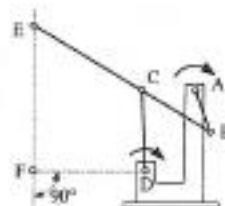
Powered wood splitter based on the Evans mechanism

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati stroj koji će omogućiti cijepanje ogrjevnog drva iz segmenata dobivenih piljenjem trupaca u cjepanice s dimenzijama primjerenim za većinu peći na drva.

Ciljano konstrukcijsko rješenje treba omogućiti:

- 1) Povećana sigurnost i smanjenje fizičkog opterećenja korisnika u odnosu na korištenje sjekire.
- 2) Robusnost u radu i uvjetima skladištenja.
- 3) Minimalni zahtjevi na održavanje uz mogućnost zamjene i popravaka što većeg broja dijelova od strane korisnika.



$BC=1.92AB$, $CE=2.92AB$, $CD=2AB$,
 $AD=2.3AB$, $DF=2.87AB$

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Najveća dužina cjepanica: $L_c = 33$ cm.
- 2) Najveći promjer cjepanica: $D_c = 200$ mm.
- 3) Princip rada: Evansov mehanizam s četiri poluge.
- 4) Pogon: elektromotorni.

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodno razmatranje o cjepačima.
- 2) Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja.
- 3) Izradu više koncepata i izbor najprikladnijeg s obzirom na zadane uvjete.
- 4) Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti.
- 5) Sklopni crtež cjepača s potrebnim presjecima i detaljima ili crtežima podsklopova.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predvideni datumi obrane:

30. 11. 2023.

1. rok: 22. i 23. 2. 2024.
2. rok (izvanredni): 11. 7. 2024.
3. rok: 19. i 20. 9. 2024.

1. rok: 26. 2. - 1. 3. 2024.
2. rok (izvanredni): 15. 7. 2024.
3. rok: 23. 9. - 27. 9. 2024.

Zadatak zadan:

Predsjednik Povjerenstva:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Hoić

V Soldo

Sadržaj

1. UVOD.....	1
2. Analiza radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja	4
2.1. Hydraulic wood splitter-US20120055585 [1].....	4
2.2. Uspravni hidraulički cjepač- Scheppach HL 810 [3]	5
2.3. Horizontalni hidraulički cjepač- Hecht 676 [4].....	7
2.4. Log splitter assembly and method of use thereof- US20150328798A1 [5].....	8
2.5. Inercijski cjepač drva- Arrows [6].....	10
3. Izrada i odabir koncepata.....	11
3.1. Koncept 1	11
3.2. Koncept 2	13
3.3. Koncept 3	15
3.4. Odabir koncepta za konstrukcijsku razradu	17
4. Proračun nosive konstrukcije i odabir standardnih komponenti.....	19
4.1. Određivanje potrebne sile cijepanja	19
4.2. Proračun prijenosnog omjera Evansovog mehanizma	20
4.2.1. Analiza položaja	21
4.2.2. Plan brzina.....	24
4.2.3. Analiza ubrzanja.....	25
4.2.4. Prijenosni omjer	26
4.3. Odabir sklopa elektromotor-reduktor	28
4.3.1 Odabir brzine vrtnje elektromotora	28
4.3.2. Određivanje ukupne korisnosti prijenosnog mehanizma	29
4.3.3. Određivanje potrebne snage elektromotora.....	30
4.3.4. Odabir sklopa elektromotor-reduktor.....	31
4.4. Lančani prijenos	32
4.5. Proračun čvrstoće poluga Evansovog mehanizma	37
4.5.1. Poluga BE.....	37
4.5.2. Poluga AB	40
4.5.3. Osovina zgloba B	41
4.5.4. Poluga CD	43
4.5.5. Osovina zglobova C i D	44
4.5.6. Osovina zgloba E	46

4.5.7. Osovina lančanika 2/poluge AB.....	48
4.6. Odabir ležajeva.....	54
4.6.1. Ležajevi zglobova Evansovog mehanizma	54
4.6.2. Ležajevi osovine lančanika 2	57
5. ZAKLJUČAK.....	59

POPIS SLIKA

Slika 1 Oblici sjekire kroz povijest	1
Slika 2 Alat u obliku konusa	2
Slika 3 Hidraulični cjepač	2
Slika 4 Inercijski cjepač	3
Slika 5 Patent hidrauličkog cjepača- US20120055585	4
Slika 6 Hidraulička shema [2 (str. 7.)]	5
Slika 7 Scheppach HL 810	6
Slika 8 Hecht 676	7
Slika 9 Patent inercijskog cjepača- US20150328798A1	8
Slika 10 Princip rada inercijskog cjepača	9
Slika 11 Cjepač drva Arrows	10
Slika 12 Koncept 1	11
Slika 13 Koncept 2	13
Slika 14 Pojednostavljeni prikaz noža korištenog u drugom konceptu	14
Slika 15 Koncept 3	16
Slika 16 Zadani Evansov mehanizam	20
Slika 17 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 1	21
Slika 18 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 2	23
Slika 19 Ovisnost prijenosnog mehanizma o kutu pogonske poluge.....	27
Slika 20 Radni kut pogonske poluge.....	27
Slika 21 Prijenosni omjer u radnom području stroja.....	28
Slika 22 Prijenosni mehanizam stroja	30
Slika 23 Podaci o elektromotoru [9]	31
Slika 24 Podaci o reduktoru [9].....	32
Slika 25 Oznake dimenzija odabranog lanca [10].....	36
Slika 26 Evansov mehanizam s ucrtanim vanjskim opterećenjem	37
Slika 27 Opterećena poluga BE	38
Slika 28 Momentni dijagram poluge BE.....	38
Slika 29 Presjek poluge BE.....	39
Slika 30 Poluga AB opterećena.....	40
Slika 31 Osovina zgloba B	41

Slika 32 Momentni dijagram osovine zgloba B	42
Slika 33 Opterećena poluga CD	43
Slika 34 Presjek poluge CD	44
Slika 35 Opterećena osovina Evansovog mehanizma.....	45
Slika 36 Momentni dijagram osovine zglobova C i D.....	45
Slika 37 Opterećena osovina zgloba E	46
Slika 38 Momentni dijagram osovine zgloba E	47
Slika 39 Sile koje opterećuju lančanik 2/ polugu AB	48
Slika 40 Opterećena osovina lančanika 2.....	49
Slika 41 Momentni dijagram osovine lančanika 2	50
Slika 42 Stupnjevana osovina lančanika 2/poluge AB.....	51
Slika 43 Dijagram faktora β_{kf2} i c_1 [11]	52
Slika 44 Faktor veličine strojnog dijela b_1 [11].....	53
Slika 45 Faktor obrade kvalitete površine b_2 [11].....	53
Slika 46 6015 podaci [13]	55
Slika 47 6008 podaci [13]	56
Slika 48 NU 1020 M [13].....	57
Slika 49 16018 podaci [13]	58
Slika 50 CAD model cjepača	60

POPIS TABLICA

Tablica 1 Scheppach HL 810 značajke proizvoda	6
Tablica 2 Hecht 676 značajke proizvoda	7
Tablica 3 Arrows značajke proizvoda	10
Tablica 4 Odabir koncepata.....	18
Tablica 5 Čvrstoća važnijih vrsta drva [7 (str. 282.)].....	19
Tablica 6 Vrijednosti tvrdoće drveta [8 (str. 103.)].....	20
Tablica 7 Ovisnost prijenosnog omjera o broju okretaja elektromotora	29
Tablica 8 Faktor primjene lanca F_a [10]	33
Tablica 9 Faktor brzine lanca F_n [10].....	33
Tablica 10 Jedinična snaga za lanac 40B [10]	34
Tablica 11 Faktor broja zubi lančanika K [10].....	35
Tablica 12 Dimenzije lanca PHC 40B-1 [10]	36
Tablica 13 Faktor udara φ [11].....	54

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

2024-02-01

2024-02-02

2024-02-03

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_{CD}	mm^2	Površina poprečnog presjeka poluge CD
a	mm	Osni razmak između manjeg i većeg lančanika
b_1	-	Faktor veličine strojnog dijela
b_2	-	Faktor obrade kvalitete površine
C	-	Osni razmak vratila lančanika u broju koraka
$C_{1,B}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja zgloba B
$C_{1,C}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja zgloba C
$C_{1,L2_A}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja u osloncu A osovine većeg lančanika
$C_{1,L2_B}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja u osloncu B osovine većeg lančanika
D_{P1}	mm	Kinematski promjer manjeg lančanika
D_{P2}	mm	Kinematski promjer većeg lančanika
d	mm	Promjer
d_E	mm	Promjer osovine zgloba E
d_{L2_kr}	mm	Promjer u kritičnom presjeku osovine većeg lančanika
d_{os,min_B}	mm	Minimalni potrebni promjer osovine zgloba B
d_{os,min_C}	mm	Minimalni potrebni promjer osovine zgloba C
d_{os,min_E}	mm	Minimalni potrebni promjer osovine zgloba E
d_{os,min_L2}	mm	Minimalni potrebni promjer osovine većeg lančanika
F	N	Sila
F_{A_L2}	N	Reaktivna sila u osloncu A osovine većeg lančanika
F_B	N	Reaktivna sila u zglobu B
F_C	N	Reaktivna sila u zglobu C
F_{B_L2}	N	Reaktivna sila u osloncu B osovine većeg lančanika
F_{L12}	N	Vučna sila lančanog prijenosa L12
F_{R_B}	N	Reaktivna sila u uklještenju poluge B
F_{R_C}	N	Reaktivna sila u osloncima osovine zgloba C
F_{R_E}	N	Reaktivna sila u osloncima osovine zgloba E
F_{R_L2}	N	Rezultantna sila većeg lančanika
F_a	-	Faktor primjene lanca
F_c	N	Potrebna sila cijepanja
$F_{c'}$	N	Maksimalna sila cijepanja uvećana za faktor udara
F_{c_max}	N	Maksimalna sila cijepanja koju stroj može ostvariti
F_n	-	Faktor brzine lanca
G_{L2}	N	Težina većeg lančanika
g	m/s^2	Gravitacijska konstanta ubrzanja
I_{y_BE}	mm^4	Moment tromosti presjeka poluge BE

i_{L12}	-	Prijenosni omjer lančanog prijenosa
i_{ev}	m^{-1}	Prijenosni omjer evansovog mehanizma
i_{red}	-	Prijenosni omjer reduktora
i_{uk}	m^{-1}	Ukupni prijenosni omjer
K	-	Faktor broja zubi
K_2	-	Faktor nošenja lanca
L	mm	Duljina lanca
L_{10hmin}	h	Minimalna zahtjevana duljina trajanja ležajeva
l	mm	Duljina
M_{red}	Nmm	Reducirani moment savijanja osovine većeg lančanika
$M_{y,kr}$	Nmm	Moment savijanja u kritičnom presjeku osovine većeg lančanika
M_{ymax_B}	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine zgloba B
M_{ymax_BE}	Nmm	Maksimalni moment savijanja u poluzi BE
M_{ymax_C}	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine zgloba C
M_{ymax_E}	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine zgloba E
M_{ymax_L2}	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine većeg lančanika
m_{L2}	kg	Masa većeg lančanika
n	okr/min	Broj okretaja u minuti
n_{ev}	okr/min	Broj okretaja pogonske poluge Evansovog mehanizma
P_D	W	Jedinična snaga lančanog prijenosa
$P_{EM,pot}$	W	Potrebna snaga elektromotora
P_M	W	Stvarna snaga koju prenosi lanac
n_{red}	okr/min	Broj okretaja izlaznog vratila reduktora
p	mm	Korak lanca
p_E	N/mm^2	Površinski pritisak između osovine zgloba E i nosivih limova
p_{dop}	N/mm^2	Dopušteni površinski pritisak
R_e	N/mm^2	Granica tečenja
R_m	N/mm^2	Vlačna čvrstoća
R_{max}	μm	Maksimalna visina neravnina
r	mm	Duljina pomoćne poluge
r_1	mm	Duljina poluge AB
r_2	mm	Duljina poluge BC
r_3	mm	Duljina poluge CD
r_4	mm	Duljina poluge AD
S	-	Faktor sigurnosti
S_{post}	-	Postojeći faktor sigurnosti osovine većeg lančanika
s	mm	Debljina nosivog lima poluge BE
T_{EM}	Nm	Okretni moment na izlaznom vratilu elektromotora
T_{red}	Nm	Okretni moment na izlaznom vratilu reduktora
t	s	Vrijeme

v_E	m/s	Brzina točke (zgloba) E
v_{L12}	m/s	Brzina lanca lančanog prijenosa L12
W	mm ³	Polarni moment otpora presjeka
W_{kr_L2}	mm ³	Polarni moment otpora kritičnog presjeka osovine većeg lančanika
z_1	-	Broj zubi manjeg lančanika
z_2	-	Broj zubi većeg lančanika

Grčke oznake

α	-	Kut
α	rad/s ²	Kutno ubrzanje
β	-	Kut
β_{kf}	-	Faktor zareznog djelovanja kod savijanja
γ	-	Kut
ε	-	Eksponent vijeka trajanja valjnih ležajeva
η	-	Stupanj djelovanja
η_{L12}	-	Stupanj djelovanja lančanog prijenosa
η_{red}	-	Stupanj djelovanja reduktora
η_{uk}	-	Ukupni stupanj djelovanja
η_{vl}	-	Stupanj djelovanja valjnih ležajeva
σ_{dop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje
σ_{fDI}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno promjenjivo opterećenje
σ_{fdop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje osovine na savijanje
σ_{red}	N/mm ²	Reducirano naprezanje u kritičnom presjeku osovine većeg lančanika
σ_{x_CD}	N/mm ²	Oсно naprezanje poluge CD
σ_{yB}	N/mm ²	Naprezanje na savijanje osovine zgloba B
σ_{yBE}	N/mm ²	Naprezanje na savijanje poluge BE
φ	-	Kut
φ	-	Faktor udara
ω	rad/s	Kutna brzina
ω_{EM}	rad/s	Kutna brzina vrtnje elektromotora

SAŽETAK

U ovom radu konstruiran je cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu pogonjen elektromotornim pogonom. Pregledana su postojeća rješenja na tržištu kako bi se dao uvid u trenutno stanje tehnike. Nakon toga izrađeni su koncepti od kojih se jedan odabrao za konstrukcijsku razradu te su prema njemu izabrane standardne komponente. Neke komponente su izrađene samostalno te su rađeni njihovi proračuni prema kojima su se birale dimenzije. Nakon određivanja svih dijelova napravljen je sklop cjepača s potrebnom tehničkom dokumentacijom.

Ključne riječi: cjepač, Evansov mehanizam

SUMMARY

In this paper, a wood splitter based on Evans mechanism powered by an electric motor was constructed. Existing solutions offered on the market were reviewed to determine the current state of art. After that concepts have been made and the best concept was chosen for the detail design process. Standard components were chosen and some of them were designed manually and their dimensions have been determined according to load-bearing calculations. Finally after all parts have been designed assembly of wood splitter was made along with necessary technical documentation.

Key words: wood splitter, Evans mechanism

1. UVOD

Problem cijepanja drva javlja se već od otkrića vatre koje se prema nekim izvorima procjenjuje na najranije od 1 do 1,5 milijuna godina prije Krista. Usitnjavanjem drva olakšava se njegov transport i skladištenje preko zime. Paralelno s otkrićem vatre ljudski predci su otkrili ručne alate poput sjekira, koje su u to doba bile izrađivane od kamena, koje su im olakšavale cijepanje. Daljnjim razvojem tehnologije kroz bakreno, brončano, željezno doba... sjekire su se počele izrađivati od metalnih materijala koji su puno efikasniji u procesu cijepanja od kamena.



Slika 1 Oblici sjekire kroz povijest

U novije vrijeme proizvode se sjekire u obliku klina koji je zapravo vrlo sličan onom prikazanom na slici 1. uz korištenje kvalitetnijih i dugotrajnijih materijala poput alatnog čelika. Korištenje ručnog alata poput sjekire za cijepanje drveta zahtjeva veliki fizički napor korisnika jer on mora velikom brzinom i dovoljno velikom silom udariti drvo kako bi ga prepolovio. Taj problem će se tek riješiti u 20. stoljeću razvojem motora s unutarnjim izgaranjem, elektromotora, hidraulike itd. Ovi strojevi su smanjili fizičko opterećenje korisnika te uvelike povećali brzinu kojom on nacijepa drva potrebna za grijanje tokom godine. Također osim komercijalnih cjepača razvili su se i industrijski cjepači koji su vrlo brzi i efikasni u radu te omogućuju pilanama prodaju sve veće količine nacijepanog drva u kratkom vremenu. Od komercijalnih cjepača u prošlom stoljeću su popularni bili cjepači pogonjeni na motor s unutarnjim izgaranjem ili traktorom. U to vrijeme je bio popularan alat u obliku konusa s

navojem koji je bio jeftin i jednostavan za proizvesti i čijom se brzinom jednostavno upravljalo preko dodavanja ili smanjenja gasa na motoru.



Slika 2 Alat u obliku konusa

Sve većom dostupnosti hidraulike i elektromotornog pogona razvili su se hidraulički cjepači koji cijepaju drvo ostvarivanjem vrlo velikog pritiska na cilindru. Ovi cjepači omogućuju cijepanje drva vrlo velikih dimenzija i tvrdoće uz mali napor korisnika što im je donijelo veliku popularnost te su u današnje vrijeme najrasprostranjeniji na tržištu.



Slika 3 Hidraulični cjepač

No uz svoje prednosti hidraulički pogon donosi i neke mane. U modrno doba vrlo je važna briga za okoliš pa ulje koje se upotrebljava u ovakvim strojevima predstavlja veliki problem. Hidraulička ulja su otrovana kako za okoliš tako i za ljude te su lako zapaljiva što predstavlja problem u blizini drva koje podržava gorenje. Također niski stupanj korisnost hidrauličkog

pogona koji u većini slučajeva iznosi oko 0,3 predstavlja problem u modernom svijetu koji zahtjeva sustave sve veće energetske efikasnosti.

U moderno doba se hidraulički pogon pokušava zamijeniti korištenjem mehaničkih cjepača pogonjenim elektromotorom jer oni imaju veću efikasnost uz čišći rad. Taj problem se riješio razvojem nekih vrsta inercijskih cjepača koji uz veću energetske efikasnost posjeduju i veću brzinu cijepanja od hidrauličkih cjepača. Relativno su novi na tržištu pa će trebati neko vrijeme da preuzmu vodeću ulogu među cjepačima.

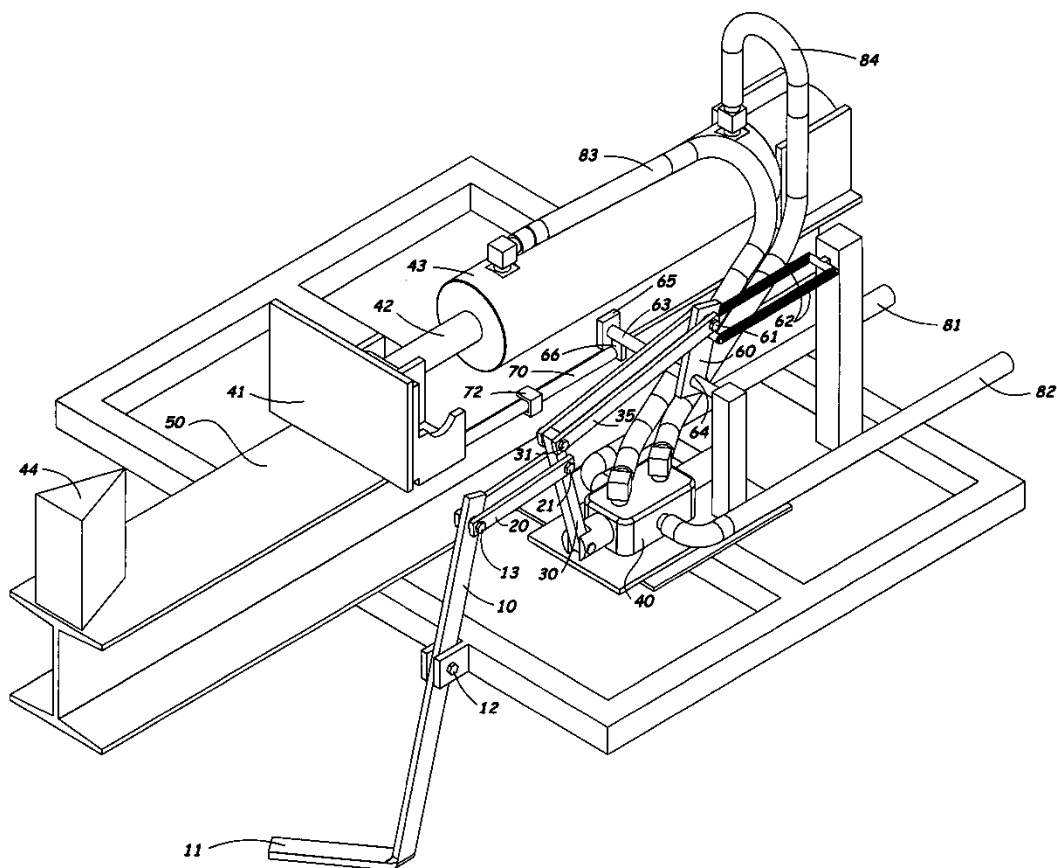


Slika 4 Inercijski cjepač

2. Analiza radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja

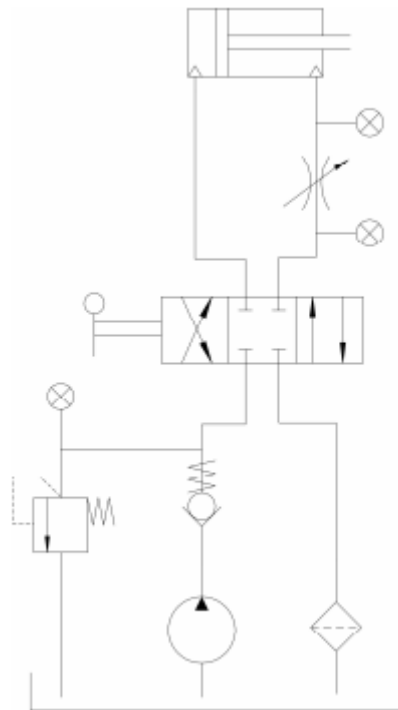
Prije izrade vlastitog rješenja potrebno je pretražiti postojeća rješenja kako bi se imao uvid u oblik konstrukcije, način cijepanja i njihovu cijenu. U obzir će se uzeti proizvodi koji su namijenjeni za kućnu uporabu te će se u potpunosti izostaviti industrijski i profesionalni strojevi jer je cilj izraditi proizvod koji bi zadovoljio potrebe korisnika koji cijepaju drva samo za potrebe kućanstva. Nakon pretraživanja interneta moguće je pronaći više proizvoda i patenata koji bi se smatrali konkurentnim rješenjima

2.1. Hydraulic wood splitter-US20120055585 [1]



Slika 5 Patent hidrauličkog cjepača- US20120055585

Patent prikazan na prethodnoj slici približno opisuje rad većine cjepača na hidraulički pogon dostupnih na tržištu. Na slici nisu prikazani svi dijelovi potrebni za rad ovog sustava, poput pogonskog stroja, spremnika ulja, pumpe, prigušnih ventil itd., čija izvedba može varirati od proizvođača do proizvođača. Na primjer postoje cjepači koji koriste motore s unutarnjim izgaranjem kao pogonski stroj (obično cjepači većih snaga), no uglavnom se koristi elektromotorni pogon. Pretpostavljeni izgled hidrauličkog kruga hidrauličkih cjepača prikazan je na slijedećoj slici.



Slika 6 Hidraulička shema [2 (str. 7.)]

Stroj počinje s radom nakon što korisnik uključi pogonski stroj koji pomoću pumpe dobavlja radni fluid preko dobavnog voda(82) do razvodnika(40). Razvodnik se upravlja od strane korisnika pritiskom na nožnu papučicu(11) koja sa njime upravlja preko sustava pologa. Proces cijepanja funkcionira tako da korisnik prvo pozicionira drvo na postolje(50) u horizontalnom položaju. Nakon što je korisnik pravilno pozicionirao drvo on pritišće nožnu papučicu i u razvodniku se otvaraju ventili koji omogućuju gibanje hidrauličkog klipa(42) prema klinu(44). Hidraulički klip može ostvariti velike sile pritiska uz relativno male brzine gibanja. Nakon pritiskanja drva velikom silom na klin ono se prepolovi, korisnik pušta papučicu, klip se vraća u početni položaj i radni fluid odlazi u spremnik preko povratnog voda(81). U međuvremenu korisnik uklanja prepolovljena drva s stroja te po potrebi ponavlja već navedeni proces.

2.2. Uspravni hidraulički cjepač- Scheppach HL 810 [3]

Na sljedećoj slici prikazan je vertikalni hidraulički cjepač u vertikalnoj izvedbi. Nakon što korisnik pravilno pozicionira drvo na postolje i pritisne drvo s dvije ručke pokreće se hidraulički cilindar. Hidraulički cilindar pokreće nosač s klinom vertikalno prema dolje prema postolju koje miruje te pomoću velike sile pritiska prepolovi drvo na pola. Dvije ručke kojima korisnik pritišće drvo kako bi se stroj pokrenuo omogućuju veću sigurnost korisnika jer on koristiti obje ruke kako bi radio na stroju što smanjuje mogućnost zaplitanja jedne do ruku, dijelove odjeće...

za neke dijelove stroja. Od opreme stroj također posjeduje pretinac za strugotine i hvatač strugotina koji omogućuju povećanu urednost radnog prostora i lakše čišćenje stroja te kotače koji omogućuju lakši transport. Stroj je pogodan za kućnu uporabu uz uvjet da korisnik ima pristup trofaznoj struji.



Slika 7 Scheppach HL 810

Tablica 1 Scheppach HL 810 značajke proizvoda

Vrsta pogonskog stroja	Trofazni elektromotor
Priključna snaga	3,5 kW
Sila pritiska	8 t
Brzina u radnom stanju	6 cm/s
Maksimalna visina drveta	550 mm
Maksimalan promjer drveta	300 mm
Masa	108,8 kg
Cijena	597,12 € (4 449 kn)

2.3. Horizontalni hidraulički cjepač- Hecht 676 [4]



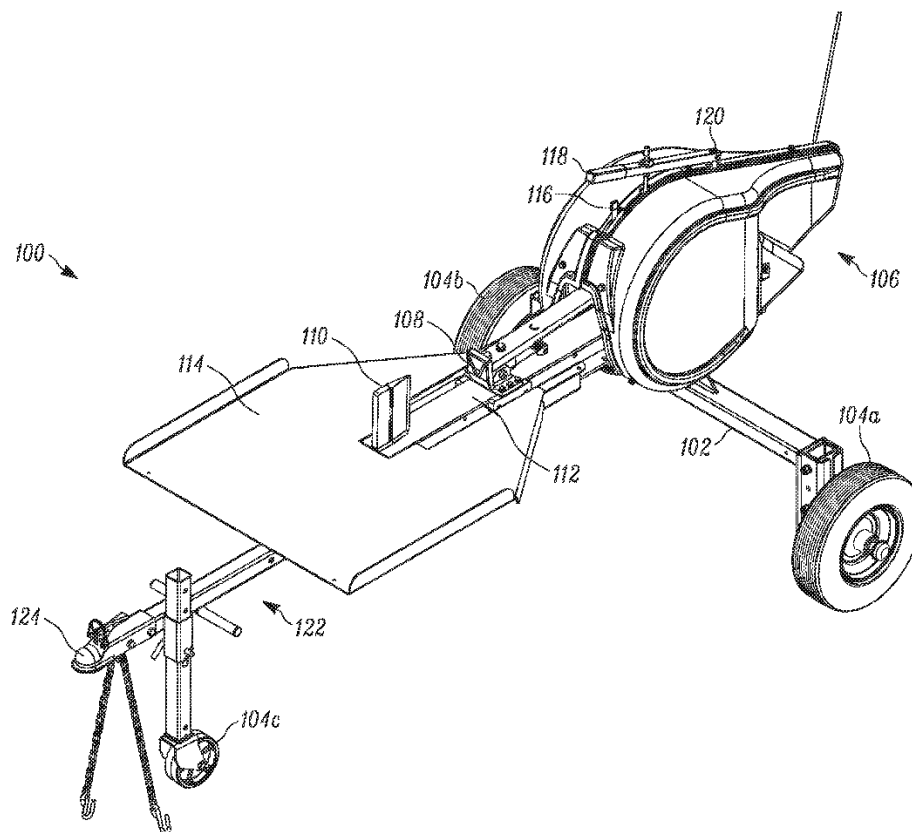
Slika 8 Hecht 676

Na prethodnoj slici prikazan je hidraulički cjepač u horizontalnoj izvedbi čiji princip rada gotovo u potpunosti odgovara patentu opisanom u poglavlju 2.1. . Prostor oko klina koji izvodi proces cijepanja zaštićen je metalnim okvirom kako bi se osigurala sigurnost korisnika. Također stroj kako bi radio traži uporabu obje ruke korisnika što dodatno povećava sigurnost. Dodatno stroj je opremljen kotačima koji omogućuju lakši transport. Ovaj proizvod je namijenjen za kućnu uporabu te njegova relativno mala masa omogućuje jednostavno skladištenje.

Tablica 2 Hecht 676 značajke proizvoda

Vrsta pogonskog stroja	Jednofazni elektromotor
Priključna snaga	2 kW
Sila pritiska	7 t
Brzina u radnom stanju	Nije navedeno
Maksimalna visina drveta	520 mm
Maksimalan promjer drveta	250 mm
Masa	48 kg
Cijena	378,13 € (2 849,01 kn)

2.4. Log splitter assembly and method of use thereof- US20150328798A1 [5]



Slika 9 Patent inercijskog cjepača- US20150328798A1

Princip rada većine komercijalnih inercijskih cjepača objasniti će se na primjeru patenta prikazanog na prethodnoj slici. Na prethodnoj slici prikazan je izgled cjepača bez pogonskog stroja. Pogonski stroj može biti elektromotor ili motor s unutarnjim izgaranjem koji ima prednost kod mogućnosti uporabe na mjestima na kojima korisnik nema pristupa električnoj mreži. Patent na prethodnoj slici ima mogućnost lakog transporta zbog priključka za autoprikolicu te mogućnost namještanja visine kako bi stroj bio maksimalno prilagođen korisniku. Ovaj stroj je izveden u horizontalnoj izvedbi te radi tako što nakon što korisnik pozicionira drvo na predviđeno postolje i pokrene klip preko sustava poluga klip (108) pritišće drvo prema klinu (110) velikom brzinom te ga prepolovi. Cjepači ove izvedbe cijepaju drvo u kraćim ciklusima od hidrauličkih cjepača uz ostvarivanje manjih pritisaka ovisno o izvedbi. Mehanizam rada prikazan je na slijedećoj slici.

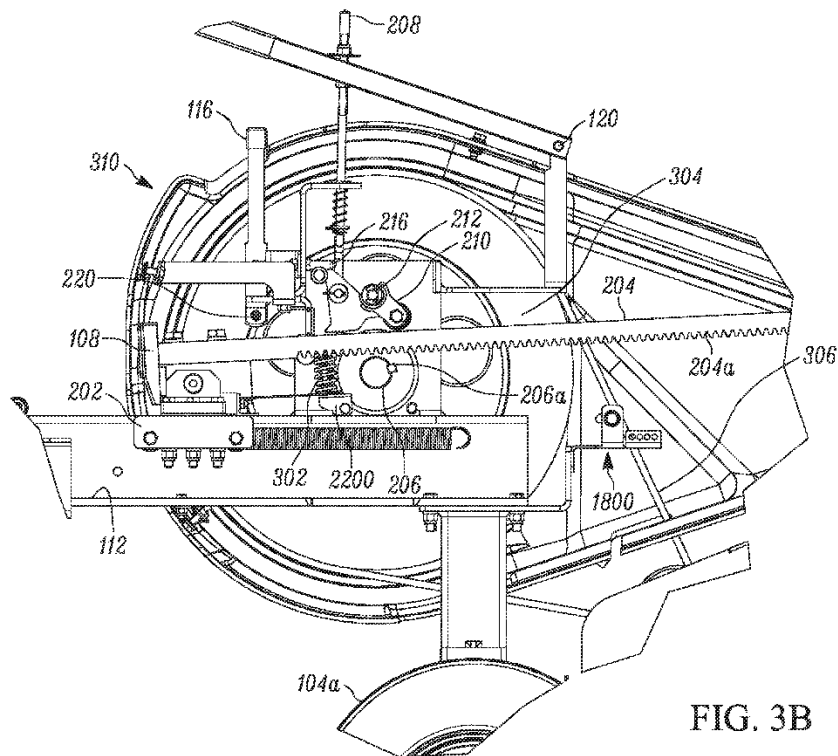


FIG. 3B

Slika 10 Princip rada inercijskog cjepača

Pogonski stroj je preko neke vrste prijenosa, obično remenima, povezan sa zamašnjakom koji služi kao pohrana kinetičke energije. Nakon što se zamašnjak zaleti do stacionarne brzine vrtnje stroj može početi sa radom. Korisnik započinje proces cijepanja povlačenjem dviju poluga koje pokreću polužni mehanizam (koji ima funkciju spojke) koji preko sustava poluga i zupčanika naglo pokrene zupčastu letvu(204a) koja je povezana s klipom. Nakon toga klip velikom brzinom pogura drvo prema klinu koji ga prepolovi.

2.5. Inercijski cjepač drva- Arrows [6]



Slika 11 Cjepač drva Arrows

Ovaj cjepač radi na principu sličnom kao i patent u poglavlju 2.4. uz jednostavniji polužni mehanizam jer se kod ovog proizvoda koristi samo jedna poluga za pokretanje mehanizma. Ovaj proizvod je namijenjen za kućnu uporabu te ima vrlo brze cikluse cijepanja koji omogućuju cijepanje količine drva koju korisnik treba tokom čitave godine u nekoliko dana ovisno o brzini rada korisnika. Proizvod je oslonjen na četiri kotača, od kojih 2 imaju mogućnost zaključavanja.

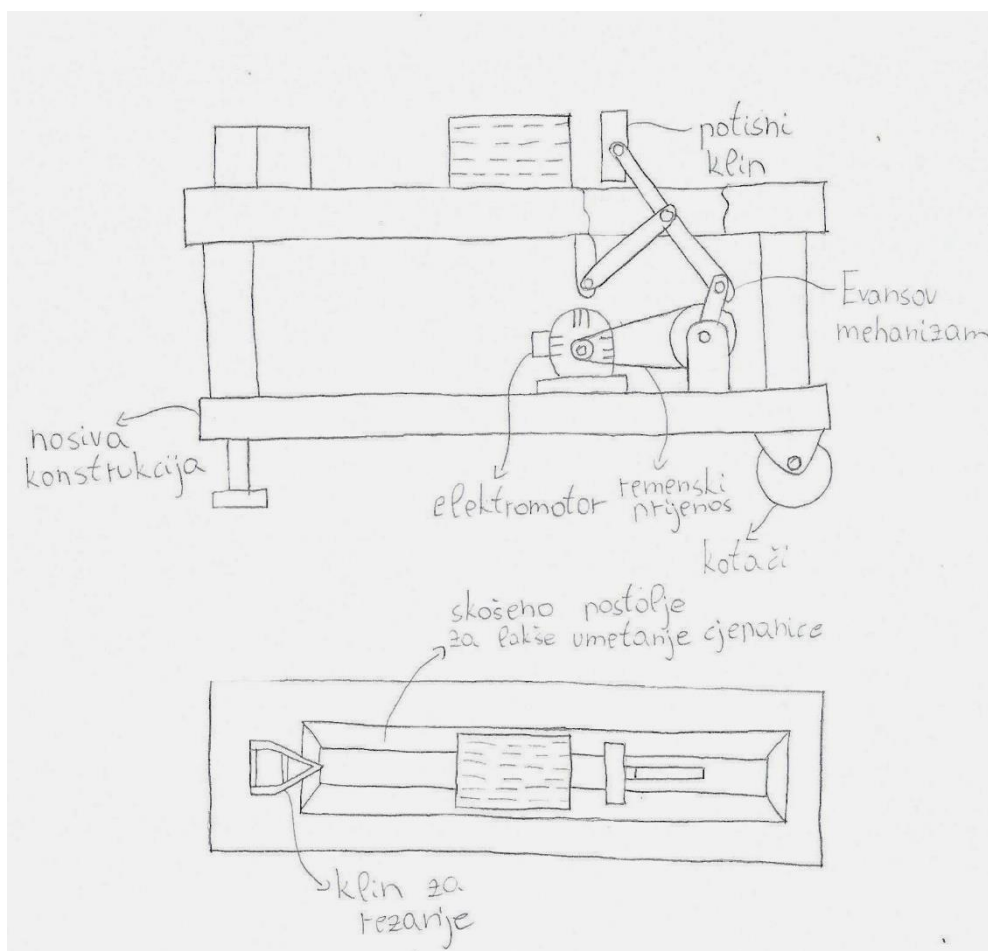
Tablica 3 Arrows značajke proizvoda

Vrsta pogonskog stroja	Jednofazni elektromotor
Priključna snaga	2,2 kW
Sila pritiska	8 t
Trajanje ciklusa cijepanja	3 s
Maksimalna visina drveta	520 mm
Maksimalan promjer drveta	400 mm
Masa	90 kg
Cijena	883 € (6 652,52 kn)

3. Izrada i odabir koncepata

Koncepti su zapravo pojednostavljeni prikaz funkcije nekog stroja ili naprave koji nam omogućuje uvid u osnovne dijelove i funkcije u ranim fazama razvoja nekog proizvoda te laku usporedbu s ostalim rješenjima. U ovom radu razmatrat će se samo koncepti koji zadovoljavaju uporabu stroja u kućnim uvjetima. Odnosno stroj je potrebno konstruirati tako da je on što više prilagođen kućnoj uporabi, tj. izabrati jednofazni umjesto trofaznog motora, postići što manju masu, omogućiti laki transport i skladištenje, mogućnost lake zamjene i popravka dijelova... S obzirom na počete zahtjeve moguće je izraditi nekoliko koncepata koji omogućuju da se odabere najbolje rješenje njihovom međusobnom usporedbom. U sljedećim potpoglavljima prikazani su crteži koncepata s opisom načina rada te njihovim prednostima i manama. Na kraju će se usporedbom koncepata odabrati onaj koji najbolje zadovoljava određene uvijete te će se na temelju njega nastaviti konstrukcijsko oblikovanje stroja.

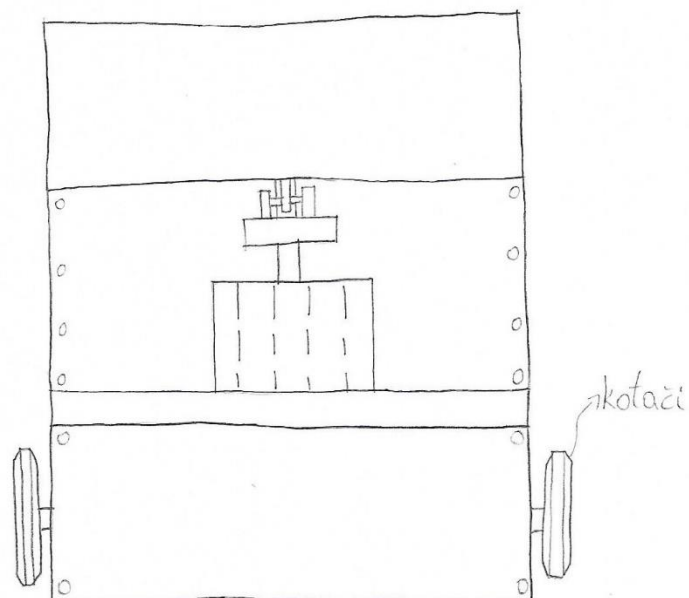
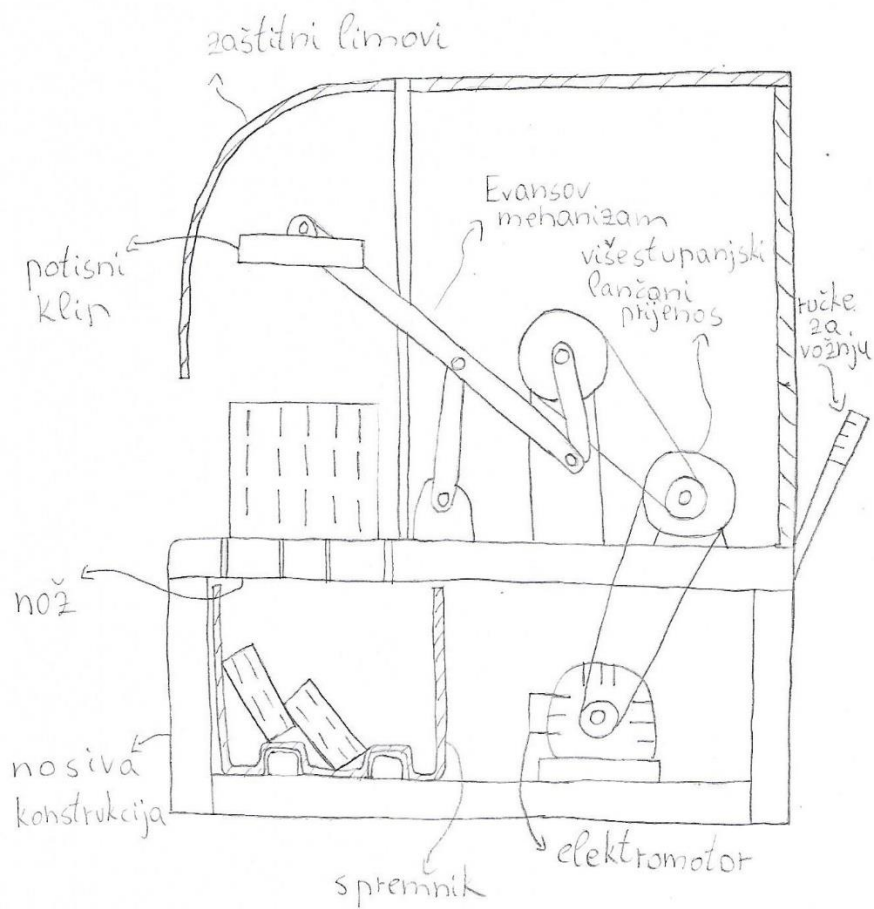
3.1. Koncept 1



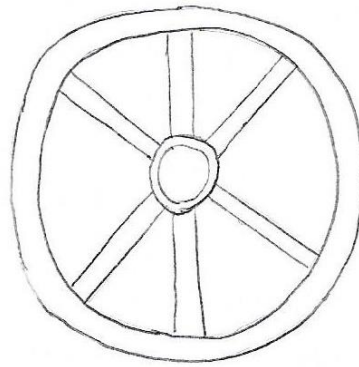
Slika 12 Koncept 1

U prvom konceptu predviđeno je cijepanje drva u horizontalnom položaju. Korisnik prvo pali stroj paljenjem elektromotora koji preko remenskog prijenosa pogoni Evansov mehanizam. Stroj radi na principu inercije pa je elektromotoru potrebno neko vrijeme da zaleti mehanizam do stacionarne brzine vrtnje. Na pogonskom vratilu Evansovog mehanizma nalazi se zamašnjak kojim se upravlja vremenom kojim mehanizam ubrzava. Na zadnjem štapu mehanizma nalazi se klip koji se giba zajedno sa štapom te nakon što korisnik umetne drvo na zato predviđeni kanal pritisne drvo prema klinu, koji oponaša funkciju sjekire, te on cijepa drvo na dva dijela. Nakon što se drvo rascijepa mehanizam je ponovo potrebno zaletiti zato što on preda dosta kinetičke energije, a time i brzine, tijekom cijepanja. Dok se mehanizam ubrzava i vraća u položaj u kojem može započeti cijepanje korisnik treba ukloniti cijepana drva iz stroja te nakon toga staviti drva koja je potrebno cijepati. Prednost ovog sustava je što on zahtjeva najmanje fizičko opterećenje korisnika također njegove manje vertikalne dimenzije, a time i manja masa olakšavaju transport stroja i njegovo skladištenje. Također ovo rješenje može cijepati drva u vrlo kratkim ciklusima koji traju nekoliko sekundi što omogućava cijepanja količine drva koje korisnik potroši tokom cijele godine u par dana ovisno o potrebama korisnika i njegovoj brzini rada. Najveća mana ovog rješenja ja smanjena sigurnost korisnika. Zbog mogućnosti lakog umetanja cijepanica u stroj i njihovog lakog uklanjanja iz stroja te zbog same putanje krajnjeg štapa Evansovog mehanizma nije moguće na adekvatan način zaštititi korisnika da slučajno ne zapne za neki dio mehanizma. Zbog toga što u ovom rješenju stroj radi u horizontalnoj ravnini s velikim udarima nastaje problem pojavljivanja povećih vibracija koje bi trebalo smanjiti dodatnim sustavom prigušenja vibracija.

3.2. Koncept 2



Slika 13 Koncept 2

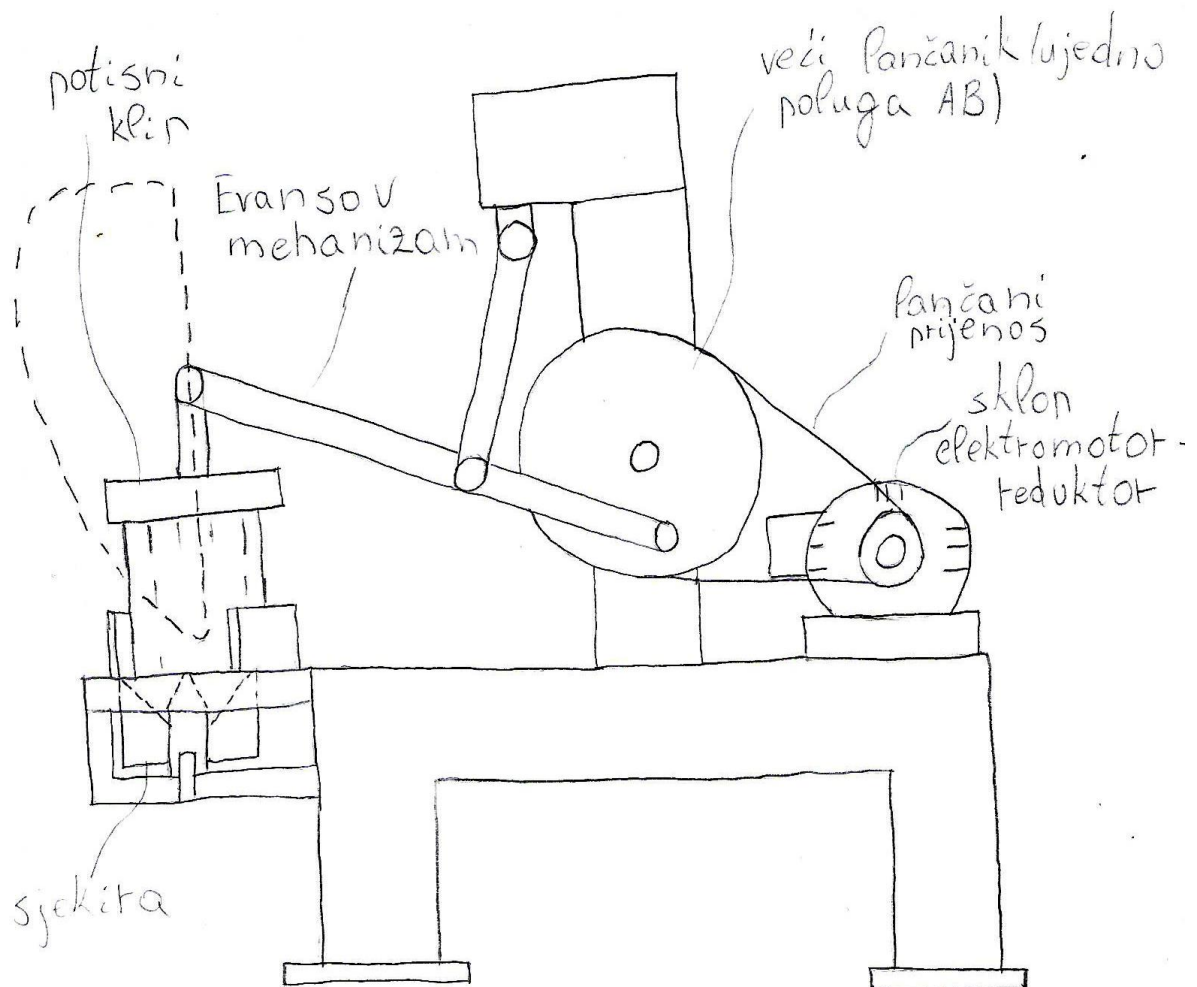


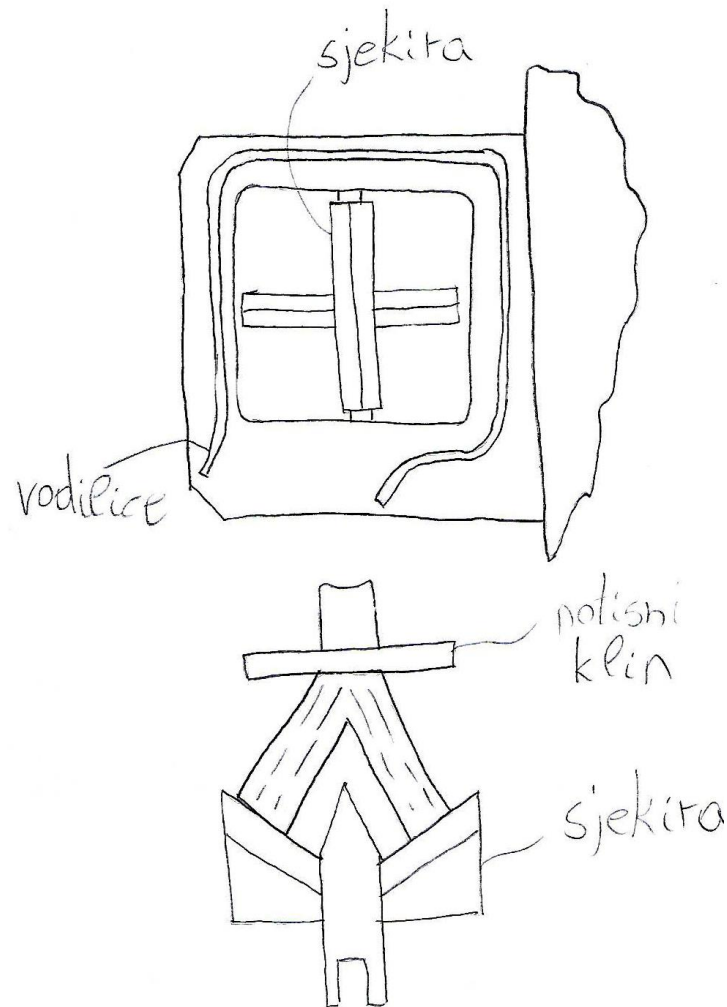
Slika 14 Pojednostavljeni prikaz noža korištenog u drugom konceptu

U ovom rješenju stroj cijepa po principu sličnom kao i hidraulički cjepači koji upotrebljavaju hidraulički cilindar. Odnosno drva se cijepaju uz pomoć vrlo velike sile pri relativno malim brzinama u usporedbi s inercijskim cjepačima. Kako bi stroj počeo raditi korisnik treba upaliti elektromotor te zatim pozicionirati drvo na nož koji se nalazi na ravnom postolju. Nož je kružnog oblika te je rađen od većeg broja klinova zavarenih u cjelinu. Nakon što je korisnik pozicionirao drvo stroj uz pomoć klipa, koji se nalazi na zadnjem štapu Evansovog mehanizma, pritišće drvo prema dolje kroz nož koji miruje te tako rascijepa drvo na veći broj dijelova. Nakon što se drva nacijepaju ona padaju u spremnik koji se umeće bočno na nosivu konstrukciju stroja. Dva zavarena profila koja se nalaze na nosivoj konstrukciji zajedno s odgovarajućim utorima u spremniku osiguravaju pravilno umetanje spremnika te ga osiguravaju od ispadanja. Kod ovog mehanizma da bi se postigla dovoljno mala brzina i velika sila uz uvjet da je elektromotor jednofazan i da njegova snaga ne prelazi 2-3 kW potrebno je ugraditi višestupanjski lančani prijenos zbog toga što prijenosni omjer mora biti jako visokih vrijednosti. Kako je brzina klipa u ovom slučaju relativno spora korisnik ima dovoljno vremena da uzme drugu cjepanicu i pozicionira ju na stroj bez rizika da ga stroj udari ili da za njega zapne. Cijeli prijenosni mehanizam je zaštićen limom kako bi se osigurala njegova trajnost i korisnika od slučajnih ozljeda tijekom rada. Prostor u kojem se giba klip je maksimalno zaštićen uz osiguran prostor za umetanje drva. Transport stroja osigurava se uz pomoć kotača koji se po potrebi mogu izvući u položaj u kojem prevoze stroj, tijekom rada stroja oni su uzdignuti kako ne bi uzrokovali nestabilnost. Prednost ovog rješenja je povećana sigurnost korisnika zbog manje brzine kretanja klipa te zbog toga što cjepanice padaju u spremnik umjesto da se ručno uklanjaju sa stroja. Također klip u najnižem položaju je dovoljno udaljen od stroja da korisniku ne mogu zapeti ruke tijekom rada. Nadalje oblik noža omogućava da se cjepanica razdvoji na veći broj komada te dodatno cijepanje nije potrebno u usporedbi s rješenjima koja koriste klin. Najveća mana ovog rješenja je to što se zbog malih brzina stroj sporo vraća u radni položaj u

kojem se cijepaju drva. Stoga ako korisnik ne stigne staviti drvo na vrijeme postoji mogućnost da će čekati duže vrijeme da se stroj vrati u radni položaj što stavlja određeni mentalni pritisak na korisnika i smanjuje mu sigurnost. Također zbog potrebe za višestupanjskim prijenosom konstrukcija se komplicira te samim time i raste cijena proizvoda te se otežava servisiranje. Također ovaj nož može otupiti te prosječan korisnik ne posjeduje potrebne alate i vještine kako bi ga naoštrio, a njegova izmjena je također vrlo skupa.

3.3. Koncept 3





Slika 15 Koncept 3

Koncept 3 radi na vrlo sličnom principu kakav je opisan u konceptu 2. Proces cijepanja se također odvija uz uporabu velike sile uz malu brzinu klipa, razlika je u tome što se umjesto višestupanjskog lančanog prijenosa upotrebljava gotovi reduktor u kombinaciji sa jednostupanjskim lančanim prijenosom. Uporaba gotovog reduktora uvelike pojednostavljuje konstrukciju, smanjuje dimenzije prijenosnog mehanizma i povećava robusnost zbog prednosti koje zupčani prijenos ima nad lančanim i remenskim prijenosima. Dimenzije većeg lančanika odabrati će se tako da je moguće zajedno s njim izvesti polugu AB kao jedan dio što smanjuje potreban broj dijelova i masu stroja. Crtkanom linijom približno je nacrtana krivulja kojom se kreće zglob E, odnosno potisni klip. Vidljivo je da u prvom i drugom konceptu se u povratnom hodu klip približava prema korisniku što može ugroziti njegovu sigurnost. U ovom konceptu ovaj problem je riješen tako što se na nosivu konstrukciju zavare vodilice u obliku limova koje dozvoljavaju korisniku da drvo umeće u bočnom položaju u odnosu na mehanizam. Tako da u ovom konceptu se klip niti u jednom trenutku ne približava samom korisniku. Također kako bi

se postigla povoljnija krivulja po kojoj se kreće mehanizam zglob D je potrebno premjestiti iznad poluge BE kako bi se potisni klip što manje zadržavao u blizini drveta (kako bi se izbjegla mogućnost zapinjanja) i samog korisnika. Oblik sjekire prikazan na prethodnoj slici sastoji se od dva stupnja oštrica. Prvi stupanj sastoji se od jedne oštrice koja prepolovi drvo, a drugi stupanj od dvije jednake oštrice koje dodatno prepolove polovice dobivene u prvom stupnju. Oštrice drugog stupnja pozicionirane su pod kutom u odnosu na vertikalu iz razloga da drvo nakon što se procijepa u prvom stupnju dođe približno okomito na oštricu što olakšava cijepanje i smanjuje potrebnu silu i opterećenje. Ispod sjekire potrebno je ostaviti dovoljno prostora da korisnik može staviti svoj spremnik u koji želi da mu drva padaju nakon cijepanja (npr. košaru ili često korištena građevinska kolica...). Mana ovog kao i prethodnog koncepta je trajanje ciklusa te potreba za sinkronizacijom čovjeka i stroja u radu. Prednost je relativno jednostavna izvedba i manji broj dijelova u odnosu na prethodne te povećana sigurnost korisnika. Prednost je i jednostavno održavanje i robusnost koja doprinose dugom životnom vijeku.

3.4. Odabir koncepta za konstrukcijsku razradu

Kriteriji koji se uzimaju u obzir tijekom ocjenjivanja koncepta proizlaze iz samog zadatka te pretraživanjem tržišta i utvrđivanjem područja gdje bi novi proizvod mogao ostvariti prednost prema već dostupnim proizvodima. Koncept će dobiti veću ocjenu što ima veću sigurnost, količinu nacijepanih drva u jednom ciklusu, robusnost te povoljniju mogućnost skladištenja i održavanja. Manje trajanje radnog ciklusa, fizičko opterećenje, masa i cijena određenog koncepta donosit će mu veće ocijene.

Težinski faktori za kriterije u danoj tablici određeni su iskustveno i logički unutar grupe. Ocjene se ponovno dodjeljuju u odnosu na referentni koncept na skali od 1 do 5 prema sljedećim uvjetima:

- 1 → puno lošije od referentnog koncepta,
- 2 → lošije od referentnog koncepta,
- 3 → jednako kao referentni koncept,
- 4 → bolje od referentnog koncepta i
- 5 → puno bolje od referentnog koncepta.

Ponderirana ocjena određuje se kao umnožak težinskog faktora i ocjene, a na temelju zbroja ponderiranih ocjena odlučuje se koji koncept ide u daljnju konstrukcijsku razradu.

Tablica 4 Odabir koncepata

Kriterij odabira	Težinski faktor	K1 (referentni)		K2		K3	
		Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena
Sigurnost	20 %	3	0,6	4	0,8	5	1
Trajanje radnog ciklusa	10%	3	0,3	2	0,1	2	0,3
Količina nacijepanih drva u jednom ciklusu	10%	3	0,3	5	0,5	5	0,5
Robusnost	10%	3	0,3	2	0,2	5	0,4
Mogućnost skladištenja	8%	3	0,24	2	0,16	2	0,16
Fizičko opterećenje korisnika	20%	3	0,6	4	0,8	4	1
Jednostavnost održavanja	10%	3	0,3	2	0,2	5	0,2
Masa	3%	3	0,09	1	0,03	2	0,06
Cijena	9%	3	0,27	2	0,18	2	0,18
Ukupna ocjena		3		2,97		3,9	
Rang		2.		3.		1.	
Nastaviti?		NE		NE		DA	

Iz prethodne tablice vidljivo je da koncept 3 dobiva najveću ukupnu ocjenu u usporedbi s ostala dva koncepta pa će se on odabrati za daljnju konstrukcijsku razradu.

4. Proračun nosive konstrukcije i odabir standardnih komponenti

4.1. Određivanje potrebne sile cijepanja

Drvo je po svojstvima nehomogeni materijal osobito što se tiče usmjerenja vlakana. Obično drva imaju puno bolja svojstva u mjeru paralelnom s vlaknima, a lošija u smjeru okomitom na vlakna. Također svojstva drva uvelike ovise o udjelu vlage u drvetu, načinu skladištenja, vanjskim uvjetima itd.. U slijedećoj tablici prikazana su svojstva nekih od važnijih vrsta drveta koja rastu na našem području.

Tablica 5 Čvrstoća važnijih vrsta drva [7 (str. 282.)]

Vrsta drva	Gustoća, kg/m ³	Smjer s obzirom na vlakna	Čvrstoća, N/mm ²			
			Vlak	Pritisak	Savijanje	Odrez
BRIJEST	500 do 850	=	80 do 120	30 do 60	50 do 160	7
		⊥	4	10	-	25
BUKVA	500 do 900	=	60 do 180	40 do 80	60 do 16	5 do 20
		⊥	7	10	-	35
GRAB	500 do 850	=	50 do 200	40 do 80	50 do 140	10
		⊥	6	10	-	30
JASEN	500 do 900	=	30 do 220	30 do 60	50 do 160	7
		⊥	7	10	-	-
HRAST	400 do 950	=	50 do 180	40 do 60	70 do 100	5 do 15
		⊥	5	10	-	30
ORAH	600 do 750	=	100	40 do 70	80 do 140	-
		⊥	4	10	-	-
BOR	300 do 900	=	40 do 190	30 do 80	40 do 200	5 do 15
		⊥	3	10	90	20
JELA	300 do 700	=	50 do 120	30 do 50	40 do 100	5
		⊥	2	4	-	25
SMREKA	300 do 700	=	40 do 240	30 do 70	40 do 120	5 do 10
		⊥	3	5 do 10	-	25

Kako je vidljivo iz prethodne tablice većina drveta ima 3 do 4 puta manju čvrstoću na odrez u smjeru paralelnom vlaknima od onog okomitom vlaknima. Zbog tog razloga svi cjepači cijepaju u smjeru okomitom vlaknima kako bi lakše cijepali drva uz manju uporabu snage. U slijedećoj tablici prikazane su vrijednost raspona tvrdoće različitih vrsta drveta.

Tablica 6 Vrijednosti tvrdoće drveta [8 (str. 103.)]

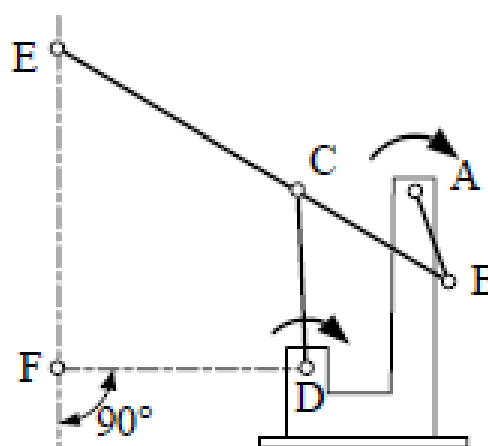
Vrsta drveta	Tvrdoća
Brijest	2800-3800 N
Bukva	3800-5800 N
Jasen	2300-5900 N
Hrast	3800-7200 N
Orah	4000-4500 N
Bor	1100-3900 N
Smreka	1150-2400 N

Ovo ispitivanje provedeno na način tako da se u drvo utiskiva čelična kuglica i promatra se pri kojoj sili dolazi do njenog prodiranja u drvo. Na temelju prethodnih podataka odabire se sila cijepanja veća za faktor sigurnosti 1,5 od drva koji zahtjeva najveću silu. Odabire se sila 1,5 puta veća od iznosa sile koja treba da se razcjepa drvo hrasta u iznosu:

$$F_c = 10\,800\text{ N} \approx 11\,000\text{ N}. \tag{4.1.1.}$$

4.2. Proračun prijenosnog omjera Evansovog mehanizma

Kako bi se odredile sile, brzine i prijenosni omjer mehanizam potrebno je prvo odrediti duljine svih poluga koje čine taj mehanizam. Odnos duljina poluga zadan u samom zadatku u ovisnosti s obzirom na duljinu poluge AB.



$$\overline{BC} = 1.92\overline{AB}, \quad \overline{CE} = 2.92\overline{AB}, \quad \overline{CD} = 2\overline{AB}, \\ \overline{AD} = 2.3\overline{AB}, \quad \overline{DF} = 2.87\overline{AB}$$

Slika 16 Zadani Evansov mehanizam

Duljina poluge AB je odabrana tako da mehanizam ima dovoljno veliki hod da zahvati drvo te da mu ono ne smeta tijekom gibanja. Prema tome odabrana je duljina:

$$\overline{AB} = 200 \text{ mm.} \quad (4.2.1.)$$

Duljina ostalih poluga prema odnosima zadanih u zadatku iznosi:

$$\overline{BC} = 384 \text{ mm,} \quad (4.2.2.)$$

$$\overline{CE} = 584 \text{ mm,} \quad (4.2.3.)$$

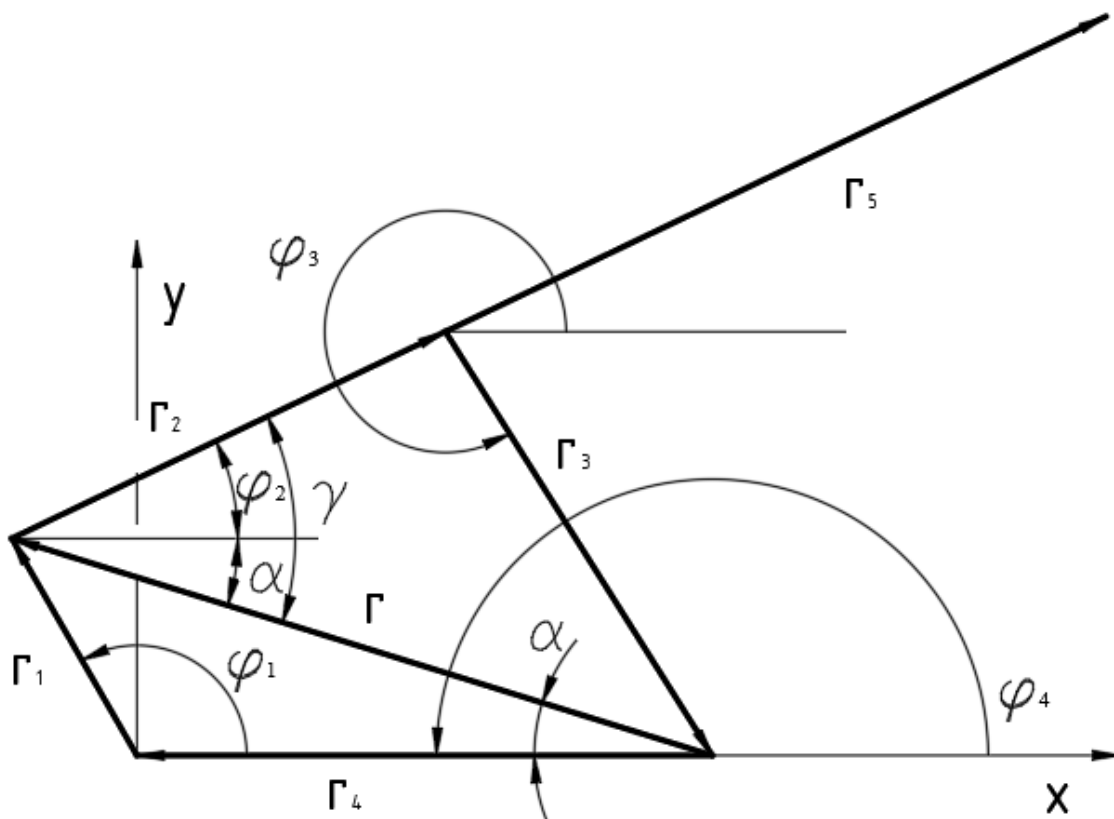
$$\overline{CD} = 400 \text{ mm,} \quad (4.2.4.)$$

$$\overline{AD} = 460 \text{ mm,} \quad (4.2.5.)$$

$$\overline{DF} = 574 \text{ mm.} \quad (4.2.6.)$$

Položaj i brzine točaka u mehanizmu odredit će se pomoću vektorskog pristupa. Prvo je potrebno odrediti kutove svih poluga u mehanizmu. Na sljedećoj slici prikazana je definicija svih kutova potrebnih za određivanje položaja mehanizma.

4.2.1. Analiza položaja



Slika 17 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 1

Odnosi kutova prikazanih na prethodnoj slici vrijede za vrijednosti φ_1 veće od 0° i manje od 180° . Kod većih kutova vrijedit će drugi odnos koji će se kasnije prikazati. Zbog lakšeg snalaženja u kasnijem računu uvedene su nove oznake poluga tako da vrijedi:

$$\vec{r}_1 = \overline{AB} = 200 \text{ mm,} \quad (4.2.7.)$$

$$\vec{r}_2 = \overline{BC} = 384 \text{ mm,} \quad (4.2.8.)$$

$$\vec{r}_3 = \overline{CD} = 400 \text{ mm}, \quad (4.2.9.)$$

$$\vec{r}_4 = \overline{AD} = 460 \text{ mm}. \quad (4.2.10.)$$

Uz konstantan kut poluge r_4 koji iznosi:

$$\varphi_4 = 180^\circ. \quad (4.2.11.)$$

Duljina poluge koja je na prethodnoj slici označena sa r dobiva se iz kosinusovog poučka uz uvjet da je poznat kut φ_1 :

$$r = \sqrt{r_1^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \varphi_1}. \quad (4.2.12.)$$

Kako bi se odredio nepoznati kut φ_2 potrebno je odrediti kutove α i γ preko poznatih duljina poluga i staviti ih u međusobni odnos. Kutovi α i γ mogu se odrediti pomoću kosinusovog poučka:

$$r_1 = \sqrt{r^2 + r_4^2 - 2 \cdot r \cdot r_4 \cdot \cos \alpha}, \quad (4.2.13.)$$

$$r_3 = \sqrt{r^2 + r_2^2 - 2 \cdot r \cdot r_2 \cdot \cos \gamma}. \quad (4.2.14.)$$

Nakon sređivanja prethodnih jednadžbi dobivaju se sljedeći izrazi za kutove α i γ :

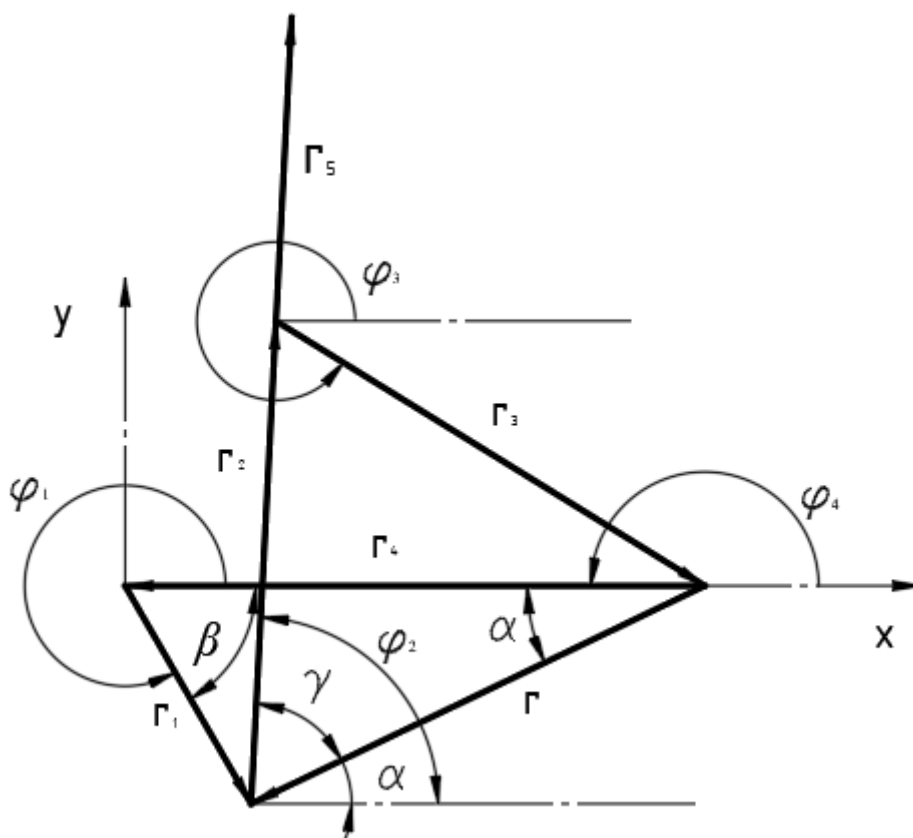
$$\alpha = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_4^2 - r_1^2}{2 \cdot r \cdot r_4}, \quad (4.2.15.)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_2^2 - r_3^2}{2 \cdot r \cdot r_2}. \quad (4.2.16.)$$

Nakon što su se odredili kutovi α i γ moguće je prema sljedećem izrazu odrediti kut φ_2 (uz uvjet da je kut φ_1 veći od 0° i manji od 180°):

$$\varphi_2 = \gamma - \alpha. \quad (4.2.17.)$$

Kada je kut φ_1 vrijednosti kutova između 180° i 360° vrijede odnosi kutova prikazani na sljedećoj slici.



Slika 18 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 2

Iz prethodne slike može se odrediti kut β koji iznosi:

$$\beta = 360^\circ - \varphi_1. \quad (4.2.18.)$$

Duljina poluge koja je na prethodnoj slici označena sa r dobiva se iz kosinusovog poučka uz uvjet da je poznat kut φ_1 :

$$r = \sqrt{r_1^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \beta}. \quad (4.2.19.)$$

Kako bi se odredio nepoznati kut φ_2 potrebno je odrediti kutove α i γ preko poznatih duljina poluga i staviti ih u međusobni odnos. Kutovi α i γ mogu se odrediti pomoću kosinusovog poučka:

$$r_1 = \sqrt{r^2 + r_4^2 - 2 \cdot r \cdot r_4 \cdot \cos \alpha}, \quad (4.2.20.)$$

$$r_3 = \sqrt{r^2 + r_2^2 - 2 \cdot r \cdot r_2 \cdot \cos \gamma}. \quad (4.2.21.)$$

Nakon sređivanja prethodnih jednadžbi dobivaju se slijedeći izrazi za kutove α i γ :

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_4^2 - r_1^2}{2 \cdot r \cdot r_4}, \quad (4.2.22.)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_2^2 - r_3^2}{2 \cdot r \cdot r_2}. \quad (4.2.23.)$$

Nakon što su se odredili kutovi α i γ moguće je prema slijedećem izrazu odrediti kut φ_2 (uz uvjet da je kut φ_1 veći od 0° i manji od 180°):

$$\varphi_2 = \alpha + \gamma. \quad (4.2.24.)$$

Naredni proračun vrijedi za bilo koji iznos kuta φ_1 .

Budući da je lanac zatvoren slijedi da je:

$$\vec{r}_1 + \vec{r}_2 + \vec{r}_3 + \vec{r}_4 = \vec{0}. \quad (4.2.25.)$$

Pošto je mehanizam ravninski prethodna jednadžba se može raspisati u smjeru osi x i y:

$$\text{os x: } r_1 \cdot \cos \varphi_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 + r_4 \cdot \cos \varphi_4 = 0, \quad (4.2.26.)$$

$$\text{os y: } r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 + r_4 \cdot \sin \varphi_4 = 0. \quad (4.2.27.)$$

Ako se uvrsti iznos kuta $\varphi_4 = 180^\circ$ koji je koji je konstantan prethodne jednadžbe se mogu zapisati u jednostavnijem obliku:

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 + r_4 = 0, \quad (4.2.28.)$$

$$r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 = 0. \quad (4.2.29.)$$

Izjednačavanjem i rješavanjem prethodnih jednadžbi može se odrediti preostali nepoznati kut φ_3 :

$$\varphi_3 = \sin^{-1} \frac{-(r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2)}{r_3}. \quad (4.2.30.)$$

Ovime je određen položaj mehanizma kada je kut φ_1 proizvoljnog iznosa.

4.2.2. Plan brzina

Kako bi se dobile brzine u mehanizmu prvo je potrebno derivirati funkciju položaja mehanizma po vremenu:

$$\dot{\vec{r}}_1 + \dot{\vec{r}}_2 + \dot{\vec{r}}_3 + \dot{\vec{r}}_4 = \vec{0}. \quad (4.2.31.)$$

Ako je poluga 4 nepokretna dobije se izraz:

$$\vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1 + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_3 = \vec{0}. \quad (4.2.32.)$$

Kako bi se dobilo skalarno rješenje potrebno je derivirati jednadžbe položaja (4.2.26.) i (4.2.27.) po vremenu:

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 + r_4 = 0 / \frac{d}{dt}, \quad (4.2.33.)$$

$$r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 = 0 / \frac{d}{dt}. \quad (4.2.34.)$$

Ako vrijedi da je:

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_1, \dot{\varphi}_2 = \omega_2 \text{ i } \dot{\varphi}_3 = \omega_3. \quad (4.2.35.)$$

Dobiju se slijedeće jednadžbe:

$$-r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 - r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0, \quad (4.2.36.)$$

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0. \quad (4.2.37.)$$

Kako bi se odredile kutne brzine ω_1 i ω_2 potrebno je poznavati i kutnu brzinu pogonskog člana odnosno kutnu brzinu ω_1 . Ona se određuje nakon što se odabere broj ciklusa cijepanja u jednoj minuti. Ako se iskustveno došlo do podatka da je prosječnom korisniku potrebno omogućiti oko 20 sekundi vremena da sigurno umetne drvo u stroj to vrijeme se može pridodati povratnom hodu mehanizma. Pošto su povratni i radni hod istih iznosa dobije se da potrebno trajanje ciklusa iznosi 40 sekundi. Iz vremena trajanja ciklusa moguće je dobiti potrebni broj okretaja pogonskog člana Evansovog mehanizma u stacionarnom stanju:

$$n_1 = \frac{1}{t_c \cdot \frac{1}{60}} = \frac{1}{40 \cdot \frac{1}{60}} = 1,5 \text{ okr/min.} \quad (4.2.38.)$$

Kutna brzina pogonskog člana dobiva se iz izraza:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,5}{60} = 0,1571 \text{ rad/s.} \quad (4.2.39.)$$

Preostale kutne brzine članova 2 i 3 mogu se odrediti nakon izjednačavanja i rješavanja jednadžbi (4.2.36.) i (4.2.37.):

$$\omega_2 = \frac{r_1 \cdot \omega_1 \cdot (\sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \cdot \tan \varphi_3)}{r_2 \cdot (-\sin \varphi_2 + \cos \varphi_2 \cdot \tan \varphi_3)}, \quad (4.2.40.)$$

$$\omega_3 = \frac{-r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 - r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2}{r_3 \cdot \cos \varphi_3}. \quad (4.2.41.)$$

4.2.3. Analiza ubrzanja

Kako bi se odredila ubrzanja pojedinih članova mehanizma potrebno je derivirati jednadžbu (4.2.32.) po vremenu:

$$\vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1 + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_3 = \vec{0} / \frac{d}{dt}. \quad (4.2.42.)$$

Ako u je u stacionarnom stanju brzina vrtnje ω_1 konstantnog iznosa vrijedi da je:

$$\ddot{\varphi}_1 = \alpha_1 = 0, \ddot{\varphi}_2 = \alpha_2 \text{ i } \ddot{\varphi}_3 = \alpha_3. \quad (4.2.43.)$$

Deriviranjem i uvrštavanjem prethodnih izraza dobiva se slijedeća jednadžba:

$$\begin{aligned} \vec{\omega}_1 \times \vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1 + \vec{\alpha}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\omega}_2 \times \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\alpha}_3 \times \vec{r}_3 + \vec{\omega}_3 \times \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_3 \\ + \vec{\alpha}_4 \times \vec{r}_4 + \vec{\omega}_4 \times \vec{\omega}_4 \times \vec{r}_4 = \vec{0}. \end{aligned} \quad (4.2.44.)$$

Kako bi se dobilo skalarno rješenje potrebno je derivirati jednadžbe brzine (4.2.36.) i (4.2.37.) po vremenu:

$$-r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 - r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0 / \frac{d}{dt}, \quad (4.2.45.)$$

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0 / \frac{d}{dt}. \quad (4.2.46.)$$

Deriviranjem prethodnih izraza i uvrštavanjem odnosa (4.2.43.) dobiju se izrazi:

$$-r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \alpha_2 - r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2^2 - r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \alpha_3 - r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3^2 = 0, \quad (4.2.47.)$$

$$-r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \alpha_2 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2^2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \alpha_3 - r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 = 0. \quad (4.2.48.)$$

Preostala kutna ubrzanja članova 2 i 3 mogu se odrediti nakon izjednačavanja i rješavanja jednadžbi (4.2.47.) i (4.2.48.):

$$\alpha_2 = \frac{r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + \dots + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3^2 + r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \tan \varphi_3 + \dots + r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \tan \varphi_3}{-r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \tan \varphi_3}, \quad (4.2.49.)$$

$$\alpha_3 = \frac{r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2^2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 - r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \alpha_2}{r_3 \cdot \sin \varphi_3}. \quad (4.2.50.)$$

4.2.4. Prijenosni omjer

Prijenosni omjer mehanizma dobiva se iz slijedećeg odnosa:

$$i_{ev} = \frac{\omega_1}{v_E}. \quad (4.2.51.)$$

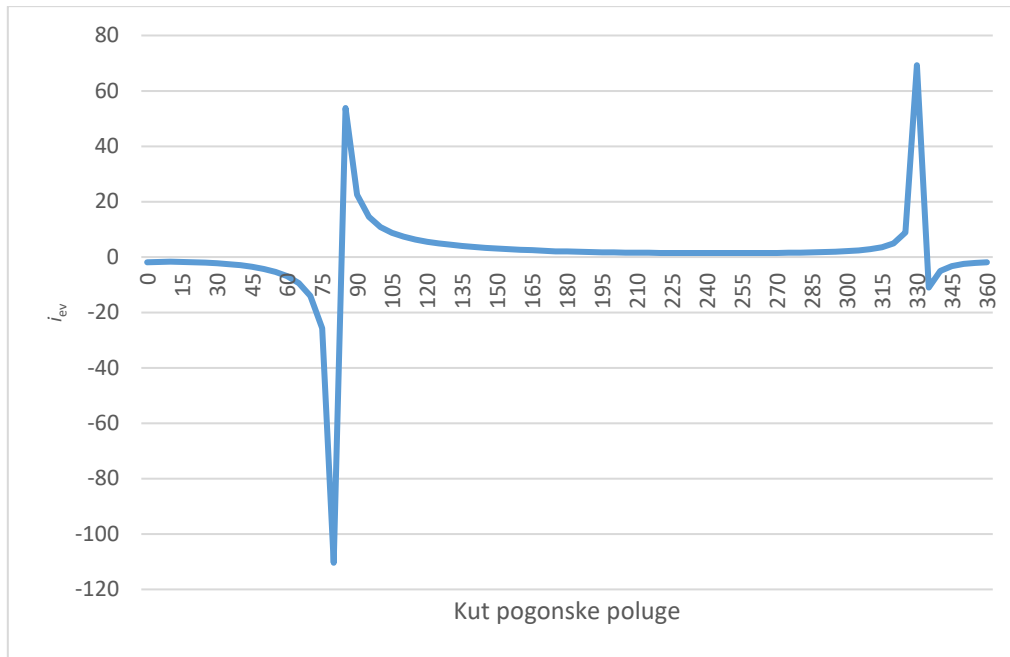
Brzina točke E određuje se iz slijedećeg izraza:

$$\vec{v}_E = \vec{v}_B + \vec{\omega}_2 \times \overline{BE}. \quad (4.2.52.)$$

Nakon uvrštavanja svih poznatih vrijednosti moguće je odrediti brzinu točke E u skalarnom iznosu iz slijedećeg izraza:

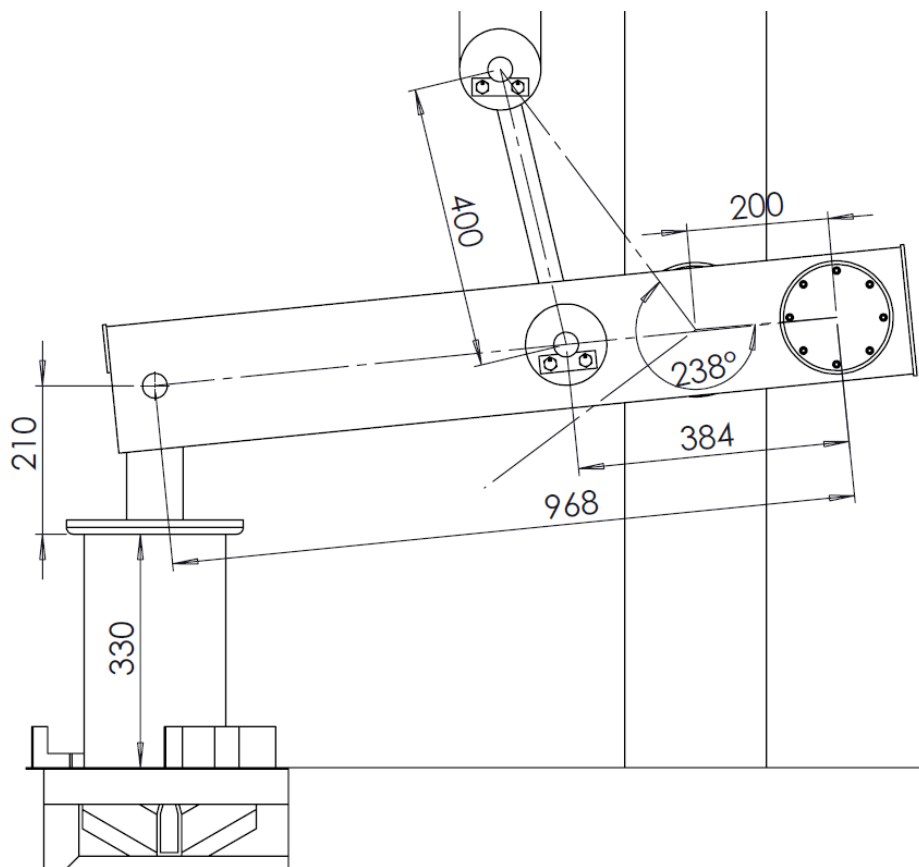
$$v_E = \omega_1 \cdot \overline{AB} + \omega_2 \cdot \overline{BE}. \quad (4.2.53.)$$

Kako je iz analize položaja vidljivo da će kutna brzina ω_2 ovisiti o iznosu kuta φ_1 može se odrediti grafička ovisnost prijenosnog omjera mehanizma o kutu pogonskog člana.



Slika 19 Ovisnost prijenosnog mehanizma o kutu pogonske poluge

Na sljedećoj slici prikazan je konačan oblik Evansovog mehanizma (u izvedbenom položaju kakav je prikazan u odabranom konceptu) u položaju kada potiskivač dotakne drvo najvećih dimenzija koje su zadane u zadatku.



Slika 20 Radni kut pogonske poluge

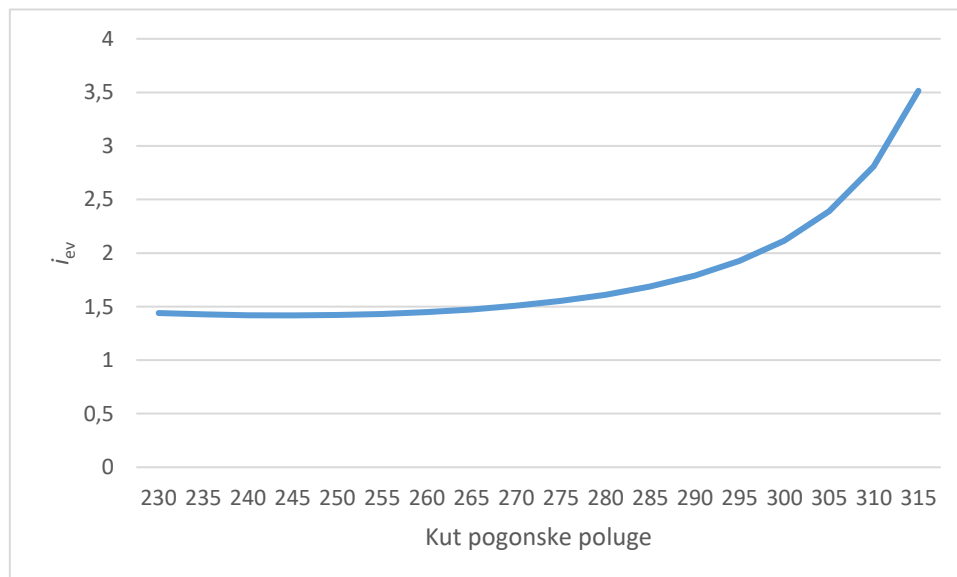
Grafički je utvrđeno da kut pogonske poluge iznosi 238° u trenutku kada mehanizam dotakne drvo pa će prijenosi omjer u tom trenutku iznositi:

$$\omega_2 = \frac{200 \cdot 0,1571 \cdot (\sin 238^\circ - \cos 238^\circ \cdot \tan(-23,4^\circ))}{384 \cdot (\sin 58,81^\circ + \cos 58,81^\circ \cdot \tan(-23,4^\circ))} = 0,02085 \text{ rad/s}, \quad (4.2.54.)$$

$$v_E = 0,1571 \cdot 0,2 + 0,02085 \cdot 0,968 = 0,1104 \text{ m/s}, \quad (4.2.55.)$$

$$i_{ev} = \frac{0,1571}{0,1104} = 1,4222 \text{ m}^{-1}. \quad (4.2.56.)$$

Taj prijenosni omjer će se uzeti u obzir kao referentni kada će se računati potrebna snaga elektromotora u stacionarnom stanju jer je to kritični trenutak u procesu cijepanja. Na isti način određen je i kut u kojem je potiskivač najbliže sjekiri te taj kut iznosi približno 313° . Tako da se analogno Slici 19 može prikazati prijenosni omjer Evasnovog mehanizma samo u radnim položajima odnosno između kutova 238° i 313° .



Slika 21 Prijenosni omjer u radnom području stroja

Vidljivo je kako prijenosni omjer raste s povećanjem kuta pogonske poluge te se mogu ostvariti veće sile, no na tim kutovima dimenzije drva padaju i time sila koja je potrebna da ih se procjepa. Realno većina drva koja će se cijepati biti će dimenzija u kojima je prijenosni omjer približno konstantan i jednak onom definiranom u izrazu (4.2.56.).

4.3. Odabir sklopa elektromotor-reduktor

4.3.1 Odabir brzine vrtnje elektromotora

Kako u stacionarnom stanju rada potrebni broj okretaja pogonske poluge Evansovog mehanizma iznosi $n_1=1,5\text{min}^{-1}$ potrebno je između elektromotora i pogonske poluge izvesti prijenosni mehanizam koji će biti građen od gotovog reduktora i lančanog prijenosa. U

slijedećoj tablici prikazan je potrební prijenosni omjer prijenosnog mehanizma ovisno o broju polova elektromotora tj. o njegovom broju okretaja:

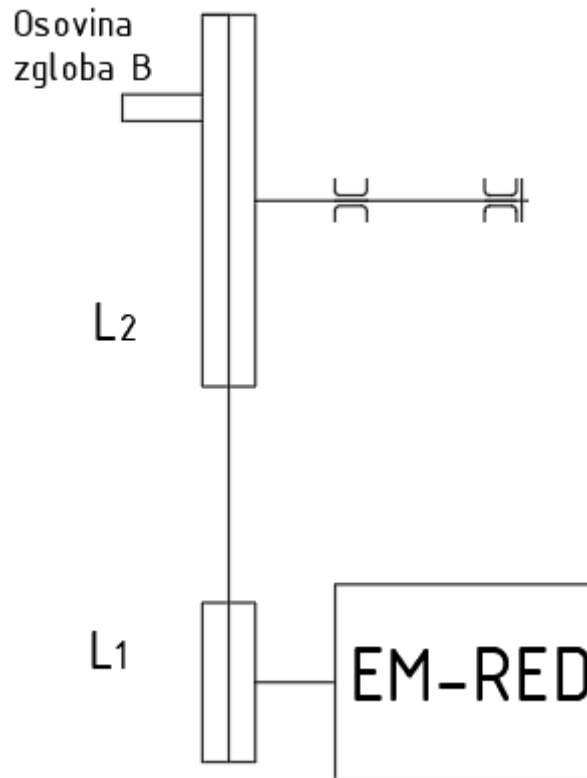
Tablica 7 Ovisnost prijenosnog omjera o broju okretaja elektromotora

Broj polova	Broj okretaja	Prijenosni omjer
2	2900	$i=1993,33$
4	1430	$i=953,33$
6	960	$i=640$

Iz prethodne tablice vidljivo je da kod dvopolnih i četveropolnih elektromotora prijenosni omjer poprima vrlo velike vrijednosti. Kako bi se osigurala izvedivost prijenosnog mehanizma i izbjegle njegove potencijalno velike dimenzije odabire se šesteropolni elektromotor.

4.3.2. Određivanje ukupne korisnosti prijenosnog mehanizma

Prije određivanja potrebne snage elektromotora potrebno je odrediti ukupnu korisnost prijenosnog mehanizma kako bi bili sigurni da sustav može raditi i uz prisutnost gubitaka koji se javljaju zbog trenja. Na slijedećoj slici prikazan je prijenosni mehanizam koji se sastoji od reduktora i jednog lančanog lančana prijenosa. Veći lančanik je izveden kao jedan dio u kombinaciji s polugom AB da se smanji potreban broj dijelova i olakša konstrukcija. Na slijedećoj slici je pojednostavljeno prikazan lančanik s osovinom zgloba B čiji će proračun biti prikazan u kasnijim dijelovima proračuna.



Slika 22 Prijenosni mehanizam stroja

Valjni ležajevi služe za uležištenje osovine lančanika 2 kao i tri zgloba Evansovog mehanizma u kojima se koriste po dva valjna ležaja, tako da je ukupan broj valjnih ležajeva 8. Stupnjevi djelovanja valjnih ležajeva, lančanog prijenosa i reduktora iznose:

$$\eta_{vl} = 0,98 \quad \eta_{L12} = 0,96 \quad \eta_{red} = 0,995.$$

Konačan iznos ukupne korisnosti prijenosnog mehanizma dobiva se množenjem stupnjeva djelovanja svih elemenata u mehanizmu:

$$\begin{aligned} \eta_{uk} &= \eta_{L12} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_{vl}^8 \\ \eta_{uk} &= 0,96 \cdot 0,995 \cdot 0,98^8 \\ \eta_{uk} &= 0,8126. \end{aligned} \quad (4.3.1.)$$

4.3.3. Određivanje potrebne snage elektromotora

Potrebna snaga elektromotora dobiva se iz slijedećeg izraza:

$$P_{EM,pot} = \frac{F_c \cdot \omega_{EM}}{i_{uk} \cdot \eta_{uk}}. \quad (4.3.2.)$$

Gdje je i_{uk} ukupni prijenosni omjer sustava gledano od mjesta djelovanja sile cijepanja pa sve do pogonskog vratila elektromotora. Kutna brzina elektromotora dobiva se iz izraza:

$$\omega_{EM} = \frac{2\pi \cdot n_{EM}}{60} = \frac{2\pi \cdot 960}{60} = 101,53 \text{ rad/s.} \quad (4.3.3.)$$

Ukupni prijenosni omjer gledano od izlaznog vratila elektromotora do reduktora dobiva se iz izraza:

$$i_{uk} = 640 \cdot i_{ev} = 640 \cdot 1,4222 = 910,21 \text{ m}^{-1}. \quad (4.3.4.)$$

Uvrštavanjem izraza (4.1.1.), (4.3.1.), (4.3.3.) i (4.3.4.) u izraz (4.3.2.) dobiva se potrebna snaga elektromotora u stacionarnom stanju u iznosu:

$$P_{EM,pot} = 1\,495,03 \text{ W} = 1,49 \text{ kW.} \quad (4.3.5.)$$

4.3.4. Odabir sklopa elektromotor-reduktor

Iz internetskih kataloga tvrtke Wattdrive [9] odabire se sklop elektromotor-reduktor oznake **CG103-11P-112M-06E-TH-TF**.

Motor data :		
Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Aluminium	
Efficiency class η :	IE3-84.5%	
Type :	11P	
Motor power :	2.2	[kW]
Rated speed :	960	[rpm]
Rated torque :	22	[Nm]
Voltage :	400/690	[V]
Frequency :	50	[Hz]
Connection :	D/Y	
Rated current :	5.22 / 3.03	[A]
Starting to rated current :	6.4	
'cos ϕ ' :	0.72	
Protection class :	IP 55	
Mounting position of the terminal box :	side 1 cable entry I	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	25.87 x 10 ⁻³	[kgm ²]
Voltage range - 50 Hz :	380-420 V (D), 660-690 V (Y), 190-210 V (DD), 330-365 V (YY)	
Voltage range - 60 Hz :	not possible	
Terminal board :	9 bolts, 12 leads	

Slika 23 Podaci o elektromotoru [9]

Gear data :		
Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation :	31	[kW]
Output speed :	5.3	[rpm]
Output torque :	3947	[Nm]
Service factor :	1.15	
Gear stages :	3	
Ratio :	180.35	
Circumferential backlash (min-max) :	3' - 6'	
Perm. input torque at fB1 :	25	[Nm]
Max. perm. input speed :	5700	[rpm]
Mounting position :	M1	
Output shaft :	Ø 70 m6 x 140	[mm]
Keyway :	DIN6885.1	
Output shaft material :	C45E (1.1191)	
Vent plug :	0.2 bar (Standard)	
Painting :	LC1 - Indoor installation, neutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 7011 (Iron grey)	

Slika 24 Podaci o reduktoru [9]

Iz podataka o izlaznom momentu elektromotora i izlaznog momenta reduktora moguće je odrediti stupanj korisnosti reduktora iz izraza:

$$\eta_{\text{red}} = \frac{T_{\text{red}}}{T_{\text{EM}} \cdot i_{\text{red}}} = \frac{3947}{22 \cdot 180,35} = 0,995. \quad (4.3.6.)$$

4.4. Lančani prijenos

Zbog kutne brzine izlaznog vratila reduktora odbacuje se uporaba remenskog prijenosa jer bi pri takvim brzinama remenski prijenos imao vrlo velike dimenzije remenice te vrlo velik broj remena. Umjesto remenskog prijenosa koristiti će se lančani prijenos čiji će se odabir i proračun vršiti po preporukama proizvođača SKF. Kompletan proračun i proces izbora preuzet je iz kataloga za lančane prijenosnike snage dostupne na internetskim stranicama tvrtke [10].

Potrebni prijenosni omjer lančanog prijenosa računa se prema izrazu:

$$i_{L12\text{pot}} = \frac{n_{\text{red}}}{n_{\text{ev}}} = \frac{5,3}{1,5} = 3,467. \quad (4.4.1.)$$

Ako se kao broj zubi manjeg lančanika odabere minimalni preporučeni odnosno 13 tada broj zubi većeg lančanika treba iznositi:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{L12} = 13 \cdot 3,467 = 45,067. \quad (4.4.2.)$$

Odabire se najbliži cijeli broj zubi odnosno 45 koji je u skladu s preporučenim brojem zubi lančanika. Stvarni prijenosni omjer lančanog prijenosa iznosi:

$$i_{L12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{45}{13} = 3,46667. \quad (4.4.3.)$$

Jedinična snaga lančanog prijenosa P_D određuje se prema izrazu:

$$P_D = \frac{P_M \cdot F_a \cdot F_n}{K_2}, \quad (4.4.4.)$$

gdje je:

- P_M -stvarna snaga koju treba prenijeti lanac,
- F_a -faktor primjene lanca,
- F_n -faktor brzine lanca,
- K_2 -faktor nošenja lanca, za jednostruki lanac vrijedi $K_2 = 1$.

Stvarna snaga koju prenosi lančani prijenos dobiva se iz izraza:

$$P_M = P_{EM} \cdot \eta_{red} = 2,2 \cdot 0,995 = 2,189 \text{ kW}. \quad (4.4.5.)$$

Faktor primjene lanca F_a određuje se iz sljedeće tablice.

Tablica 8 Faktor primjene lanca F_a [10]

Application service factor (F_a)		Type of prime mover		
Load classification	Driven equipment	Electric motor or turbine	Internal combustion engine > 6 cylinders, with flywheel, or hydraulic coupling	Internal combustion engine <6 cylinders, with NO flywheel, or hydraulic coupling
Uniform load (U)	Agitators; centrifugal blowers; generators, centrifugal pumps; Uniformly loaded belt conveyor, lightly loaded chain conveyors	1.0	1.0	1.2
Moderate shock (M)	Centrifugal compressors, kilns and dryers; conveyors and elevators with intermittent, medium load fluctuations; Dryers; Pulverisers; machinery with moderate pulsating loads (machine tools paper, textiles)	1.3	1.2	1.4
Heavy shock (H)	Press, construction and mining equipment; reciprocating machinery, (compressors, reciprocating feeders, oil well rigs) rubber mixers, roll lines, machinery with heavy shock or reversing torques	1.5	1.4	1.7 – 1.9

Uz uporabu elektromotornog pogona te prisutnost velikih udara faktor primjene lanca prema prethodnoj tablici iznosi:

$$F_a = 1,5. \quad (4.4.6.)$$

Faktor brzine lanca F_n određuje se iz sljedeće tablice.

Tablica 9 Faktor brzine lanca F_n [10]

Speed of chain	Speed factor	Speed of chain	Speed factor
m/s	F_n	m/s	F_n
Less than 0.17	1.0	>0.5 – <0.67	1.3
>0.17 and <0.33	1.1	>0.67 – <0.83	1.4
>0.33 and <0.5	1.2	>0.83 – <1.17	1.6

Brzina lanca s obzirom na brzinu vrtnje manjeg lančanika dobiva se iz izraza:

$$v_{L12} = \frac{2\pi \cdot n_{red}}{60} \cdot \frac{D_{P1}}{2} = \frac{2\pi \cdot 5,3}{60} \cdot \frac{0,26534}{2} = 0,072 \text{ m/s.} \quad (4.4.7.)$$

Iz prethodne tablice vidljivo je da je faktor brzine lanca za brzine manje od 0,17 m/s iznosi:

$$F_n = 1. \quad (4.4.8.)$$

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.4.4.) dobiva se potrebna jedinična snaga lanca:

$$P_D = \frac{2,189 \cdot 1,5 \cdot 1}{1} = 3,2835 \text{ kW.} \quad (4.4.9.)$$

Iz kataloga tvrtke SKF bira se lanac koji posjeduje prvu veću nosivost od tražene. U slijedećoj tablici dane su jedinične snage lanca 40B u ovisnosti o broju zubi manjeg lančanika i broju okretaja manjeg lančanika.

Tablica 10 Jedinična snaga za lanac 40B [10]

40B-1; (63.5 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z ₁															
		Z	mm	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100	150	200	250	300
13	265,34	3,22	5,98	8,63	11,17	16,07	20,89	25,55	30,02	38,90	47,71	68,69	88,81	108,27	127,72	137,03	121,80
15	305,42	3,76	6,99	10,07	13,11	18,86	24,36	29,77	35,10	45,50	55,49	79,93	104,04	126,88	152,25	153,09	134,49
17	345,58	4,29	8,00	11,59	14,97	21,49	27,91	34,18	40,17	52,02	63,52	91,35	119,26	144,64	167,48	165,78	144,64
19	385,79	4,82	9,05	12,94	16,92	24,28	31,47	38,32	45,25	58,62	71,73	103,20	134,49	163,24	181,00	178,47	153,09
21	426,05	5,40	10,07	14,46	18,78	26,98	35,02	42,80	50,42	65,39	79,93	115,88	148,87	182,70	210,61	189,47	159,86
23	466,34	5,96	11,08	15,99	20,73	29,86	38,65	47,37	55,74	72,24	87,97	126,88	164,10	200,46	223,30	197,93	164,94
25	506,65	6,52	12,18	17,51	22,66	32,56	42,30	51,59	60,90	78,92	97,27	138,72	180,16	219,92	235,15	206,38	169,17
Lubrication method		TYPE 1					TYPE 2					TYPE 3					

Vidljivo je kako u tablici nije navedena vrijednost za broj okretaja manjeg lančanika, pa je potrebno provesti postupak linearne interpolacije:

$$P_D(n = 5,3) = P_D(n = 5) + \frac{P_D(n = 10) - P_D(n = 5)}{10 - 5} (5,3 - 5),$$

$$P_D(n = 5,3) = 3,22 + \frac{5,98 - 3,22}{10 - 5} (5,3 - 5),$$

$$P_D(n = 5,3) = 3,3856 \text{ kW.} \quad (4.4.10.)$$

Usporedbom izraza (4.4.9.) i (4.4.10.) vidljivo je da lanac 40B **zadovoljava**. Također moguće je očitati preporučenu vrstu podmazivanja. Iz prethodne tablice očitava se tip podmazivanja 1 koji prema katalogu odgovara ručnom podmazivanju to znači da korisnik mora povremeno samostalno podmazati lančani prijenos u radu kako bi on ispravno radio.

Kinematski promjer manjeg lančanika moguće je očitati iz Tablice 10 i on iznosi:

$$D_{P1} = 265,34 \text{ mm.} \quad (4.4.11.)$$

Kinematski promjer većeg lančanika određuje se prema izrazu:

$$D_{P_2} = \sin^{-1}\left(\frac{180}{z_2}\right) \cdot p = \sin^{-1}\left(\frac{180}{45}\right) \cdot 63,5 = 910,31 \text{ mm.} \quad (4.4.12.)$$

Potrebna duljina lanca određuje se iz izraza:

$$L = \frac{z_2 + z_1}{2} + 2C + \frac{K}{C}, \quad (4.4.13.)$$

gdje je:

- C -osni razmak vratila lančanika u broju koraka lanca, odabrana je vrijednost 11 koraka,
- K -faktor broja zubi.

Faktor broja zubi određuje se prema razlici broja zubi većeg i manjeg lančanika:

$$z_2 - z_1 = 45 - 13 = 32. \quad (4.4.14.)$$

Faktor K očitava se iz slijedeće tablice:

Tablica 11 Faktor broja zubi lančanika K [10]

'K' Factors													
z_1-z_2	K	z_1-z_2	K	z_1-z_2	K	z_1-z_2	K	z_1-z_2	K	z_1-z_2	K	z_1-z_2	K
1	0,0	11,00	3,06	21,00	11,17	31,00	24,34	41,00	42,58	51,00	65,88	61	94,25
2	0,1	12,00	3,65	22,00	12,26	32,00	25,94	42,00	44,68	52,00	68,49	62	97,37
3	0,2	13,00	4,28	23,00	13,40	33,00	27,58	43,00	46,84	53,00	71,15	63	100,54
4	0,4	14,00	4,96	24,00	14,59	34,00	29,28	44,00	49,04	54,00	73,86	64	103,75
5	0,6	15,00	5,70	25,00	15,83	35,00	31,03	45,00	51,29	55,00	76,62	65	107,02
6	0,9	16,00	6,48	26,00	17,12	36,00	32,83	46,00	53,60	56,00	79,44	66	110,34
7	1,2	17,00	7,32	27,00	18,47	37,00	34,68	47,00	55,95	57,00	82,30	67	113,71
8	1,6	18,00	8,21	28,00	19,86	38,00	36,58	48,00	58,36	58,00	85,21	68	117,13
9	2,1	19,00	9,14	29,00	21,30	39,00	38,53	49,00	60,82	59,00	88,17	69	120,6
10	2,5	20,00	10,13	30,00	22,80	40,00	40,53	50,00	63,33	60,00	91,19	70	124,12
71	127,7	81,00	166,19	91,00	209,76	101,00	258,39	111,00	312,09	121,00	370,86	131	434,69
72	131,3	82,00	170,32	92,00	214,40	102,00	263,54	112,00	317,74	122,00	377,02	132	441,36
73	135,0	83,00	174,50	93,00	219,08	103,00	268,73	113,00	323,44	123,00	383,22	133	448,07
74	138,7	84,00	178,73	94,00	223,82	104,00	273,97	114,00	329,19	124,00	389,48	134	454,83
75	142,5	85,00	183,01	95,00	228,61	105,00	279,27	115,00	334,99	125,00	395,79	135	461,64
76	146,3	86,00	187,34	96,00	233,44	106,00	284,67	116,00	340,84	126,00	402,14	136	468,51
77	150,2	87,00	191,73	97,00	238,33	107,00	290,01	117,00	346,75	127,00	408,55	137	475,42
78	154,1	88,00	196,16	98,00	243,27	108,00	295,45	118,00	352,70	128,00	415,01	138	482,39
79	158,1	89,00	200,64	99,00	248,26	109,00	300,95	119,00	358,70	129,00	421,52	139	489,41
80	162,1	90,00	205,18	100,00	253,30	110,00	306,50	120,00	364,76	130,00	428,08	140	496,47

$$K = 25,94. \quad (4.4.15.)$$

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.4.13.) dobiva se iznos potrebne duljine lanca:

$$L = \frac{45 + 13}{2} + 2 \cdot 11 + \frac{25,94}{11} = 53,358. \quad (4.4.16.)$$

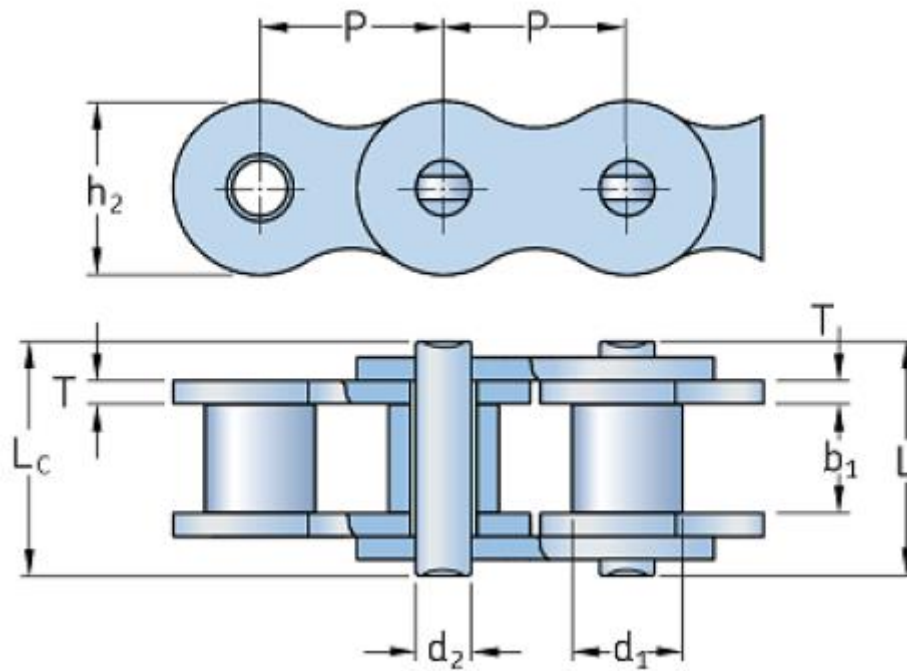
Duljina lanca prema izrazu (4.4.16.) izražena je s obzirom na njegov broj koraka tako da je potrebno taj broj zaokružiti na prvu veću vrijednost kako bi lanac bio izvediv što je u ovom slučaju 54 koraka. Konačno vrijednost duljine lanca u milimetrima može se odrediti iz izraza:

$$l = 54 \cdot p = 54 \cdot 63,5 = 3\,429 \text{ mm.} \quad (4.4.17.)$$

Osni razmak između lančanika dobiva se iz izraza:

$$a = C \cdot p = 11 \cdot 63,5 = 698,5 \text{ mm.} \quad (4.4.18.)$$

Konačno iz kataloga [10] odabire se lanac oznake **PHC 40B-1x61FT**.



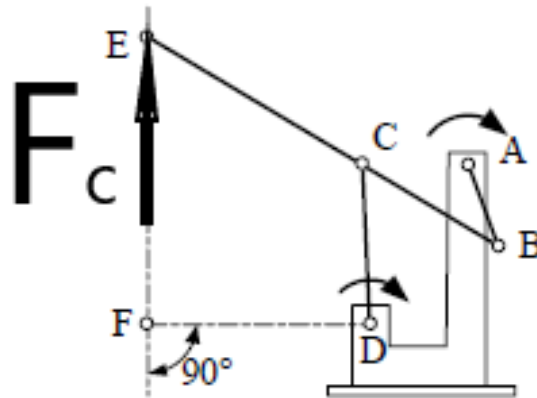
Slika 25 Oznake dimenzija odabranog lanca [10]

Tablica 12 Dimenzije lanca PHC 40B-1 [10]

Pitch P (mm)	63.5
Pitch P (in)	2.5
Roller diameter d1 max (mm)	39.37
Roller diameter d1 max (in)	1.55
Width between inner plates b1 min (mm)	38.1
Width between inner plates b1 min (in)	1.5
Pin diameter d2 max (mm)	22.89
Pin diameter d2 max (in)	0.9
Plate height h2 max (mm)	52.96
Plate height h2 max (in)	2.09
Plate thickness T max (mm)	8
Plate thickness T max (in)	0.31
Weight (kg/m)	16.35
Weight (lbs/ft)	10.99

4.5. Proračun čvrstoće poluga Evansovog mehanizma

Evansov mehanizam proračunat će se metodama statike jer se zbog male brzine gibanja poluge mehanizma utjecaj dinamičkih opterećenja može zanemariti. Poluge Evansovog mehanizma opterećene su vanjskom silom F_c koja je potrebna za cijepanje drveta. Na slijedećoj slici prikazan je Evansov mehanizam s vanjskim opterećenjima.



Slika 26 Evansov mehanizam s ucrtanim vanjskim opterećenjem

Maksimalna sila cijepanja koju stroj može ostvariti dobiva se iz izraza:

$$F_{c_{\max}} = T_{EM} \cdot i_{uk} \cdot i_{ev} \cdot \eta_{uk} = 15\,872,29 \text{ N.} \quad (4.5.1.)$$

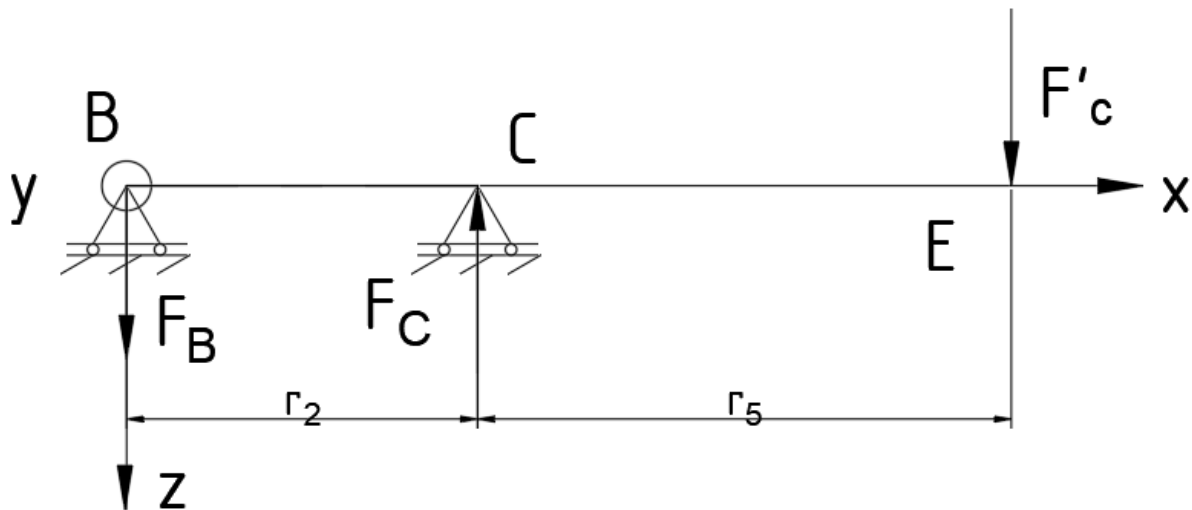
U obzir će se uzeti i faktor udara $\varphi=1,5$ tako da sila koja opterećuje poluge Evansovog mehanizma iznosi:

$$F_c' = F_{c_{\max}} \cdot \varphi = 23\,808,43 \text{ N.} \quad (4.5.2.)$$

Poluga BE opterećena je kao greda s prepustom na dva oslonca u C i B, te reakcije dalje osno opterećuju štapove AB i CD.

4.5.1. Poluga BE

Prikaz poluge BE s vanjskim opterećenjem dan je na slijedećoj slici. Kut djelovanja sile F_c uzet je kao 90° iz razloga što je pri tom kutu najveći utjecaj savijanja koje ima nepovoljniji utjecaj na čvrstoću od osnovog opterećenja. Kod ostalih kutova djelovanja sile cijepanja utjecaj savijanja se smanjuje te se javlja i tlačno opterećenje.



Slika 27 Opterećena poluga BE

Jednadžbe ravnoteže za gredu prikazanu na prethodnoj slici glase:

$$\Sigma M_{y,c} = 0; F_B \cdot r_2 - F'_c \cdot r_5 = 0, \quad (4.5.3.)$$

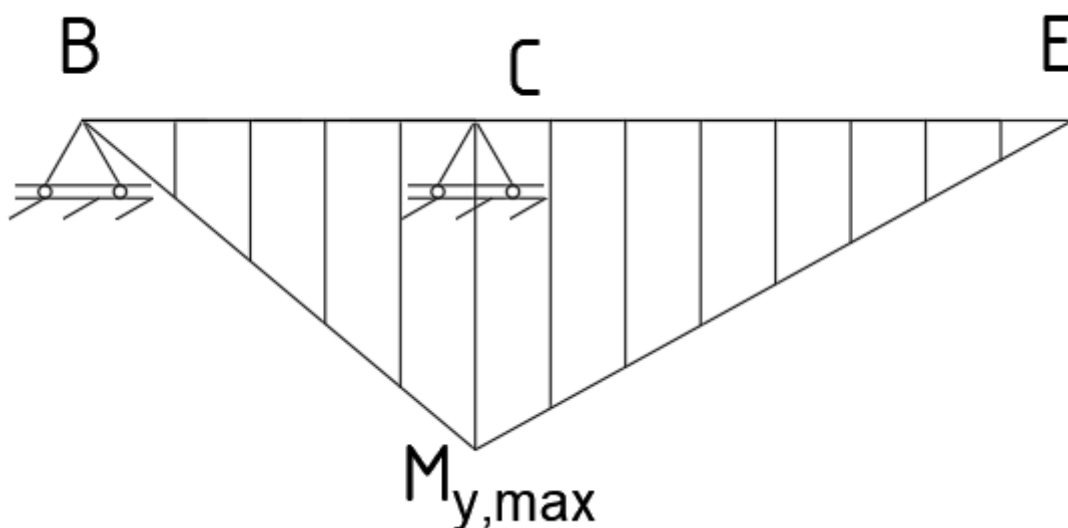
$$\Sigma F_z = 0; -F_C + F_B + F'_c = 0. \quad (4.5.4.)$$

Rješavanjem jednadžbi (4.5.3.) i (4.5.4.) dobivaju se vrijednosti reakcija u osloncima:

$$F_B = 36\,208,66 \text{ N}, \quad (4.5.5.)$$

$$F_C = 12\,400,23 \text{ N}. \quad (4.5.6.)$$

Momentni dijagram grede BE prikazan je na slijedećoj slici.



Slika 28 Momentni dijagram poluge BE

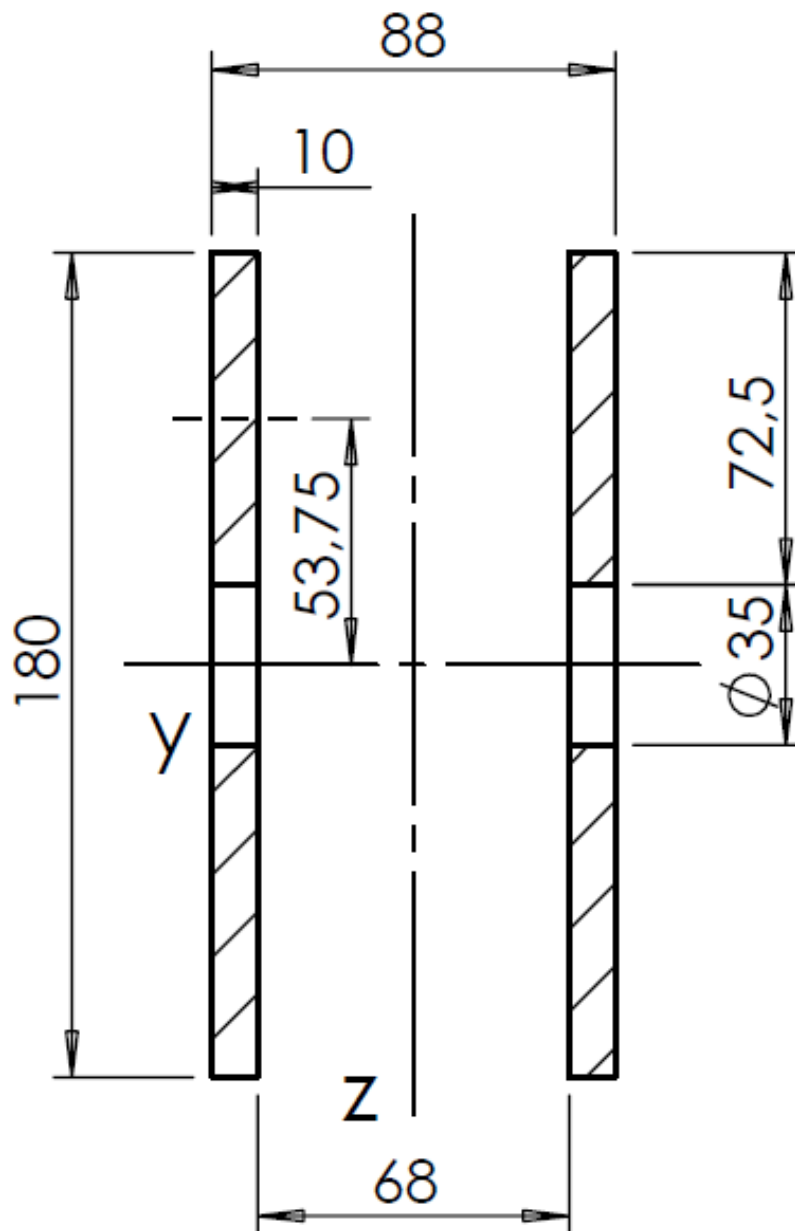
Čvrstoća poluge provjeravati će se u presjeku na mjestu oslonca C iz razloga što je na tom mjestu najveći moment savijanja i ujedno najmanji poprečni presjek. Najveći moment savijanja grede na mjestu oslonca C dobiva se iz izraza:

$$M_{y_{\max_{BE}}} = F_B \cdot r_2 = 13\,904\,126,2 \text{ Nmm.} \quad (4.5.7.)$$

Moment tromosti presjeka C I_y računa se prema izrazu:

$$I_{y_{BE}} = 2 \cdot \left(\frac{88 \cdot 72,5^3}{12} + (88 \cdot 72,5 \cdot 53,75^2) - \left(\frac{68 \cdot 72,5^3}{12} + (68 \cdot 72,5 \cdot 53,75^2) \right) \right) \quad (4.5.8.)$$

$$I_{y_{BE}} = 10\,613\,395,83 \text{ mm}^4. \quad (4.5.9.)$$



Slika 29 Presjek poluge BE

Naprezanje na savijanje u kritičnom presjeku poluge BE iznosi:

$$\sigma_{y_{BE}} = \frac{M_{y_{\max BE}}}{I_{y_{BE}}} \cdot \frac{180}{2} = 117,91 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.10.)$$

Dopušteno naprezanje svih poluga dobiva se iz izraza:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S}. \quad (4.5.11.)$$

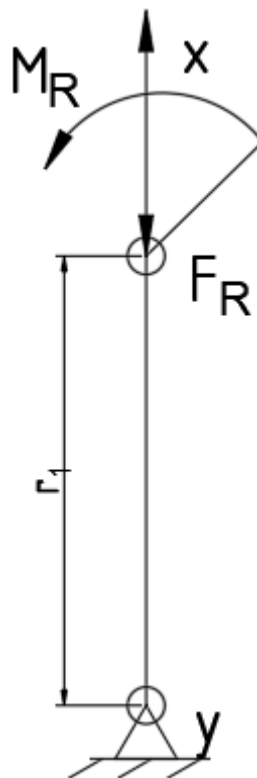
Ako se za materijal svih poluga odabere isti materijal odnosno čelik S235JR čija granica tečenja iznosi $R_e=235\text{N/mm}^2$. Dopušteno naprezanje uz faktor sigurnosti 1,5 iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{235}{1,5} = 156,67 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.12.)$$

Usporedbom izraza (4.5.10.) i (4.5.11.) dolazi se do zaključka da poluga BE **zadovoljava**.

4.5.2. Poluga AB

Poluga AB, kako je ranije već opisano izrađena je kao jedan dio u kombinaciji sa lančanicom 2, opterećena je silom F_B i momentom savijanja M_R kojim ga opterećuje osovina zgloba B. Iznosi sila određeni su u kasnijem dijelu proračuna. Opterećena poluga AB prikazana je na slijedećoj slici.

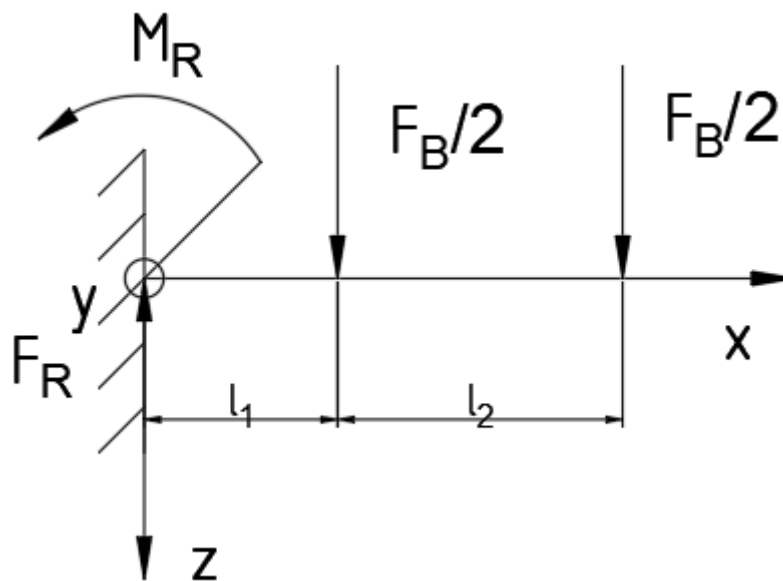


Slika 30 Poluga AB opterećena

Proračun poluge AB nije potrebno provoditi jer ako osovina zgloba B može izdržati isto opterećenje kao i poluga AB uz puno manji poprečni presjek onda će poluga AB sigurno **zadovoljavati**.

4.5.3. Osovina zgloba B

Kako bi se ostvarila zglobova veza između poluge AB i poluge BE potrebno je izraditi osovina na kojoj će se nalaziti ležajevi koji ostvaruju rotacijsko gibanje. Osovina je uklještena na mjestu veze s polugom AB i opterećena silom F_B preko ležajeva koji su povezani sa polugom BE. Zbog simetrične raspodjele ležajeva s obzirom na središnju os poluge BE svaki ležaj opterećuje osovina s pola sile F_B . Opterećena osovina prikazana je na slijedećoj slici.



Slika 31 Osovina zgloba B

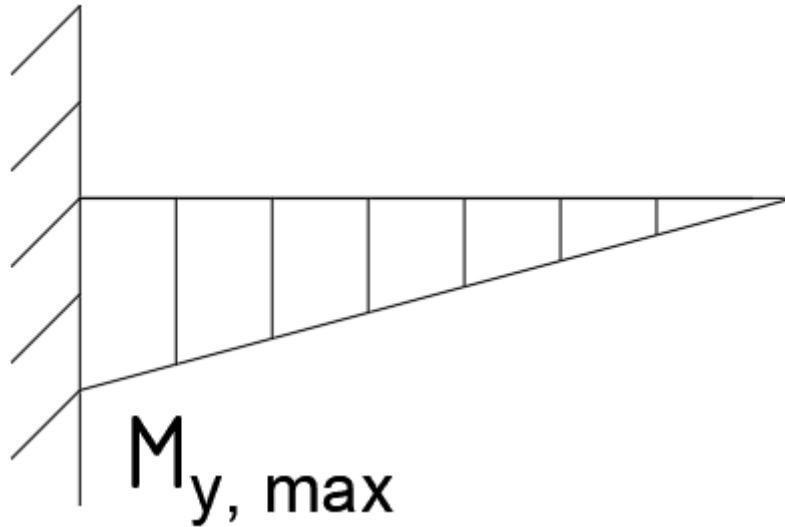
Prema konstrukcijskoj izvedbi duljine l_1 i l_2 iznose:

$$l_1 = 71 \text{ mm i } l_2 = 60 \text{ mm.}$$

Moguće je jednostavno zaključiti da reaktivna sila u uklještenju je jednaka sili u zglobu B:

$$F_{RB} = F_B. \quad (4.5.13.)$$

Momentni dijagram osovine prikazan je na slijedećoj slici.



Slika 32 Momentni dijagram osovine zgloba B

Najveći moment savijanja u osovini javlja se u uklještenju i jednak je reaktivnom momentu u uklještenju:

$$M_{y_{\max B}} = M_R = \frac{F_B}{2} \cdot l_1 + \frac{F_B}{2} \cdot (l_1 + l_2) = 3\,657\,074,86 \text{ Nm.} \quad (4.5.14.)$$

Naprezanje na savijanje osovine računa se prema izrazu:

$$\sigma_{y_B} = \frac{M_{y_{\max B}}}{W}. \quad (4.5.15.)$$

Osovina je kružnog poprečnog presjeka i njen moment otpora iznosi:

$$W = \frac{d^3 \pi}{32}. \quad (4.5.16.)$$

Kao materijal ove osovine i svih ostalih osovina u konstrukciji kako bi se maksimalno smanjile dimenzije odabran je čelik E360 i za njega je iz [11] očitana vrijednost:

$$\sigma_{fDI} = 500 \text{ N/mm}^2, \quad (4.5.17.)$$

$$R_m = 700 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.18.)$$

Dopuštena vrijednost naprezanja za odabrani materijal iznosi:

$$\sigma_{fdop} = \frac{\sigma_{fDI}}{4} = \frac{500}{4} = 125 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.19.)$$

Uvrštavanjem izraza (4.5.16.) u izraz (4.5.15.) i naknadnim sređivanjem dobiva se vrijednost minimalnog promjera osovine:

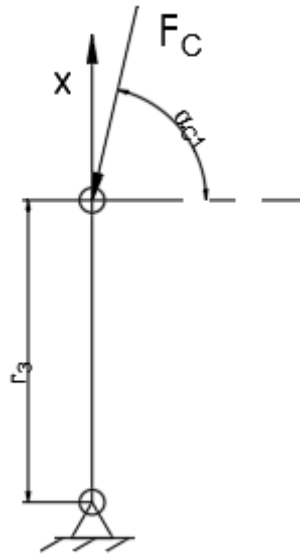
$$d_{os, \min B} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y_{\max B}}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.20.)$$

$$d_{os,min_B} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3\,657\,074,86}{\pi \cdot 125}} = 66,795 \text{ mm} \quad (4.5.21.)$$

Odabire se veći cijeli broj koji će zadovoljavati odnosno 75 mm. Osovina je izvedena kao glatka s tek samo jednim naslonom za ležajeve. Sigurnost osovine nije potrebno provjeravati jer je osovina izvedena kao glatka u dijelu na kojem djeluje opterećenje.

4.5.4. Poluga CD

Opterećena poluga CD prikazana je na sljedećoj slici.

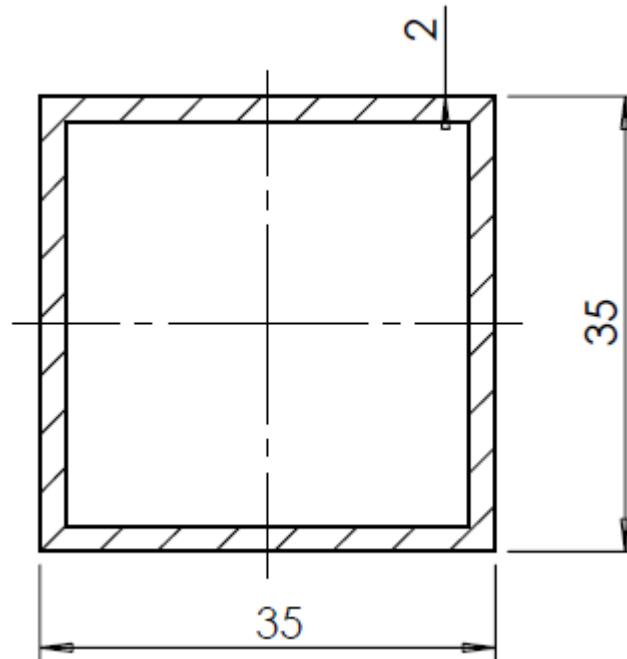


Slika 33 Opterećena poluga CD

Vidljivo je da sila F_C ne opterećuje punim iznosom osno štap CD, no u proračunu će se uzeti puni iznos sile F_C jer cjepač prilikom neopreznog rukovanja može doći do udara u položaju u kojem je poluga opterećena punim iznosom sile pa će se u obzir uzeti njen puni iznos. Tlačno naprezanje u poluzi CD računa se prema izrazu:

$$\sigma_{xCD} = \frac{F_C}{A_{CD}}. \quad (4.5.22.)$$

Presjek poluge CD dan je na sljedećoj slici.



Slika 34 Presjek poluge CD

Površina presjeka poluge CD računa se prema izrazu:

$$A_{CD} = (35 \cdot 35) - (33 \cdot 33) = 136 \text{ mm}^2. \quad (4.5.23.)$$

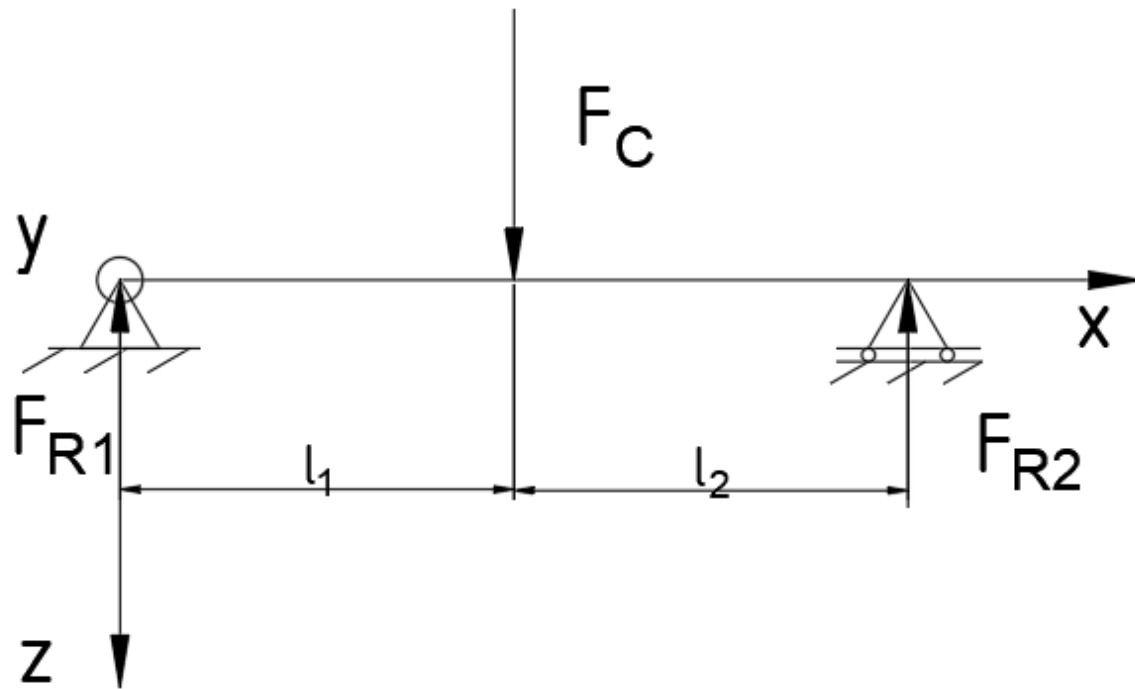
Uvrštavanjem izraza (4.5.6.) i (4.5.23.) u izraz (4.5.22.) dobiva se iznos tlačnog naprezanja u poluzi CD:

$$\sigma_{x_{CD}} = \frac{12\,400,23}{136} = 91,178 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.24.)$$

Poluga CD opterećena je samo vlačno-tlačno pa uspoređivanjem izraza (4.5.24.) i (4.5.12.) može se zaključiti da poluga CD **zadovoljava**.

4.5.5. Osovina zglobova C i D

Da bi se ostvarilo rotacijsko gibanje u zglobovima C i D potrebno je izraditi osovinu na kojoj će se nalaziti ležajevi koji će omogućiti to rotacijsko gibanje. Na tim mjestima izraditi će se jednaka glatka osovina te će se proračunati prema najvećem opterećenju. Zglobovi C i D opterećeni su jednakom silom F_C . Osovina je oslonjena na limovima poluge BE, a opterećena je preko ležajeva koji se nalaze na njoj. Pošto su ležajevi simetrično smješteni u odnosu na središnju os poluge BE sila F_C koju oni prenose djeluje u središtu osovine. Opterećena osovina prikazana je na slijedećoj slici.

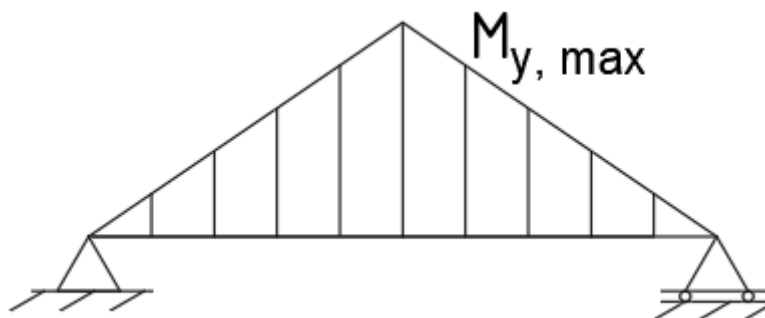


Slika 35 Opterećena osovina Evansovog mehanizma

Ako vrijedi da je $l_1 = l_2 = 39 \text{ mm}$ onda se može jednostavno zaključiti da su reakcije u osloncima jednake odnosno da svaki oslonac preuzima pola sile F_C :

$$F_{R1C} = F_{R2C} = F_{RC} = \frac{F_C}{2} = 6\,200,11 \text{ N.} \quad (4.5.25.)$$

Momentni dijagram osovine prikazan je na slijedećoj slici.



Slika 36 Momentni dijagram osovine zglobova C i D

Najveći moment savijanja u osovini javlja se u njenom središtu i dobiva se iz izraza:

$$M_{y_{\max C}} = F_{RC} \cdot l_1 = 241\,804,42 \text{ Nmm.} \quad (4.5.26.)$$

Minimalni potrebni promjer osovine računa se prema već izvedenom izrazu (4.5.20.) i on iznosi:

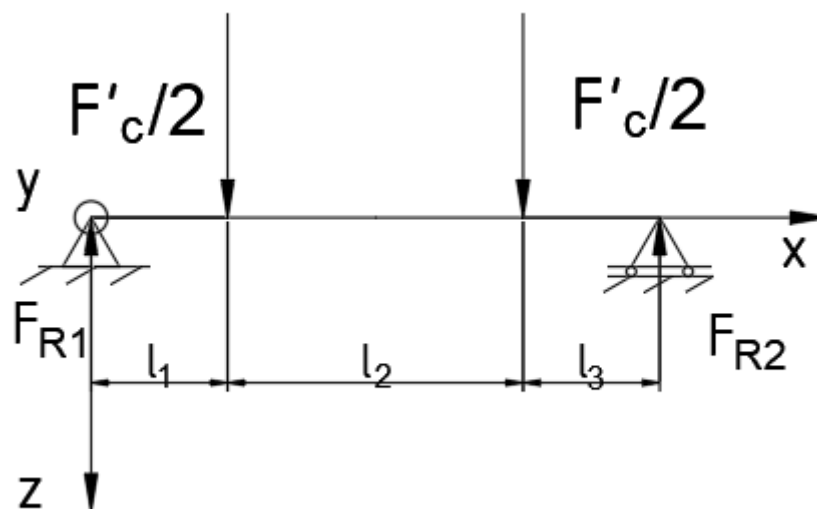
$$d_{os,min_C} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y,max_C}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.27.)$$

$$d_{os,min_C} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 241\,804,42}{\pi \cdot 125}} = 27,010 \text{ mm}. \quad (4.5.28.)$$

Kao konačan promjer osovine odabire se vrijednost 35 mm te nije potrebno provjeravati njenu sigurnost zbog toga što glatka osovina nema koncentracija naprezanja poput prijelaznih promjera ili utora koji bi negativno utjecali na njenu čvrstoću.

4.5.6. Osovina zgloba E

Na osovinu zgloba E djeluje sila cijepanja te ona dalje prenosi tu silu na ostale dijelove mehanizma. Osovina je oslonjena na limovima poluge BE, a opterećena preko dva lima potiskivača od kojih svaki djeluje na osovinu s pola ukupne sile cijepanja. Opterećena osovina zgloba E prikazana je na slijedećoj slici.



Slika 37 Opterećena osovina zgloba E

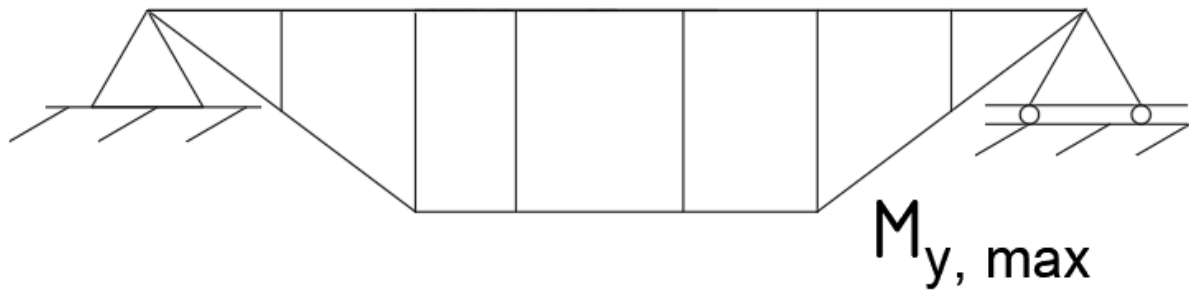
Prema konstrukcijskoj izvedbi duljine l_1 , l_2 i l_3 iznose:

$$l_1 = l_2 = 15 \text{ mm i } l_3 = 58 \text{ mm}.$$

Ako je $l_1 = l_2$ opterećenje osovine je simetrično i može se zaključiti da svaki oslonac osovine preuzima pola maksimalne sile cijepanja F'_c :

$$F_{R1E} = F_{R2E} = F_{RE} = \frac{F'_c}{2} = 11\,904,22 \text{ N}. \quad (4.5.29.)$$

Momentni dijagram osovine prikazan je na slijedećoj slici.



Slika 38 Momentni dijagram osovine zgloba E

Najveći moment savijanja u osovini javlja se u njenom središtu i dobiva se iz izraza:

$$M_{y_{\max E}} = F_{RE} \cdot \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) - F_c' \cdot \frac{l_2}{2} = 166\,659,04 \text{ Nmm.} \quad (4.5.30.)$$

Minimalni potrebni promjer osovine računa se prema već izvedenom izrazu (4.5.20.) i on iznosi:

$$d_{os, \min E} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y_{\max E}}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.31.)$$

$$d_{os, \min E} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 166\,659,04}{\pi \cdot 125}} = 23,858 \text{ mm.} \quad (4.5.32.)$$

Kao konačan promjer osovine odabire se vrijednost 35 mm te nije potrebno provjeravati njenu sigurnost zbog toga što glatka osovina nema koncentracija naprezanja poput prijelaznih promjera ili utora koji bi negativno utjecali na njenu čvrstoću. Odabrao se isti promjer osovine kao i promjer osovine zgloba C i D kako bi se povećao broj jednakih dijelova.

Pošto je promjer osovine E najmanji potrebno je provjeriti bočni pritisak između nje i nosivih limova poluge BE. Bočni pritisak računa se prema izrazu:

$$p_E = \frac{F_c'}{2 \cdot d_E \cdot s}, \quad (4.5.33.)$$

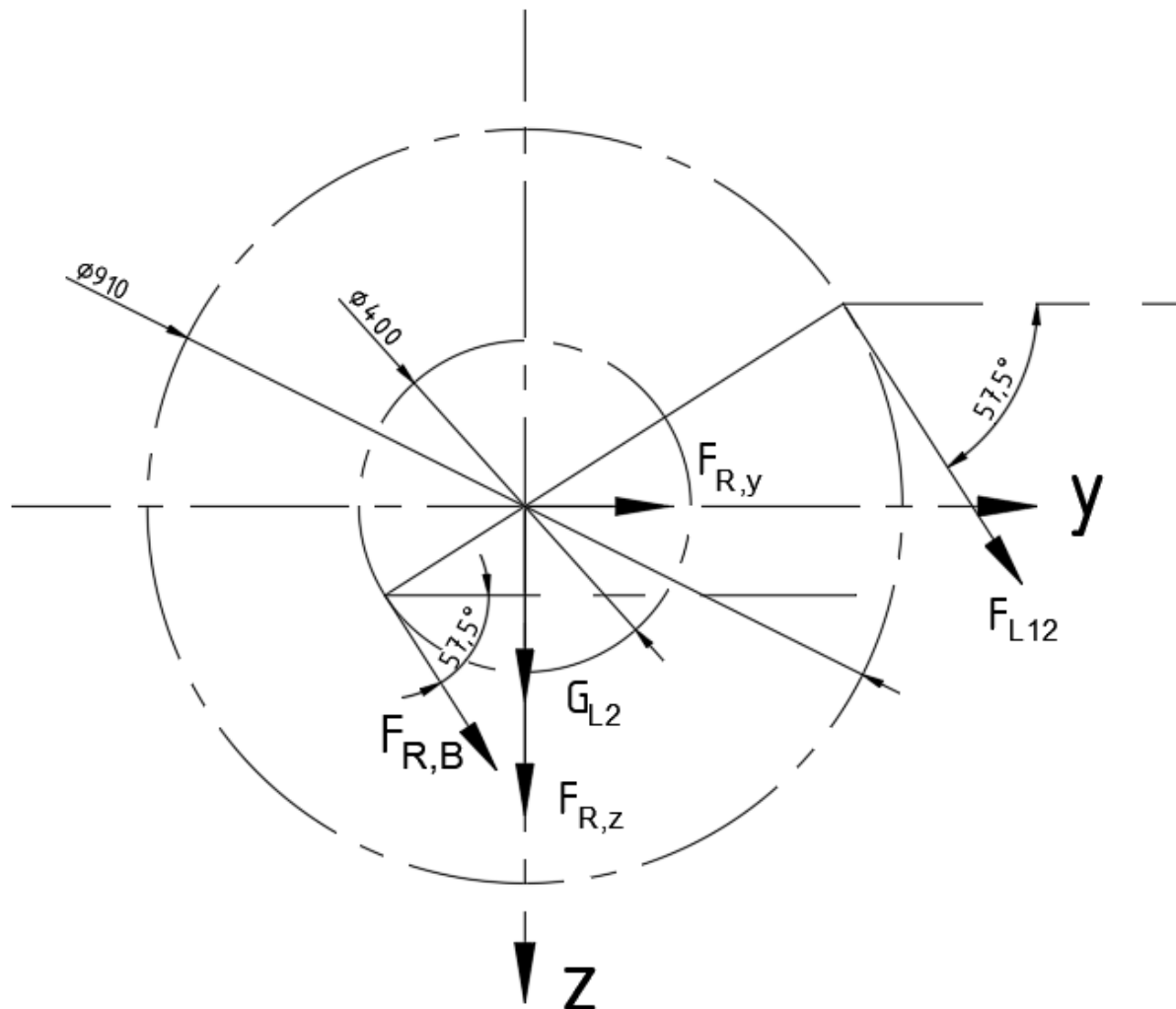
gdje je $s = 10$ mm debljina lima poluge BE. Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.5.33.) dobiva se:

$$p_E = \frac{23\,808,43}{2 \cdot 35 \cdot 10} = 34,012 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.34.)$$

Iz [12] očitane su dopuštene vrijednosti bočnog pritiska u rasponu $p_{dop} = 80\text{-}100 \text{ N/mm}^2$. Usporedbom dopuštenih vrijednosti bočnog pritiska sa stvarnim može se zaključiti da osovina **zadovoljava** uvjet bočnog pritiska.

4.5.7. Osovina lančanika 2/poluge AB

Zbog smanjenja broja elemenata i time postizanja manje mase poluga AB i lančanik 2 izvedeni su kao jedan dio koji objedinjava njihove funkcije. Moment se na lančanik dovodi preko lančanog prijenosa, a odvodi preko osovine zgloba B. Lančanik se nalazi osovini koja se giba zajedno s njim. Na slijedećoj slici prikazan je lančanik 2/poluga AB sa svim opterećenjima.



Slika 39 Sile koje opterećuju lančanik 2/ polugu AB

Vučna sila kojom lanac opterećuje lančanik dobiva se iz izraza:

$$F_{L12} = \frac{P_D}{v_{L12}} = \frac{3,2835 \cdot 10^3}{0,072} = 45\,449,83 \text{ N.} \quad (4.5.35.)$$

Zbog male brzine lanca zanemaruje se utjecaj centrifugalne sile.

Težina lančanika 2 iz konstrukcijske izvedbe iznosi:

$$G_{L2} = m_{L2} \cdot g = 137 \cdot 9,81 = 1\,343,97 \text{ N.} \quad (4.5.36.)$$

Dio je prikazan u kritičnom položaju, kada je utjecaj savijanja najveći, koji se ne mora nužno pojaviti nego do njega može doći pri nepažljivom rukovanju strojem. Odnosno kada sile F_{L12} i F_{RB} djeluju paralelno i njihove komponente se zbrajaju. Kako bi se odredilo opterećenje ležajeva i osovine potrebno je odrediti rezultantnu silu. Zbroj svih sila u smjeru osi y i z glasi:

$$\text{os y: } F_{R_{y,L2}} = F_{L12} \cdot \cos 57,5^\circ + F_{RB} \cdot \cos 57,5^\circ, \quad (4.5.37.)$$

$$\text{os z: } F_{R_{z,L2}} = F_{L12} \cdot \sin 57,5^\circ + F_{RB} \cdot \sin 57,5^\circ + G_{L2}. \quad (4.5.38.)$$

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti dobiju se slijedeće vrijednosti rezultantnih sila:

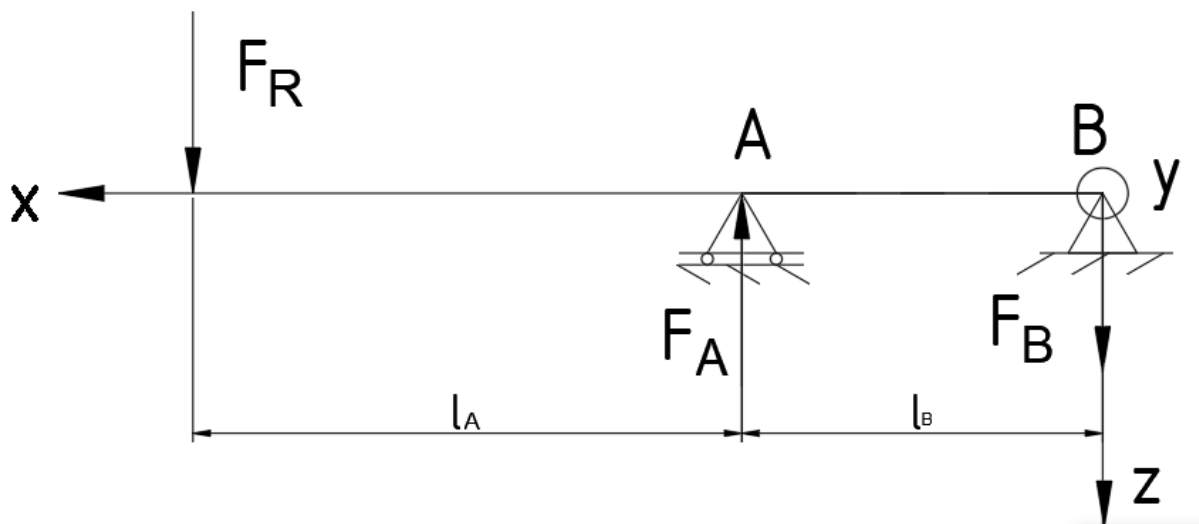
$$F_{R_{y,L2}} = 43\,899,11 \text{ N}, \quad (4.5.39.)$$

$$F_{R_{z,L2}} = 70\,198,72 \text{ N}. \quad (4.5.40.)$$

Ukupna rezultantna sila dobiva se superpozicijom rezultantnih sila u smjerovima osi y i z:

$$F_{R_{L2}} = \sqrt{F_{R_{y,L2}}^2 + F_{R_{z,L2}}^2} = 82\,794,89 \text{ N}. \quad (4.5.41.)$$

Opterećena osovina lančanika 2 dana je na slijedećoj slici:



Slika 40 Opterećena osovina lančanika 2

Prema konstrukcijskoj izvedbi duljine l_A i l_B iznose:

$$l_A = 74 \text{ mm} \text{ i } l_B = 176 \text{ mm}.$$

Jednadžbe ravnoteže za osovinau prikazanu na prethodnoj slici glase:

$$\Sigma M_{y,A} = 0; -F_{B_{L2}} \cdot l_B + F_{R_{L2}} \cdot l_A = 0, \quad (4.5.42.)$$

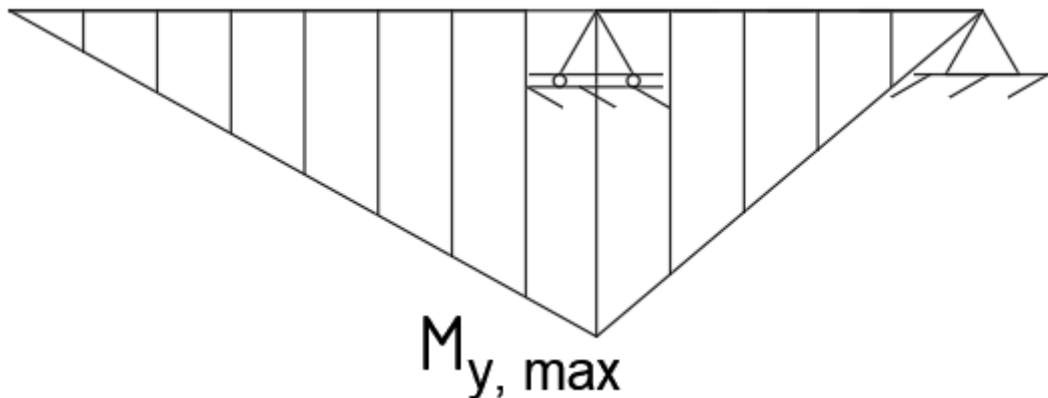
$$\Sigma F_z = 0; -F_{A_{L2}} + F_{B_{L2}} + F_{R_{L2}} = 0. \quad (4.5.43.)$$

Rješavanjem sustava jednadžbi (4.5.42.) i (4.5.43.) dobivaju se vrijednosti reakcija u osloncima:

$$F_{A_{L2}} = 117\,606,37 \text{ N}, \quad (4.5.44.)$$

$$F_{B_{L_2}} = 34\,811,48 \text{ N.} \quad (4.5.45.)$$

Momentni dijagram osovine lančanika 2 dan je na slijedećoj slici.



Slika 41 Momentni dijagram osovine lančanika 2

Vidljivo je da se najveći moment savijanja u osovini javlja na mjestu oslonca A te iznosi:

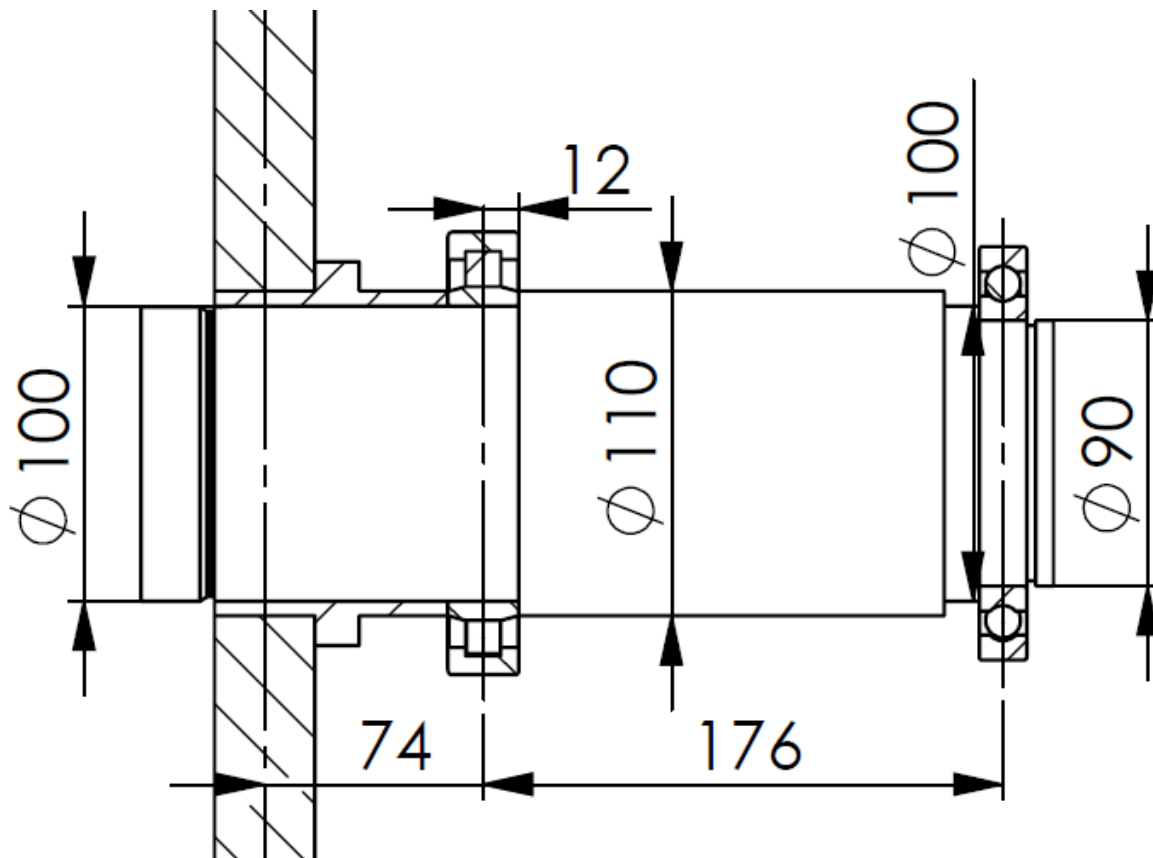
$$M_{y_{\max_{L_2}}} = F_R \cdot l_A = 6\,126\,821,51 \text{ Nmm.} \quad (4.5.46.)$$

Minimalni potrebni promjer osovine računa se prema već izvedenom izrazu (4.5.20.) i on iznosi:

$$d_{os, \min_{L_2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y_{\max_{L_2}}}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.47.)$$

$$d_{os, \min_{L_2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6\,126\,821,51}{\pi \cdot 125}} = 79,331 \text{ mm.} \quad (4.5.48.)$$

Kao dimenzija osovine iz konstrukcijskih i sigurnosnih razloga na kritičnom presjeku odabire se promjer od 100 mm, a na ostalim presjecima druge dimenzije s obzirom na dimenzije ležajeva i potrebne promjere njihovih naslona. Prikaz konačni dimenzija stupnjevane osovine dan je na slijedećoj slici.



Slika 42 Stupnjevana osovina lančanika 2/poluge AB

Pošto postoje koncentracije naprezanja u obliku prijelaznih promjera potrebno je kontrolirati sigurnost osovine u kritičnom presjeku. Kritični presjek u osovini je onaj koji se nalazi na mjestu naslona većeg ležaja jer se tamo prema Slici 42 javlja najveći moment savijanja u usporedbi s ostalim mjestima prijelaznih promjera. Moment savijanja u kritičnom presjeku iznosi:

$$M_{y_{kr}} = F_R \cdot l_A - F_A \cdot 12 = 4\,715\,545,05 \text{ Nm.} \quad (4.5.49.)$$

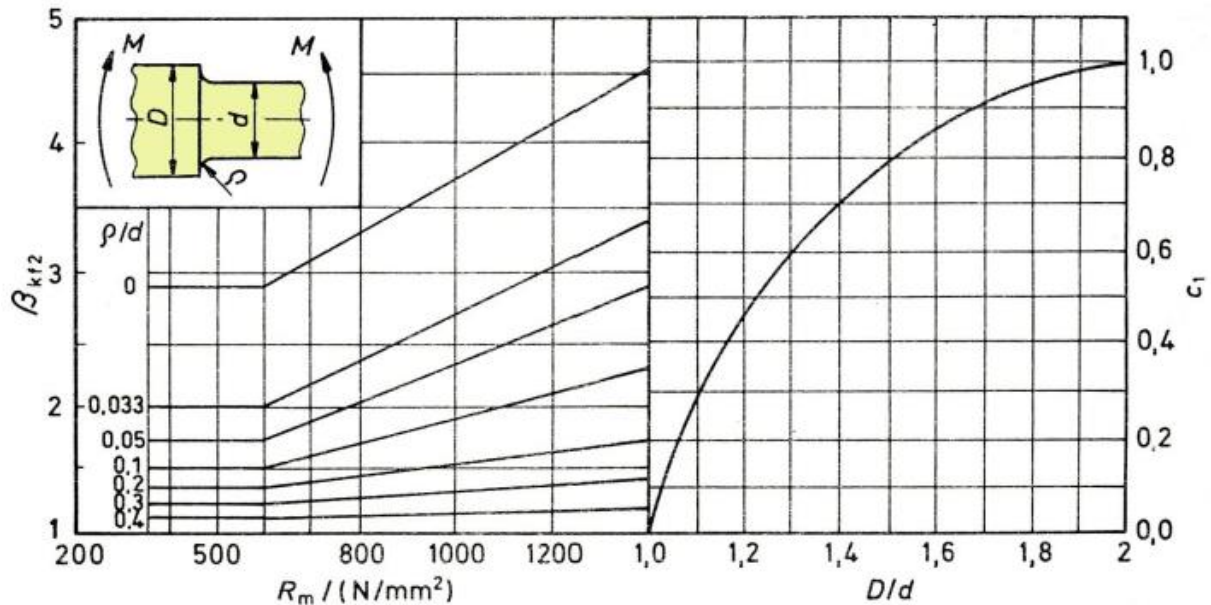
Reducirani moment u kritičnom presjeku računa se iz izraza:

$$M_{red} = \sqrt{(M_{y_{kr}} \cdot \beta_{kf})^2}. \quad (4.5.50.)$$

Gdje je β_{kf} faktor zareznog djelovanja kod savijanja. Faktor savijanja kod zareznog djelovanja kod savijanja računa se prema izrazu:

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf_2} - 1). \quad (4.5.51.)$$

Nepoznati faktori β_{kf_2} i c_1 očitavaju se iz slijedećeg dijagrama:

Slika 43 Dijagram faktora β_{kf2} i c_1 [11]

$$\beta_{kf2} \left(R_m = 700, \frac{0,8}{100} = 0,008 \right) = 2,5,$$

$$c_1 \left(\frac{110}{100} = 1,16 \right) = 0,3.$$

Konačno uvrštavanjem očitanih vrijednosti u izraz (4.5.51.) dobiva se iznos faktora zarezno djelovanja kod savijanja:

$$\beta_{kf} = 1 + 0,3 \cdot (2,5 - 1) = 1.45. \quad (4.5.52.)$$

Kada se sve poznate vrijednosti uvrste u izraz (4.5.50.) dobije se reducirani moment u kritičnom presjeku:

$$M_{red} = \sqrt{(4\,824\,198,39 \cdot 1,45)^2} = 6\,837\,540,32 \text{ Nm}. \quad (4.5.53.)$$

Moment otpora kritičnog presjeka iznosi:

$$W_{krL2} = \frac{d_{L2kr}^3 \pi}{32} = \frac{100^3 \cdot \pi}{32} = 98\,174,77 \text{ mm}^3. \quad (4.5.54.)$$

Reducirano naprezanje u kritičnom presjeku osovine iznosi:

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_{krL2}} = \frac{6\,837\,540,32}{98\,174,77} = 69,65 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.55.)$$

Postojeća sigurnost osovine računa se iz izraza:

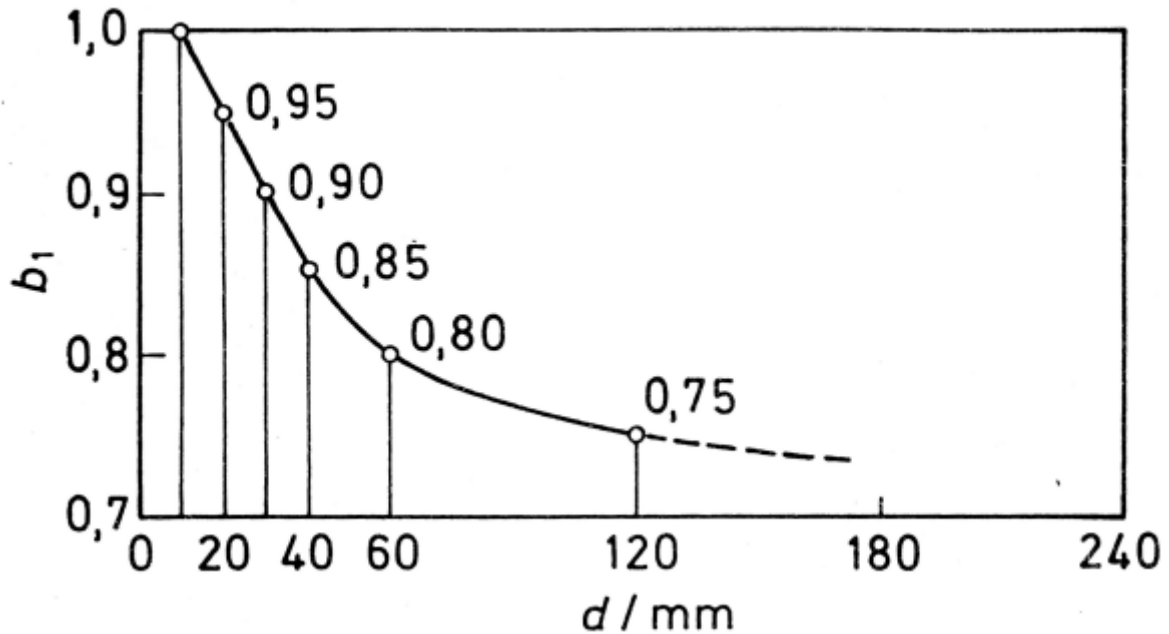
$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDI dop}}{\varphi \cdot \sigma_{red}}, \quad (4.5.56.)$$

Gdje je:

- b_1 -faktor veličine strojnog djela,

- b_2 -faktor obrade kvalitete površine,
- φ -faktor udara.

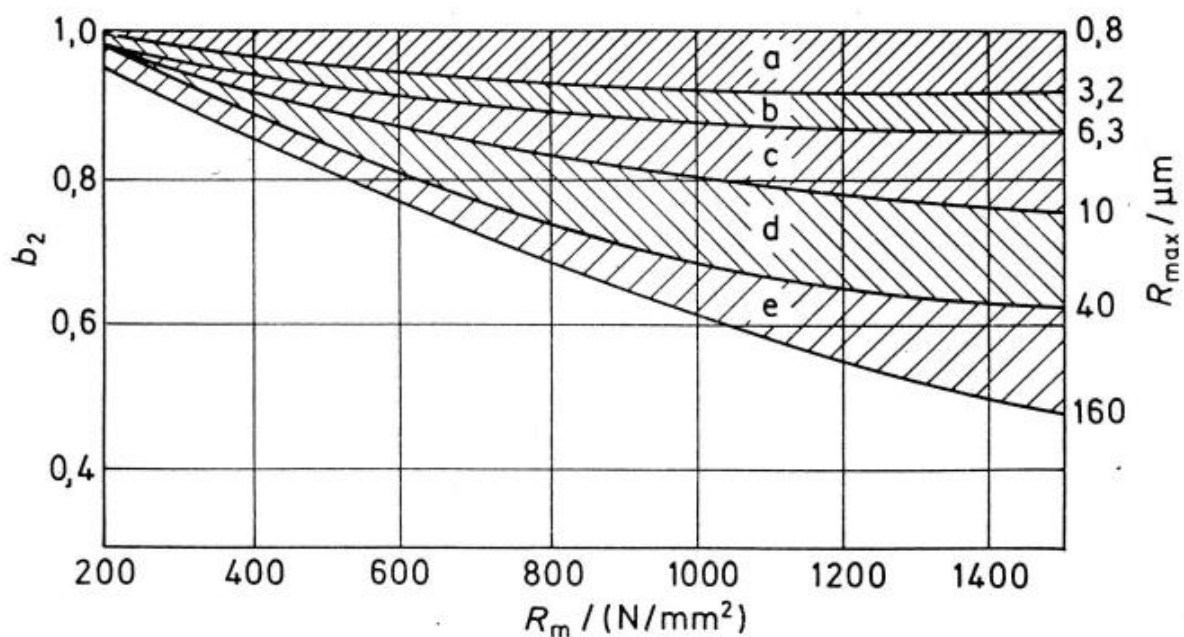
Faktor veličine strojnog dijela očitava se iz sljedećeg dijagrama.



Slika 44 Faktor veličine strojnog dijela b_1 [11]

$$b_1(d = 100 \text{ mm}) = 0,77$$

Faktor obrade kvalitete površine b_2 očitava se iz sljedećeg dijagrama.



Slika 45 Faktor obrade kvalitete površine b_2 [11]

$$b_2(R_m = 700, R_{max} = 2,5) = 0,97$$

Faktor udara φ određuje se iz slijedeće tablice.

Tablica 13 Faktor udara φ [11]

Vrsta udaraca	Pogonski uvjeti	Faktor φ
Lagani	Parne i vodene turbine, rotacioni kompresori i pumpe, električni strojevi, brusilice	1,0 . . . 1,1
Srednje jaki	Parni strojevi, motori s unutarnjim izgaranjem, klipni kompresori i pumpe, tokarilice, blanjalice i vertikalne 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

$$\varphi(\text{jaki pogonski uvjeti}) = 1,5$$

Faktor udara uvršten je u izrazu (4.5.2.) tako da ga ovdje nije potrebno uvrštavati.

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.5.56.) dobiva se iznos postojeće sigurnosti na kritičnom presjeku osovine lančanika 2:

$$S_{\text{post}} = \frac{0,77 \cdot 0,97 \cdot 125}{69,65} = 1,3405. \quad (4.5.57.)$$

Iz prethodnog izraza vidljivo je da osovina lančanika 2 **zadovoljava**.

4.6. Odabir ležajeva

4.6.1. Ležajevi zglobova Evansovog mehanizma

Potrebno je odabrati ležajeve u Evansovom mehanizmu u točkama B, C i D prikazanim na Slici 16. Pošto se promjer osovine u zglobovima B i D razlikuje od promjera osovine C u zglobovima B i D će se odabrati jedna vrsta ležaja, a u zglobovima C i D druga vrsta ležaja. U svim ležajnim mjestima simetrično su postavljena dva ležaja tako da svaki preuzima pola vrijednosti sile.

S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u zglobovima B iznosi:

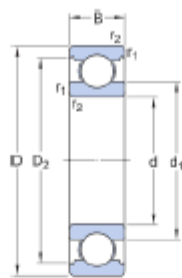
$$C_{1,B} = \frac{F_B}{2} \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{36\,208,66}{2} \cdot \left(\frac{60 \cdot 1,5 \cdot 10\,000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.6.1)$$

$$= 17\,479,53 \text{ N,}$$

gdje je:

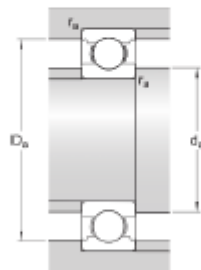
- ϵ -eksponent vijeka trajanja, za ležajeve s teoretskim dodirom u točki iznosi $\epsilon = 3$ (npr. kuglični ležajevi), a za ležajeve s teoretskim dodirom u liniji iznosi $\epsilon = 10/3$ (npr. valjkasti ležajevi),
- L_{10hmin} -minimalna duljina vijeka trajanja ležajeva u satima, u ovom slučaju uzeto je 10 000 radnih sati.

U zglobu B biraju se ležajevi s prvom većom zadovoljavajućom nosivosti unutarnjeg promjera 75 mm. Iz kataloga tvrtke SKF bira se ležaj oznake 6015 čiji su podaci dani na slijedećoj slici.



Dimensions

d	75 mm	Bore diameter
D	115 mm	Outside diameter
B	20 mm	Width
d ₁	= 87.85 mm	Shoulder diameter
D ₂	= 104.9 mm	Recess diameter
r _{1,2}	min. 1.1 mm	Chamfer dimension



Abutment dimensions

d _a	min. 81 mm	Diameter of shaft abutment
D _a	max. 109 mm	Diameter of housing abutment
r _a	max. 1 mm	Radius of shaft or housing fillet

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	41.6 kN
Basic static load rating	C ₀	33.5 kN
Fatigue load limit	P _u	1.43 kN
Reference speed		12 000 r/min

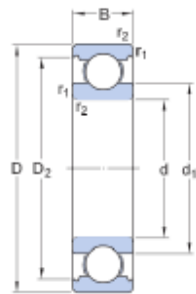
Slika 46 6015 podaci [13]

S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u zglobu C i D iznosi:

$$C_{1,C} = \frac{F_C}{2} \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{12\,400,23}{2} \cdot \left(\frac{60 \cdot 1,5 \cdot 10\,000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.6.2)$$

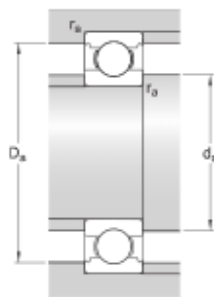
$$= 5\,986,1 \text{ N.}$$

Iz internetskog kataloga tvrtke SKF odabran je jednoredni kuglični ležaj s većom dinamičkom nosivosti od one izračunate u prethodnom izrazu i unutarnjeg promjera 40 mm. Podaci o izabranom ležaju 6008 dani su na sljedećoj slici.



Dimensions

d	40 mm	Bore diameter
D	68 mm	Outside diameter
B	15 mm	Width
d ₁	≈ 49.25 mm	Shoulder diameter
D ₂	≈ 61.1 mm	Recess diameter
r _{1,2}	min. 1 mm	Chamfer dimension



Abutment dimensions

d _a	min. 44.6 mm	Diameter of shaft abutment
D _a	max. 63.4 mm	Diameter of housing abutment
r _a	max. 1 mm	Radius of shaft or housing fillet

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	17.8 kN
Basic static load rating	C ₀	11 kN
Fatigue load limit	P _u	0.49 kN
Reference speed		22 000 r/min

Slika 47 6008 podaci [13]

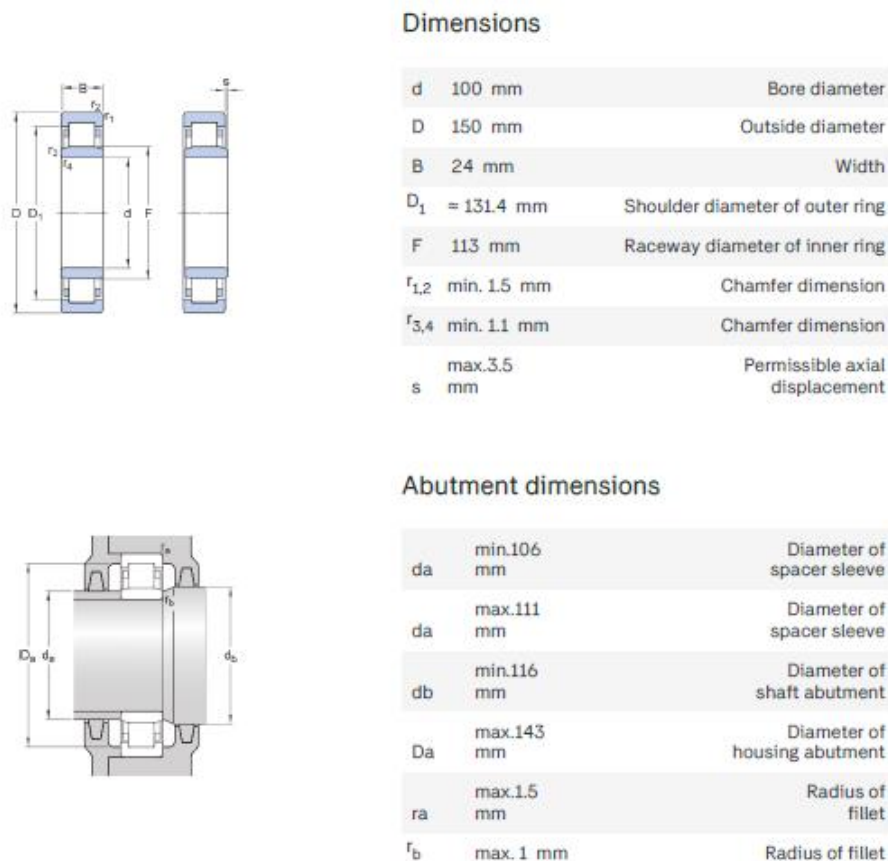
4.6.2. Ležajevi osovine lančanika 2

Na osovinu lančanika 2 potrebno je montirati dva ležaja različitih unutarnjih promjera. Pošto su ležajevi različitog promjera odabira odabirati će se po sili koja opterećuje sami ležaj. Da se izbjegnu velike dimenzije zbog velikog opterećenja u osloncu A će se odabrati valjkasti ležaj, a u manje opterećenom osloncu B jednoredni kuglični ležaj. S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u osloncu A iznosi:

$$C_{1,L2A} = F_{AL2} \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 117\,606,37 \cdot \left(\frac{60 \cdot 1,5 \cdot 10\,000}{10^6} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (4.6.3)$$

$$= 82\,776,27 \text{ N.}$$

Iz internetskog kataloga tvrtke SKF odabran je jednoredni valjkasti ležaj izvedbe NU s većom dinamičkom nosivosti od one izračunate u prethodnom izrazu i unutarnjeg promjera 100 mm. Podaci o izabranom ležaju NU 1020 M dani su na slijedećoj slici.



Calculation data

Basic dynamic load rating	C	100 kN
Basic static load rating	C ₀	114 kN

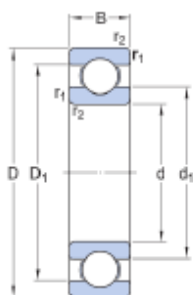
Slika 48 NU 1020 M [13]

S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u osloncu B iznosi:

$$C_{1,L2B} = F_{BL2} \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 34\,811,48 \cdot \left(\frac{60 \cdot 1,5 \cdot 10\,000}{10^6} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (4.6.4)$$

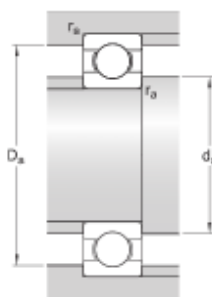
$$= 33\,610,12 \text{ N.}$$

Iz internetskog kataloga tvrtke SKF odabran je jednoredni kuglični ležaj s većom dinamičkom nosivosti od one izračunate u prethodnom izrazu i unutarnjeg promjera 90 mm. Podaci o izabranom ležaju 16018 dani su na slijedećoj slici.



Dimensions

d	90 mm	Bore diameter
D	140 mm	Outside diameter
B	16 mm	Width
d ₁	≈ 106.7 mm	Shoulder diameter
D ₁	≈ 123.2 mm	Shoulder diameter
r _{1,2}	min. 1 mm	Chamfer dimension



Abutment dimensions

da	min.94.6 mm	Diameter of shaft abutment
Da	max.135 mm	Diameter of housing abutment
r _a	max. 1 mm	Radius of shaft or housing fillet

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	43.6 kN
Basic static load rating	C ₀	39 kN
Fatigue load limit	P _u	1.56 kN
Reference speed		10 000 r/min

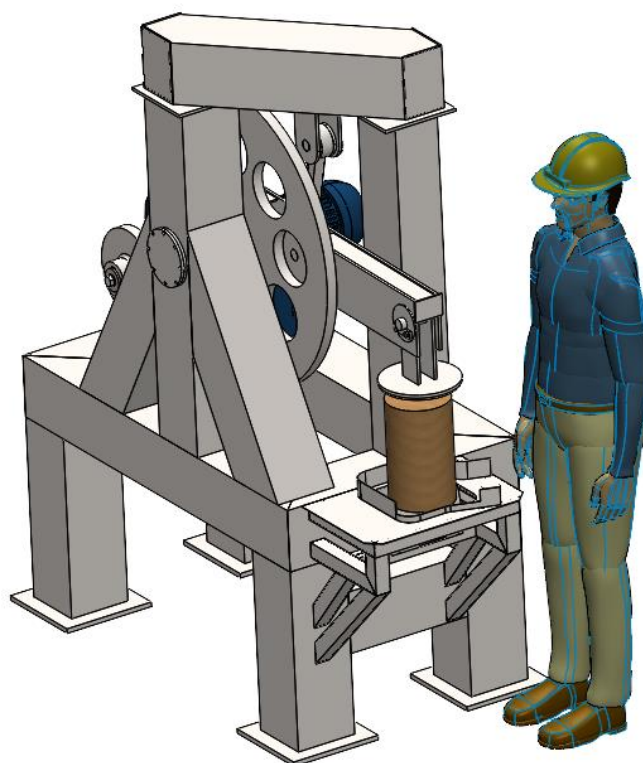
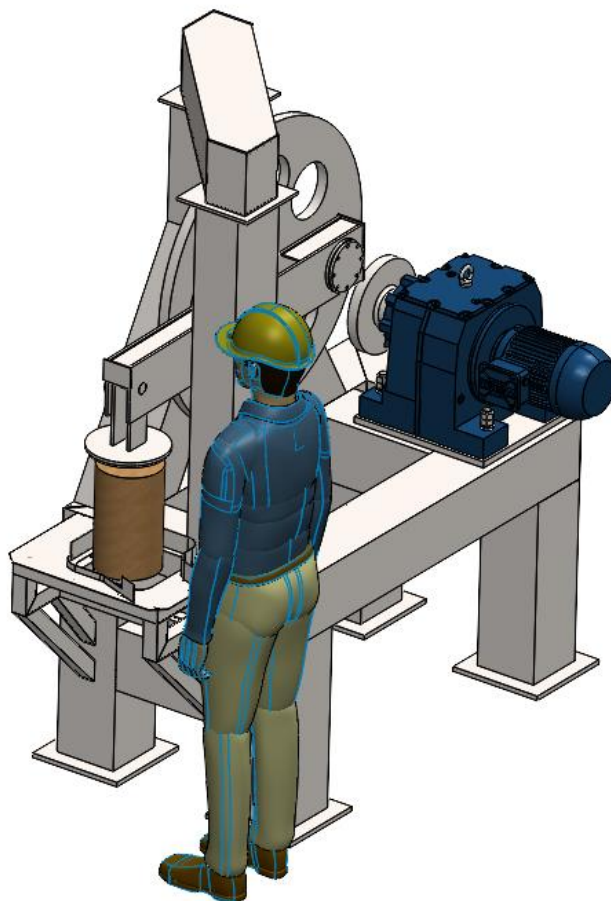
Slika 49 16018 podaci [13]

5. ZAKLJUČAK

Prema zahtjevima koji su dani u zadatku konstruiran je cjepač baziran na Evansovom mehanizmu. Istraživanjem tržišta utvrđeno je da trenutno nema sličnih komercijalnih rješenja pa je prostor za inovativnost i kreativnost bio velik. Nakon proračuna koji je prikazan u prethodnim poglavljima konstruirana je nosiva konstrukcija u zavarenoj izvedbi sastavljena od kutijastih čeličnih profila i ploča. Također izrađena je i sjekira čiji oblik odgovara onom prikazanom u izabranom konceptu 3 (Slika 15) koja će se izraditi od ugljičnog alatnog čelika C45 čija su svojstva prikladna za izradu sjekira [14, str. 379.]. Za potiskivač odnosno potisni klip predviđen je isti materijal kao i za sjekiru. Ove dvije komponente potrebno je površinski zakaliti kako bi im se produljio vijek trajanja i smanjila oštećenja do kojih može doći nepravilnim rukovanjem ili udarom uvrlo tvrde predmete.

Nakon završetka konstrukcijske razrade i usporedbom izrađenog stroja s onima dostupnim na tržištu moguće je donijeti slijedeće zaključke. Postignuta je vrlo velika robusnost u odnosu na dostupna rješenja i vrlo dugi vijek trajanja. U predviđenim uvjetima rada potrebno je jedino voditi računa o stanju ležajeva, podmazanosti lanca i nabrušenosti sjekire. Stroj ima vrlo visok stupanj djelovanja te nema nikakvo curenje štetnih spojeva poput masti i ulja u okoliš pogotovo u usporedbi s hidrauličkim cjepačima. Sigurnost korisnika i fizičko opterećenje je približno jednako ili čak malo veće u usporedbi s dostupnim rješenjima, no ima još puno prostora za doradu koja bi poboljšala navedene probleme. Najveći problem ovog stroja je vrlo velika masa što rezultira i visokoj cijeni. Nažalost zbog same prirode mehanizma i velikog prijenosnog omjera većina dijelova stroja ispada velikih dimenzija. Hidraulički i inercijski cjepači prikazani na početku rada imaju većinom osno opterećene dijelove konstrukcije što je puno povoljniji oblik opterećenja od savijanja kojim su opterećeni dijelovi konstruiranog stroja. Izrađeni stroj nepovoljan je za kućnu upotrebu zbog visoke mase, velikog prostora koji zauzima i cijene, isplativost bi se možda našla u drvnjoj industriji gdje bi manja potrošnja energije došla do izražaja.

Na slijedećoj slici prikazan je model cjepača. Lanac nije prikazan, a lančanici su zbog jednostavnosti oblikovani kao diskovi.



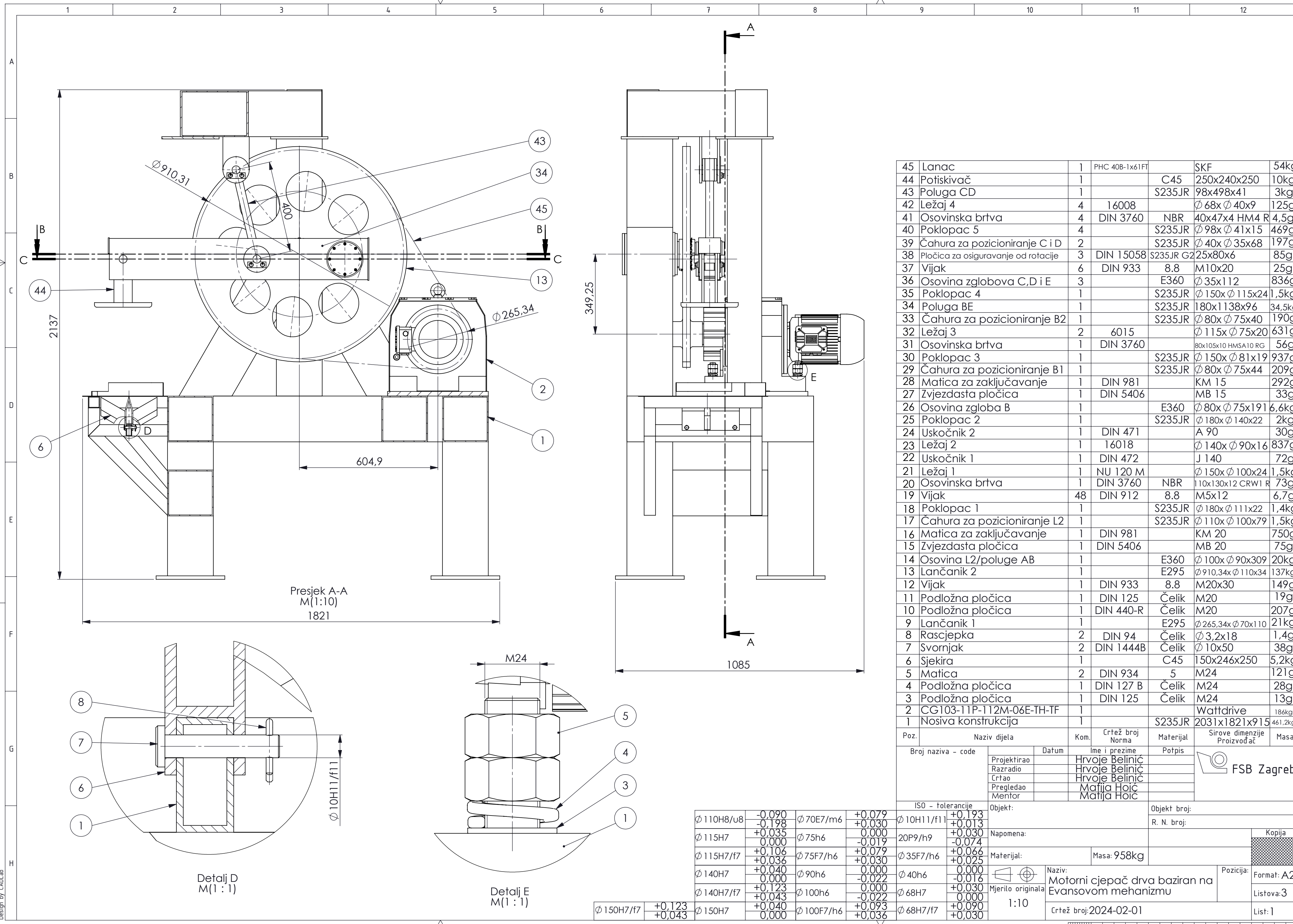
Slika 50 CAD model cjepača

LITERATURA

- [1] [https://patents.google.com/patent/US20120055585A1/en?q=\(hydraulic+wood+splitter\)&oq=hydraulic+wood+splitter](https://patents.google.com/patent/US20120055585A1/en?q=(hydraulic+wood+splitter)&oq=hydraulic+wood+splitter)
- [2] Joško Petrić: Hidraulika, Zagreb, 2012.
- [3] <https://www.bauhaus.hr/cjepaci/scheppach-cjepac-drva-hl-810/p/27110388>
- [4] <https://fatur.hr/trgovina/cjepac-za-drva-lezeci-7t-el-sa-stalkom-komplet-hecht676/>
- [5] [https://patents.google.com/patent/US20150328798A1/en?q=\(log+splitter\)&oq=log+splitter](https://patents.google.com/patent/US20150328798A1/en?q=(log+splitter)&oq=log+splitter)
- [6] <https://www.ebay.com/itm/155094314319?hash=item241c576d4f:g:EuYAAOSwiZ1kZgHj&amdata=enc%3AAQAIAAAA0PGy%2FpT2UU9fk5O%2FWouhUMIXSqaZySy9WkarQfrr4v24vjdGLQSh0PBGpWWLRO5sHGNYxZsHNAyB9SQHyZo3ZV%2Fsa6sYBoKQIleHaBRQ9By30ZrXLiMqfSdoxczRq1SeDut1Lk34QFmI5Hpw32hoPtch3%2BxBtISyW2PRV7LRApD%2BvBtIsQIDYVoqw2SIIZLQnCAgkmY9OsaONpC7xjbFOHP5xELc4DXXScnu6UAavwR%2BTzfORKq016AFeJBW5cOktJh7UHIov7TsUrtLcf%2BaP4%3D%7Ctkp%3ABk9SR6L547TkYg>
- [7] T. Filentin, F. Kovačićek, J. Indof: Svojstva i promjena materijala, Zagreb, 2011.
- [8] Wood Handbook: Wood as an Engineering Material, U.S. Department of Agriculture, Forest Service, 2010.
- [9] <https://www.wattdrive.com/en/downloads-en/printmedia/category/getriebemotoren-3.html>
- [10] <https://www.skf.com/id/products/power-transmission/chains>
- [11] Vučković, K.: Predavanja iz Elementi konstrukcija II, FSB Zagreb
- [12] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [13] Internetske stranice tvrtke SKF, <https://www.skf.com/group>
- [14] B. Kraut: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1988.

PRILOZI

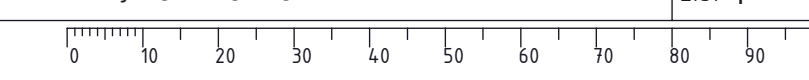
I. Tehnička dokumentacija



45	Lanac	1	PHC 40B-1x61FT	SKF	54kg
44	Potiskivač	1		C45 250x240x250	10kg
43	Poluga CD	1		S235JR 98x498x41	3kg
42	Ležaj 4	4	16008	Ø 68x Ø 40x9	125g
41	Osovinska brtva	4	DIN 3760	NBR 40x47x4 HM4 R	4,5g
40	Poklopac 5	4		S235JR Ø 98x Ø 41x15	469g
39	Čahura za pozicioniranje C i D	2		S235JR Ø 40x Ø 35x68	197g
38	Pločica za osiguravanje od rotacije	3	DIN 15058	S235JR G2 25x80x6	85g
37	Vijak	6	DIN 933	8.8 M10x20	25g
36	Osovina zglobova C,D i E	3		E360 Ø 35x112	836g
35	Poklopac 4	1		S235JR Ø 150x Ø 115x24	1,5kg
34	Poluga BE	1		S235JR 180x1138x96	34,5kg
33	Čahura za pozicioniranje B2	1		S235JR Ø 80x Ø 75x40	190g
32	Ležaj 3	2	6015	Ø 115x Ø 75x20	631g
31	Osovinska brtva	1	DIN 3760	80x105x10 HMSA10 RG	56g
30	Poklopac 3	1		S235JR Ø 150x Ø 81x19	937g
29	Čahura za pozicioniranje B1	1		S235JR Ø 80x Ø 75x44	209g
28	Matica za zaključavanje	1	DIN 981	KM 15	292g
27	Zvezdasta pločica	1	DIN 5406	MB 15	33g
26	Osovina zgloba B	1		E360 Ø 80x Ø 75x191	6,6kg
25	Poklopac 2	1		S235JR Ø 180x Ø 140x22	2kg
24	Uskočnik 2	1	DIN 471	A 90	30g
23	Ležaj 2	1	16018	Ø 140x Ø 90x16	837g
22	Uskočnik 1	1	DIN 472	J 140	72g
21	Ležaj 1	1	NU 120 M	Ø 150x Ø 100x24	1,5kg
20	Osovinska brtva	1	DIN 3760	NBR 110x130x12 CRW1 R	73g
19	Vijak	48	DIN 912	8.8 M5x12	6,7g
18	Poklopac 1	1		S235JR Ø 180x Ø 111x22	1,4kg
17	Čahura za pozicioniranje L2	1		S235JR Ø 110x Ø 100x79	1,5kg
16	Matica za zaključavanje	1	DIN 981	KM 20	750g
15	Zvezdasta pločica	1	DIN 5406	MB 20	75g
14	Osovina L2/poluge AB	1		E360 Ø 100x Ø 90x309	20kg
13	Lančanik 2	1		E295 Ø 910,34x Ø 110x34	137kg
12	Vijak	1	DIN 933	8.8 M20x30	149g
11	Podložna pločica	1	DIN 125	Čelik M20	19g
10	Podložna pločica	1	DIN 440-R	Čelik M20	207g
9	Lančanik 1	1		E295 Ø 265,34x Ø 70x110	21kg
8	Rascjepka	2	DIN 94	Čelik Ø 3,2x18	1,4g
7	Svornjak	2	DIN 1444B	Čelik Ø 10x50	38g
6	Sjekira	1		C45 150x246x250	5,2kg
5	Matica	2	DIN 934	5 M24	121g
4	Podložna pločica	1	DIN 127 B	Čelik M24	28g
3	Podložna pločica	1	DIN 125	Čelik M24	13g
2	CG103-11P-112M-06E-TH-TF	1		Wattdrive	186kg
1	Nosiva konstrukcija	1		S235JR 2031x1821x915	461,2kg

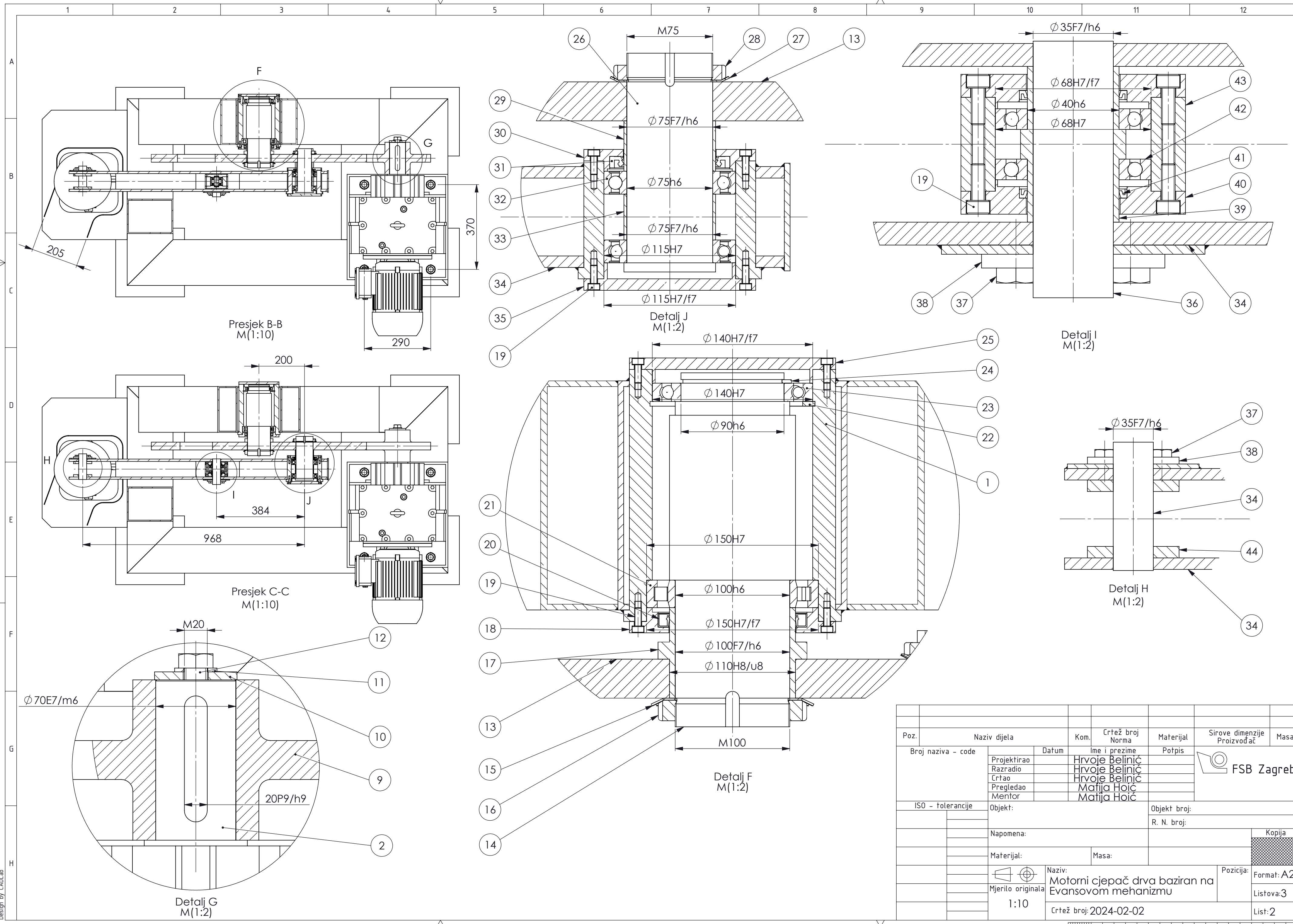
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
Broj naziva - code						
Projektirao				Ime i prezime		
Razradio				Potpis		
Crtao						
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije						
Objekt:					Objekt broj:	
Napomena:					R. N. broj:	
Materijal:					Masa: 958kg	
Mjerilo originala						
Naziv:						
Crtež broj: 2024-02-01						

Ø 110H8/u8	-0,090	Ø 70E7/m6	+0,079	Ø 10H11/f11	+0,193
	-0,198		+0,030		+0,013
Ø 115H7	+0,035	Ø 75h6	0,000	20P9/h9	+0,030
	0,000		-0,019		-0,074
Ø 115H7/f7	+0,106	Ø 75F7/h6	+0,079	Ø 35F7/h6	+0,066
	+0,036		+0,030		+0,025
Ø 140H7	+0,040	Ø 90h6	0,000	Ø 40h6	0,000
	0,000		-0,022		-0,016
Ø 140H7/f7	+0,123	Ø 100h6	0,000	Ø 68H7	+0,030
	+0,043		-0,022		0,000
Ø 150H7/f7	+0,123	Ø 100F7/h6	+0,093	Ø 68H7/f7	+0,090
	+0,043		+0,036		+0,030



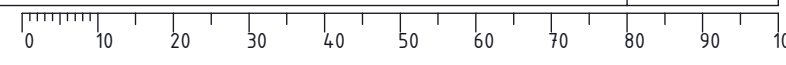
Design by CADLab

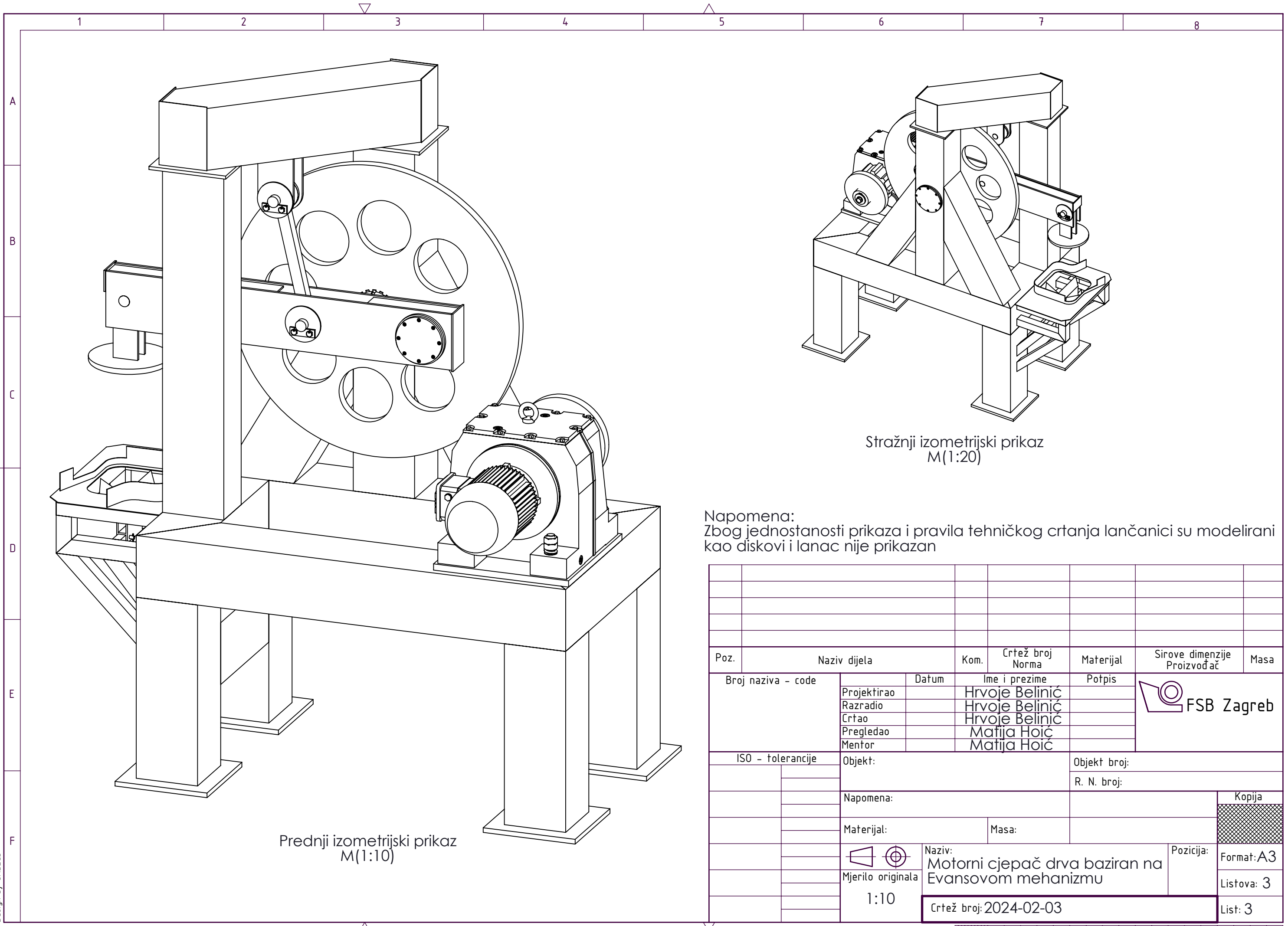




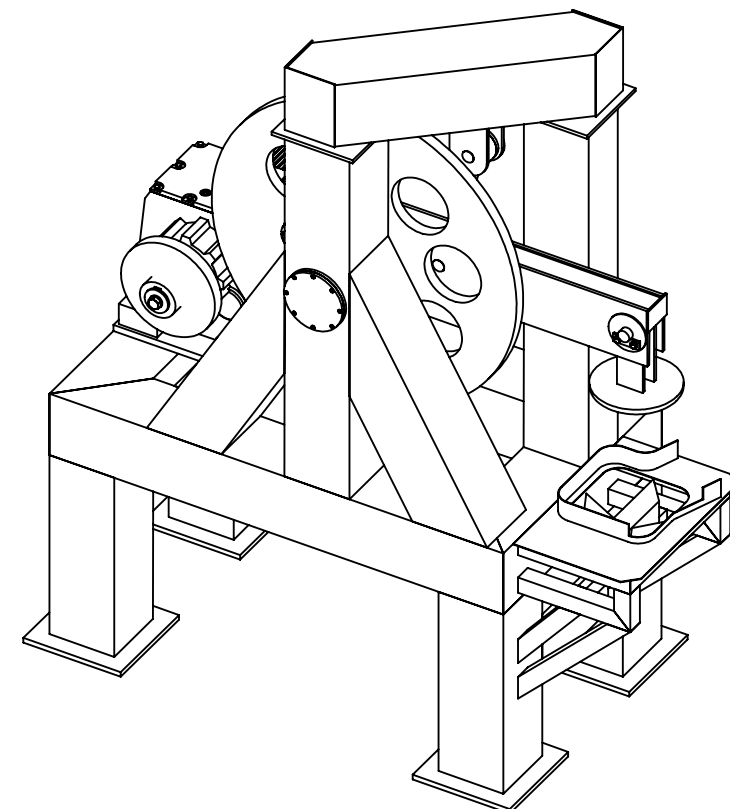
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime		Potpis	FSB Zagreb	
Projektirao		Hrvoje Belinić				
Razradio		Hrvoje Belinić				
Crtao		Hrvoje Belinić				
Pregledao		Matija Hoić				
Mentor		Matija Hoić				
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:		
				R. N. broj:		
	Napomena:				Kopija	
	Materijal:	Masa:				
	Mjerilo originala	Naziv:		Pozicija:	Format: A2	
	1:10	Motorni cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu			Listova: 3	
		Crtež broj: 2024-02-02			List: 2	

Design by CADLab





Prednji izometrijski prikaz
M(1:10)



Stražnji izometrijski prikaz
M(1:20)

Napomena:
Zbog jednostanosti prikaza i pravila tehničkog crtanja lančanici su modelirani kao diskovi i lanac nije prikazan

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao			Hrvoje Belinić			
Razradio			Hrvoje Belinić			
Crtao			Hrvoje Belinić			
Pregledao			Matija Hoić			
Mentor			Matija Hoić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			<div style="background-color: #cccccc; width: 100px; height: 20px; display: flex; align-items: center; justify-content: center;">Kopija</div>	
		Materijal:				
		Masa:				
					Naziv:	
		1:10			Motorni cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu	
		Crtež broj: 2024-02-03			Pozicija:	
					Format: A3	
					Listova: 3	
					List: 3	