

Konstrukcija mlina čekićara

Grgurić, Gordan

Master's thesis / Diplomski rad

2022

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:122:815967>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-30**



Repository / Repozitorij:

[University North Digital Repository](#)



SVEUČILIŠTE SJEVER
SVEUČILIŠNI CENTAR VARAŽDIN



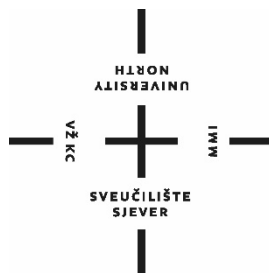
DIPLOMSKI RAD br. 078/STR/2022

KONSTRUKCIJA MLINA ČEKIĆARA

Gordan Grgurić

Varaždin, studeni 2022.

SVEUČILIŠTE SJEVER
SVEUČILIŠNI CENTAR VARAŽDIN
Diplomski sveučilišni studij strojarstva



DIPLOMSKI RAD br. 078/STR/2022

KONSTRUKCIJA MLINA ČEKIĆARA

Student:
Gordan Grgurić, 1398/336D

Mentor:
doc. dr. sc. Zlatko Botak

Varaždin, studeni 2022.

Prijava diplomskog rada

Definiranje teme diplomskog rada i povjerenstva

ODJEL Odjel za strojarstvo

STUDIJ diplomski sveučilišni studij Strojarstvo

PRISTUPNIK Gordan Grgurić

JMBAG 1398/336D

DATUM 18.10.2022

KOLEGIJ Konstrukcijski moduli

NASLOV RADA Konstrukcija mlina čekićara

NASLOV RADA NA ENGL. JEZIKU Construction of Hammer mill

MENTOR doc.dr.sc. Zlatko Botak

ZVANJE docent

ČLANOVI POVJERENSTVA

1. doc.dr.sc. Matija Bušić, predsjednik povjerenstva
2. doc.dr.sc. Zlatko Botak, mentor
3. prof.dr.sc. Živko Kondić, član
4. doc.dr.sc. Tomislav Veliki, rezervni član
- 5.

Zadatak diplomskog rada

BROJ 078/STR/2022

OPIS

Cilj diplomskog rada je razraditi konstrukciju mlina čekićara za mljevenje žitarica sa elektromotornim pogonom. U uvodnom dijelu rada potrebno je općenito opisati mlinove čekićare, princip njihovog rada i najčešće izvedbe. Potrebno je napraviti proračun pogonske snage i dimenzija rotora prema prema volumnoj i masenoj proizvodnosti mlina. Izračunati opterećenja i provjeriti naprezanja na disku metodom konačnih elemenata. Nakon toga potrebno je usporediti rezultate proračuna dobivene metodom nauke o čvrstoći i FEM analizom. Treba provjeriti naprezanja i u ostalim dijelovima rotora ispostavljenih povećanim naprezanjima. Za izabranu snagu pogonskog motora potrebno je izraditi proračun vratila, izračunati potrebne promjere u kritičnim presjecima te napraviti procjenu vlastite savojne i uvojne frekvencije vratila. Prema izračunatim dimenzijama potrebno je izraditi konstrukciju mlina čekićara sa prikazom glavnih podsklopova i pozicija.

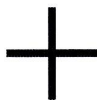
U zaključku završnog rada potrebno je dati sažetu analizu razrađene konstrukcije, te predložiti eventualna poboljšanja u konstrukciji.

ZADATAK URUČEN

24.10.2022



Botak Zlatko



IZJAVA O AUTORSTVU
I
SUGLASNOST ZA JAVNU OBJAVU

Završni/diplomski rad isključivo je autorsko djelo studenta koji je isti izradio te student odgovara za istinitost, izvornost i ispravnost teksta rada. U radu se ne smiju koristiti dijelovi tuđih radova (knjiga, članaka, doktorskih disertacija, magistarskih radova, izvora s interneta, i drugih izvora) bez navođenja izvora i autora navedenih radova. Svi dijelovi tuđih radova moraju biti pravilno navedeni i citirani. Dijelovi tuđih radova koji nisu pravilno citirani, smatraju se plagijatom, odnosno nezakonitim prisvajanjem tuđeg znanstvenog ili stručnoga rada. Sukladno navedenom studenti su dužni potpisati izjavu o autorstvu rada.

Ja, Gordan Grgurić (ime i prezime) pod punom moralnom, materijalnom i kaznenom odgovornošću, izjavljujem da sam isključivi autor/~~ica~~ završnog/diplomskog (obrisati nepotrebno) rada pod naslovom Konstrukcija mlina čekićara (upisati naslov) te da u navedenom radu nisu na nedozvoljeni način (bez pravilnog citiranja) korišteni dijelovi tuđih radova.

Student/~~ica~~:
(upisati ime i prezime)

Gordan Grgurić
(vlastoručni potpis)

Sukladno Zakonu o znanstvenoj djelatnosti i visokom obrazovanju završne/diplomske radove sveučilišta su dužna trajno objaviti na javnoj internetskoj bazi sveučilišne knjižnice u sastavu sveučilišta te kopirati u javnu internetsku bazu završnih/diplomskih radova Nacionalne i sveučilišne knjižnice. Završni radovi istovrsnih umjetničkih studija koji se realiziraju kroz umjetnička ostvarenja objavljuju se na odgovarajući način.

Ja, Gordan Grgurić (ime i prezime) neopozivo izjavljujem da sam suglasan/~~na~~ s javnom objavom završnog/diplomskog (obrisati nepotrebno) rada pod naslovom Konstrukcija mlina čekićara (upisati naslov) čiji sam autor/~~ica~~.

Student/~~ica~~:
(upisati ime i prezime)

Gordan Grgurić
(vlastoručni potpis)

Izjava

Izjavljujem da sam ovaj diplomski rad izradio samostalno, služeći se stečenim znanjem, navedenom literaturom i izvorima informiranja.

Zahvala

Zahvaljujem se svom mentoru doc. dr.sc. Zlatku Botaku na mentorstvu, savjetima, razumijevanju i strpljenju tijekom izrade ovog rada.

Zahvaljujem svojim roditeljima, majci Nadi i ocu Ratimiru, na njihovoj nesebičnosti, pomoći, potpori te sveukupnoj brizi koju su mi pružili tijekom mog odrastanja i obrazovanja. Posebno sam im zahvalan što su mi omogućili neformalno obrazovanje koje mi je zaista donijelo istinsku sreću i zadovoljstvo.

Posveta

Ovaj diplomski rad posvećujem svom djedu Vjekoslavu Konjušiću strojarskom konstruktoru i projektantu koji je cijeli radni vijek, od svoje mladosti pa sve do kraja života proveo za crtačom daskom primjenjujući teoriju i radeći u praksi. Promatrajući djeda već sam u ranoj mladosti svjedočio kako ideje postaju stvarnost. Iako smo se kratko družili, zahvalan sam mu što sam se zbog njega već u djetinjstvu odlučio baviti strojarstvom.

Sažetak

U ovom diplomskom radu razvijen je i konstruiran mlin čekićar s mogućnošću ugradnje elektromotora snage od 5,5 do 7,5 kW. Određena su opterećenja i napravljeni proračuni u svrhu provjere naprezanja u sastavnim elementima rotora. Rezultati naprezanja i pomaka na disku dobiveni analitičkim metodama nauke o čvrstoći provjereni su i uspoređeni s rezultatima metode konačnih elemenata. Provjerena je postojeća dinamička sigurnost vratila te su procijenjene savojna i uvojna kritična brzina vrtnje. Za potrebe procjene uvojne kritične brzine i vremena zaleta elektromotora, proračunat je dinamički moment inercije rotora, te je uspoređen s onim iz računalnog programa. Naprezanja su držana niskim iz sigurnosnih razloga i imajući u vidu izloženost funkcijskih dijelova abrazivnom trošenju. Konstrukcija mlina izvedena je čvrstom i krutom. Na kraju dan je prikaz 3D modela mlina čekićara s konačnim dimenzijama.

Ključne riječi: mlin čekićar, konstrukcija i proračun mlina čekićara, disk mlina čekićara, naprezanja i pomaci u rotirajućem disku, složeno opterećen disk, analiza rotirajućeg diska metodom konačnih elemenata.

Abstract

In this master thesis a hammer mill was developed and designed with the possibility of installing an electric motor with a power of 5.5 to 7.5 kW. Loads were determined and calculations were made in order to check the stresses in the components of the rotor. The disc stress and displacement results obtained by analytical methods of strength of materials were verified and compared with the results of the finite element method. The existing dynamic safety factor of the shaft was checked and the bending and torsional critical speeds were estimated. For the purposes of estimation of the torsional critical speed and the starting time of the electric motor, the mass moment of inertia of the rotor was calculated and compared with that from the computer program. Stresses were kept low for safety reasons but also because of the exposure of functional parts to abrasive wear. The structure of the mill is solid and rigid. At the end, a 3D model of the hammer mill with final dimensions is presented.

Keywords: hammer mill, mechanical design and calculation of hammer mill, hammer mill disc, stress and displacement in rotating disc, finite element analysis of rotating disc.

Sadržaj

1	UVOD.....	1
2	MLINOVI ČEKIĆARI.....	3
2.1	Osnovni pojmovi, princip rada i izvedbe.....	3
2.2	Pogon mlina čekićara.....	4
2.3	Mlinovi čekićari za žitarice.....	4
3	ODREĐIVANJE DIMENZIJA I SNAGE ROTORA.....	6
3.1	Određivanje snage i dimenzija rotora mlina čekićara.....	6
3.2	Konačne dimenzije elemenata rotora.....	8
4	PROVJERA ČVRSTOĆE I DEFORMACIJE DISKOVA ROTORA.....	10
4.1	Uvod i pretpostavke za proračun diskova rotora.....	12
4.2	Određivanje opterećenja diska.....	13
4.2.1	Određivanje položaja težišta, dinamičkog momenta inercije i centra udara čekića	14
4.3	Provjera naprezanja i određivanje pomaka na disku.....	19
4.4	Površinski pritisak i naprezanja u provrtu za ovjes čekića.....	26
4.5	Provjera naprezanja i pomaka na disku metodom konačnih elemenata.....	29
4.5.1	Usporedba rezultata nauke o čvrstoći i metode konačnih elemenata.....	34
5	PROVJERA NAPREZANJA U OSTALIM ELEMENTIMA ROTORA.....	37
5.1	Provjera naprezanja u svornjaku ovjesa čekića.....	37
5.2	Provjera površinskog pritiska pera diskova i pera spojke.....	40
5.2.1	Provjera površinskog pritiska pera diskova.....	41
5.2.2	Provjera površinskog pritiska pera spojke.....	43
5.3	Provjera vlačne čvrstoće čekića.....	44
6	DIMENZIONIRANJE I OBLIKOVANJE VRATILA ROTORA.....	47
6.1	Uvod i pretpostavke za proračun vratila.....	47

6.2	Određivanje opterećenja vratila i reakcija u osloncima.....	48
6.3	Određivanje minimalnih promjera vratila (idealno vratilo).....	52
6.4	Određivanje konačnih dimenzija vratila.....	56
6.5	Provjera postojeće dinamičke sigurnosti vratila.....	58
6.6	Izračun dinamičkog momenta tromosti rotora.....	71
6.7	Procjena vlastite savojne i uvojne frekvencije vratila.....	81
7	ODABIR ELEKTROMOTORA I PROVJERA VREMENA POKRETANJA.....	86
8	KONSTRUKCIJA KONAČNE IZVEDBE MLINA ČEKIĆARA.....	90
8.1	Konstrukcija podsklopa rotora.....	90
8.2	Konstrukcija podsklopa kućišta.....	92
8.3	Podsklop rotora i kućišta mlina čekićara.....	94
8.4	Konstrukcija podsklopa postolja.....	96
8.5	Sklop mlina čekićara.....	97
9	ZAKLJUČAK.....	104
10	POPIS LITERATURE.....	105
	POPIS SLIKA.....	109
	POPIS TABLICA.....	111

Popis oznaka

Simbol	Mjerna jedinica	Značenje
A_f	m^2, mm^2	fiktivna površina diska na radijusu ovjesa čekića na koju djeluje fiktivni tlak
A_{pppc}	mm^2	minimalna površina poprečnog presjeka čekića na mjestu ovjesa
a_{cek}	mm	duljina čekića
b_1	-	faktor veličine strojnog dijela
$b_{1.n}$	-	faktor veličine strojnog dijela za n-ti presjek
b_2	-	faktor kvalitete površine
$b_{2.n}$	-	faktor kvalitete površine za n-ti presjek
b_{cek}	mm	širina čekića
C_L	N, kN	dinamička nosivost ležaja
$C_{0.L}$	N, kN	statička nosivost ležaja
D_{cah}	mm	vanjski promjer distancne čahure čekića
$D_{pr.1}, D_{pr.2}, D_{pr.3} \dots$	mm	vanjski promjeri distancnih prstenova
D_R	m, mm	promjer rotora mlina čekićara
d_1	mm	unutarnji promjer diska
$d_{1.vr}$	mm	promjer vratila na mjestu spojke
d_2	mm	vanjski promjer diska
d_1, d_2, d_3, d_n	mm	promjer vratila na pripadajućem presjeku
$d_{1.rač}, d_{5.rač}, d_{6.rač} \dots$	mm	računski promjer vratila, promjer umanjen za jednu ili dvije dubine pera
$d_{pr.1}, d_{pr.2}, d_{pr.1}$	mm	unutarnji promjer distancnih prstenova
$d_{min.1}, d_{min.2}, d_{min.n}$	mm	minimalni promjer vratila na n-tom presjeku
d_{svo}	mm	promjer svornjaka ovjesa čekića, provrt čekića, promjer nesredišnjeg provrta u disku, unutarnji promjer distancne čahure čekića
$d_{vr.1}, d_{vr.2}, d_{vr.n} \dots$	mm	promjeri vratila za proračun dinamičkog momenta inercije
E_{cel}	Pa, GPa	Youngov modul elastičnosti za čelik
F_{AZ}	N	vertikalna reakcija u osloncu A
F_{BZ}	N	vertikalna reakcija u osloncu B
$F_{c.cek}$	N	centrifugalna sila čekića
$F_{c.rdc}$	N	centrifugalna sila računске duljine čahure

$F_{c.rds}$	N	centrifugalna sila računске duljine svornjaka
$F_{c.uk}$	N	ukupna centrifugalna sila
F_G	N	težina rotora
F_L	N, kN	radijalna sila koja opterećuje ležaj
$F_{Mt.max}$	N	tangencijalna sila na radijusu ovjesa čekića
$F_{opt.max}$	N	sila maksimalnog savojnog opterećenja vratila
$F_{t.max.r}$	N	tangencijalna sila koja djeluje na pero rotora
$F_{t.max.s}$	N	tangencijalna sila koja djeluje na pero spojke
f_H	-	temperaturni koeficijent za ležaj
f_u	-	faktor udara
g	m/s^2	ubrzanje sile teže
i_{mc}	-	faktor mljevenja (usitnjenja) čestice
$h_{p.r}$	mm	visina pera rotora
$h_{p.kr}$	mm	korrigirana, efektivna visina pera rotora
$h_{pk.s}$	mm	korrigirana, efektivna visina pera spojke
$h_{p.s}$	mm	visina pera spojke
i_{per}	komad	broj pera na rotoru
J	kgm^2	dinamički moment inercije
$J_{cek.0}$	kgm^2	dinamički moment tromosti čekića oko njegove vlastite težišne osi (za proračun tromosti rotora)
$J_{cek.go}$	kgm^2	dinamički moment inercije čekića oko glavne osi tj. osi rotora
$J_{cis.0}$	kgm^2	dinamički moment inercije svornjaka ovjesa čekića zajedno s distancnim čahurama čekića oko njihove težišne osi
$J_{cis.go}$	kgm^2	dinamički moment inercije svornjaka ovjesa čekića zajedno s distancnim čahurama čekića oko glavne osi tj. osi rotora
$J_{os.0}$	kgm^2	dinamički moment inercije dijela (ostatka) svornjaka koji viri van vanjskih diskova oko njegove vlastite težišne osi
$J_{os.go}$	kgm^2	dinamički moment inercije dijela (ostatka) svornjaka koji viri van vanjskih diskova oko glavne osi tj. osi rotora
J_{rot}	kgm^2	dinamički moment inercije rotora (bez spojke i elektromotora)
$J_{rot.EM.sp}$	kgm^2	dinamički moment inercije rotora, spojke i elektromotora

J_{z2}	kgm²	dinamički moment inercije čekića oko osi ovjesa
k_f	N/m	savojna (fleksijska) krutost vratila
$K_{s.pera}$	-	koeficijent zareznog djelovanja utora za pero u disku
K_{te}	-	koeficijent zareznog djelovanja u provrtu čekića (dosjed svornjaka i čekića)
k_t	Nm/rad	uvojna (torzijska) krutost vratila
KV	J	udarna radnja loma (epruveta s „V“ utorom)
l_1, l_2, l_3, l_n	m, mm	duljina pojedinog segmenta vratila prema skici tj. proračunskom modelu
l_{cis}	mm	duljina distancne čahure i svornjaka čekića
L_{cp}	mm	preporučena udaljenost od centra provrta ovjesa čekića do vanjskog ruba diska
$L_{cp.stv}$	mm	stvarna udaljenost od centra provrta ovjesa čekića do ruba diska
$L_{h.L}$	h	vijek trajanja ležaja u satima
L_L	okretaj	vijek trajanja ležaja u okretajima
L_{Ru}	m, mm	duljina rotora mlina čekićara koja sudjeluje u mljevenju, unutarnja udaljenost između dva vanjska diska
L_{Rv}	m, mm	duljina rotora mlina čekićara između dva vanjska diska
l_{cah}	mm	duljina čahure
l_{cov}	mm	udaljenost od centra provrta do vanjskog ruba čekića
l_{os}	mm	duljina dijela (ostatka) svornjaka koji viri van oba vanjska diska
$l_{pr.1}, l_{pr.2}, l_{pr.3}$	mm	duljina distancnih prstenova
$l_{rd.cah}$	mm	računska duljina distancne čahure čekića
$l_{rd.svo}$	mm	računska duljina svornjaka
l_{rp}	mm	preporučena udaljenost od ruba provrta do vanjskog ruba diska
$l_{rp.stv}$	mm	stvarna udaljenost od ruba provrta do vanjskog ruba diska
$l_{t.pr}$	mm	nosiva duljina pera rotora jednaka debljini diska
$l_{t.ps}$	mm	nosiva duljina pera spojke
M_{ekv}	Nm	ekvivalentni moment po HMM teoriji
$M_{ekv.4}, M_{ekv.5}, M_{ekv.n}$	Nm	ekvivalentni moment po HMM teoriji u n-tom presjeku

$M_{t.EM.N}$	Nm	nazivni okretni moment elektromotora
$M_{t.EM.max}$	Nm	maksimalni okretni moment elektromotora
M_y	Nm	moment savijanja oko osi y
M_{y4}, M_{y5}, M_{yn}	Nm	momenti savijanja oko os y u n-tom presjeku
$M_{y8.k}, M_{y9.k}, M_{y10.k}$	Nm	momenti savijanja oko y osi u 8., 9., i 10. presjeku uvećani za koncentraciju naprežanja
$M_{y.svo.1}$	Nm	najveći moment savijanja u ravnom, punom nosaču na sedam oslonaca
$M_{y.svo.2}$	Nm	moment savijanja na sredini raspona nosača na dva oslonca (kontinuirano opterećenje)
$M_{y.svo.3}$	Nm	moment savijanja na sredini raspona nosača na dva oslonca (koncentrirana sila)
m_{cek}	kg	masa čekića
$m_{r.svo}$	kg	masa računске duljine svornjaka
$m_{rd.cah}$	kg	masa računске duljine čahure
m_{rot}	kg	masa rotora mlina čekićara
n_{cek}	komad	broj ovjesa čekića na disku
n_{cis}	komad	broj čahura i proračunskih segmenata svornjaka zajedno
n_{EM}	okr/s, okr/min	broj okretaja elektromotora
$n_{f.kr}$	okr/s, okr/min	vlastita savojna fleksijska kritična brzina vrtnje
n_{okr}	okr/s, okr/min	broj okretaja rotora
n_{os}	komad	broj svornjaka ovjesa čekića
$n_{pr.1}, n_{pr.2}, n_{pr.3}$	komad	broj distancnih prstenova (tipa 1, 2 ili 3)
$n_{t.kr}$	okr/s, okr/min	vlastita uvojna (torzijska) kritična brzina vrtnje
P	W, kW	snaga
P_{EM}	W, kW	snaga elektromotora
p_2	MPa	fiktivan tlak – ukupna centrifugalna sila distribuirana po obodu diska
p_{dop}	MPa	dopušteni površinski pritisak
$p_{dop.din}$	MPa	dopušteni dinamički površinski pritisak
p_{ppoc}	MPa	površinski pritisak u provrtu ovjesa čekića
$p_{pp.r}$	MPa	površinski pritisak između pera i diska
$p_{pp.s}$	MPa	površinski pritisak pera spojke
Q_m	kg/s, t/h	masena proizvodnost mlina čekićara

Q_v	$\text{m}^3/\text{s}, \text{m}^3/\text{h}$	volumna proizvodnost mlina čekićara
$q_{Fc.uk}$	N/m	kontinuirano opterećenje nosača
r_1	mm	unutarnji radijus diska
r_2	mm	vanjski radijus diska
R_{d-1}	MPa	trajna dinamička čvrstoća za izmjenični vlačno - tlačni ciklus
R_{d0}	MPa	trajna dinamička čvrstoća za istosmjerni vlačni ciklus
R_e	MPa	granica razvlačenja
R_m	MPa	vlačna čvrstoća
R_{ov}	mm	radijus položaja ovjesa svornjaka čekića na disku
$R_{T.cek}$	m, mm	radijalni položaj težišta čekića u odnosu na os rotacije rotora
$R_{or.max}$	mm	položaj maksimalnih radijalnih naprezanja
r_{rv}	mm	radijus na ramenu vratila
$r_{T.cek.lok}$	mm	udaljenost težišta čekića od osi ovjesa (lokalni koordinatni sustav)
S_{post}	-	postojeća dinamička sigurnost
$S_{post.1}, S_{post.n} \dots$	-	postojeća dinamička sigurnost u n-tom presjeku
S_{disk}	mm	razmak između diskova
S_{ko}	mm	veličina skošenja provrta ovjesa čekića
$S_{sp.r}$	mm	skošenje ruba pera rotora
$S_{sp.s}$	mm	skošenje ruba pera spojke
t_{cek}	mm	debljina čekića
t_d	mm	debljina diska
t_{dn}	mm	duljina na koju naliže svornjak ovjesa čekića u disku
t_z	s	vrijeme zaleta elektromotora
$u_{DC.r1}$	mm	radijalni pomak na unutrašnjem radijusu diska (model „debelostjena cijev“)
$u_{DC.Rov}$	mm	radijalni pomak na radijusu ovjesa čekića (model „debelostjena cijev“)
u_{r1}	mm	radijalni pomak na unutarnjem radijusu diska
u_{r2}	mm	radijalni pomak na vanjskom radijusu diska
$u_{r1.super}$	mm	superpozicija pomaka na unutarnjem radijusu
$u_{r2.super}$	mm	superpozicija pomaka na vanjskom radijusu

W_p	m^3, mm^3	polarni moment otpora poprečnog presjeka
$W_{p1}, W_{p2}, W_{pn} \dots$	m^3, mm^3	polarni moment otpora n-tog poprečnog presjeka
W_y	m^3, mm^3	aksijalni moment otpora poprečnog presjeka
$W_{y4}, W_{y5}, W_{yn} \dots$	m^3, mm^3	aksijalni moment otpora n-tog poprečnog presjeka
x_{EM}	-	omjer maksimalnog i nazivnog okretnog momenta asinkronog trofaznog elektromotora
x_P	-	faktor snage
x_L	-	eksponent vijeka trajanja ležaja
y_K	mm	centar udara
$y_{p.svo}$	mm	položaj provrta na čekiću, od donjeg ruba čekića do središta provrta
$y_{T.cek}$	mm	položaj težišta čekića
$\alpha_0 = 1$	-	faktor korekcije naprezanja
β_{kf}	-	savojni koeficijent zareznog djelovanja
β_{kt}	-	torzijski koeficijent zareznog djelovanja
Δd_1	mm	povećanje unutarnjeg promjera diska
Δd_2	mm	povećanje vanjskog promjera diska
$\Delta d_{1.super}$	mm	superponirano tj. ukupno povećanje unutarnjeg promjera diska
$\Delta d_{2.super}$	mm	superponirano tj. približno ukupno povećanje vanjskog promjera diska
ν_{cel}	-	Poissonov koeficijent za čelik (faktor proporcionalnosti)
ρ_{cel}	kg/m³	gustoća čelika
ρ_t	kg/m³	gustoća tvari koja se melje
σ	MPa	normalno naprezanje
$\sigma_{8.k}, \sigma_{9.k}, \sigma_{n.k} \dots$	MPa	normalno naprezanje u n-tom presjeku uvećano za koncentraciju naprezanja
σ_{ekv}	MPa	ekvivalentno naprezanje po HMM teoriji
$\sigma_{ekv.3}, \sigma_{ekv.n} \dots$	MPa	ekvivalentno naprezanje po HMM teoriji u n-tom presjeku
σ_{fDN}	MPa	trajna dinamička savojna čvrstoća
$\sigma_{f.dop}$	MPa	dopušteno normalno naprezanje pri savijanju
$\sigma_{r.max}$	MPa	maksimalno radijalno naprezanje
$\sigma_{s.svo.1}, \sigma_{s.svo.n} \dots$	MPa	naprezanje na savijanje u svornjaku ovjesa čekića (ovisno o proračunskom modelu)

$\sigma_{v.cek}$	MPa	naprezanje na vlak u čekiću na mjestu kritičnog presjeka
$\sigma_{\varphi.DC.Rov}$	MPa	cirkularno naprezanje na radijusu ovjesa čekića
$\sigma_{\varphi.DC.r1}$	MPa	cirkularno naprezanje na unutarnjem promjeru diska uslijed djelovanja centrifugalnih sila ovješene masa
$\sigma_{\varphi.max}$	MPa	maksimalno cirkularno naprezanje
$\sigma_{\varphi.r1.Ks}$	MPa	cirkularno naprezanje na unutarnjem radijusu s koncentracijom naprezanja
$\sigma_{\varphi.r1.Ks.max}$	MPa	maksimalno cirkularno naprezanje na unutarnjem radijusu s koncentracijom naprezanja
$\sigma_{\varphi.r1.super}$	MPa	superpozicija naprezanje na unutarnjem radijusu diska
τ	MPa	posmično naprezanje
τ_1, τ_2, τ_n	MPa	posmično naprezanje u n-tom presjeku
τ_{pr}	MPa	posmično naprezanje u boku provrta diska
τ_{dop}	MPa	dopušteno posmično naprezanje
τ_{tDN}	MPa	trajna dinamička uvojna čvrstoća
ω_d	rad/s	kutna brzina
ω_f	rad/s	vlastita savojna (fleksijska) frekvencija
ω_t	rad/s	vlastita uvojna (torzijska) frekvencija

1 UVOD

U ovom diplomskom radu razvijen je i konstruiran mlin čekićar za snagu pogonskog elektromotora od 5,5 do 7,5 kW.

Mlin treba biti visoke kvalitete, pouzdan i dugotrajan što uključuje sve korištene standardne komponente, podsklopove i materijale. Prilikom konstruiranja treba voditi računa o mogućnosti jednostavnog sastavljanja i rastavljanja stroja uz uporabu što manje vrsta alata. Zbog jednostavnosti održavanja svi dijelovi trebaju biti zamjenjivi i lako nabavljivi, a nestandardni dijelovi skloni trošenju moraju se moći relativno jednostavno izraditi. Navedeni kriteriji i zahtjevi osim visoke kvalitete imaju svrhu povećanja ekološke prihvatljivost poštujući smjernice za zaštitu okoliša pri konstrukciji i razvoju proizvoda [40]. Mlin mora biti siguran za upotrebu, svi rotirajući dijelovi zaštićeni, a kućište mlina visoke čvrstoće i krutosti.

Potrebno je također omogućiti stanovitu modularnost konstrukcije kako bi na jedan mlin bilo moguće ugraditi elektromotore različitih snaga (5,5 i 7,5 kW) ili kako bi se uz male ili nikakve preinake omogućilo mljevenje drugih tvari osim žitarica npr. drvene sječke.

Tijekom razvoja i konstruiranja proračun treba napraviti tako da je moguće što brže razviti iduće varijante proizvoda imajući u vidu upotrebu široko primjenjivanih računalnih programa radi primijenjene metoda optimizacije strojarskih konstrukcija [7], [24]. Također je potrebno obratiti pozornost na korištenje odgovarajuće nomenklature uz upotrebu jednoznačnih simbola s indeksima kako bi se analitički proračun mogao izraditi u prigodnom računalnom programu.

Rad je podijeljen na devet poglavlja. Nakon uvoda s definiranjem svrhe i cilja diplomskog rada, u drugom poglavlju kratko su opisani mlinovi čekićari, njihov princip rada i izvedbe. U trećem poglavlju određen je proizvodni kapacitet mlina i njegova snaga. Nakon određivanja snage definirane su dimenzije rotora i njegovih sastavnih dijelova. U četvrtom poglavlju napravljen je proračun za utvrđivanje opterećenja, naprezanja i pomaka u diskovima. Naprezanja i pomaci u diskovima dobiveni metodama nauke o čvrstoći provjereni su i uspoređeni s rezultatima metode konačnih elemenata. U petom poglavlju provjerena su naprezanja u ostalim dijelovima rotora, svornjacima ovjesa čekića, površinski pritisci na perima rotora i spojke, te naprezanje u čekićima. U šestom poglavlju određena su opterećenja vratila, proračunati minimalni promjeri i definirane konačne dimenzije vratila uz provjeru postojeće dinamičke sigurnosti. Poslije proračuna čvrstoće vratila izračunat je dinamički moment inercije rotora radi procjene uvojne kritične brzine vrtnje. Također, provjerena je i savojna kritična brzina. U sedmom poglavlju

napravljen je kontrolni proračun vremena zaleta za obje veličine elektromotora. U osmom poglavlju prikazani je postupak izrade modela po fazama. Zaključak je iznesen u devetom poglavlju. Na kraju se nalazi popis korištene literature i izvora informiranja.

2 MLINOVİ ČEKIĆARI

U nastavku rada dan je kratak pregled osnovnih pojmova, principa rada i izvedbi mlinova čekićara. Kratko su objašnjeni najčešće korišteni pogoni i njihove značajke. Na kraju poglavlja, tj. u potpoglavlju 2.3, iznijete su osnove o mlinovima čekićarima za žitarice uz kratko objašnjenje procesa mljevenja.

2.1 Osnovni pojmovi, princip rada i izvedbe

Mlinovi čekićari su strojevi koji se upotrebljavaju za mehaničko usitnjavanje različitih vrsta čvrstih tvari. Rade na principu prijenosa kinetičke energije s čekića mlina na čestice mljevenja, koje se uslijed sudara, pod djelovanjem udarnih sila lome. Također, uz sudar, do loma čestice tj. usitnjavanja, dolazi i zbog velikog površinskog pritiska, odreza te trenja [5], [15]. U komori mljevenja čestice se taru međusobno, o sito ili druge dijelove komore, što dovodi do redukcije njihove veličine. Proces mljevenja ovisi o vrsti materijala koji se melje, pa se prema njemu određuje brzina vrtnje i oblik rotora. Naravno, konstruiranje rotora obuhvaća odgovarajuće oblikovanje ostalih dijelova, npr. čekića, komore mljevenja, sita, kućišta i drugih pripadajućih dijelova. [5], [15], [55], [56]

Postoji velik broj konstrukcijskih rješenja i izvedbi ove vrste mlina. Tipična izvedba sastoji se od rotora na kojem se nalaze čekići, a rotor je smješten u komoru mljevenja sa sitom. Čekići uslijed rotacije udaraju u čestice koje se melju, a one ostaju unutar komore mljevenja odnosno unutar cilindričnog sita sve dok se dovoljno ne usitne i ispadnu kroz sito. Čekići su najčešće slobodno ovješeni, tj. slobodno rotiraju oko ovjesa (tzv. svornjaka ovjesa ili nosača čekića,). [5], [56], [58]

Ovi mlinovi imaju vrlo široku industrijsku primjenu, tj. koriste se u raznim industrijama, ali i domaćinstvima. Rabe se za mljevenje žitarica u proizvodnji stočne hrane, mljevenje voća, drvenog materijala (otpadaka, sječke, paleta i sl.), kamena, raznih vrsta materijala u svrhu recikliranja i zbrinjavanja otpada [53], [59] itd. Različitih su veličina, od malih, laboratorijskih ili onih za domaćinstva do industrijskih snage 3,7 MW [53]. Mogu raditi samostalno kod manjih izvedbi ili biti dio industrijskog sustava sa skladištenjem, transportom, miješalicama, aspiracijom i sl. [5],[54], [55]

Postoji i izvedba mlina čekićara bez sita („*screenless hammer mill*“), koja za separaciju čestica koristi struju zraka, ovisno o veličini. Ova vrsta mlina koristi se za mljevenje žitarica. Sita mlinova čekićara izložena su trošenju i oštećenjima tijekom rada. Otklanjanjem sita povećava se pouzdanost i pojeftinjuje cijena izrade. Ovu vrstu mlina iskonstruirala je Amy B. Smith s MITa za ruralna afrička područja, gdje se ne mogu lako nabaviti zamjenski dijelovi [60], [61]. Zapravo, funkcionalno sito za mlin čekićar gotovo je nemoguće izraditi bez alata, ili jednostavnim i improviziranim alatima kakvi su dostupni u ruralnim područjima.

2.2 Pogon mlina čekićara

Kako je navedeno u potpoglavlju 2.1, postoji velik broj izvedbi mlinova čekićara s obzirom na njihovu namjenu. Samim time postoje i različite vrste pogona, s ili bez prijenosnika. Ipak, za najveći broj izvedbi koristi se elektromotor, a nešto rjeđe motor s unutarnjim izgaranjem (MSUI). Pogon s elektromotorom izvodi se kao direktan ili s remenim prijenosom. Pogon s MSUI je gotovo uvijek složeniji. U većini slučajeva sastoji se od remenog prijenosa i centrifugalne spojke. Odgovarajući redukcijski prijenosnik potreban je radi relativno malog momenta pokretanja MSUI-a, a centrifugalna spojka sprječava zaustavljanje motora pri preopterećenju. Naravno, kod velikih industrijskih izvedbi pogonski sklop postaje još složeniji te uključuje kardanska vratila, zupčaste prijenosnike i sl. [54], [55]. Mlinovi s MSUI-om koriste se kod mobilnih izvedbi ili kod onih koje moraju biti neovisne o električnoj mreži, na primjer u ruralnim sredinama.

2.3 Mlinovi čekićari za žitarice

Mlinovi čekićari za mljevenje žitarica vjerojatno su najrašireniji mlinovi čekićari. Najčešće se koriste za proizvodnju stočne hrane. Mogu biti mali od nekoliko kW za obiteljska gospodarstva, pa do nekoliko stotina kW za industrijsku proizvodnju. Pogonjeni su elektromotorom, a vrlo rijetko MSUI-om. Današnjih mlinovi čekićari imaju direktan pogon, tj. vratila elektromotora i rotora spojena su odgovarajućim spojkama bez promjene prijenosnog omjera. Brzina elektromotora je odgovarajuća, a moment pokretanja dovoljno velik za pokretanje relativno velikih dinamičkih momenata tromosti rotora. Također, direktnim pogonom postiže se bolja iskoristivost jer nema gubitaka na prijenosniku. Postoje izvedbe velikih mlinova s dva rotora, a svaki rotor pogonjen je svojim elektromotorom.

Kod manjih izvedbi ponekad se rotor mlina montira na vratilo elektromotora, čime se postiže kompaktnost i jednostavnija izvedba. Takva izvedba može po obodu imati lopatice koje djeluju kao centrifugalni izbacivači, tj. poput svojevrsnog ventilatora za transport mljevenog materijala.

Pravilnim oblikovanjem rotora, komore mljevenja, sita i kućišta nastoji se povećati iskoristivost [56], [57]. Prije svega rotor mora imati dovoljno veliku obodnu brzinu. Sito veličinom i rasporedom otvora utječe na veličinu usitnjenih čestica, a time i na utrošenu energiju. Sito treba imati što veću otvorenu površinu radi propusnosti, a opet zadržati čvrstoću [52]. Kako do mljevenja dolazi najviše zbog sudara čekića i čestice, a zatim sudara između čestica i sita, te trenja koja se javlja u toj interakciji, nastoji se što više povećati intenzitet sudara, a smanjiti trenje. Sudar se intenzivira velikom obodnom brzinom rotora i odbojnim elementima u komori mljevenja, kako bi se broj udaraca povećao. Zatim se osigurava da mljevene čestice što brže napuste komoru mljevenja prolaskom kroz sito. Nakon prvotnog, tj. prvotnih sudara s čekićem, čestice se počinju gibati gotovo istom brzinom kao rotor, te do mljevenja dolazi zbog međusobnog sudara čestica i čestica sa sitom. Intenzitet mljevenja se smanjuje, a zbog trenja oslobađa se toplina, što smanjuje iskoristivost. Mljevenje mora biti što brže, tj. čestice se trebaju što brže reducirati na odgovarajuću veličinu i čim prije napustiti komoru mljevenja [56].

3 ODREĐIVANJE DIMENZIJA I SNAGE ROTORA

Na samom početku konstruiranja i razvoja mlina čekićara potrebno je na temelju veličine rotora definirati i provjeriti snagu mlina, imajući u vidu potrebu za relativno velikim obodnim brzinama vrtnje. Osim samog promjera, važni su odnosi dimenzija između pojedinih dijelova, na primjer, promjera i duljine rotora te promjera rotora i duljine čekića i sl. [5]. Izbor navedenih omjera, snage i obodne brzine zahtijeva optimizaciju. U nastavku je prikazan kontrolni proračun.

3.1 Određivanje snage i dimenzija rotora mlina čekićara

Prema zadanim kriterijima za snagom mlina, određene su osnovne dimenzije rotora mlina čekićara. Odnosi između pojedinih dijelova rotora odabrani su prema [5], uz izmjene kako snaga ne bi bila prevelika. Naime, izvor [5] preporučuje velike dimenzije rotora zbog velike obodne brzine, ali i samog odnosa veličine čestice i rotora. Obodnom brzinom povećava se iskoristivost, ali s kvadratom promjera raste i snaga.

Određene su optimalne dimenzije rotora:

$D_R = 336 \text{ mm} = 0,336 \text{ m}$ promjer rotora mlina čekićara s ispruženim čekićima

$L_{Ru} = 137 \text{ mm} = 0,137 \text{ m}$ duljina rotora mlina čekićara koja sudjeluje u mljevenju, unutarnja udaljenost između dva vanjska diska

$n_{EM} = 3000 \text{ okr/min} = 50 \text{ okr/s}$ broj okretaja elektromotora

$\rho_t = 760 \text{ kg/m}^3$ specifična gustoća tvari koja se melje (npr. pšenica [27])

$x_P = 360 \text{ do } 540$ faktor snage prema [5]

$i_{mc} = 10$ faktor mljevenja (usitnjenja) čestice [5]

Volumna proizvodnost mlina je prema iskustvenom izrazu iz [5], te uz promjenu oznaka i mjernih jedinica, jednadžba (1):

$$Q_v = \frac{1.66 \cdot D_R^2 \cdot L_R \cdot n_{EM}}{3600} \quad (1)$$

$$Q_v = \frac{1,66 \cdot 0,336^2 \cdot 0,137 \cdot 50}{3600} = 3,566 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_v = 1,2837 \text{ m}^3/\text{h}$$

Masena proizvodnost mlina je prema izrazu iz [5], jednačba (2):

$$Q_m = Q_v \cdot \rho_t \tag{2}$$

$$Q_m = 3,566 \cdot 10^{-4} \cdot 760 = 0,271 \text{ kg/s}$$

$$Q_m = 16,26 \text{ kg/min}$$

$$Q_m = 0,9756 \text{ t/h}$$

Snaga mlina je prema iskustvenom izrazu iz [5], jednačba (3):

$$P = x_p \cdot \frac{(Q_m \cdot 3600)}{1000} \cdot i_{mc} \tag{3}$$

$$P = 540 \cdot \frac{0,271 \cdot 3600}{1000} \cdot 10 = 5268,24 \text{ W}$$

$$P = 5,268 \text{ kW}$$

Odabrana snaga motora zaokružena je na standardne snage elektromotora od 5,5 i 7,5 kW, s približno 3000 okr/min i veličine 132. Izbor motora ovih snaga omogućuje upotrebu iste konstrukcije s dvije izvedbe – slabijom i snažnijom. Optimalniji izbor predstavlja elektromotor snage 5,5 kW, a motor preko 7,5 kW nema smisla jer bi iskoristivost mlina bila premala.

Radi usporedbe i okvirne provjere, u [20] i [38] navodi se orijentacijska potrebna snaga za mlinove s valjcima, za proizvodnost (fino mljeveno) od 350 do 1500 kg/h, potrebno je od 4 do 10 kW. Mlinovi s valjcima imaju nešto veću iskoristivost od mlinova čekićara, no za približnu kontrolu rezultata usporedba zadovoljava.

3.2 Konačne dimenzije elemenata rotora

Rotor mlina čekićara smješta se u odgovarajuće kućište. Kako se sa svake strane rotora dimenzije kućišta moraju povećati, tako kućište i rotor u određenoj mjeri ostaju proporcionalni. Bez obzira što se radi o industrijskom stroju jednostavnijeg dizajna, za oblikovanje je primijenjena i iskonstruirana Zederbauerova harmonijska kružnica (slika 1), prema [42] uz određene nadopune. Slična kružnica, samo jednostavnija, iskonstruirana je i u [17], također prema uputama iz [42]. Na njoj je istaknuta većina važnijih jediničnih dimenzija, a odnosi između veličina na kružnici prenijeti su na rotor pa na kućište. Odnosi između dimenzija harmonijske kružnice koriste se u umjetnosti radi postizanja skladnih proporcija, a odgovaraju dimenzijama građevina, napr. piramida, imaju veze s antropomjerama, udaljenosti i dimenzijama planeta [42] itd. Uz [42] za potrebe industrijskog dizajna korištene su relativno slične upute iz [39]. Bez obzira na primjenu harmonijske kružnice, za približno određivanje proporcija konstrukcije, obraćena je pažnja da ne dođe do kolizije s tehničkim uputama i kriterijima danim u [5], posebice s integritetom funkcijskih dijelova kojima je dana prednost.

U obzir je uzeta osnovna dimenzija na harmonijskoj kružnici $a = 151 \text{ mm}$, što odgovara razmaku vanjskih diskova. Ostale, na temelju nje izvedene veličine navedene su u nastavku.

$L_{Rv} = a = 151 \text{ mm}$ duljina rotora mlina čekićara (između dva vanjska diska)

$2R = 337,65 \text{ mm}$ zaokruženo na $D_R = 336 \text{ mm}$ (udaljenost ravnih strana čekića preko središnje osi rotora)

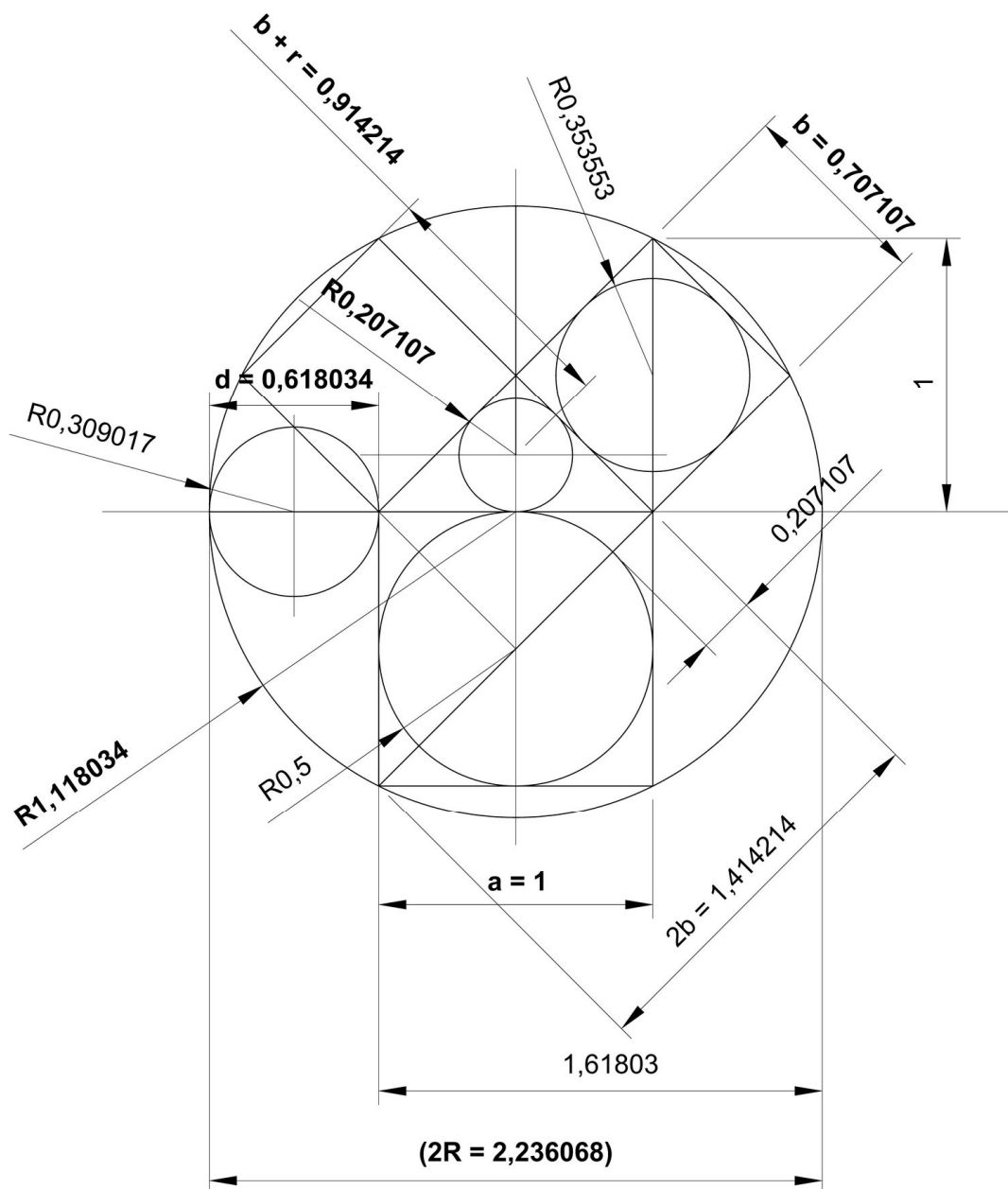
Veličina koja se ponekad označava sa $\varphi = 1,61803$ daje 244 mm , a $2r = 2 \cdot 0,207107 = 0,414$ daje $62,546 \text{ mm}$. Vanjski i unutarnji promjer diska prema tome iznose 250 i 60 mm.

Promjer male kružnice, čije središte leži na apscisi je $d = 0,618034$ svedeno na $a = 151 \text{ mm}$ iznosi 93,323, što odgovara radijusu ovjesa čekića $R_{ov} = 93 \text{ mm}$.

Radijus velike, svim likovima opisane kružnice iznosi $R = 1.118034$, svedeno na a iznosi 168,823, pa je $3R = 506,469$. Ukupna duljina vratila je 515 mm.

Dimenzije čekića su u odnosu na veličine harmonijske kružnice sljedeće: $b = 0,7071068$, te svedena na a iznosi 106,773 mm, otprilike odgovara duljini čekića $a_{cek} = 100 \text{ mm}$. Polovina od a je 75,5 mm te odgovara udaljenosti od središta ovjesa čekića do njegovog vrha koja iznosi

75 mm. Promjer svornjaka ovjesa čekića je $d_{sv0} = 16$ mm, što otprilike odgovara polovini radijusa najmanje središnje kružnice pri istoj veličini a .

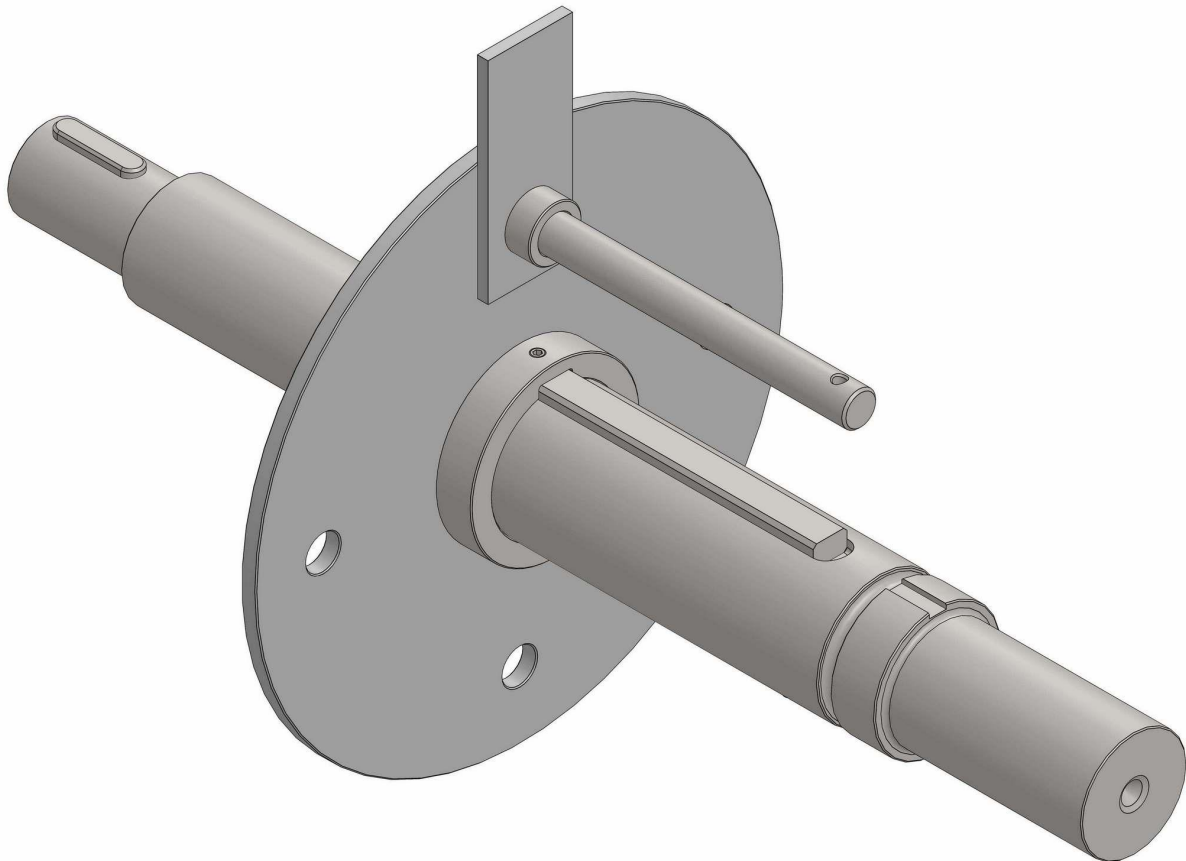


Slika 1 Zederbauerova harmonijska kružnica iskonstruirana i nadopunjena prema [42] i [17]

S obzirom da tehnički kriteriji imaju primaran značaj, na druge dijelove konstrukcije je harmonijska kružnica bila primjenjivana kada je to bilo moguće. Sami tehnički zahtjevi traže dosta truda iz područja optimiranja konstrukcija, a kada je lista zahtjeva preduga, postaje vrlo teško ili gotovo nemoguće zadovoljiti sve kriterije.

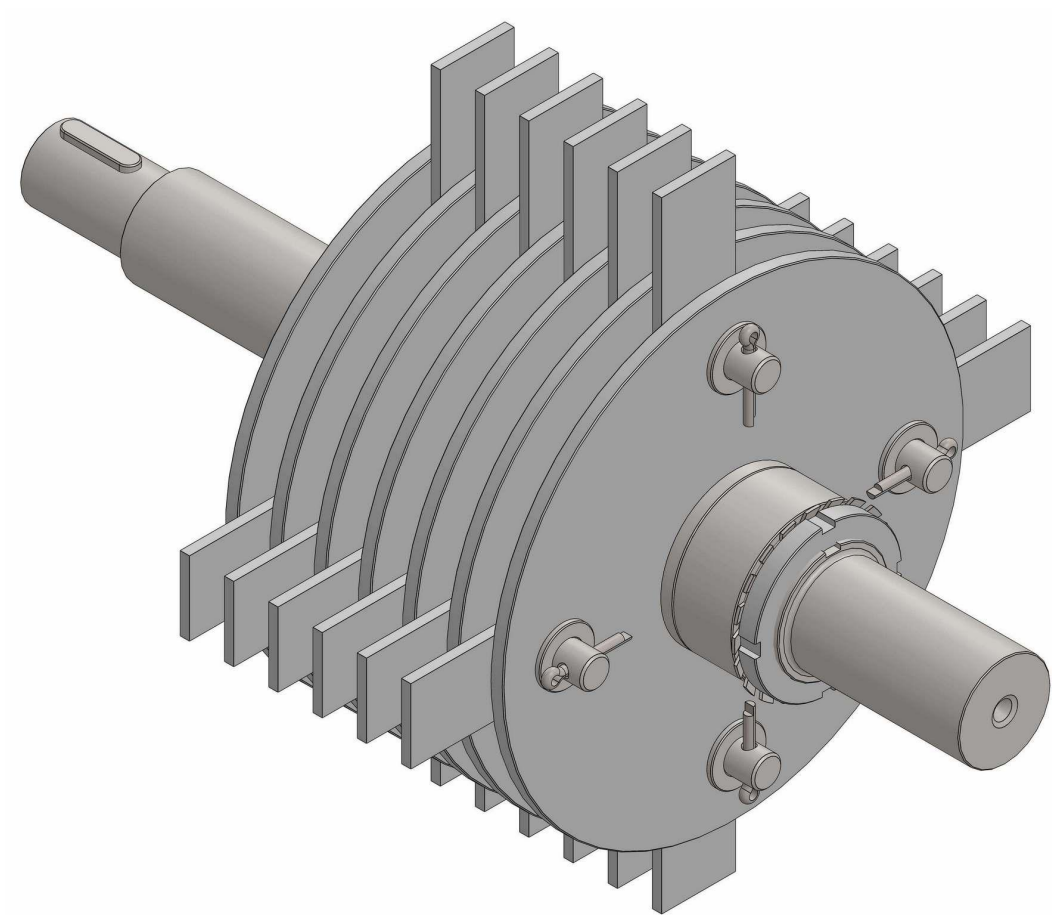
4 PROVJERA ČVRSTOĆE I DEFORMACIJE DISKOVA ROTORA

Nakon određivanja početnih dimenzija rotora i svih njegovih pripadajućih dijelova te proračuna snage, potrebno je u pojedinim elementima rotora utvrditi proračunska naprezanja i usporediti ih s dopuštenima. Proračun je napravljen prema preliminarnoj konstrukciji podsklopa rotora (slike 2, 3 i 4) u svrhu verifikacije. Prilikom konstrukcije i razvoja, naprezanja su stalno provjeravana, a dimenzije korigirane. Vrijednosti dopuštenih naprezanja i čvrstoće materijala preuzeti su iz više izvora, tj. poznate literature, te međusobno uspoređivani. Za materijale za koje nisu bili dostupni podaci u katalozima proizvođača, na primjer trajne dinamičke izdržljivosti, napravljena je procjena prema iskustvenim izrazima iz [28].

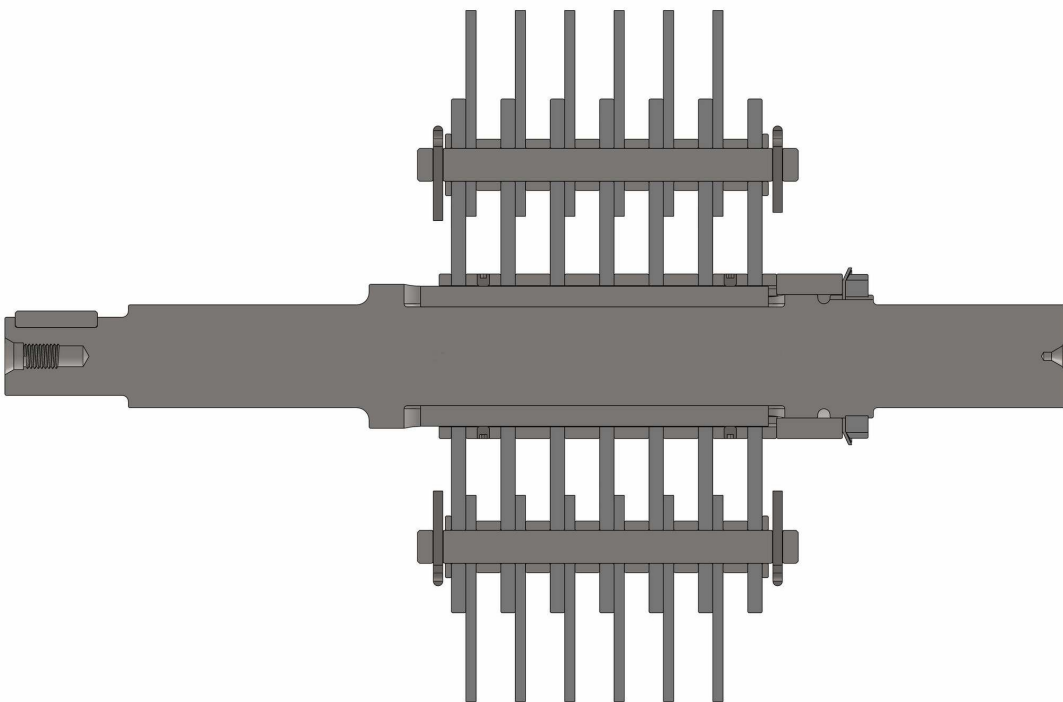


Slika 2 Preliminarna konstrukcija rotora mlina čekićara – djelomični podsklop u izometriji

Proračunska naprezanja držana su prilikom konstrukcije niskima, tj. koeficijenti sigurnosti relativno velikima. Naime, rotor mlina je dinamički opterećen, a gotovo svi njegovi dijelovi su



Slika 3 Preliminarna konstrukcija rotora mlina čekićara – podsklop u izometriji



Slika 4 Preliminarna konstrukcija rotora mlina čekićara – presjek podsklopa u nacrtu

u tribološki nepovoljnoj atmosferi. Abrazijom se smanjuju dimenzije najopterećenijih dijelova do te mjere, da zanemarivanje zamjene dovodi do loma. Takvim lomovima svjedočio je i autor ovog rada. Za sve dijelove mlina odabrani su materijali koji se inače upotrebljavaju za vrlo kvalitetne proizvode slične namjene, uz prihvaćenje uputa iz literature, npr. [12], [13], ali i „savjeta iz prakse“.

Zbog navedenih razloga dostupnosti podataka o svojstvima materijala te procjene istih, složenosti opterećenja, tolerancija izrade i sl., također imajući u vidu da je za precizno određivanje stanja u konstrukciji nužan eksperiment [8], opravdano je pretpostaviti nepovoljna opterećenja, a koeficijente sigurnosti držati visokima.

U nastavku je prikazan kontrolni proračun konačne izvedbe podsklopa rotora.

4.1 Uvod i pretpostavke za proračun diskova rotora

Rotor mlina čekićara sadrži diskove smještene na vratilo, koje se okreće oko vlastite uzdužne osi relativno velikom brzinom. Pri tome su diskovi opterećeni inercijskom silom, tj. prema d'Alembertovom principu centrifugalna sila nastoji udaljiti element diska od središta vrtnje u smjeru radijusa [36]. Na disk su također ovješene mase, tj. čekići, svornjaci ovjesa čekića i distancne čahure. Centrifugalna sila ovješene mase dodatno opterećuje disk.

Određivanje naprezanja u takvom složeno opterećenom disku sastoji se od superpozicije naprezanja dva matematička, odnosno proračunska modela. Prvi model je rotirajući disk sa središnjim otvorom konstantne debljine, a drugi je debelostjena cijev opterećena vanjskim tlakom, tj. potlakom, jer centrifugalna sila ovješene mase djeluje od središta radijalno prema van. Pripremljene jednadžbe za ovaj proračun mogu se pronaći u [5], isti princip navodi se u [41], a kratku uputu daje i [36]. Za razliku od turbinskog diska gdje je masa jednoliko raspoređena po vanjskom obodu, mlin čekićar ima koncentrirane sile, što donekle odudara od modela tlaka na vanjskoj stjenki. Zbog toga su ovi proračunski modeli nauke o čvrstoći i njihovi rezultati na kraju provjereni metodom konačnih elemenata i međusobno uspoređeni. Vrijednostima dobivenim analitičkim proračunom namjerno je zadržan veći broj znamenaka, radi usporedbe rezultata s rezultatima metode konačnih elemenata. U analitičkim proračunima za potrebe općeg strojarstva najčešće nema nikakve potrebe zadržavati više od dvije decimale. Sve pretpostavke za rotirajuće diskove i debelostjene cijevi vrijede, sukladno nauci o čvrstoći, prema [2] i [36].

4.2 Određivanje opterećenja diska

Ulazni podaci u proračun diskova su:

$a_{cek} = 100 \text{ mm}$ duljina čekića

$b_{cek} = 40 \text{ mm}$ širina čekića

$t_{cek} = 5 \text{ mm}$ debljina čekića

$d_{sv0} = 16 \text{ mm}$ promjer svornjaka ovjesa čekića

$y_{p.sv0} = 25 \text{ mm}$ položaj provrta na čekiću, od donjeg ruba čekića do središta provrta

$l_{cov} = a_{cek} - y_{p.sv0} = 100 - 25 = 75 \text{ mm}$ udaljenost od centra provrta do vanjskog ruba čekića

$n_{cek} = 4 \text{ komada}$ broj ovjesa čekića na disku

$\rho_{cel} = 8000 \text{ kg/m}^3$ gustoća čelika (prema [27] 7850 kg/m^3 , općenito ovisno o izvoru od 7800 do 8000 kg/m^3 , odabrana najveća vrijednost)

$d_1 = 60 \text{ mm}$ unutarnji promjer diska, ujedno i promjer vratila

$r_1 = 30 \text{ mm}$ unutarnji radijus diska

$d_2 = 250 \text{ mm}$ vanjski promjer diska

$r_2 = 125 \text{ mm}$ vanjski radijus diska

$R_{ov} = 93 \text{ mm}$ radijus položaja ovjesa svornjaka čekića na disku

$t_d = 7 \text{ mm}$ debljina diska

$s_{ko} = 0.5 \text{ mm}$ veličina skošenja provrta ovjesa čekića

$s_{disk} = 17 \text{ mm}$ razmak između diskova (od jedne do druge unutrašnje stranice, ujedno duljina distancnih prstena između diskova)

$n_{okr} = 3000 \text{ okr/min}$ broj okretaja rotora (zaokružena vrijednost nazivnog broja okretaja elektromotora)

$E_{cel} = 195 \text{ GPa}$ Youngov modul elastičnosti za čelik (od 195 GPa do 212 GPa , konzervativno odabrano 195 GPa radi proračuna pomaka)

$\nu_{cel} = 0.29$ Poissonov koeficijent, ovisno o izvoru 0,29 ili 0,30, odabrano 0,29 prema [41]

$D_{cah} = 25 \text{ mm}$ vanjski promjer čahure (distančna čahura između čekića i diska, ujedno zaštita svornjaka ovjesa čekića)

$l_{cah} = 12 \text{ mm}$ duljina čahure

$K_{s.pera} = 4$ koeficijent zareznog djelovanja utora za pero u disku (konzervativno procijenjen prema [9], [23] i [35])

4.2.1 Određivanje položaja težišta, dinamičkog momenta inercije i centra udara čekića

Kutna brzina diska je prema [27], jednadžba (4):

$$\omega_d = 2 \cdot \pi \cdot n_{okr} \quad (4)$$

$$\omega_d = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314.159 \text{ rad/s}$$

Položaj težišta čekića je prema [3] i [18] te pomoću elementarne matematike, jednadžba (5):

$$y_{T.cek} = \frac{\left(\left(\frac{a_{cek}}{2} \right) \cdot (a_{cek} \cdot b_{cek}) \right) - \left(y_{p.svo} \cdot \left(\frac{d_{svo}^2 \cdot \pi}{4} \right) \right)}{\left((a_{cek} \cdot b_{cek}) - \left(\frac{d_{svo}^2 \cdot \pi}{4} \right) \right)} \quad (5)$$

$$y_{T.cek} = \frac{\left(\left(\frac{100}{2} \right) \cdot (100 \cdot 40) \right) - \left(25 \cdot \left(\frac{16^2 \cdot \pi}{4} \right) \right)}{\left((100 \cdot 40) - \left(\frac{16^2 \cdot \pi}{4} \right) \right)} = 51,323145 \text{ mm}$$

Radijalni položaj težišta čekića u odnosu na os rotacije rotora (globalni koordinatni sustav), jednadžba (6):

$$R_{T.cek} = ((R_{ov} - y_{p.svo}) + y_{T.cek}) \quad (6)$$

$$R_{T.cek} = ((93 - 25) + 51,3231) = 119,3231456 \text{ mm}$$

Udaljenost težišta čekića od osi ovjesa (lokalni koordinatni sustav), jednadžba (7):

$$r_{T.cek.lok} = y_{T.cek} - y_{p.svo} \quad (7)$$

$$r_{T.cek.lok} = 51,3231456 - 25 = 26,3231456 \text{ mm}$$

Masa čekića je prema [27] i pomoću elementarne matematike, jednadžba (8):

$$m_{cek} = \rho_{cel} \cdot \left((a_{cek} \cdot b_{cek} \cdot t_{cek}) - \left(\frac{d_{svo}^2 \cdot \pi \cdot t_{cek}}{4} \right) \right) \quad (8)$$

$$m_{cek} = 8000 \cdot \left((0,1 \cdot 0,04 \cdot 0,005) - \left(\frac{0,016^2 \cdot \pi \cdot 0,005}{4} \right) \right) = 0,1519575 \text{ kg}$$

$$m_{cek} = 151,9575 \text{ g}$$

Dinamički moment inercije čekića prema [18], uz pretpostavku da je težište na sredini duljine čekića, dok je u stvarnosti pomaknuto za 1,323 mm. U [5] je položaj težišta isto postavljen na sredinu jer su razlike vrlo male, jednadžba (9):

$$J_{cek} = J_{z1} + m_{cek} \cdot r_{T.cek.lok}^2 \quad (9)$$

$$J_{cek} = \frac{m_{cek}}{12} (a_{cek}^2 + b_{cek}^2) + m_{cek} \cdot r_{T.cek.lok}^2 =$$

$$J_{cek} = \frac{0,1519575}{12} \cdot (0,1^2 + 0,04^2) + 0,1519575 \cdot 0,026323^2$$

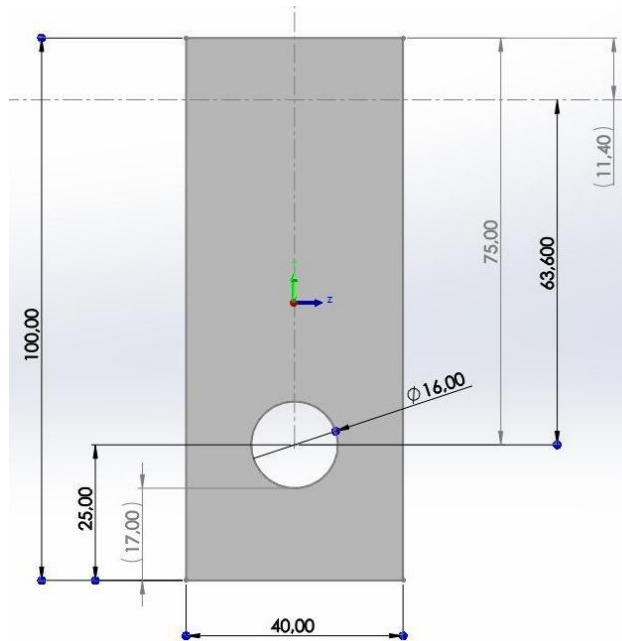
$$J_{cek} = 0,000252183 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Provjera položaja centra udara je prema [29], jednadžba (10):

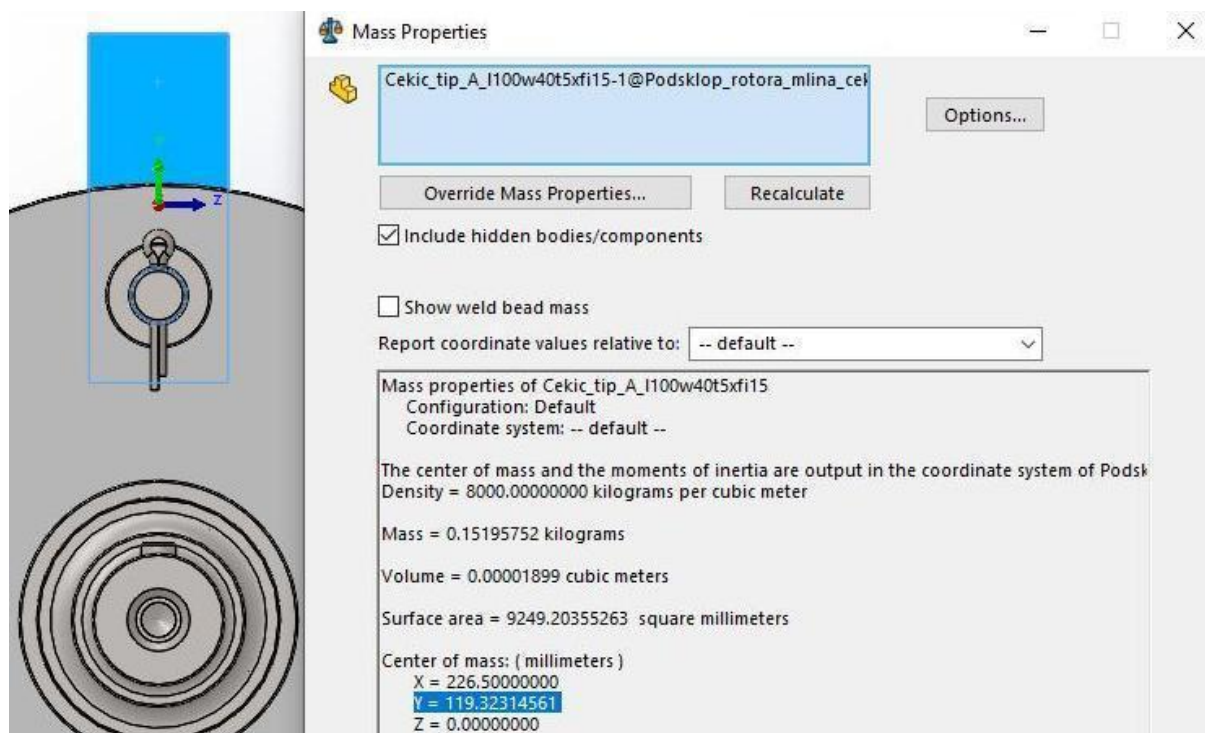
$$y_K = \frac{J_z}{m_{cek} \cdot r_{T.cek.lok}} \quad (10)$$

$$y_K = \frac{0,000252183}{0,1519575 \cdot 0,026323} = 0,063045 \text{ m} = 63,046 \text{ mm}$$

Ako se uvrsti točan dinamički moment tromosti iz računalnog programa koji iznosi $0,00025441 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, razlika u položaju centra udara bit će manja od 1 %. Na slici 5 vide se konačne dimenzije čekića, a na slici 6 položaj težišta čekića u globalnom koordinatnom sustavu, odnosno kada je ishodište koordinatnog sustava smješteno na početak vratila rotora. Oznake osi koordinatnog sustava računalnog programa i analitičkog proračuna nisu istoimene.



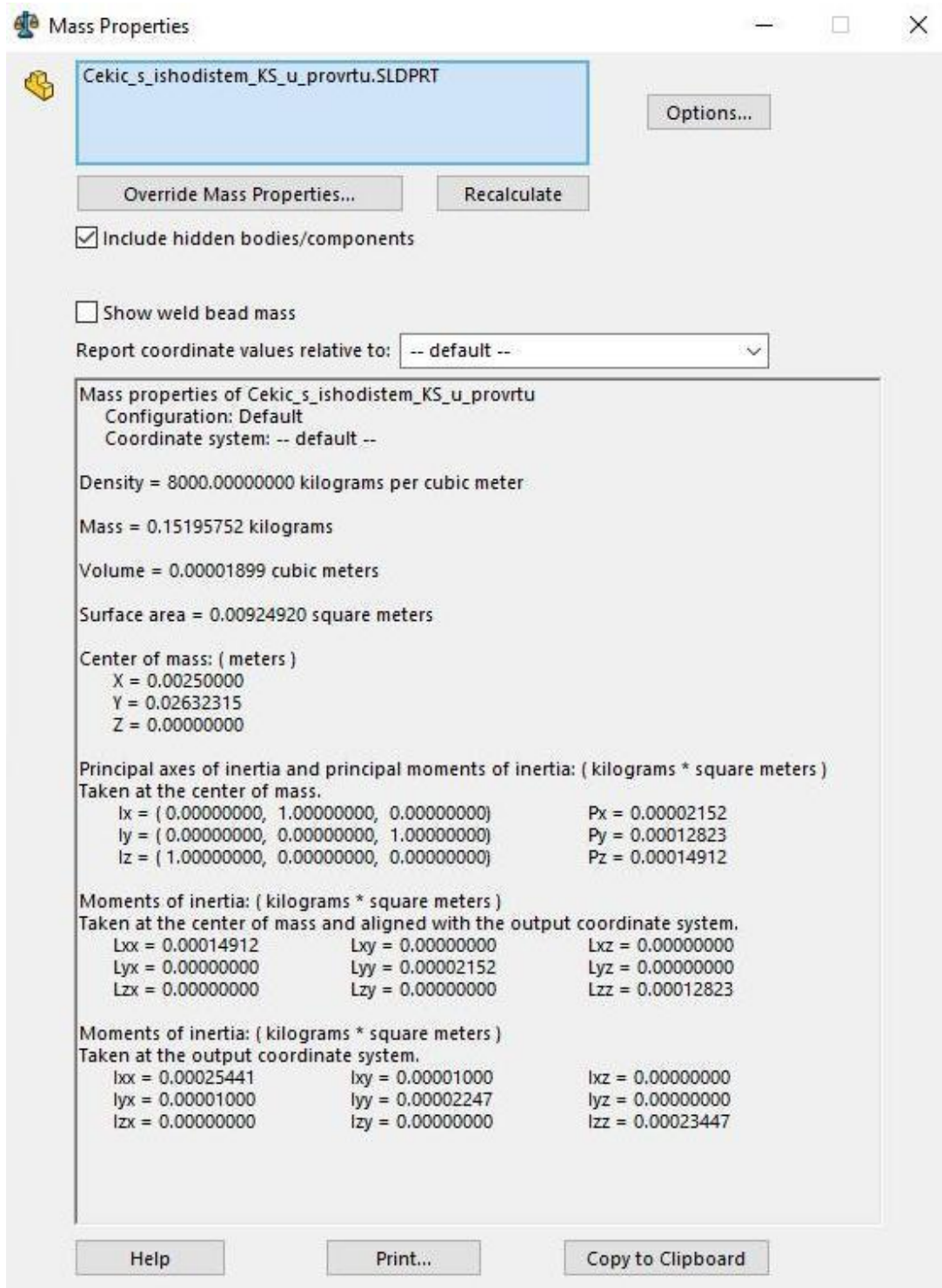
Slika 5 Konačne dimenzije čekića



Slika 6 Položaj težišta čekića u globalnom koordinatnom sustavu

Slika 7 prikazuje masu, položaj težišta te dinamički moment tromosti kada je ishodište koordinatnog sustava u provrtu ovjesa čekića.

Svi rezultati dobiveni proračunom poklapaju se s onima iz računalnog programa na više od pet decimala. Jedina očekivana razlika je kod dinamičkog momenta inercije koji se razlikuje za manje od 1 %, što je u potpunosti zadovoljavajuće.



Slika 7 Masa, težište i dinamički moment inercije čekića oko osi ovjesa

Svornjak

Računska duljina svornjaka je prema jednadžbi (11):

$$l_{rd.svo} = \left(\frac{S_{disk}}{2} + \frac{S_{disk}}{2} + t_d \right) \quad (11)$$

$$l_{rd.svo} = \left(\frac{17}{2} + \frac{17}{2} + 7 \right) = 24 \text{ mm}$$

Masa računске duljine svornjaka je prema [27], jednadžba (12):

$$m_{r.svo} = \rho_{cel} \cdot \left(\frac{d_{svo}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{rd.svo} \right) \quad (12)$$

$$m_{r.svo} = 8000 \cdot \frac{0,016^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,024 = 0,0386 \text{ kg}$$

Centrifugalna sila računске duljine svornjaka je prema [27], jednadžba (13):

$$F_{c.rds} = m_{r.svo} \cdot R_{ov} \cdot \omega_d^2 \quad (13)$$

$$F_{c.rds} = 0,0386 \cdot 0,093 \cdot 314,159^2 = 354,335 \text{ N}$$

Distancna čahura čekića

Računska duljina distancne čahure čekića je prema jednadžbi (14):

$$l_{rd.cah} = \left(\frac{l_{cah}}{2} + \frac{l_{cah}}{2} \right) \quad (14)$$

$$l_{rd.cah} = \left(\frac{12}{2} + \frac{12}{2} \right) = 12 \text{ mm}$$

Masa računске duljine distancne čahure čekića prema [27], jednadžba (15):

$$m_{rd.cah} = \rho_{cel} \cdot \left(\frac{(D_{cah}^2 - d_{svo}^2) \cdot \pi}{4} \cdot l_{rd.cah} \right) \quad (15)$$

$$m_{rd.cah} = 8000 \cdot \left(\frac{(0,025^2 - 0,016^2) \cdot \pi}{4} \cdot 0,012 \right) = 0,0278 \text{ kg}$$

Centrifugalna sila računске duljine distancne čahure čekića je prema [27], jednađžba (16):

$$F_{c.rdc} = m_{rd.cah} \cdot R_{ov} \cdot \omega_d^2 \quad (16)$$

$$F_{c.rdc} = 0,0278 \cdot 0,093 \cdot 314,159^2 = 255,37 \text{ N}$$

Čekić

Centrifugalna sila čekića je prema [27], jednađžba (17):

$$F_{c.cek} = m_{cek} \cdot R_{T.cek} \cdot \omega_d^2 \quad (17)$$

$$F_{c.cek} = m_{cek} \cdot R_{T.cek} \cdot \omega_d^2 = 0,15196 \cdot 0,11932 \cdot 314,159^2 = 1789,56 \text{ N}$$

Ukupna centrifugalna sila, tj. suma centrifugalnih sila ovješениh masa je prema jednađžbi (18):

$$F_{c.uk} = F_{c.rds} + F_{c.rdc} + F_{c.cek} \quad (18)$$

$$F_{c.uk} = 354,335 + 255,37 + 1789,56 = 2399,267 \text{ N}$$

4.3 Provjera naprežanja i određivanje pomaka na disku

Proračun diskova rotora napravljen je prema [36], uz provjeravanje i usporedbu s [5], [30] i [41]. Ovisno o potrebi neke oznake su nadopunjene ili izmijenjene.

Položaj maksimalnih radijalnih naprežanja je prema [36], jednađžba (19):

$$R_{\sigma r.max} = \sqrt{r_1 \cdot r_2} \quad (19)$$

$$R_{\sigma r.max} = \sqrt{30 \cdot 125} = 61,237 \text{ mm}$$

Maksimalno radijalno naprezanje je prema [36], jednađba (20):

$$\sigma_{r.max} = \frac{3 + \nu_{cel}}{8} \cdot \rho_{cel} \cdot \omega_d^2 \cdot (r_2 - r_1)^2 \quad (20)$$

$$\sigma_{r.max} = \frac{3 + 0,29}{8} \cdot 8000 \cdot 314.159^2 \cdot (0,125 - 0,03)^2 = 2,931 \text{ MPa}$$

Radijalna naprezanja očekivano su niska.

Maksimalno cirkularno naprezanje je prema [36], jednađba (21):

$$\sigma_{\varphi.max} = \frac{3 + \nu_{cel}}{4} \cdot \rho_{cel} \cdot \omega_d^2 \cdot \left(r_2^2 + \frac{1 - \nu_{cel}}{3 + \nu_{cel}} \cdot r_1^2 \right) \quad (21)$$

$$\sigma_{\varphi.max} = \frac{3 + 0,29}{4} \cdot 8000 \cdot 314.159^2 \cdot \left(0,125^2 + \frac{1 - 0,29}{3 + 0,29} \cdot 0,03^2 \right) = 10,273 \text{ MPa}$$

Cirkularno naprezanje uspoređeno je s dopuštenim nakon superpozicije, tj. s ukupnim cirkularnim naprezanjem.

Radijalni pomak na unutarnjem radijusu diska je prema [41] uz zamjenu oznaka, jednađba (22):

$$u_{r1} = \frac{\rho_{cel} \cdot \omega_d^2 \cdot r_1}{4 \cdot E_{cel}} \cdot \left((3 + \nu_{cel}) \cdot r_2^2 + (1 - \nu_{cel}) \cdot r_1^2 \right) \quad (22)$$

$$u_{r1} = \frac{8000 \cdot 314.159^2 \cdot 0,03}{4 \cdot 195 \cdot 10^9} \cdot \left((3 + 0,29) \cdot 0,125^2 + (1 - 0,29) \cdot 0,03^2 \right) =$$

$$u_{r1} = 0,0015805 \text{ mm}$$

Povećanje unutarnjeg promjera diska je:

$$\Delta d_1 = 2 \cdot u_{r1} = 2 \cdot 0,0015805 = 0,003161 \text{ mm}$$

Radijalni pomak na vanjskom radijusu diska je prema [41] uz zamjenu oznaka, prema jednadžbi (23):

$$u_{r2} = \frac{\rho_{cel} \cdot \omega_d^2 \cdot r_2}{4 \cdot E_{cel}} \cdot ((1 - \nu_{cel}) \cdot r_2^2 + (3 + \nu_{cel}) \cdot r_1^2) \quad (23)$$

$$u_{r2} = \frac{8000 \cdot 314.159^2 \cdot 0,125}{4 \cdot 195 \cdot 10^9} \cdot ((1 - 0,29) \cdot 0,125^2 + (3 + 0,29) \cdot 0,03^2) =$$

$$u_{r2} = 0,0017784 \text{ mm}$$

Povećanje vanjskog promjera diska je prema jednadžbi (24):

$$\Delta d_2 = 2 \cdot u_{r2} \quad (24)$$

$$\Delta d_2 = 2 \cdot 0,0017784 = 0,003557 \text{ mm}$$

Proračun diska sa središnjim provrtom, opterećenog na obodu centrifugalnim silama ovješениh masa – proračunski model je debelostjena cijev opterećena potlakom na vanjskoj stijenci, tj. na radijusu ovjesa čekića.

Fiktivna površina diska na radijusu ovjesa čekića na koju djeluje fiktivni tlak je prema [27], jednadžba (25):

$$A_f = 2 \cdot R_{ov} \cdot \pi \cdot t_d \quad (25)$$

$$A_f = 2 \cdot 0,093 \cdot \pi \cdot 0,007 = 0,00409 \text{ m}^2$$

Fiktivan tlak – ukupna centrifugalna sila distribuirana po obodu diska tj. promjeru ovjesa čekića prema [27], jednadžba (26):

$$p_2 = \frac{F_{c.uk} \cdot n_{cek}}{A_f} \quad (26)$$

$$p_2 = \frac{2399,27 \cdot 4}{0,00409} = 2,3463 \text{ MPa}$$

Cirkularno naprezanje na unutarnjem promjeru diska, uslijed djelovanja centrifugalnih sila ovješene masa prema [5]; do ove jednadžbe može se doći i pomoću [41] ili [36] te uz primjenu elementarne matematike, jednadžba (27):

$$\sigma_{\varphi,DC.r1} = \frac{F_{c.uk} \cdot n_{cek} \cdot R_{ov}}{\pi \cdot t_d \cdot (R_{ov}^2 - r_1^2)} \quad (27)$$

$$\sigma_{\varphi,DC.r1} = \frac{2399,27 \cdot 4 \cdot 0,093}{\pi \cdot 0,007 \cdot (0,093^2 - 0,03^2)} = 5,238 \text{ MPa}$$

Cirkularno naprezanje na radijusu ovjesa čekića je prema [41] ili [36] te uz primjenu elementarne matematike, jednadžba (28):

$$\sigma_{\varphi,DC.Rov} = \frac{F_{c.uk} \cdot n_{cek}}{2 \cdot R_{ov} \cdot \pi \cdot t_d} \cdot \frac{R_{ov}^2 + r_1^2}{R_{ov}^2 - r_1^2} \quad (28)$$

$$\sigma_{\varphi,DC.Rov} = \frac{2399,27 \cdot 4}{2 \cdot 0,093 \cdot \pi \cdot 0,007} \cdot \frac{0,093^2 + 0,03^2}{0,093^2 - 0,03^2} = 2,8913 \text{ MPa}$$

Radijalni pomak na unutrašnjem radijusu diska je prema [36], jednadžba (29):

$$u_{DC.r1} = \frac{F_{c.uk} \cdot n_{cek}}{2 \cdot R_{ov} \cdot \pi \cdot t_d} \cdot \frac{2 \cdot r_1}{E_{cel}} \cdot \frac{R_{ov}^2}{R_{ov}^2 - r_1^2} \quad (29)$$

$$u_{DC.r1} = \frac{2399,27 \cdot 4}{2 \cdot 0,093 \cdot \pi \cdot 0,007} \cdot \frac{2 \cdot 0,03}{195 \cdot 10^9} \cdot \frac{0,093^2}{0,093^2 - 0,03^2} = 0,0008058 \text{ mm}$$

Radijalni pomak na radijusu ovjesa čekića je prema [36], jednadžba (30):

$$u_{DC.Rov} = \frac{F_{c.uk} \cdot n_{cek}}{2 \cdot R_{ov} \cdot \pi \cdot t_d} \cdot \frac{R_{ov}}{E_{cel}} \cdot \left(\frac{R_{ov}^2 + r_1^2}{R_{ov}^2 - r_1^2} - \nu_{cel} \right) \quad (30)$$

$$u_{DC.Rov} = \frac{2399,27 \cdot 4}{2 \cdot 0,093 \cdot \pi \cdot 0,007} \cdot \frac{0,093}{195 \cdot 10^9} \cdot \left(\frac{0,093^2 + 0,03^2}{0,093^2 - 0,03^2} - 0,29 \right)$$

$$u_{DC.Rov} = 0,0010544 \text{ mm}$$

Superpozicija naprezanje na unutarnjem radijusu diska izračuna se prema jednadžbi (31):

$$\sigma_{\varphi.r1.super} = \sigma_{\varphi.max} + \sigma_{\varphi.DC.r1} \quad (31)$$

$$\sigma_{\varphi.r1.super} = 10,273 + 5,238 = 15,511 \text{ MPa}$$

Maksimalno cirkularno naprezanje na unutarnjem radijusu diska uz konzervativnu procjenu koeficijenta zareznog djelovanja prema [9], [23] i [35], jednadžba (32):

$$\sigma_{\varphi.r1.Ks.max} = \sigma_{\varphi.r1.super} \cdot K_{s.pera} \quad (32)$$

$$\sigma_{\varphi.r1.Ks.max} = 15,511 \cdot 4 = 62,044 \text{ MPa}$$

Dimenzije diska u ovom radu su $\phi 60 \times \phi 250 \times 7$ mm. Odabrani radijus zakrivljenosti utora za pero je 1,5 mm. Pero je standardno, 16x10 mm. Prema [9] koeficijent zareznog djelovanja za disk s utorom za pero ovisi o radijusu zaobljenja na utoru za pero, te iznosi od 1,5 do 4,5. Koncentracija naprezanja u utorima za pera na vratilima prema [35] ovisi o promjeru vratila i radijusu zaobljenja utora, a za racionalne, vrlo male veličine radijusa iznose približno 4. Za vratila [35] preporučuje odnos $r/d = 0,02$. Postojeći omjer u disku mlina je $1,5/60 = 0,025$ što je nešto više od preporuke za vratila. U izvoru [9] analiza je napravljena za konkretan disk dimenzija $\phi 60 \times \phi 200 \times 20$ mm. Kako su vanjski promjer i debljina diska različiti, rezultate tj. koeficijente zareznog djelovanja treba primijeniti s oprezom, no podudarnost zasigurno postoji.

Ako se koeficijent zareznog djelovanja očita iz dijagrama prema [9], s određenom tolerancijom očitavanja iz dijagrama s grubljom podjelom cirkularno naprezanje na unutarnjem radijusu iznosi sukladno (32):

$$\sigma_{\varphi.r1.Ks} = \sigma_{\varphi.r1.super} \cdot K_{s.pera} = 15,511 \cdot 2,75 = 42,655 \text{ MPa}$$

S obzirom na namjenu, uvjete eksploatacije i uz upute iz izvora [47], [48], [49] i [50], odabrani materijal diska je čelični lim „Hardox 400“ sa sljedećim svojstvima:

$R_m \approx 1245 \text{ MPa}$ vlačna čvrstoća (približno)

$R_e \approx \text{od } 900 \text{ do } 1100 \text{ MPa}$ granica razvlačenja (približno)

40 HRC

$KV = 45 \text{ J} / -40 \text{ }^\circ\text{C}$ (ISO EN 148)

Trajna dinamička čvrstoća za izmjenični vlačno - tlačni ciklus, za čelike za poboljšavanje, prema [28] približno iznosi prema jednadžbi (33):

$$R_{d-1} = 0,41 \cdot R_m \quad (33)$$

$$R_{d-1} = 0,41 \cdot 1245 = 510,45 \text{ MPa}$$

Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerni vlačni ciklus za čelike za poboljšavanje približno iznosi prema [28], jednadžba (34):

$$R_{d0} = 1,7 \cdot R_{d-1} \quad (34)$$

$$R_{d0} = 1,7 \cdot 510,45 = 867,77 \text{ MPa}$$

Kada se usporede proračunska naprezanja s trajnom izmjeničnom dinamičkom čvrstoćom, minimalna sigurnost iznosi prema jednadžbi (35):

$$S_{post.d.min} = \frac{R_{d-1}}{\sigma_{\varphi.r1.Ks.max}} \quad (35)$$

$$S_{post.d.min} = \frac{510,45}{62,044} = 8,23$$

Naprezanje u disku je cirkularno (normalno) i uvijek ima pozitivan predznak, jer pri rotaciji inercijske sile nastoje udaljiti čestice od središta, pa je ciklus istosmjernan vlačni, te realnije sigurnost iznosi prema jednadžbi (36):

$$S_{post.d.2} = \frac{R_{d0}}{\sigma_{\varphi.r1.Ks.max}} \quad (36)$$

$$S_{post.d.2} = \frac{867,77}{62,044} = 13,98$$

Koeficijenti sigurnosti ukazuju da diskovi zadovoljavaju glede dozvoljenih naprezanja. Broj okretaja vratila relativno je velik, 3000 okr/min, kao i masa rotora te dinamički moment inercije. Koeficijenti sigurnosti moraju biti veliki kako bi se otklonila mogućnost loma i eventualne ozljede radnika. Također, sekundarna zaštita ostvarena je čvrstim i krutim orebrenim kućištem od čeličnog lima „Hardox 400“, debljine 6 mm.

Radi provjere sigurnosti na donekle sličnim strojevima, napravljena je analiza naprezanja diska kružne pile – cirkulara, za koji proizvođač propisuje maksimalni broj okretaja $n_{okr} = 5500 \text{ okr/min}$. Drugi podaci su: $d_1 = 30 \text{ mm}$, $d_2 = 254 \text{ mm}$, a ostale veličine su procijenjene $\rho_{cel} = 7860 \text{ kg/m}^3$, $E_{cel} = 200 \text{ GPa}$, $\nu_{cel} = 0,29$. Prema jednadžbama (20), (21), (22) i (23) dobiveni su sljedeći rezultati: $\sigma_{r,max} = 13,45 \text{ MPa}$, $\sigma_{\varphi,max,r1} = 34,69 \text{ MPa}$, $u_{r1} = 0,0026 \text{ mm}$, $u_{r2} = 0,0050 \text{ mm}$. Rezultati su provjereni metodom konačnih elemenata, te je dobivena podudarnost od otprilike 5%. Ako se pretpostavi da su vlačna čvrstoća i granica razvlačenja lista kružne pile približnih svojstava kao ovdje odabrani materijal, iz dobivenih rezultata vidljivo je kako su naprezanja prilično niska, odnosno koeficijenti sigurnosti drže se visokima, što je sasvim opravdano s obzirom na vrstu strojeva i moguće posljedice puknuća takvog strojnog elementa.

Utor za pero u disku rotora opterećen je tijekom rada i površinskim pritiskom, koji je provjeren u potpoglavlju 5.2 pri provjeri pera diskova i pera spojke.

Superpozicija pomaka na unutarnjem radijusu diska je prema jednadžbi (37):

$$u_{r1.super} = u_{r1} + u_{DC,r1} \quad (37)$$

$$u_{r1.super} = 0,0015805 + 0,0008058 = 0,002386 \text{ mm}$$

Ukupno povećanje unutarnjeg promjera diska je prema jednadžbi (38):

$$\Delta d_{1.super} = 2 \cdot u_{r1.super} \quad (38)$$

$$\Delta d_{1.super} = 2 \cdot 0,002386 = 0,0047726 \text{ mm}$$

Superpozicija pomaka na vanjskom radijusu diska, uz pretpostavku da je pomak na vanjskom rubu jednak onome na ovjesu čekića, približno se izračuna prema jednadžbi (39):

$$u_{r2.super} = u_{r2} + u_{DC.Rov} \quad (39)$$

$$u_{r2.super} = 0,0017784 + 0,0010544 = 0,0028328 \text{ mm}$$

Ukupno, približno povećanje vanjskog promjera diska izračuna se prema jednadžbi (40):

$$\Delta d_{2.super} = 2 \cdot u_{r2.super} \quad (40)$$

$$\Delta d_{2.super} = 2 \cdot 0,0028328 = 0,0056656 \text{ mm}$$

4.4 Površinski pritisak i naprezanja u provrtu za ovjes čekića

Preporučena udaljenost od centra provrta ovjesa čekića do vanjskog ruba diska je prema [11], jednadžba (41):

$$L_{cp} = 2 \cdot d_{svo} \quad (41)$$

$$L_{cp} = 2 \cdot 16 = 32 \text{ mm}$$

Također, ovaj odnos je općeprihvaćen u strojarskoj praksi za udaljavanje vijka, zatika i zakovica od ruba.

Stvarna i preporučena udaljenost od centra provrta ovjesa čekića, do vanjskog ruba diska poklapaju se i iznose prema jednadžbi (42):

$$L_{cp.stv} = r_2 - R_{ov} \quad (42)$$

$$L_{cp.stv} = 125 - 93 = 32 \text{ mm}$$

Preporučena udaljenost od ruba provrta do vanjskog ruba diska (izračunata s obzirom na L_{cp}) je prema jednadžbi (43):

$$l_{rp} = L_{cp} - \frac{d_{svo}}{2} \quad (43)$$

$$l_{rp} = 32 - \frac{16}{2} = 24 \text{ m}$$

Stvarna udaljenost od ruba provrta do vanjskog ruba diska (izračunata s obzirom na $L_{cp.stv}$) je prema jednadžbi (44):

$$l_{rp.stv} = L_{cp.stv} - \frac{d_{svo}}{2} \quad (44)$$

$$l_{rp.stv} = 32 - \frac{16}{2} = 24 \text{ mm}$$

Duljina na koju naliježe svornjak ovjesa čekića u disku je debljina diska umanjena za skošenje bridova provrta, tj. upusta od 0,5 mm, potrebna za izračun površinskog pritiska u provrtu te iznosi prema jednadžbi (45):

$$t_{dn} = t_d - (2 \cdot s_{sk}) \quad (45)$$

$$t_{dn} = 7 - (2 \cdot 0,5) = 6 \text{ mm}$$

Površinski pritisak u provrtu ovjesa čekića prema [41], a primjenjuje ga se i u [5] samo u svrhu dimenzioniranja, izračuna se pomoću jednadžbe (46):

$$p_{ppoc} = \frac{F_{c.uk}}{t_{dn} \cdot d_{svo}} \quad (46)$$

$$p_{ppoc} = \frac{2399,27}{6 \cdot 16} = 24,992 \text{ MPa}$$

Dopuštena naprezanja za površinski pritisak odabrana su prema [11] i [28] za najnepovoljniju vrstu opterećenja, a to je izmjenično promjenjivo. Prema [11] iskustveno, za klizni dosjed glatkih svornjaka, za materijal St 50, $R_m = 470 \text{ MPa}$ dopušteni površinski pritisak iznosi $p_{dop} = 12 \text{ MPa}$. Omjer navedene vlačne čvrstoće i površinskog pritiska je oko 39. Za ovdje primijenjeni materijal vrijedi približno jednadžba (47):

$$p_{dop} \approx \frac{R_m}{40} \quad (47)$$

$$p_{dop} \approx \frac{1245}{40} \approx 31,13 \text{ MPa}$$

$$p_{ppoc} = 24,992 \text{ MPa} \leq p_{dop} \approx 31,13 \text{ MPa}$$

Čak i za ovako niska dopuštena naprezanja za površinski pritisak, proračunska naprezanja svornjaka i provrta zadovoljavaju.

Posmično naprezanje u boku provrta (manje konzervativno) prema [41], izračuna se pomoću jednadžbe (48):

$$\tau_{pr.1} = \frac{F_{c.uk}}{2 \cdot L_{cp.stv} \cdot t_{dn}} \quad (48)$$

$$\tau_{pr.1} = \frac{2399,27}{2 \cdot 32 \cdot 6} = 6,248 \text{ MPa}$$

Posmično naprezanje u boku provrta, ali ne od središta, nego od njegovog ruba (konzervativnija provjera) izračuna se prema jednadžbi (49):

$$\tau_{pr.2} = \frac{F_{c.uk}}{2 \cdot l_{rp.stv} \cdot t_{dn}} \quad (49)$$

$$\tau_{pr.2} = \frac{2399,27}{2 \cdot 24 \cdot 6} = 8,331 \text{ MPa}$$

Posmično naprezanje u boku provrta, od ruba po presjeku koji se prostire samo jednom ravninom (najkonzervativnije), izračuna se pomoću jednadžbe (50):

$$\tau_{pr.3} = \frac{F_{c.uk}}{l_{rp.stv} \cdot t_{dn}} \quad (50)$$

$$\tau_{pr.3} = \frac{2399,27}{24 \cdot 6} = 16,66 \text{ MPa}$$

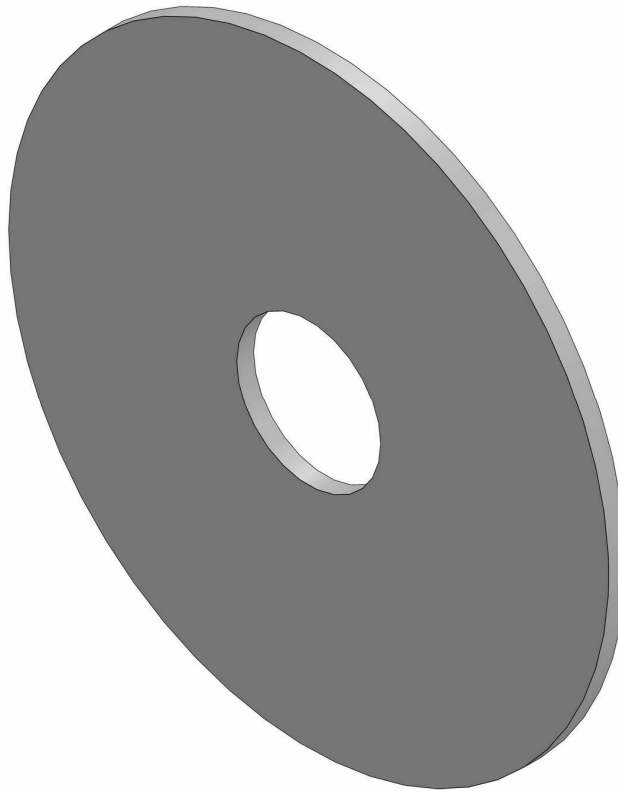
Dopuštena posmična naprezanja za materijal čvrstoće $R_m = 800 \text{ MPa}$ prema [11] iznose $\tau_{dop} = 37 \text{ MPa}$, što sigurno zadovoljava za ovdje primijenjeni materijal.

4.5 Provjera naprezanja i pomaka na disku metodom konačnih elemenata

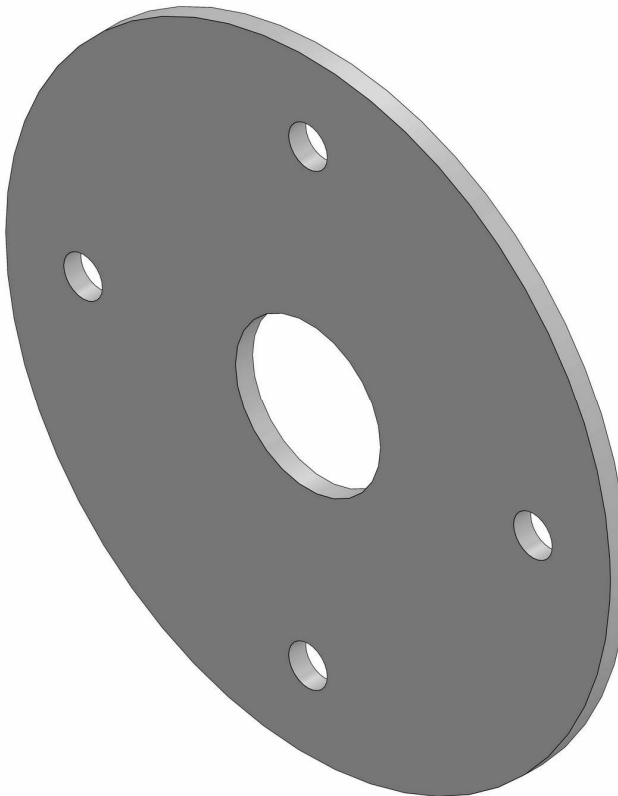
Nakon proračuna diskova klasičnim metodama nauke o čvrstoći, naprezanja i pomaci provjereni su metodom konačnih elemenata te su rezultati međusobno uspoređeni. Svaki proračunski model analiziran je zasebno. Analiza metodom konačnih elemenata prati redoslijed proračuna nauke o čvrstoći. U prvoj simulaciji, model je opterećen samo inercijskim silama (slika 8) uslijed rotacije. Druga simulacija uključuje model opterećen s četiri centrifugalne sile uzrokovane ovješnim masama (slika 9). Treća simulacija je isto napravljena na drugom modelu (slika 9) te je uz četiri centrifugalne sile primijenjena i rotacija diska oko njegove osi, što podrazumijeva potpuno opterećenje. U analizi metodom konačnih elemenata nije razmatran utjecaj utora za pero. Njegov utjecaj prihvaćen je prema izvorima navedenim u potpoglavlju 4.3, [9], [23] i [35], te je uračunat u analitičkom proračunu u obliku koeficijenta zareznog djelovanja. Na diskovima za analizu metodom konačnih elemenata nisu napravljena skošenja bridova kao na stvarnom disku, radi otklanjanja njihovog eventualnog utjecaja na simulaciju.

U nastavku diplomskog rada prikazane su slike zaslona iz računalnog programa. Nakon slika 3D modela (slike 8 i 9), prezentirani su rezultati simulacije metodom konačnih elemenata. Na svakoj stranici nalaze se dvije slike simulacije jednog proračunskog modela. Na prvoj slici su naprezanja, a na drugoj pomaci. Naprezanja i pomaci na rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom prikazani su na slikama 10 i 11, naprezanja i pomaci na disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom sa samo četiri koncentrirane sile na slikama 12 i 13, te naprezanja i pomaci na rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom koncentriranim silama na slikama 14 i 15.

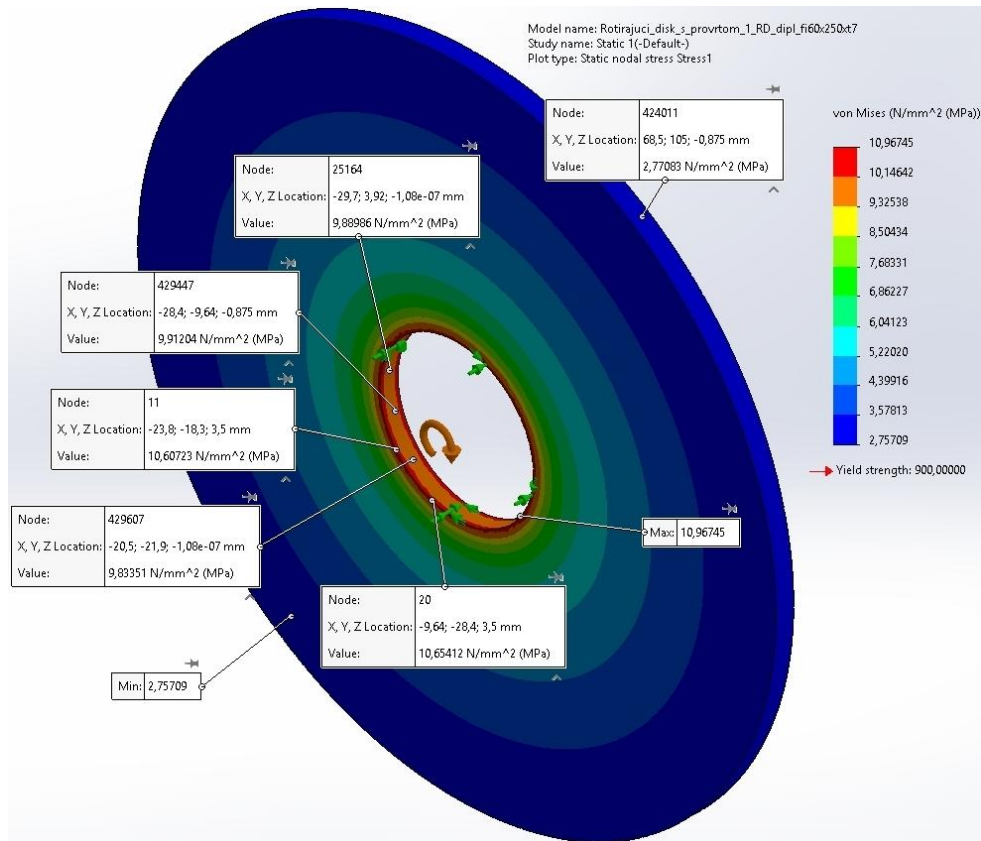
Na kraju je tablično prikazana razlika izračunatih vrijednosti po obje metode proračuna u postocima, na način da je apsolutna razlika između rezultata podijeljena sa njihovom srednjom vrijednošću.



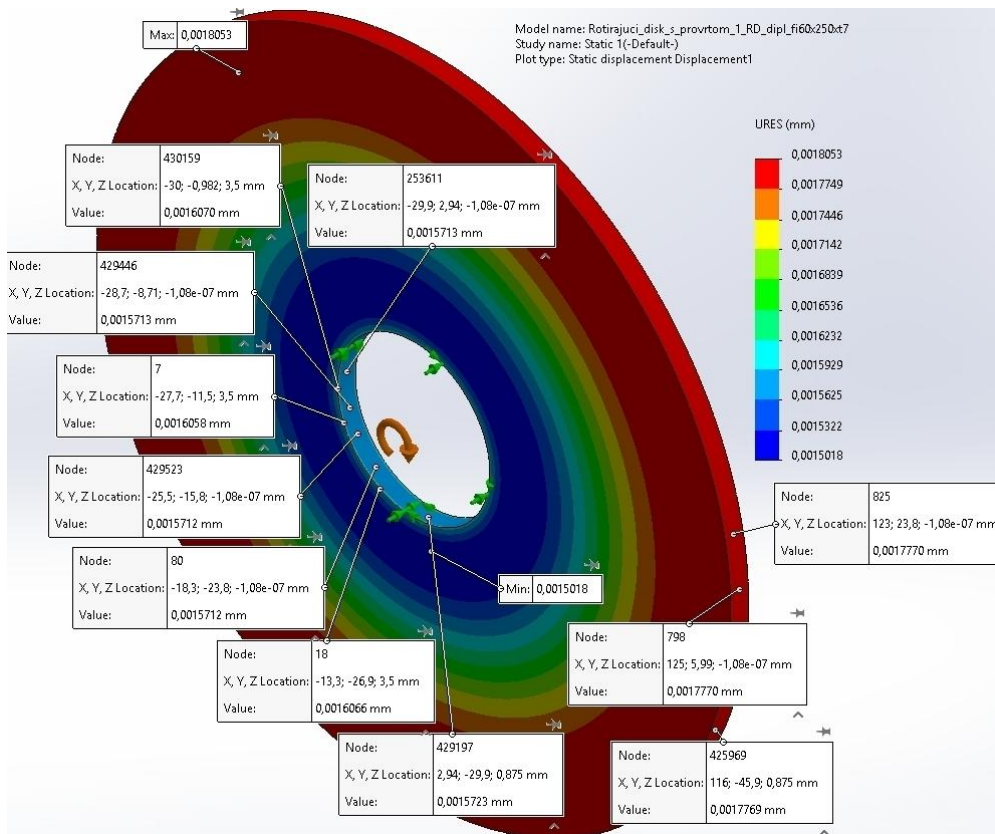
Slika 8 Izrada modela rotirajućeg diska konstantne debljine sa središnjim otvorom (bez utora za pero i nesredišnjih provrta)



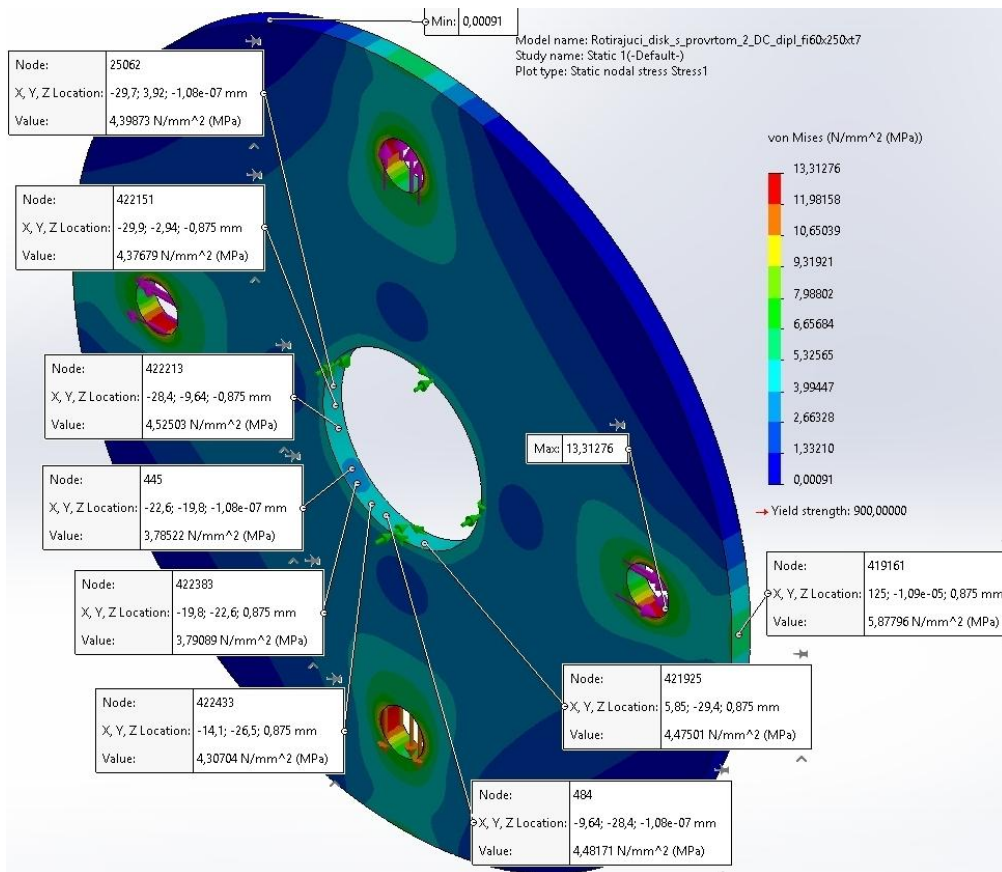
Slika 9 Izrada modela rotirajućeg diska konstantne debljine sa središnjim i nesredišnjim provrtima (bez utora za pero)



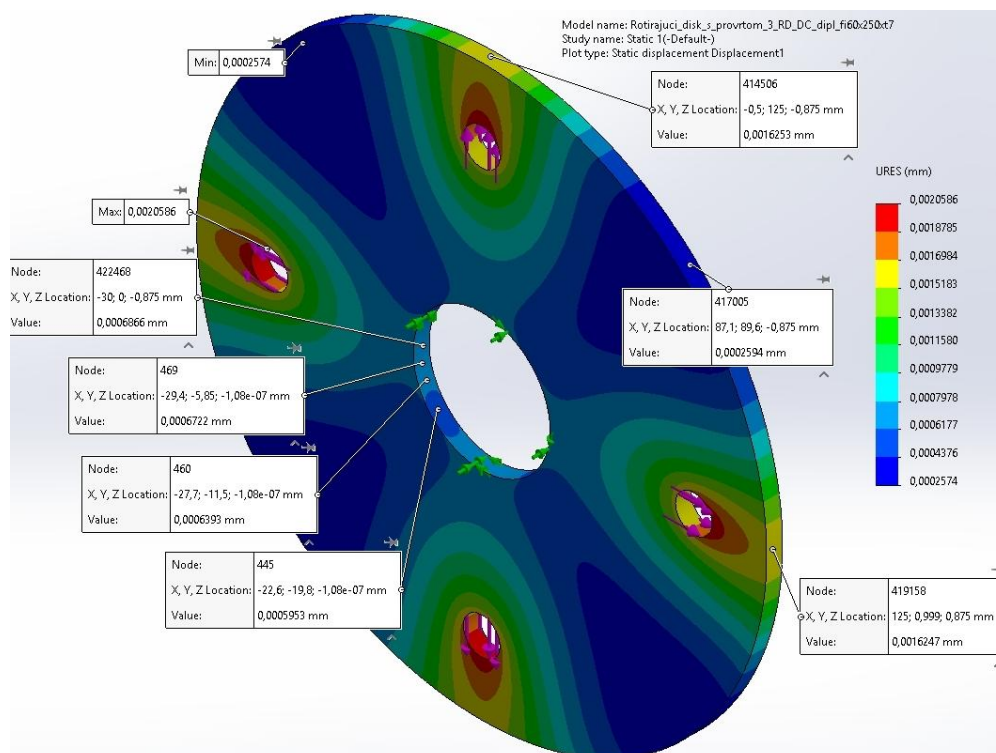
Slika 10 Naprezanja u rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom



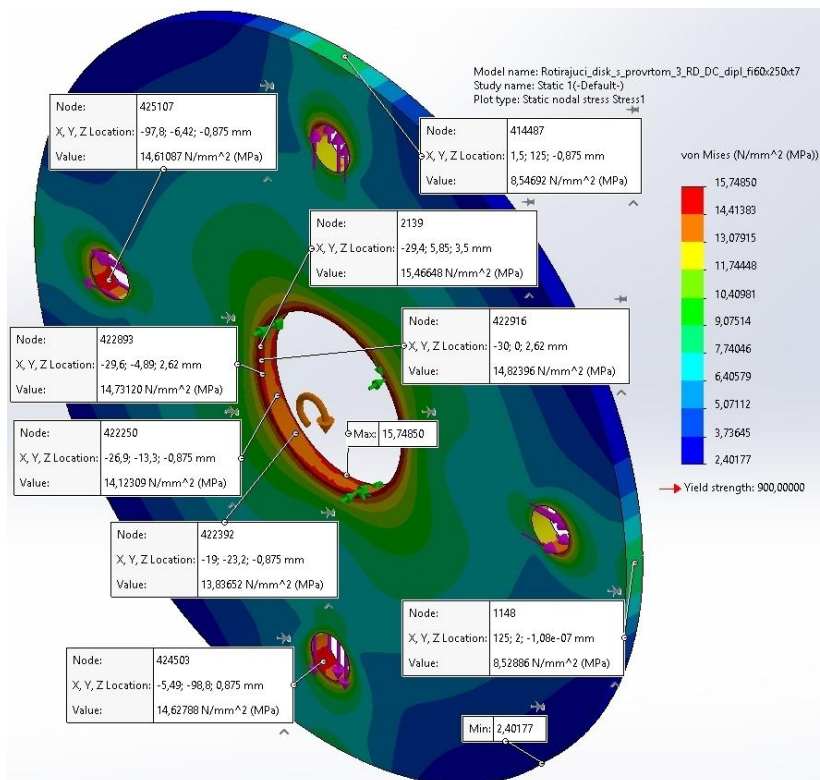
Slika 11 Pomaci na rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom



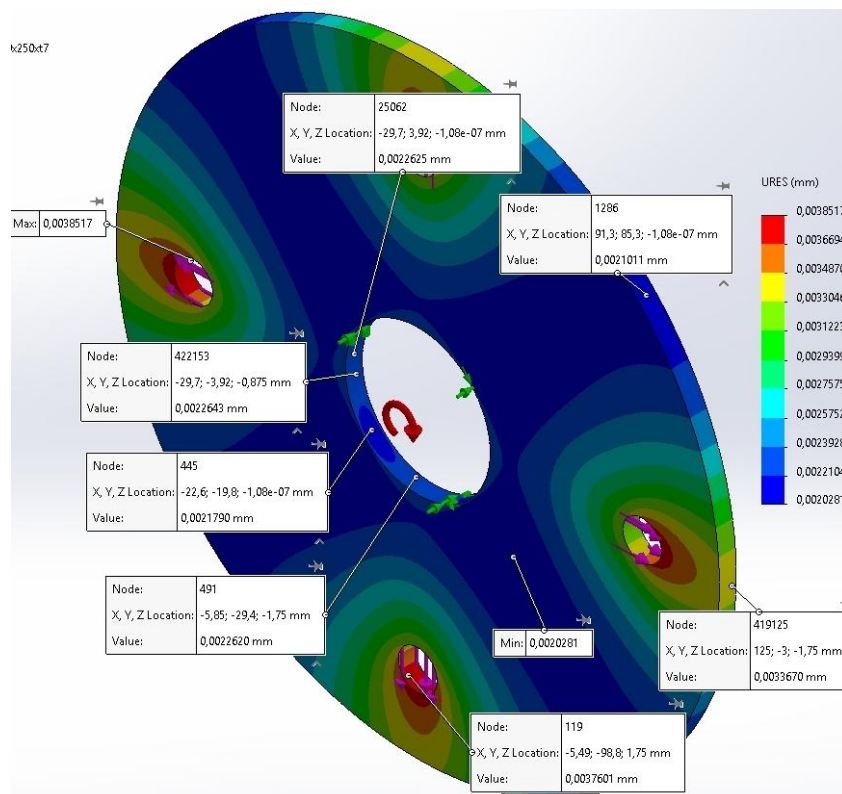
Slika 12 Naprezanja u disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom sa samo četiri koncentrirane sile



Slika 13 Pomaci na disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom sa samo četiri koncentrirane sile



Slika 14. Naprezanja u rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom centrifugalnim tj. koncentriranim silama u provrtima ovjesa čekića (rotacija + centrifugalne sile ovješnih masa)



Slika 15 Pomaci na rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom centrifugalnim tj. koncentriranim silama u provrtima ovjesa čekića (rotacija + centrifugalne sile ovješnih masa)

4.5.1 Usporedba rezultata nauke o čvrstoći i metode konačnih elemenata

Razlika u rezultatima (za prvi model) između metoda nauke o čvrstoći i metode konačnih elemenata (MKE), za rotirajući disk s centralnim provrtom konstantne debljine je 6,54 % i odnosi se na najveću vrijednost naprezanja dobivenu konačnim elementima na unutarnjem radijusu. Ako bi se razmatrale druge vrijednosti ili srednja vrijednost, razlika bi bila značajno manja. Cirkularno naprezanje na vanjskom radijusu gotovo je isto onome dobivenom s MKE. Razlika u pomacima je zanemarivo mala.

Drugi model ima očekivanu razliku u rezultatima. Do izražaja dolazi razlika u analitičkom proračunskom modelu koji je debelostjena cijev opterećena vanjskim potlakom i stvarnog opterećenja koncentriranim silama. Razlika u cirkularnom naprezanju na unutarnjem rubu je 14,6 %. Naprezanja i pomake na vanjskom rubu nema smisla uspoređivati jer je utjecaj koncentriranih sila u ovjesu čekića, blizu vanjskog ruba, značajno drugačiji od pretpostavljenog jednolikog tlaka. Također, ako se zanemare površinski pritisci u provrtima ovjesa čekića naprezanja na vanjskom rubu oba proračunska modela su relativno mala.

Treća simulacija odnosi se na ukupno opterećenje diska, koje se sastoji od rotacije i centrifugalnih sila ovješene masa. Kada se superponiraju vrijednosti cirkularnih naprezanja i pomaka na unutarnjem radijusu diska, razlike su male. Razlika u pomacima na vanjskom radijusu očekivano je velika.

Iz prezentiranih rezultata vidljivo je da se za disk mlina čekićara cirkularna naprezanja mogu odrediti i klasičnim metodama nauke o čvrstoći, kao što je to napravljeno u [5]. U ovom radu izračunati su i pomaci. Isto kao i kod naprezanja, pomaci na unutarnjoj stjenki prilično se dobro poklapaju. Kritično mjesto sa stanovišta čvrstoće je na unutarnjem promjeru diska, a ujedno na tom dijelu je i najmanji utjecaj nepoklapanja proračunskog modela i stvarnog strojnog dijela. Također, radialna naprezanja kod rotirajućeg diska i kod debelostjene cijevi opterećene vanjskim tlakom su na unutarnjem promjeru jednaka nuli, pa je za oba modela cirkularno naprezanje jednako ekvivalentnom [36], što olakšava proračun. Naprezanja u aksijalnom, uzdužnom smjeru, jednaka su nuli za oba proračunska modela [2], [36].

Tablica 1 Usporedba rezultata dobivenih metodom nauke o čvrstoći i FEM analize

	Naprezanja i pomaci	N.O.Č.	MKE	Razlika (%)
1. Proračunski model: rotirajući disk s centralnim provrtom konstantne debljine				
1.	$\sigma_{\varphi.RD.r1} = \sigma_{ekv.HMH}$, MPa	10,2733	10,96745 (max, n.r.)	6,54
2.	$\sigma_{\varphi.RD.r2} = \sigma_{ekv.HMH}$	2,7743	2,77083	0,1252
3.	$u_{r1.RD}$, mm	0,0015805	0,001607 (n.r.)	1,663
4.	$u_{r2.RD}$, mm	0,0017784	0,001777	0,0788
2. Proračunski model: otvorena debelostjena cijev opterećena vanjskim tlakom tj. potlakom				
5.	$\sigma_{\varphi.DC.r1} = \sigma_{ekv.HMH}$, MPa	5,2375	4,52503 (max)	14,6
6.	$u_{r1.DC}$, mm	0,0008058	0,0006866 (max)	15,97
7.	$u_{r2.DC}$, mm	0,0010544 *	0,0016247 * (ovjes)	42,57 *
3. Superpozicija gornja dva proračunska modela				
8.	$\sigma_{\varphi.super} = \sigma_{ekv.HMH}$, MPa	15,5109	15,7485 (max)	1,52
9.	$u_{r1.super}$, mm	0,0023863	0,0022643	5,25
10.	$u_{r2.super}$, mm	0,0028328 *	0,003367 * (ovjes)	17,233 *

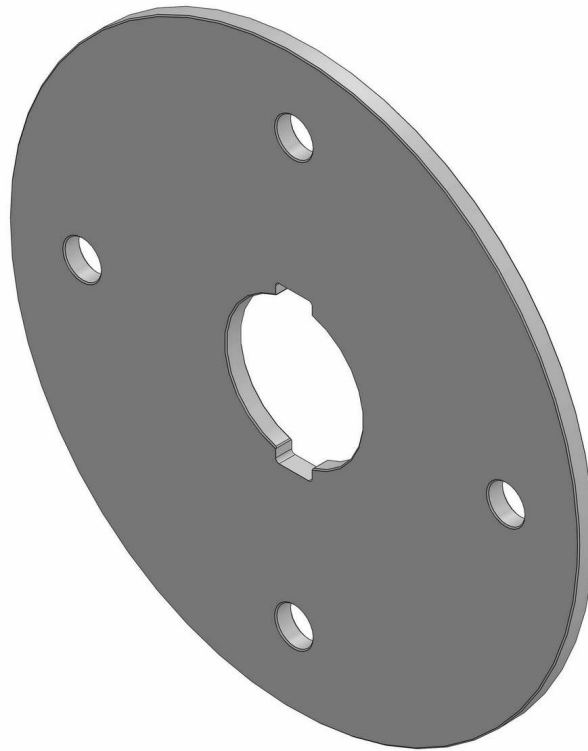
- * Rezultate obilježene zvjezdicom zapravo nema smisla uspoređivati jer na tom dijelu dolazi do velike razlike između proračunskog modela nauke o čvrstoći i stvarnog strojnog elementa

- n.r. predstavlja napomenu da je u obzir uzeta vrijednost koja čini najveću razliku između nauke u čvrstoći i metode konačnih elemenata.

- max. označava maksimalnu očitenu vrijednost

Pretpostavka je da bi kod većih izvedbi mlina čekićara, koji na obodu imaju ovješeno šest čekića umjesto četiri, razlika bila još manja jer bi opterećenje bilo ravnomjernije raspoređeno po vanjskom promjeru.

Na slici 16 prikazan je konačno oblikovan disk mlina čekićara. Unutarnji promjer je 60 mm, vanjski promjer diska 250 mm, a debljina 7 mm. Položaj provrta za ovjes čekića je na radijusu 93 mm, a promjer provrta za svornjake iznosi 16 mm. Utor za pero je standardan za pero dimenzija 16x10 mm. Radijus utora za pero je 1,5 mm radi smanjenja koncentracije naprezanja na kritičnom mjestu diska. Na svim rubovima napravljena su skošenja.



Slika 16 Konačno oblikovan disk rotora mlina čekićara dimenzija $\Phi 60 \times \Phi 250 \times t7$ s utorima za pera

5 PROVJERA NAPREZANJA U OSTALIM ELEMENTIMA ROTORA

U nastavku diplomskog rada provjerena su naprezanja u ostalim dijelovima rotora, kao što su svornjak ovjesa čekića, pero spojke, pera diskova i čekić. Za svaki pojedini strojni dio definirana su opterećenja i proračunski model, a određena proračunska naprezanja uspoređena su s dopuštenim.

5.1 Provjera naprezanja u svornjaku ovjesa čekića

Svornjak ovjesa čekića je ravan, puni nosač oslonjen na više oslonaca. Karakteristika ovih nosača je veća čvrstoća i krutost u odnosu na jednostavne grede oslonjene na dva oslonca. No, u praksi njihova nosivost ovisi o preciznosti izrade, jer nejednakost visine oslonaca utječe na reakcije oslonaca, veličinu naprezanja uslijed djelovanja momenata savijanja i posmična naprezanja [4].

Moment savijanja i naprezanja u svornjaku ovjesa čekića određeni su na tri načina i međusobno uspoređeni ovisno o preporukama literature. U koliko se zanemare tolerancije, tj. netočnost pri izradi, svornjak ovjesa čekića najbolje matematički opisuje model grede oslonjene na više oslonaca. Eventualni porast naprezanja uslijed netočnosti izrade, abrazivne atmosfere i udarnog opterećenja pokriveni su većim faktorima udara i sigurnosti.

Kontinuirano opterećenje nosača tj. centrifugalna sila raspoređena duž svornjaka ovjesa čekića uključujući masu samog svornjaka, iznosi prema jednadžbi (51):

$$q_{Fc.uk} = \frac{F_{c.uk}}{l_{rd.svo}} \quad (51)$$
$$q_{Fc.uk} = \frac{2399,27}{0,024} = 99969,58 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Najveći moment savijanja u ravnom, punom nosaču na sedam oslonaca nalazi se iznad drugog oslonca i prema [4] i jednadžbi (52) iznosi:

$$M_{y.svo.1} = \frac{11}{104} \cdot q_{Fc.uk} \cdot l_{rd.svo}^2 \quad (52)$$

$$M_{y.svo.1} = \frac{11}{104} \cdot 99969,58 \cdot 0,024^2 = 6,09 \text{ Nm}$$

Najveće naprezanje uslijed djelovanja tog momenta savijanja je prema [27] i jednadžbi (53):

$$\sigma_{s.svo.1} = \frac{32 \cdot M_{y.svo.1}}{d_{svo}^3 \cdot \pi} \quad (53)$$

$$\sigma_{s.svo.1} = \frac{32 \cdot 6,09}{0,016^3 \cdot \pi} = 15,14 \text{ MPa}$$

Ponekad se kontinuirani nosač pojednostavi, te se moment savijanja odredi kao da je riječ o jednostavnoj gredi na dva oslonca opterećenoj kontinuiranim opterećenjem. Najveći moment je na sredini raspona nosača, a prema [27] i jednadžbi (54) iznosi:

$$M_{y.svo.2} = \frac{q_{Fc.uk} \cdot l_{rd.svo}^2}{8} \quad (54)$$

$$M_{y.svo.2} = \frac{99969,58 \cdot 0,024^2}{8} = 7,198 \text{ Nm}$$

Bez obzira što razlika u vrijednostima izračunatih momenata savijanja i nije toliko velika, riječ je o različitim proračunskim modelima i različitim položajima tih maksimalnih momenata duž uzdužne osi nosača (os x). No kako je promjer svornjaka kontinuiran, kriterij čvrstoće biti će zadovoljen bez obzira na različit položaj maksimalnog momenta savijanja duž uzdužne osi x.

Naprezanje uslijed djelovanja momenta $M_{y.svo.2}$ je prema [27] i jednadžbi (55):

$$\sigma_{s.svo.2} = \frac{32 \cdot M_{y.svo.2}}{d_{svo}^3 \cdot \pi} \quad (55)$$

$$\sigma_{s.svo.2} = \frac{32 \cdot 7,197}{0,016^3 \cdot \pi} = 17,897 \text{ MPa}$$

U izvoru [5] je za utvrđivanje momenta savijanja svornjaka ovjesa čekića upotrijebljen model

grede na dva oslonca s koncentriranom silom na sredini raspona. Jedina je razlika što je izraz korišten za dimenzioniranje, tj. određivanje minimalnog promjera. Opterećenje uslijed djelovanja inercijskih sila predstavlja kontinuirano opterećenje a ne koncentriranu silu, pa su dobiveni rezultati na sigurnijoj strani. Također, kao što je navedeno za izraz (54), položaj maksimalnog momenta nije na istom mjestu. Ista jednađžba, samo drugačije zapisana, može se pronaći u [27] ili izvesti pomoću elementarnog znanja mehanike i matematike, jednađžba (56):

$$M_{y.svo.3} = \frac{F_{c.uk} \cdot l_{rd.svo}}{4} \quad (56)$$

$$M_{y.svo.3} = \frac{2399,27 \cdot 0,024}{4} = 14,4 \text{ Nm}$$

Naprezanje u svornjaku je tada po [27] i jednađžbi (57):

$$\sigma_{s.svo.3} = \frac{32 \cdot M_{y.svo.3}}{d_{svo}^3 \cdot \pi} \quad (57)$$

$$\sigma_{s.svo.3} = \frac{32 \cdot 14,4}{0,016^3 \cdot \pi} = 35,81 \text{ MPa}$$

Provjera dinamičke sigurnosti svornjaka izvedena prema [2], [23] ili [25] po jednađžbi (58):

$$S_{post.svo.1} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.svo} \cdot b_{2.svo}}{\sigma_{s.svo.1} \cdot f_{u.svo}} \quad (58)$$

σ_{fDN} – trajna dinamička čvrstoća za naizmjenični ciklus tipa „-1“, za 42CrMo4 je prema [27] **460 ... 550 MPa**, a prema [34] **550 MPa**. Kako trajna dinamička čvrstoća ove vrste čelika uvelike ovisi o postupku poboljšavanja tj. popuštanju nakon kaljenja, odabrana je vrijednost od **500 MPa**.

$b_{1.svo}$ – faktor veličine strojnog dijela, za $d_{svo} = 16 \text{ mm}$, $b_{1.svo} = 0,95$ [23]

$b_{2.svo}$ – faktor kvalitete površine, za srednje fino obrađeno, $b_{2.svo} = 0,7$ [23]

$f_{u.svo}$ – faktor udara procijenjen prema [2], [23] te uz usporedbu s [30], $f_{u.svo} = 3$

Postojeća sigurnost svornjaka ovjesa čekića, ako se pretpostavi moment savijanja nosača $M_{y.svo.1}$ (nosač na više oslonaca) prema [23] i izračuna se prema (58):

$$S_{post.svo.1} = \frac{500 \cdot 0,95 \cdot 0,7}{15,14 \cdot 3} = 7,32$$

Ako se pretpostavi moment savijanja nosača $M_{y.svo.3}$, kao što je napravljeno u [5], tj. greda na dva oslonca sa silom na sredini raspona, postojeća sigurnost svornjaka ovjesa čekića iznosi prema [23] i jednadžbi (59):

$$S_{post.svo.3} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.svo} \cdot b_{2.svo}}{\sigma_{s.svo.3} \cdot f_{u.svo}} \quad (59)$$

$$S_{post.svo.3} = \frac{500 \cdot 0,95 \cdot 0,7}{35,81 \cdot 3} = 3,095$$

Uz uzimanje u obzir trajne dinamičke čvrstoće, veličine strojnog dijela, hrapavosti površine i faktora udara 3, te strožeg određivanja momenta savijanja, minimalni postojeći dinamički koeficijent sigurnosti je 3, što zadovoljava.

5.2 Provjera površinskog pritiska pera diskova i pera spojke

Izračun opterećenja pera i površinskog pritiska napravljen je prema [11], a oblikovanje utora, radijusa utora i njihov položaj na vratilu napravljeni su prema uputama iz [8] i [35], koje su vrlo detaljne. Radijusi utora za pero malo su povećani radi smanjenja koncentracije naprezanja u vratilu, gdje obično dolazi do začetka pukotine, koja kasnije tijekom rada propagira [8] i [33]. Zbog toga su skošenja na perima malo povećana. Navedene promjene obuhvaćene su proračunom i izražene korigiranim dimenzijama, tj. efektivnim visinama pera. Koeficijenti sigurnosti za površinske pritiske na perima nisu veliki kao za cirkularna naprezanja u diskovima ili ekvivalentna naprezanja u vratilu, tj. pera se obično ne predimenzioniraju [8], osim ako to konstrukcijski kriteriji posebno ne zahtijevaju.

5.2.1 Provjera površinskog pritiska pera diskova

U nastavku je provjeren površinski pritisak između pera i utora za pero u disku. Napravljena je pretpostavka da se u najnepovoljnijem slučaju maksimalni okretni moment elektromotora prenese na jedan disk. Ovako stroga pretpostavka napravljena je zato jer je kritično mjesto na disku njegov unutarnji promjer, tj. utor za pero, pa je važno da pri eventualnim preopterećenjima ne dođe do oštećenja kritičnog dijela diska koji je ujedno i kritični dio konstrukcije rotora.

$P_{EM} = 7,5 \text{ kW}$ snaga elektromotora [45]

$M_{t,EM.N} = 24,6 \text{ Nm}$ nazivni okretni moment elektromotora [45]

$x_{EM} = 4,3$ omjer maksimalnog i nazivnog okretnog momenta trofaznog asinkronog elektromotora [45]

Standardno pero 16x10 mm x 2 kom

$i_{per} = 2$ broj pera na rotoru, simetrično postavljena, radi smanjenja opterećenja utora za pero u disku te povećanja dinamičke stabilnosti rotora

$l_{t,pr} = t_d = 7 \text{ mm}$ nosiva duljina pera rotora jednaka debljini diska

$h_{p,r} = 10 \text{ mm}$ visina pera rotora

$s_{sp,r} = 1,6 \text{ mm}$ skošenje ruba pera rotora, radi radijusa utora za pero kojem je svrha smanjenje koncentracije naprezanja u vratilu

Korigirana, efektivna visina pera rotora je prema jednadžbi (60):

$$h_{p.kr} = h_{p,r} - (2 \cdot s_{sp,r}) \quad (60)$$

$$h_{p.kr} = 10 - (2 \cdot 1,6) = 6,8 \text{ mm}$$

Maksimalan okretni moment elektromotora se izračuna pomoću [45] i jednadžbe (61):

$$M_{t,EM.max} = M_{t,EM.N} \cdot x_{EM} \quad (61)$$

$$M_{t.EM.max} = 24,6 \cdot 4,3 = 105,78 \text{ Nm}$$

Tangencijalna sila koja djeluje na pero rotora se prema [11] izračuna po jednadžbi (62):

$$F_{t.max.r} = \frac{M_{t.EM.max}}{r_1} \quad (62)$$

$$F_{t.max.r} = \frac{105,78}{0,03} = 3526 \text{ N}$$

Slijedi izračun površinskog pritiska između pera i diska. Broj pera pomnožen je s 0,8 prema uputi iz [11], jer je zbog tolerancija izrade teško osigurati potpuno nalijeganje glavine, tj. utora diska na oba pera, jednadžba (63):

$$p_{pp.r} \approx \frac{F_{t.max.r}}{0,5 \cdot h_{p.kr} \cdot l_{t.pr} \cdot (i_{per} \cdot 0,8)} \quad (63)$$

$$p_{pp.r} \approx \frac{3526}{0,5 \cdot 6,8 \cdot 7 \cdot (2 \cdot 0,8)} \approx 92,59 \text{ MPa}$$

Pera se obično izrađuju od St 50, St 60 ili C45. Prema [28] C45 u poboljšanom stanju ima istu vlačnu čvrstoću kao St 70, a ostala svojstva su mu malo bolja. Također, u [28] se navodi dopušteni površinski pritisak za St70 za statičko opterećenje $p_{dop} = 200 \text{ MPa}$, a za izmjenično dinamičko opterećenje potrebno je statički dopušteni površinski pritisak pomnožiti s 0,5.

Dopušteni površinski pritisak za pero i glavinu je prema [28] i jednadžbi (64):

$$p_{dop.din} = p_{dop} \cdot 0,5 \quad (64)$$

$$p_{dop.din} = 200 \cdot 0,5 = 100 \text{ MPa.}$$

$$p_{pp.r} \approx 92,59 \text{ MPa} < p_{dop.din} = 100 \text{ MPa} \text{ što zadovoljava}$$

Ako površinski pritisak zadovoljava za materijal pera C45, zadovoljava i za materijal diskova „Hardox 400“, čija su mehanička svojstva navedena u potpoglavlju 4.3 pri provjeri naprezanja

u diskovima.

5.2.2 Provjera površinskog pritiska pera spojke

Za priključak spojke na vratilo koristi se standardno pero dimenzija 10x8 mm.

$l_{t.ps} = 30 \text{ mm}$ nosiva duljina pera spojke

$h_{p.s} = 8 \text{ mm}$ visina pera spojke

$s_{sp.s} = 1 \text{ mm}$ skošenje ruba pera spojke, radi radijusa utora za pero kojem je svrha smanjenje koncentracije naprezanja u vratilu

$d_{1.vr} = 38 \text{ mm}$ promjer vratila na mjestu spojke

Korigirana, efektivna visina pera spojke umanjena za skošenje bridova izračuna se po jednadžbi (65):

$$h_{pk.s} = h_{p.s} - (2 \cdot s_{sp.s}) \quad (65)$$

$$h_{pk.s} = 8 - (2 \cdot 1) = 6 \text{ mm}$$

Tangencijalna sila koja djeluje na pero spojke izračuna se prema [11] i jednadžbi (66):

$$F_{t.max.s} = \frac{M_{t.EM.max}}{r_{1.vr}} \quad (66)$$

$$F_{t.max.s} = \frac{105,78}{0,019} = 5567,37 \text{ N}$$

Površinski pritisak između pera i spojke izračuna se prema [11] i jednadžbi (67):

$$p_{pp.s} \approx \frac{F_{t.max.s}}{0,5 \cdot h_{pk.s} \cdot l_{t.ps}} \quad (67)$$

$$p_{pp.s} \approx \frac{5567,37}{0,5 \cdot 6 \cdot 30} \approx 61,86 \text{ MPa}$$

$$p_{pp.s} \approx 61,86 \text{ MPa} < p_{dop.din} = 100 \text{ MPa} \text{ što zadovoljava}$$

5.3 Provjera vlačne čvrstoće čekića

Pretpostavljeno je da je čekić opterećen vlačno, uslijed djelovanja inercijske sile uzrokovane masom i normalnim ubrzanjem pri rotaciji. Kritičan presjek čekića je na mjestu provrta njegovog ovjesa. Eventualna poprečna i udarna opterećenja obuhvaćena su visokim faktorom udara i visokim postojećim dinamičkim faktorom sigurnosti.

Odabrani materijal čekića je prema [47], [48], [49], [50] „Hardox 500“ približno sljedećih svojstava:

$$R_m \approx 1580 \text{ MPa}$$

$$R_e \approx \text{od } 1250 \text{ do } 1400 \text{ MPa}$$

$$KV = 37 \text{ J} / -40 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (ISO EN 148)}$$

Trajna dinamička čvrstoća za izmjenični vlačno - tlačni ciklus, za čelike za poboljšavanje prema [28] približno iznosi prema jednadžbi (68):

$$R_{d-1} = 0,41 \cdot R_m \tag{68}$$

$$R_{d-1} = 0,41 \cdot 1580 = 647,80 \text{ MPa}$$

Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerni vlačni ciklus za čelike za poboljšavanje prema [28] približno iznosi po jednadžbi (69):

$$R_{d0} = 1,7 \cdot R_{d-1} \tag{69}$$

$$R_{d0} = 1,7 \cdot 647,8 = 1101,26 \text{ MPa}$$

Minimalna površina poprečnog presjeka čekića na mjestu ovjesa izračuna se po jednadžbi (70):

$$A_{pppc} = t_{cek} \cdot (b_{cek} - d_{svo}) \tag{70}$$

$$A_{pppc} = 5 \cdot (40 - 16) = 120 \text{ mm}^2$$

Naprezanje na vlak u čekiću na mjestu kritičnog presjeka izračuna se prema [27] pomoću

jednadžbe (71):

$$\sigma_{v.cek} = \frac{F_{c.cek}}{A_{pppc}} \quad (71)$$

$$\sigma_{v.cek} = \frac{1789,55}{120} = 14,913 \text{ MPa}$$

Faktori koncentracije naprezanja:

$b_{1.cek} = 1$ faktor veličine strojnog dijela uzet je 1, jer je vlačna čvrstoća navedena kao približna, a granica razvlačenja iskazana je kao interval za više debljina lima, pa je nema potrebe umanjivati.

$b_{2.cek} = 0,55$ faktor kvalitete površinske obrade, grubo obrađeno [23]

$f_u = 3$ faktor udara, odabran isti kao i za druge dijelove, prema [2], [23] te uz usporedbu s [30]

Za određivanje koncentracije naprezanja u provrtu koju uzrokuje spoj sa svornjakom, potrebno je poznavati tolerancije dosjeda [35]. Kako se svornjak ovjesa čekića teoretski oslanja na sedam diskova, te uzimajući u obzir tolerancije koje se postižu tehnologijom kojom se izrađuju ovakvi strojevi, ne može se podrazumijevati ista tolerancija u svakom provrtu tj. jednoliko nalijeganje na sve oslonce. Ova činjenica uzeta je u obzir i pri proračunu čvrstoće svornjaka. Sličan efekt javlja se kod pera ili klinastih vratila, kada se istovremeno oslanjanja nekoliko površina jednog elementa na više površina drugog [11].

Prema postojećim dimenzijama čekića i svornjaka potrebno je izračunati odnose između veličina u spoju [35].

Omjer udaljenosti provrta od ruba (u smjeru toka sile) i širine čekića se prema [35] izračuna po jednadžbi (72):

$$\frac{y_{p.svo}}{b_{cek}} = \frac{25}{40} = 0,625 \quad (72)$$

Omjer promjera provrta na čekiću, tj. promjera svornjaka i širine čekića se prema [35] izračuna po jednadžbi (73):

$$\frac{d_{svo}}{b_{cek}} = \frac{16}{40} = 0,4 \quad (73)$$

Za navedene omjere očitani su koeficijent zarezno djelovanja iz dijagrama u izvoru [35]:

$$K_{te} = 3,25$$

Postojeća dinamička sigurnost na vlak za istosmjerni ciklus prema [2] i [23], te uz usporedbu sa sličnim izrazima iz [30] izračuna se po jednadžbi (74):

$$S_{post.cek} = \frac{R_{d0} \cdot b_{2.cek}}{\sigma_v \cdot K_{te} \cdot f_u} \quad (74)$$

$$S_{post.cek} = \frac{1101,26 \cdot 0,55}{14,913 \cdot 3,25 \cdot 3} = 4,166$$

6 DIMENZIONIRANJE I OBLIKOVANJE VRATILA ROTORA

Proračun vratila mlina čekićara obuhvaća definiranje opterećenja i pretpostavke proračunskog modela, određivanje reakcija te unutarnjih sila i momenata. Nakon toga slijedi izračun minimalnih promjera vratila, izbor ležajeva pa određivanje konačnih dimenzija. Zatim je napravljena provjera postojeće dinamičke sigurnosti. Na kraju je proračunat dinamički moment tromosti rotora, radi procjena savojne i uvojne vlastite frekvencije, odnosno kritične brzine vrtnje. Na slikama 17 i 18 prikazana je preliminarna konstrukcija vratila.



Slika 17 Preliminarna konstrukcija vratila – nacrt



Slika 18 Preliminarna konstrukcija vratila – uzdužni presjek

6.1 Uvod i pretpostavke za proračun vratila

Vratilo mlina čekićara složeno je opterećeno momentima uvijanja i savijanja. U proračunu je pretpostavljeno najnepovoljnije maksimalno opterećenje (slika 19). Maksimalni moment uvijanja na vratilu ostvaruje se maksimalnim momentom elektromotora, koji je prema katalogu proizvođača [45] ili [46] za trofazni asinkroni motor približno 4,3 puta veći od nazivnog. Moment savijanja uzrokuje težina rotora u vertikalnoj ravnini te tangencijalna sila koja odgovara reduciranom momentu elektromotora. Prilikom pretpostavljenog preopterećenja tangencijalna sila može zauzeti bilo koji (tangenti) položaj na rotoru, a najnepovoljniji slučaj je kada bi se našla u vertikalnoj ravnini i sumirala se s težinom rotora. Također, duž osi rotora (os z) najnepovoljniji slučaj je kada bi se našla na sredini raspona oslonaca. Težina, koja u

principu predstavlja kontinuirano opterećenje, svedena je na koncentriranu silu. Proračunski model s opterećenjem, reakcijama, dijagramima poprečnih sila, momenata savijanja i uvijanja prikazan je na slici 19, a napravljen je u skladu s općeprihvaćenim pravilima mehanike, nauke o čvrstoći i elemenata strojeva, sukladno [1], [3], [11] i [25].

Proračun vratila napravljen je prema [23] i [25], a neki podaci preuzeti su iz [27], [28] i [34]. Sukladno nauci o čvrstoći, primijenjene su sve pretpostavke i ispunjeni uvjeti za primjenu proračunskog modela složeno opterećenih greda ili štapova prema [1]. Ekvivalentni momenti izračunati su po HMM teoriji čvrstoće [1], [6] ili [33]. Neke oznake su prilagođene, nadopunjene ili promijenjene radi prilagodbe proračunu u kojem se veći broj potrebnih proračunatih veličina ponavlja. U pojedinim navedenim izvorima neke jednadžbe zapisane su u skraćenom, pojednostavljenom obliku ili su određene vrijednosti izračunate, dok su u ovom radu zapisane u punom obliku, na primjer bez unaprijed izračunatih razlomaka i konstanti. Na kraju, vratilo je oblikovano prema uputama iz [35], pogotovo utori za pera i njihovi radijusi, te udaljenost od rubova ili ramena vratila.

6.2 Određivanje opterećenja vratila i reakcija u osloncima

Ulazni podaci u proračun su:

$$P_{EM} = 7,5 \text{ kW} = 7500 \text{ W} \quad \text{snaga elektromotora [45] ili [46]}$$

$$n_{EM} = 2916 \text{ okr/min} = 48,6 \text{ okr/s} \quad \text{broj okretaja elektromotora [45]}$$

$$M_{t,EM.N} = 24,6 \text{ Nm} \quad \text{nazivni okretni moment elektromotora [45]}$$

$$x_{EM} = 4,3 \quad \text{omjer maksimalnog i nazivnog okretnog momenta trofaznog asinkronog elektromotora [45]}$$

$$m_{rot} = 35,4 \text{ kg} \quad \text{masa rotora mlina čekićara}$$

$$\sigma_{f,dop} = 40 \text{ MPa} \quad \text{dopušteno na prezanje na savijanje, orijentacijska vrijednost za određivanje minimalnog promjera [25]}$$

$$\tau_{dop} = 30 \text{ MPa} \quad \text{dopušteno naprezanje na uvijanje, orijentacijska vrijednost za određivanje minimalnog promjera [25]}$$

$$\sigma_{f,DN} = 500 \text{ MPa} \quad \text{trajna dinamička čvrstoća (za ciklus k = -1), za 41Cr4 ili 34CrMo4 [34] (ovisno o izvoru i temperaturi popuštanja)}$$

$\tau_{tDN} = 300 \text{ MPa}$ trajna dinamička uvojna čvrstoća (za ciklus $k = -1$), za 41Cr4 ili 34CrMo4 [34] (ovisno o izvoru i temperaturi popuštanja)

$f_u = 3$ faktor udara, prema [2], [23] te uz usporedbu s [30]

$R_{ov} = 93 \text{ mm}$ radijus položaja ovjesa svornjaka čekića na disku

Položaji u smjeru uzdužne osi x „s lijeva na desno“ od početka vratila do presjeka 7:

$l_1 = 0 \text{ mm}$ sredina pera spojke

$l_2 = 35 \text{ mm}$ od sredine pera spojke do prvog ramena

$l_3 = 87 \text{ mm}$ od sredine pera spojke do oslonca A

$l_4 = 65 \text{ mm}$ od oslonca A do drugog ramena

$l_5 = 82 \text{ mm}$ od oslonca A do početka utora za pero

$l_6 = 99 \text{ mm}$ od oslonca A do trećeg ramena

$l_7 = 180,5 \text{ mm}$ od oslonca A do hvatišta sila težine i tangencijalne sile

Položaji u smjeru osi x „s desna na lijevo“ od oslonca B do točke 7:

$l_{10} = 65 \text{ mm}$ od oslonca B do ramena

$l_9 = 75,5 \text{ mm}$ od oslonca B do navoja sigurnosne KM matice

$l_8 = 89 \text{ mm}$ od oslonca B do tehnološkog žljeba za izlaz alata

$l_{11} = 375 \text{ mm}$ razmak između oslonaca A i B

$\alpha_0 = 1$ faktor korekcije naprezanja prema [28]

Maksimalni okretni moment trofaznog asinkronog elektromotora se prema [45], uz promjenu i nadopunu oznaka, izračuna po jednadžbi (75):

$$M_{t.EM.max} = M_{t.EM.N} \cdot x_{EM} \quad (75)$$

$$M_{t.EM.max} = 24,6 \cdot 4,3 = 105,78 \text{ Nm}$$

Tangencijalna sila na radijusu ovjesa čekića se prema [27] i elementarnoj mehanici izračuna po

jednadžbi (76):

$$F_{Mt.max} = \frac{M_{t.EM.max}}{R_{ov}} \quad (76)$$

$$F_{Mt.max} = \frac{105,78}{0,093} = 1137,419 \text{ N}$$

Težina rotora mlina čekićara se prema [27] izračuna po jednadžbi (77):

$$F_G = m_{rot} \cdot g \quad (77)$$

$$F_G = 35,4 \cdot 9,80665 = 347,155 \text{ N}$$

Sila koja uzrokuje maksimalno savojno opterećenje vratila (tangencijalna sila na radijusu ovjesa plus težina rotora) izračuna se po jednadžbi (78):

$$F_{opt.max} = F_{Mt.max} + F_G \quad (78)$$

$$F_{opt.max} = 1137,42 + 347,155 = 1484,575 \text{ N}$$

Vertikalna reakcija u osloncu B prema [18] ili se izrazi pomoću elementarne statike i matematike te izračuna po jednadžbi (79):

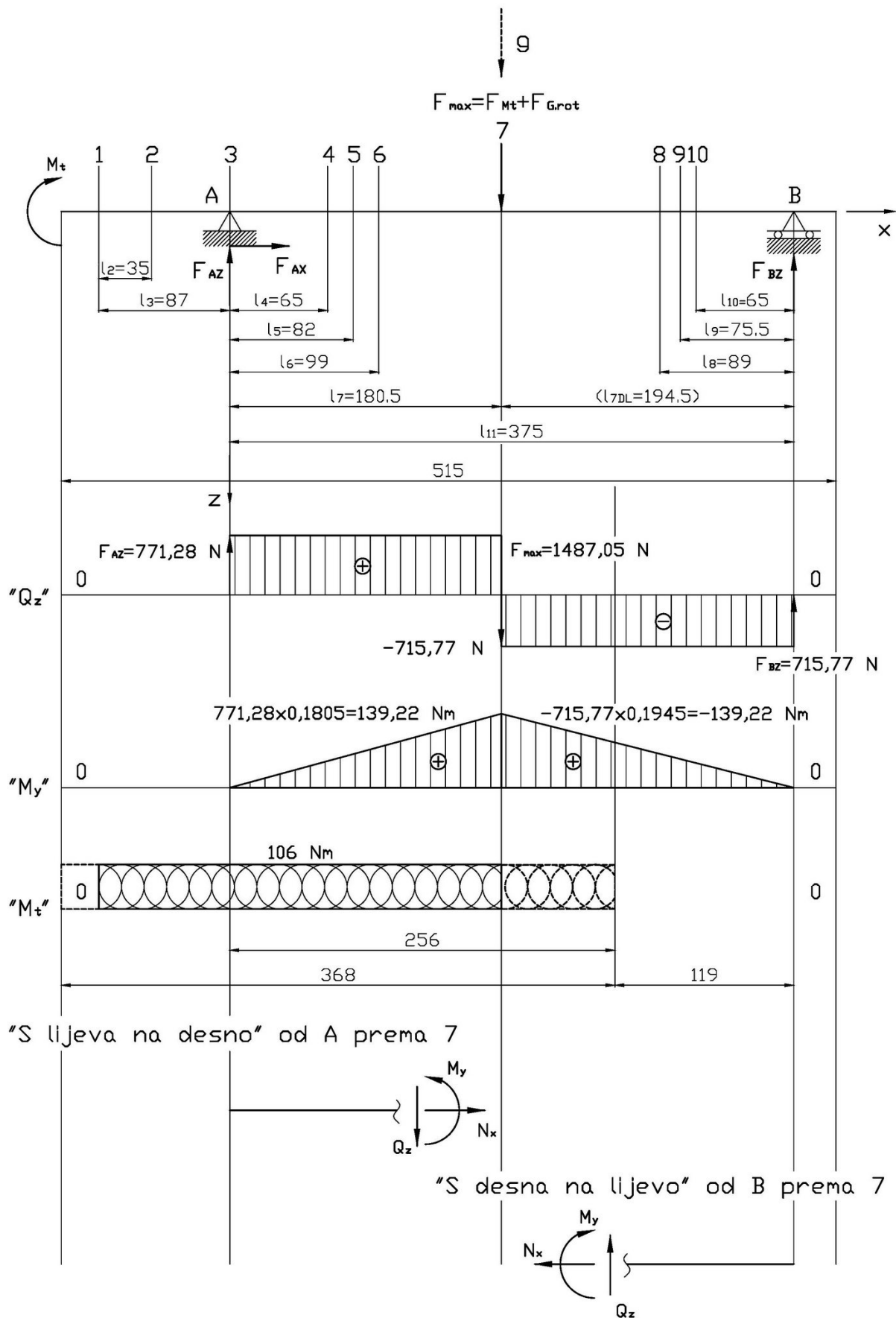
$$F_{Bz} = \frac{F_{opt.max} \cdot l_7}{l_{11}} \quad (79)$$

$$F_{Bz} = \frac{1484,575 \cdot 0,1805}{0,375} = 714,575 \text{ N}$$

Vertikalna reakcija u osloncu A pomoću elementarne statike i matematike izračuna se po jednadžbi (80):

$$F_{Az} = F_{opt.max} - F_{Bz} \quad (80)$$

$$F_{Az} = 1484,575 - 714,575 = 769,999 \text{ N}$$



Slika 19 Shematski prikaz proračunskog modela vratila

6.3 Određivanje minimalnih promjera vratila (idealno vratilo)

U presjecima od 1 do 3 djeluje samo moment uvijanja.

Minimalni promjer vratila u **presjeku 1** ($l_1 = 0 \text{ mm}$) prema [23] izračuna se po jednadžbi (81):

$$d_{min.1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t.EM,max}}{\pi \cdot \tau_{dop}}} \quad (81)$$

$$d_{min.1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 105,78}{\pi \cdot 30 \cdot 10^6}} = 26,187 \text{ mm}$$

Minimalni promjer vratila u **presjeku 2** ($l_2 = 35 \text{ mm}$):

$$d_{min.2} = d_{min.1} = 26,187 \text{ mm}$$

Minimalni promjer vratila u **presjeku 3** ($l_3 = 87 \text{ mm}$):

$$d_{min.3} = d_{min.1} = 26,187 \text{ mm}$$

Momenti savijanja i ekvivalentni momenti po HMH teoriji u presjecima od oslonca A do presjeka 7 ("s lijeva na desno").

Moment savijanja u **presjeku 4** ($l_4 = 65 \text{ mm}$) prema [23] izračuna se po jednadžbi (82):

$$M_{y4} = F_{Az} \cdot l_4 \quad (82)$$

$$M_{y4} = 769,999 \cdot 0,065 = 50,05 \text{ Nm}$$

Ekvivalentni moment u presjeku 4 prema [23] izračuna se po jednadžbi (83):

$$M_{ekv.4} = \sqrt{M_{y4}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t.EM.max})^2} \quad (83)$$

$$M_{ekv.4} = \sqrt{50,05^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78)^2} = 104,389 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila u presjeku 4 prema [23] izračuna se po jednadžbi (84):

$$d_{min.4} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ekv.4}}{\pi \cdot \sigma_f dop}} \quad (84)$$

$$d_{min.4} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 104,389}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 29,845 \text{ mm}$$

Moment savijanja u **presjeku 5** ($l_5 = 82 \text{ mm}$) prema [23] izračuna se po jednadžbi (85):

$$M_{y5} = F_{Az} \cdot l_5 \quad (85)$$

$$M_{y5} = 769,999 \cdot 0,082 = 63,14 \text{ Nm}$$

Ekvivalentni moment u presjeku 5 prema [23] izračuna se po jednadžbi (86):

$$M_{ekv.5} = \sqrt{M_{y5}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t.EM.max})^2} \quad (86)$$

$$M_{ekv.5} = \sqrt{63,14^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78)^2} = 111,26 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila u presjeku 5 prema [23] izračuna se po jednadžbi (87):

$$d_{min.5} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ekv.5}}{\pi \cdot \sigma_f dop}} \quad (87)$$

$$d_{min.5} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 111,26}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 30,485 \text{ mm}$$

Moment savijanja u **presjeku 6** ($l_6 = 99 \text{ mm}$) prema [23] izračuna se po jednadžbi (88):

$$M_{y6} = F_{Az} \cdot l_6 \quad (88)$$

$$M_{y6} = 769,999 \cdot 0,099 = 76,23 \text{ Nm}$$

Ekvivalentni moment u presjeku 6 prema [23] izračuna se po jednadžbi (89):

$$M_{ekv.6} = \sqrt{M_{y6}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t.EM.max})^2} \quad (89)$$

$$M_{ekv.6} = \sqrt{76,23^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78)^2} = 119,177 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer u presjeku 6 prema [23] izračuna se po jednadžbi (90):

$$d_{min.6} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ekv.6}}{\pi \cdot \sigma_f \cdot dop}} \quad (90)$$

$$d_{min.6} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 119,177}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 31,192 \text{ mm}$$

Moment savijanja u **presjeku 7** ($l_7 = 180,5 \text{ mm}$) prema [23] izračuna se po jednadžbi (91):

$$M_{y7} = F_{Az} \cdot l_7 \quad (91)$$

$$M_{y7} = 769,999 \cdot 0,1805 = 138,985 \text{ Nm}$$

Ekvivalentni moment u presjeku 7 prema [23] izračuna se po jednadžbi (92):

$$M_{ekv.7} = \sqrt{M_{y7}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t.EM.max})^2} \quad (92)$$

$$M_{ekv.7} = \sqrt{138,985^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78)^2} = 166,46 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila u presjeku 7 prema [23] izračuna se po jednadžbi (93):

$$d_{min.7} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ekv.7}}{\pi \cdot \sigma_f dop}} \quad (93)$$

$$d_{min.7} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 166,46}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 34,867 \text{ mm}$$

Momenti savijanja u presjecima od B do 7 („s desna na lijevo“).

Moment savijanja u **presjeku 10** ($l_{10} = 65 \text{ mm}$) prema [23] izračuna se po jednadžbi (94):

$$M_{y10} = F_{Bz} \cdot l_{10} \quad (94)$$

$$M_{y10} = 714,575 \cdot 0,065 = 46,447 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila u presjeku 10 prema [23] izračuna se po jednadžbi (95):

$$d_{min.10} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y.10}}{\pi \cdot \sigma_f dop}} \quad (95)$$

$$d_{min.10} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 46,447}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 22,784 \text{ mm}$$

Moment savijanje u **presjeku 9** ($l_9 = 75,5 \text{ mm}$) izračuna se po jednadžbi (96):

$$M_{y9} = F_{Bz} \cdot l_9 \quad (96)$$

$$M_{y9} = 714,575 \cdot 0,0755 = 53,95 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila u presjeku 9 prema [23] izračuna se po jednadžbi (97):

$$d_{min.9} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y.9}}{\pi \cdot \sigma_f dop}} \quad (97)$$

$$d_{min.9} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 53,95}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 23,95 \text{ mm}$$

Moment savijanja u **presjeku 8** ($l_8 = 89 \text{ mm}$) izračuna se po jednadžbi (98):

$$M_{y8} = F_{Bz} \cdot l_8 \quad (98)$$

$$M_{y8} = 714,575 \cdot 0,089 = 63,597 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila u presjeku 8 prema [23] izračuna se po jednadžbi (99):

$$d_{min.8} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y.8}}{\pi \cdot \sigma_f \text{ dop}}} \quad (99)$$

$$d_{min.8} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 63,597}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 25,3 \text{ mm}$$

6.4 Određivanje konačnih dimenzija vratila

U nastavku diplomskog rada napravljeno je stupnjevanje vratila, tj. zaokruživanje promjera d na potrebne i standardne dimenzije. Promjeri s oznakom „rač.“ odnose se na računске promjere, tj. promjere umanjene za dubinu pera. Pero spojke je jedno, pa je promjer vratila umanjen za jednu dubinu pera, dok diskovi imaju dva pera, pa je promjer vratila umanjen za dvije visine pera.

Provjera vijeka trajanja odabranog ležaja.

Odabran je dvoredni samouskladivi kuglični ležaj na konusnoj nateznoj ljski s pripadajućim brtvama i ležajnim jedinicama za montažu na kućište mlina čekićara. U [11] se preporuča za mlinove čekićare trajnost ležaja od 20000 do 30000 sati. Proračunska trajnost ležaja mora biti veća od preporučenih. Ležajevi su opterećeni radijalno, jer se pri radu na rotoru ne javljaju aksijalne sile.

$F_{AZ} = 769,999 \text{ N}$ vertikalna reakcija u osloncu A

$F_{BZ} = 714,575 \text{ N}$ vertikalna reakcija u osloncu B

$C_L = 39 \text{ kN} = 39000 \text{ N}$ dinamička nosivost ležaja [44]

$C_{0,L} = 13,4 \text{ kN} = 13400 \text{ N}$ statička nosivost ležaja [44]

$f_H = 1$ temperaturni koeficijent, do $150 \text{ }^\circ\text{C}$ iznosi 1

$x_L = 3$ eksponent vijeka trajanja ležaja

$F_L = F_{AZ} = 769,999 \text{ N}$ radijalna sila koja opterećuje ležaj (odabrana je veća reakcija)

Vijek trajanja ležaja u okretajima prema [11] i [44], uz promjenu i nadopunu oznaka, izračuna se po jednadžbi (100):

$$L_L = 10^6 \cdot \left(\frac{f_H \cdot C_L}{F_L} \right)^{x_L} \quad (100)$$

$$L_L = 10^6 \cdot \left(\frac{1 \cdot 39}{0,769999} \right)^3 = 129,934 \cdot 10^9 \text{ okr}$$

Vijek trajanja ležaja u satima prema [11] i [44] uz promjenu i nadopunu oznaka, izračuna se po jednadžbi (101):

$$L_{h,L} = \frac{L_L}{n_{EM}} \quad (101)$$

$$L_{h,L} = \frac{129,934 \cdot 10^9}{2916 \cdot 60} = 742649,367 \text{ h}$$

Proračunski vijek trajanja ležaja u satima značajno je veći od preporučenog u [11].

Tablica 2. Minimalni, računski promjeri vratila i zaokružene vrijednosti

Izračunat minimalni promjer	Zaokružena vrijednost	Položaj na uzdužnoj osi (z os)	Kratak opis
$d_{min.1} = 26,187 \text{ mm}$	$d_1 = 38 \text{ mm}$	$l_1 = 0 \text{ mm}$	sredina pera spojke
$d_{min.1} = 26,187 \text{ mm}$	$d_{1.rač} = 33 \text{ mm}$	$l_1 = 0 \text{ mm}$	sredina pera spojke – računski promjer
$d_{min.2} = 26,187 \text{ mm}$	$d_2 = 38 \text{ mm}$	$l_2 = 35 \text{ mm}$	prvo rame s lijeva
$d_{min.3} = 26,187 \text{ mm}$	$d_3 = 50 \text{ mm}$	$l_3 = 87 \text{ mm}$	oslonac – sredina ležaja
$d_{min.4} = 29,845 \text{ mm}$	$d_4 = 50 \text{ mm}$	$l_4 = 65 \text{ mm}$	drugo rame s lijeva
$d_{min.5} = 30,485 \text{ mm}$	$d_5 = 70 \text{ mm}$	$l_5 = 82 \text{ mm}$	početak utora za pero
$d_{min.5} = 30,485 \text{ mm}$	$d_{5.rač} = 48 \text{ mm}$	$l_5 = 82 \text{ mm}$	početak utora za pero – računski promjer
$d_{min.6} = 31,192 \text{ mm}$	$d_6 = 60 \text{ mm}$	$l_6 = 99 \text{ mm}$	treće rame s lijeva
$d_{min.6} = 31,192 \text{ mm}$	$d_{6.rač} = 48 \text{ mm}$	$l_6 = 99 \text{ mm}$	treće rame s lijeva – računski promjer
$d_{min.7} = 34,867 \text{ mm}$	$d_7 = 60 \text{ mm}$	$l_7 = 180,5 \text{ mm}$	hvatište sile i težine
$d_{min.7} = 34,867 \text{ mm}$	$d_{7.rač} = 48 \text{ mm}$	$l_7 = 180,5 \text{ mm}$	hvatište sile i težine – računski promjer
$d_{min.8} = 25,3 \text{ mm}$	$d_8 = 51 \text{ mm}$	$l_8 = 89 \text{ mm}$	žljeb za izlaz alata
$d_{min.9} = 23,95 \text{ mm}$	$d_9 = 57,835 \text{ mm}$	$l_9 = 75,5 \text{ mm}$	promjer jezgre navoja za KM maticu
$d_{min.10} = 22,784 \text{ mm}$	$d_{10} = 50 \text{ mm}$	$l_{10} = 65 \text{ mm}$	prvo rame s desna

6.5 Provjera postojeće dinamičke sigurnosti vratila

presjeci „s lijeva na desno“

Presjek 1 – postojeća dinamička sigurnost ($l_1 = 0 \text{ mm}$)

$\beta_{kt.1} = 2$ koeficijent zarezno-djelovanja, utora za pero, presjek 1 [23]

$b_{1.1} = 0,85$ faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 1 [23]

$b_{2.1} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 1 [23]

Polarni moment otpora presjeka 1 prema [27] izračuna se po jednadžbi (102):

$$W_{p1} = \frac{d_{1.rač}^3 \cdot \pi}{16} \quad (102)$$

$$W_{p1} = \frac{0,033^3 \cdot \pi}{16} = 7,0562 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Smično naprezanje u presjeku 1 prema [27] izračuna se po jednadžbi (103):

$$\tau_1 = \frac{M_{t,EM,max}}{W_{p1}} \quad (103)$$

$$\tau_1 = \frac{105,78}{7,0562 \cdot 10^{-6}} = 14,991 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 1 prema [23] izračuna se po jednadžbi (104):

$$S_{post.1} = \frac{\tau_{tDN} \cdot b_{1.1} \cdot b_{2.1}}{\tau_1 \cdot \beta_{kt.1} \cdot f_u} \quad (104)$$

$$S_{post.1} = \frac{300 \cdot 0,85 \cdot 0,7}{14,991 \cdot 2 \cdot 3} = 1,984$$

Na dijelu vratila na kojem djeluje samo moment torzije, tj. snaga i okretni moment ulaze u stroj, postojeća dinamička sigurnost je najmanja. Kada bi i došlo do eventualnog loma, ne bi se dogodila nikakva značajnija šteta. Izlazni dio vratila elektromotora, spojka i ulazni dio vratila mlina čekićara su u potpunosti zaštićeni štitnikom, no i te niže vrijednosti zadovoljavaju s obzirom na konzervativne pretpostavke proračuna.

Presjek 2 – postojeća dinamička sigurnost ($l_2 = 35 \text{ mm}$)

$$r_{rv2} = 3 \text{ mm} \cdot \frac{r_{rv2}}{d_2} = \frac{3}{38} = 0,0789 \text{ odnos radijusa ramena i promjera vratila na presjeku 2 [25]}$$

$$\beta_{kf.2} = 2,3 \text{ savojni koeficijent zareznog djelovanja, presjek 2 [25]}$$

$$\beta_{kt.2} = 0,8 \cdot \beta_{kf.2} = 0,8 \cdot 2,3 = 1,84 \text{ uvojni koeficijenti zareznog djelovanja, presjek 2 [25]}$$

$b_{1.2} = 0,85$ faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 2 [23]

$b_{2.2} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 2 [23]

Polarni moment otpora presjeka 2 prema [27] izračuna se po jednadžbi (105):

$$W_{p2} = \frac{d_2^3 \cdot \pi}{16} \quad (105)$$

$$W_{p2} = \frac{0,038^3 \cdot \pi}{16} = 10,774 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Smično naprezanje u presjeku 2, prema [27] izračuna se po jednadžbi (106):

$$\tau_2 = \frac{M_{t,EM,max}}{W_{p2}} \quad (106)$$

$$\tau_2 = \frac{105,78}{10,774 \cdot 10^{-6}} = 9,818 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 2, prema [23] izračuna se po jednadžbi (107):

$$S_{post.2} = \frac{\tau_{tDN} \cdot b_{1.2} \cdot b_{2.2}}{\tau_2 \cdot \beta_{kt.2} \cdot f_u} \quad (107)$$

$$S_{post.2} = \frac{300 \cdot 0,85 \cdot 0,7}{9,818 \cdot 1,84 \cdot 3} = 3,294$$

Presjek 3 – postojeća dinamička sigurnost ($l_3 = 87 \text{ mm}$)

$\beta_{kt.3} = 1$ uvojni koeficijent zareznog djelovanja – nema prijelaza, dio u ležaju, presjek 3

$b_{1.3} = 0,8$ faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 3 [23]

$b_{2.3} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 3 [23]

Polarni moment otpora presjeka 3, prema [27] izračuna se po jednadžbi (108):

$$W_{p3} = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16} \quad (108)$$

$$W_{p3} = \frac{0,050^3 \cdot \pi}{16} = 2,454 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Smično naprezanje u presjeku 3 prema [27] izračuna se po jednadžbi (109):

$$\tau_3 = \frac{M_{t,EM,max}}{W_{p3}} \quad (109)$$

$$\tau_3 = \frac{105,78}{2,454 \cdot 10^{-5}} = 4,31 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 3 prema [23] izračuna se po jednadžbi (110):

$$S_{post.3} = \frac{\tau_{tDN} \cdot b_{1.3} \cdot b_{2.3}}{\tau_3 \cdot \beta_{kt.3} \cdot f_u} \quad (110)$$

$$S_{post.3} = \frac{300 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{4,31 \cdot 1 \cdot 3} = 12,993$$

Presjek 4 – postojeća dinamička sigurnost ($l_4 = 65 \text{ mm}$)

$$r_{rv4} = 6 \text{ mm} \quad \frac{r_{rv4}}{d_4} = \frac{6}{50} = 0,12 \quad \text{odnos radijusa ramena i promjera vratila na presjeku 4 [25]}$$

$$\beta_{kf.4} = 1,8 \quad \text{savojni koeficijent zareznog djelovanja, presjek 4 [25]}$$

$$\beta_{kt.4} = 0,8 \cdot \beta_{kf.4} = 0,8 \cdot 1,8 = 1,44 \quad \text{uvojni koeficijenti zareznog djelovanja, presjek 4 [25]}$$

$$b_{1.4} = 0,8 \quad \text{faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 4 [23]}$$

$$b_{2.4} = 0,7 \quad \text{faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 4 [23]}$$

Ekvivalentni moment u presjeku 4 prema [23] izračuna se po jednadžbi (111):

$$M_{ekv.4} = \sqrt{(M_{y4} \cdot \beta_{kf.4})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t,EM,max} \cdot \beta_{kt.4})^2} \quad (111)$$

$$M_{ekv.4} = \sqrt{(50,05 \cdot 1,8)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78 \cdot 1,44)^2} = 159,743 \text{ Nm}$$

Aksijalni moment otpora presjeka 4 prema [27] izračuna se po jednadžbi (112):

$$W_{y4} = \frac{d_4^3 \cdot \pi}{32} \quad (112)$$

$$W_{y4} = \frac{0,050^3 \cdot \pi}{32} = 1,227 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Ekvivalentno naprežanje u presjeku 4 prema [23] izračuna se po jednadžbi (113):

$$\sigma_{ekv.4} = \frac{M_{ekv.4}}{W_{y4}} \quad (113)$$

$$\sigma_{ekv.4} = \frac{159,743}{1,227 \cdot 10^{-5}} = 13,017 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 4 prema [23] izračuna se po jednadžbi (114):

$$S_{post.4} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.4} \cdot b_{2.4}}{\sigma_{ekv.4} \cdot f_u} \quad (114)$$

$$S_{post.4} = \frac{500 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{13,017 \cdot 3} = 7,170$$

Presjek 5 – postojeća dinamička sigurnost ($l_5 = 82 \text{ mm}$)

$\beta_{kf.5} = 2,1$ savojni koeficijent zareznog djelovanja za pero, presjek 5 [23]

$\beta_{kt.5} = 2$ uvojni koeficijent zareznog djelovanja za pero, presjek 5 [23]

$b_{1.5} = 0,79$ faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 5 [23]

$b_{2.5} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 5 [23]

Ekvivalentni moment u presjeku 5 prema [23] izračuna se po jednadžbi (115):

$$M_{ekv.5} = \sqrt{(M_{y5} \cdot \beta_{kf.5})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t.EM.max} \cdot \beta_{kt.5})^2} \quad (115)$$

$$M_{ekv.5} = \sqrt{(63,14 \cdot 2,1)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78 \cdot 2)^2} = 226,16 \text{ Nm}$$

Aksijalni moment otpora presjeka 5 prema [27] izračuna se po jednadžbi (116):

$$W_{y5} = \frac{d_{5.rač}^3 \cdot \pi}{32} \quad (116)$$

$$W_{y5} = \frac{0,048^3 \cdot \pi}{32} = 10,857 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Ekvivalentno naprezanje u presjeku 5 prema [23] izračuna se po jednadžbi (117):

$$\sigma_{ekv.5} = \frac{M_{ekv.5}}{W_{y5}} \quad (117)$$

$$\sigma_{ekv.5} = \frac{226,16}{10,857 \cdot 10^{-6}} = 20,83 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 5 prema [23] izračuna se po jednadžbi (118):

$$S_{post.5} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.5} \cdot b_{2.5}}{\sigma_{ekv.5} \cdot f_u} \quad (118)$$

$$S_{post.5} = \frac{500 \cdot 0,79 \cdot 0,7}{20,83 \cdot 3} = 4,425$$

Presjek 6 – postojeća dinamička sigurnost ($l_6 = 99 \text{ mm}$)

$$r_{rv6} = 2 \text{ mm} \quad \frac{r_{rv6}}{d_6} = \frac{2}{60} = 0,0333 \quad \text{odnos radijusa ramena i promjera vratila na presjeku 6 [23]}$$

$$\beta_{kf.6} = 3,5 \quad \text{savojni koeficijent zareznog djelovanja, presjek 6 [23]}$$

$$\beta_{kt.6} = 0,8 \cdot \beta_{kf.6} = 0,8 \cdot 3,5 = 2,8 \quad \text{uvojni koeficijent zareznog djelovanja, presjek 6 [23]}$$

$$b_{1.6} = 0,8 \quad \text{faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 6 [23]}$$

$b_{2.6} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 6 [23]

Ekvivalentni moment u presjeku 6 prema [23] izračuna se po jednadžbi (119):

$$M_{ekv.6} = \sqrt{(M_{y6} \cdot \beta_{kf.6})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t.EM.max} \cdot \beta_{kt.6})^2} \quad (119)$$

$$M_{ekv.6} = \sqrt{(76,23 \cdot 3,5)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78 \cdot 2,8)^2} = 370,106 \text{ Nm}$$

Aksijalni moment otpora presjeka 6 prema [27] izračuna se po jednadžbi (120):

$$W_{y6} = \frac{d_{6.rač}^3 \cdot \pi}{32} \quad (120)$$

$$W_{y6} = \frac{0,048^3 \cdot \pi}{32} = 10,857 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Ekvivalentno naprezanje u presjeku 6 prema [23] izračuna se po jednadžbi (121):

$$\sigma_{ekv.6} = \frac{M_{ekv.6}}{W_{y6}} \quad (121)$$

$$\sigma_{ekv.6} = \frac{370,106}{10,857 \cdot 10^{-6}} = 34,088 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 6 prema [23] izračuna se po jednadžbi (122):

$$S_{post.6} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.6} \cdot b_{2.6}}{\sigma_{ekv.6} \cdot f_u} \quad (122)$$

$$S_{post.6} = \frac{500 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{34,088 \cdot 3} = 2,738$$

Presjek 7 – postojeća dinamička sigurnost ($l_7 = 180,5 \text{ mm}$)

$\beta_{kf.7} = 2,1$ savojni koeficijent zareznog djelovanja, presjek 7 [25]

$\beta_{kt.7} = 2$ uvojni koeficijenti zareznog djelovanja, presjek 7 [25]

$b_{1.7} = 0,8$ faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 7 [23]

$b_{2.7} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 7 [23]

Ekvivalentni moment u presjeku 7 prema [23] izračuna se po jednadžbi (123):

$$M_{ekv.7} = \sqrt{(M_{y7} \cdot \beta_{kf.7})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{t.EM.max} \cdot \beta_{kt.7})^2} \quad (123)$$

$$M_{ekv.7} = \sqrt{(138,985 \cdot 2,1)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 105,78 \cdot 2)^2} = 344,609 \text{ Nm}$$

Aksijalni moment otpora presjeka 7 prema [27] izračuna se po jednadžbi (124):

$$W_{y7} = \frac{d_{7.rač}^3 \cdot \pi}{32} \quad (124)$$

$$W_{y7} = \frac{0,048^3 \cdot \pi}{32} = 10,857 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Ekvivalentno naprezanje u presjeku 7 prema [23] izračuna se po jednadžbi (125):

$$\sigma_{ekv.7} = \frac{M_{ekv.7}}{W_{y7}} \quad (125)$$

$$\sigma_{ekv.7} = \frac{344,609}{10,857 \cdot 10^{-6}} = 31,74 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 7 prema [23] izračuna se po jednadžbi (126):

$$S_{post.7} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.7} \cdot b_{2.7}}{\sigma_{ekv.7} \cdot f_u} \quad (126)$$

$$S_{post.7} = \frac{500 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{31,74 \cdot 3} = 2,941$$

presjeci „s desna na lijevo“

Presjek 10 – postojeća dinamička sigurnost ($l_{10} = 65 \text{ mm}$)

$$r_{rv10} = 2 \text{ mm} \quad \frac{r_{rv10}}{d_{10}} = \frac{2}{50} = 0,04 \quad \text{odnos radijusa ramena i promjera vratila, presjek 10 [25]}$$

$$\beta_{kf.10} = 2,3 \quad \text{savojni koeficijent zareznog djelovanja, presjek 10 [25]}$$

$$b_{1.10} = 0,8 \quad \text{faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 10 [23]}$$

$$b_{2.10} = 0,7 \quad \text{faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 10 [23]}$$

Moment savijanja u presjeku 10 prema [23] izračuna se po jednadžbi (127):

$$M_{y10.k} = M_{y10} \cdot \beta_{kf.10} \quad (127)$$

$$M_{y10.k} = 46,447 \cdot 2,3 = 106,829 \text{ Nm}$$

Aksijalni moment otpora presjeka 10 prema [27] izračuna se po jednadžbi (128):

$$W_{y10} = \frac{d_{10}^3 \cdot \pi}{32} \quad (128)$$

$$W_{y10} = \frac{0,050^3 \cdot \pi}{32} = 12,272 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Normalno naprezanje uslijed savijanja u presjeku 10 prema [27] izračuna se po jednadžbi (129):

$$\sigma_{10.k} = \frac{M_{y10.k}}{W_{y10}} \quad (129)$$

$$\sigma_{10.k} = \frac{106,829}{12,272 \cdot 10^{-6}} = 8,705 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 10 prema [23] izračuna se po jednadžbi (130):

$$S_{post.10} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.10} \cdot b_{2.10}}{\sigma_{10.k} \cdot f_u} \quad (130)$$

$$S_{post.10} = \frac{500 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{8,705 \cdot 3} = 10,722$$

Presjek 9 – postojeća dinamička sigurnost ($l_9 = 75,5 \text{ mm}$)

$\beta_{kf.9} = 2,6$ savojni koeficijent zareznog djelovanja za navoj, presjek 9 [34]

$b_{1.9} = 0,8$ faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 9 [23]

$b_{2.9} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 9 [23]

Moment savijanja u presjeku 9 prema [23] izračuna se po jednadžbi (131):

$$M_{y9.k} = M_{y9} \cdot \beta_{kf.9} \quad (131)$$

$$M_{y9.k} = 53,95 \cdot 2,6 = 140,271 \text{ Nm}$$

Aksijalni moment otpora presjeka 9 prema [27] izračuna se po jednadžbi (132):

$$W_{y9} = \frac{d_9^3 \cdot \pi}{32} \quad (132)$$

$$W_{y9} = \frac{0,057835^3 \cdot \pi}{32} = 18,992 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Normalno naprezanje uslijed savijanja u presjeku 9 prema [27] izračuna se po jednadžbi (133):

$$\sigma_{9.k} = \frac{M_{y9.k}}{W_{y9}} \quad (133)$$

$$\sigma_{9.k} = \frac{140,271}{1,8992 \cdot 10^{-6}} = 7,386 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 9 prema [23] izračuna se po jednadžbi (134):

$$S_{post,9} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1,9} \cdot b_{2,9}}{\sigma_{9,k} \cdot f_u} \quad (134)$$

$$S_{post,9} = \frac{500 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{7,386 \cdot 3} = 12,637$$

Presjek 8 – postojeća dinamička sigurnost ($l_8 = 89 \text{ mm}$)

$\beta_{kf,8} = 2,3$ savojni koeficijent zareznog djelovanja za navoj, presjek 8 [34]

$b_{1,8} = 0,8$ faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja, presjek 8 [23]

$b_{2,8} = 0,7$ faktor kvalitete površinske obrade, fino obrađeno, presjek 8 [23]

Moment savijanja u presjeku 8 prema [23] izračuna se po jednadžbi (135):

$$M_{y8,k} = M_{y8} \cdot \beta_{kf,8} \quad (135)$$

$$M_{y8,k} = 63,597 \cdot 2,3 = 146,274 \text{ Nm}$$

Aksijalni moment otpora presjeka 8 prema [27] izračuna se po jednadžbi (136):

$$W_{y8} = \frac{d_8^3 \cdot \pi}{32} \quad (136)$$

$$W_{y8} = \frac{0,051^3 \cdot \pi}{32} = 1,3023 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Normalno naprezanje uslijed savijanja u presjeku 8 prema [27] izračuna se po jednadžbi (137):

$$\sigma_{8,k} = \frac{M_{y8,k}}{W_{y8}} \quad (137)$$

$$\sigma_{8,k} = \frac{146,274}{1,3023 \cdot 10^{-5}} = 11,232 \text{ MPa}$$

Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 8 prema [23] izračuna se po jednadžbi (138):

$$S_{post.8} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_{1.8} \cdot b_{2.8}}{\sigma_{8,k} \cdot f_u} \quad (138)$$

$$S_{post.8} = \frac{500 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{11,232 \cdot 3} = 8,31$$

Sažetak rezultata:

$\tau_1 = 14,991 \text{ MPa}$ Posmično naprezanje u presjeku 1, bez zareznog djelovanja

$S_{post.1} = 1,984$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 1

$\tau_2 = 9,818 \text{ MPa}$ Posmično naprezanje u presjeku 2, bez zareznog djelovanja

$S_{post.2} = 3,294$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 2

$\tau_3 = 4,31 \text{ MPa}$ Posmično naprezanje u presjeku 3, bez zareznog djelovanja

$S_{post.3} = 12,993$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 3

$\sigma_{ekv.4} = 13,017 \text{ MPa}$ Ekvivalentno naprezanje u presjeku 4

$S_{post.4} = 7,170$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 4

$\sigma_{ekv.5} = 20,83 \text{ MPa}$ Ekvivalentno naprezanje u presjeku 5

$S_{post.5} = 4,425$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 5

$\sigma_{ekv.6} = 34,088 \text{ MPa}$ Ekvivalentno naprezanje u presjeku 6

$S_{post.6} = 2,738$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 6

$\sigma_{ekv.7} = 31,74 \text{ MPa}$ Ekvivalentno naprezanje u presjeku 7

$S_{post.7} = 2,941 \text{ MPa}$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 7

$\sigma_{8,k} = 11,232 \text{ MPa}$ Normalno naprezanje uslijed savijanja u presjeku 8

$S_{post.8} = 8,31$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 8

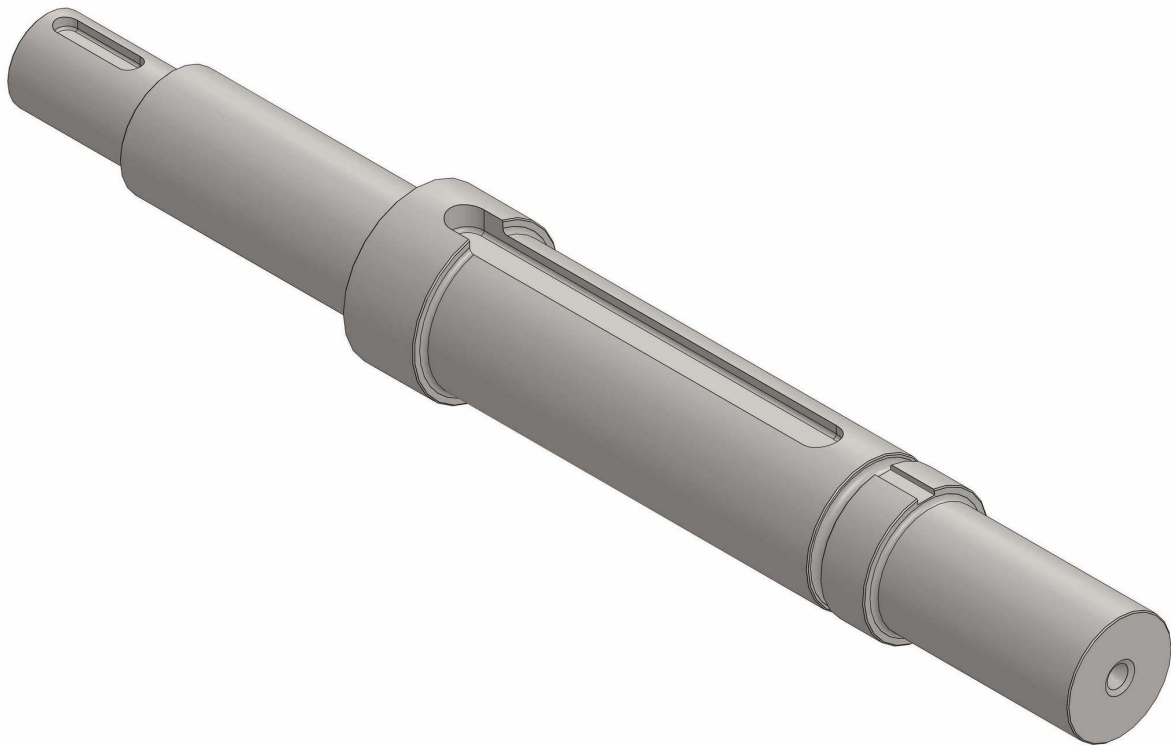
$\sigma_{9,k} = 7,386 \text{ MPa}$ Normalno naprezanje uslijed savijanja u presjeku 9

$S_{post.9} = 12,637$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 9

$\sigma_{10,k} = 8,705 \text{ MPa}$ Normalno naprezanje uslijed savijanja u presjeku 10

$S_{post.10} = 10,722$ Postojeća dinamička sigurnost u presjeku 10

Nakon utvrđivanja proračunskih naprezanja u diskovima, svornjacima ovjesa čekića, perima diskova i spojke, čekićima te provjere postojeće dinamičke sigurnosti vratila, konstruirano je i oblikovano vratilo konačnih dimenzija, slika 20.



Slika 20 Konačno oblikovano i dimenzionirano vratilo u izometriji

6.6 Izračun dinamičkog momenta tromosti rotora

U nastavku rada proračunat je dinamički moment inercije rotora. Rotor mlina složeni je mehanički sustav s dinamičkim momentom inercije, koji nije konstantan već ovisi o brzini vrtnje [37]. Kako je za potrebe ovog proračuna, ali i najčešće za tehničku praksu važna najveća vrijednost, pretpostavljen je konstantan moment inercije kada poprimi najveću vrijednost, a to je kada su slobodno ovješeni čekići u potpunosti ispruženi. Rotor mlina čekićara izravno je pogonjen elektromotorom, pa zamašne mase ne treba reducirati na pogonski član, tj. vratilo, što pojednostavljuje proračun.

Korištene oznake, simboli i njima pridodane vrijednosti ne poklapaju se nužno s onima iz prethodnih proračuna. Isto tako ovdje navedene dimenzije ne odgovaraju svim dimenzijama stvarnih strojnih elemenata rotora, već predstavljaju geometriju, tj. volumen i centre masa potrebne za određivanje dinamičkog momenta inercije. Na primjer, utori za pero nisu oduzimani iz vratila i diskova jer su ispunjeni perom, necentralni provrti diskova ispunjeni su svornjakom ovjesa čekića, provrti na svornjacima ispunjeni su rascjepkama itd.

Neki elementi koji su u postojećoj konstrukciji isti, podijeljeni su na dva elementa. Sukladno na početku navedenoj svrsi i cilju rada, proračun je moguće koristiti kao podlogu u nekom računalnom programu, a druge izvedbe ovakvog mlina mogu imati napr. vanjske i unutarnje diskove različitih debljina i sl. Tada je u izrađenom računalnom programu moguće napraviti optimizaciju i dobiti uvid u gotovo krajnju izvedbu, bez da je uopće izrađen 3D model. Optimizacija se može napraviti na više načina ovisno o složenosti, prema [7], [24]. Masa i dinamički moment inercije važni su za određivanje, ili barem procjenu vlastite fleksijske i torzijske frekvencije vratila. Pomoću dinamičkog momenta inercije i vremena pokretanja provjerava se dostatnost momenta i snage elektromotora u svrhu izbjegavanja preopterećenja pri pokretanju.

Ulazni podaci u proračun dinamičkog momenta inercije rotora.

Vratilo:

$d_{vr.1} = 38 \text{ mm}$ promjer segmenta vratila 1

$d_{vr.2} = 50 \text{ mm}$ promjer segmenta vratila 2

$d_{vr.3} = 70 \text{ mm}$ promjer segmenta vratila 3

$d_{vr.4} = 60 \text{ mm}$ promjer segmenta vratila 4

$d_{vr.5} = 50 \text{ mm}$ promjer segmenta vratila 5

$l_{vr.1} = 60 \text{ mm}$ duljina segmenta vratila 1

$l_{vr.2} = 117 \text{ mm}$ duljina segmenta vratila 2

$l_{vr.3} = 34 \text{ mm}$ duljina segmenta vratila 3

$l_{vr.4} = 211 \text{ mm}$ duljina segmenta vratila 4

$l_{vr.5} = 93 \text{ mm}$ duljina segmenta vratila 5

Vanjski disk:

$D_{dv} = 250 \text{ mm}$ vanjski promjer vanjskog diska

$d_{dv} = 60 \text{ mm}$ unutarnji promjer vanjskog diska

$t_{dv} = 7 \text{ mm}$ debljina vanjskog diska

$n_{dv} = 2$ broj vanjskih diskova

Unutarnji disk:

$D_{du} = 250 \text{ mm}$ vanjski promjer unutarnjeg diska

$d_{du} = 60 \text{ mm}$ unutarnji promjer unutarnjeg diska

$t_{du} = 7 \text{ mm}$ debljina unutarnjeg diska

$n_{du} = 5$ broj unutarnjih diskova

Distancni prstenovi diskova (s lijeva na desno od 1 do 3):

$D_{pr.1} = 80 \text{ mm}$ vanjski promjer distancnog prstena tipa 1

$d_{pr.1} = 60 \text{ mm}$ unutarnji promjer distancnog prstena tipa 1

$l_{pr.1} = 6 \text{ mm}$ duljina distancnog prstena tipa 1

$n_{pr.1} = 1$ broj distancnih prstenova tipa 1

$D_{pr.2} = 80 \text{ mm}$ vanjski promjer distancnog prstena tipa 2

$d_{pr.2} = 60 \text{ mm}$ unutarnji promjer distancnog prstena tipa 2

$l_{pr.2} = 17 \text{ mm}$ duljina distancnog prstena tipa 2

$n_{pr.2} = 6$ broj distancnih prstenova 2

$D_{pr.3} = 80 \text{ mm}$ vanjski promjer distancnog prstena tipa 3

$d_{pr.3} = 60 \text{ mm}$ unutarnji promjer distancnog prstena tipa 3

$l_{pr.3} = 39 \text{ mm}$ broj distancnih prstenova tipa 3

$n_{pr.2} = 1$ broj distancnih prstenova tip 3

Čekići:

$a_{cek} = 100 \text{ mm}$ duljina čekića

$b_{cek} = 40 \text{ mm}$ širina čekića

$t_{cek} = 5 \text{ mm}$ debljina čekića

$R_{T.cek} = 119,3231456 \text{ mm}$ udaljenost težišta čekića od osi rotora (glavne osi)

$n_{cek} = 24$ broj čekića na rotoru mlina

Čahura i svornjak (čahura i svornjak kao jedan dio):

$d_{cis} = 25 \text{ mm}$ vanjski promjer distancne čahure čekića

$l_{cis} = 12 \text{ mm}$ duljina distancne čahure i svornjaka čekića

$R_{ov} = 93 \text{ mm}$ radijus položaja ovjesa svornjaka čekića na disku

$n_{cis} = 24 \text{ mm}$ broj čahura i proračunskih segmenata svornjaka zajedno

Dio tj. ostatak svornjaka koji viri van oba vanjska diska:

$d_{soc} = 16 \text{ mm}$ promjer svornjaka ovjesa čekića

$l_{os} = 34 \text{ mm}$ duljina dijela (ostatka) svornjaka koji viri van oba vanjska diska

$n_{os} = 4$ broj svornjaka ovjesa čekića

Dinamički momenti tromosti ostalih komponenata na rotoru:

$J_{EM} = 0,0128 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ približan dinamički moment inercije elektromotora prema [45] i [46] ovisno o vrsti i izvedbi motora

$J_{sp} = 0,011 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ dinamički moment tromosti spojke (procijenjen)

Gustoća materijala (čelika) se prema [18] izračuna po jednadžbi (139):

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (139)$$

Površina kruga je prema [27] po jednadžbi (140):

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (140)$$

Površina pravokutnika je prema [27] po jednadžbi (141):

$$A = a \cdot b \quad (141)$$

Površina kružnog vijenca je prema [27] po jednadžbi (142):

$$A = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4} \quad (142)$$

Na temelju formula (139), (140), (141) i (142), te pomoću elementarne matematike uz usporedbu s [16], gdje je napravljen proračun za rotor sličnih dimenzija može se zapisati dinamički moment inercije za valjak oko njegove uzdužne osi (os x) je prema [18] po jednadžbi (143):

$$J_x = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \quad (143)$$

odnosno,

$$J_x = \frac{\rho \cdot l \cdot d^4 \cdot \pi}{32} \quad (144)$$

Dinamički moment inercije za cilindar oko njegove uzdužne osi je prema [18], po jednadžbi (145):

$$J_x = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R^2 - r^2) \quad (145)$$

odnosno,

$$J_x = \frac{\rho \cdot l \cdot (D^4 - d^4) \cdot \pi}{32} \quad (146)$$

Dinamički moment inercije pravokutne ploče oko težišne osi je prema [18], po jednadžbi (147):

$$J_x = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2) \quad (147)$$

odnosno,

$$J_x = \frac{a \cdot b \cdot t \cdot \rho \cdot (a^2 + b^2)}{12} \quad (148)$$

Dinamički moment inercije vratila prema [16], [18], [27] te primjenom jednadžbe (144) uz sređivanje i nadopunu oznaka, po jednadžbi (149):

$$J_{x,vr} = \frac{\rho_{cel} \cdot \pi}{32} \cdot [(d_{vr.1}^4 \cdot l_{vr.1}) + (d_{vr.2}^4 \cdot l_{vr.2}) + (d_{vr.3}^4 \cdot l_{vr.3}) + (d_{vr.4}^4 \cdot l_{vr.4}) + (d_{vr.5}^4 \cdot l_{vr.5})] \quad (149)$$

$$J_{x,vr} = \frac{8000 \cdot \pi}{32} [(0,038^4 \cdot 0,06) + (0,05^4 \cdot 0,117) + (0,07^4 \cdot 0,034) + (0,060^4 \cdot 0,211) + (0,05^4 \cdot 0,093)]$$

$$J_{vr} = 3,918 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije vanjskog diska rotora prema [16], [18], [27] te uz primjenu jednadžbe (146), po jednadžbi (150):

$$J_{dv} = \frac{\rho_{cel} \cdot t_{dv} \cdot (D_{dv}^4 - d_{dv}^4) \cdot \pi}{32} \quad (150)$$

$$J_{dv} = \frac{8000 \cdot 0,007 \cdot (0,250^4 - 0,060^4) \cdot \pi}{32} = 0,021404 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije unutarnjeg diska rotora prema [16], [18], [27] te uz primjenu jednadžbe (146), po jednadžbi (151):

$$J_{du} = \frac{\rho_{cel} \cdot t_{du} \cdot (D_{du}^4 - d_{du}^4) \cdot \pi}{32} \quad (151)$$

$$J_{du} = \frac{8000 \cdot 0,007 \cdot (0,250^4 - 0,060^4) \cdot \pi}{32} = 0,021404 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički momenti tromosti distancnog prstena tipa 1 prema [16], [18], [27] te uz primjenu jednadžbe (146), izračunaju se pomoću jednadžbe (152):

$$J_{pr.1} = \frac{\rho_{cel} \cdot l_{pr.1} \cdot (D_{pr1}^4 - d_{pr1}^4) \cdot \pi}{32} \quad (152)$$

$$J_{pr.1} = \frac{8000 \cdot 0,006 \cdot (0,080^4 - 0,060^4) \cdot \pi}{32} = 1,3195 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije distancnog prstena tipa 2 prema [16], [18], [27] te uz primjenu jednadžbe (146), izračuna se po jednadžbi (153):

$$J_{pr.2} = \frac{\rho_{cel} \cdot l_{pr.2} \cdot (D_{pr2}^4 - d_{pr2}^4) \cdot \pi}{32} \quad (153)$$

$$J_{pr.2} = \frac{8000 \cdot 0,017 \cdot (0,080^4 - 0,060^4) \cdot \pi}{32} = 3,7385 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije distancnog prstena tipa 3 prema [16], [18], [27], te uz primjenu jednadžbe (146), izračuna pomoću jednadžbe (154):

$$J_{pr.3} = \frac{\rho_{cel} \cdot l_{pr.3} \cdot (D_{pr3}^4 - d_{pr3}^4) \cdot \pi}{32} \quad (154)$$

$$J_{pr.3} = \frac{8000 \cdot 0,039 \cdot (0,080^4 - 0,060^4) \cdot \pi}{32} = 8,5765 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Pri proračunu opterećenja diska i centra udara u potpoglavlju 4.2, proračunat je dinamički moment inercije čekića oko osi ovjesa. Masa i položaj težišta čekića izračunati su uzevši u obzir provrt ovjesa (koji prolazi kroz čekić), kako bi rezultati bili što točniji i poklapali se s onima iz računalnog programa, odnosno 3D modela. U [5] se navodi kako provrt može biti zanemaren. Ovdje je dinamički moment tromosti čekića izračunat bez provrta iz razloga jer kroz njega prolazi svornjak ovjesa, a u proračunu dinamičkog momenta tromosti svornjaka ovjesa čekića ta duljina biti će zanemarena.

Dinamički moment tromosti čekića oko njegove vlastite težišne osi prema [16], [18], [27], te uz primjenu jednadžbe (148), izračuna se po jednadžbi (155):

$$J_{cek.0} = \frac{(a_{cek}^2 + b_{cek}^2) \cdot a_{cek} \cdot b_{cek} \cdot t_{cek} \cdot \rho_{cel}}{12} \quad (155)$$

$$J_{cek.0} = \frac{(0,1^2 + 0,04^2) \cdot 0,1 \cdot 0,04 \cdot 0,005 \cdot 8000}{12} = 1,5467 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije čekića oko glavne osi, tj. osi rotora prema [16], [18], [27], izračuna

se po jednadžbi (156):

$$J_{cek.go} = J_{cek0} + (m_{cek} \cdot r_{Tcek}^2) \quad (156)$$

$$J_{cek.go} = J_{cek0} + (a_{cek} \cdot b_{cek} \cdot t_{cek} \cdot \rho_{cel} \cdot r_T^2)$$

$$J_{cek.go} = 1,5467 \cdot 10^{-4} + (0,1 \cdot 0,04 \cdot 0,005 \cdot 8000 \cdot 0,1193231456^2) =$$

$$J_{cek.go} = 2,4327 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije svornjaka ovjesa čekića zajedno s distancnim čahurama čekića oko njihove težišne osi prema [16], [18], [27], te uz primjenu (144), izračuna se po jednadžbi (157):

$$J_{cis.0} = \frac{\rho_{cel} \cdot l_{cis} \cdot d_{cis}^4 \cdot \pi}{32} \quad (157)$$

$$J_{cis.0} = \frac{8000 \cdot 0,012 \cdot 0,025^4 \cdot \pi}{32} = 3,6815 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije svornjaka ovjesa čekića zajedno s distancnim čahurama čekića oko glavne osi, tj. osi rotora prema [16], [18], [27], izračuna se po jednadžbi (158):

$$J_{cis.go} = J_{cis.0} + \left(\frac{d_{cis}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{cis} \cdot \rho_{cel} \cdot R_{ov}^2 \right) \quad (158)$$

$$J_{cis.go} = 3,6815 \cdot 10^{-6} + \left(\frac{0,025^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,012 \cdot 8000 \cdot 0,093^2 \right) = 4,11256 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije dijela (ostatka) svornjaka, koji viri van vanjskih diskova oko njegove vlastite težišne osi prema [16], [18], [27], te uz primjenu jednadžbe (144), izračuna se po jednadžbi (159):

$$J_{os.0} = \frac{\rho_{cel} \cdot l_{os} \cdot d_{soc}^4 \cdot \pi}{32} \quad (159)$$

$$J_{os.0} = \frac{8000 \cdot 0,034 \cdot 0,016^4 \cdot \pi}{32} = 1,75 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije dijela (ostatka) svornjaka koji viri van vanjskih diskova oko glavne osi, tj. osi rotora prema [16], [18], [27], izračuna se po jednadžbi (160):

$$J_{os.go} = J_{os0} + (m_{os} \cdot r_{ovc}^2) = J_{os0} + \left(\frac{d_{soc}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{os} \cdot \rho \cdot r_{ovc}^2 \right) \quad (160)$$

$$J_{os.go} = 1,75 \cdot 10^{-6} + \left(\frac{0,016^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,034 \cdot 8000 \cdot 0,093^2 \right) = 4,74754 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije rotora (bez spojke i elektromotora) je zbroj pojedinih dinamičkih momenata tromosti, a izračuna se po jednadžbi (161):

$$\begin{aligned} J_{rot} = & J_{vr} + (n_{dv} \cdot J_{dv} + n_{du} \cdot J_{du}) \\ & + (n_{pr.1} \cdot J_{pr.1} + n_{pr.2} \cdot J_{pr.2} + n_{pr.3} \cdot J_{pr.3}) \\ & + (n_{cek} \cdot J_{cek.go}) + (n_{cis} \cdot J_{cis.go}) + (n_{os} \cdot J_{os.go}) \end{aligned} \quad (161)$$

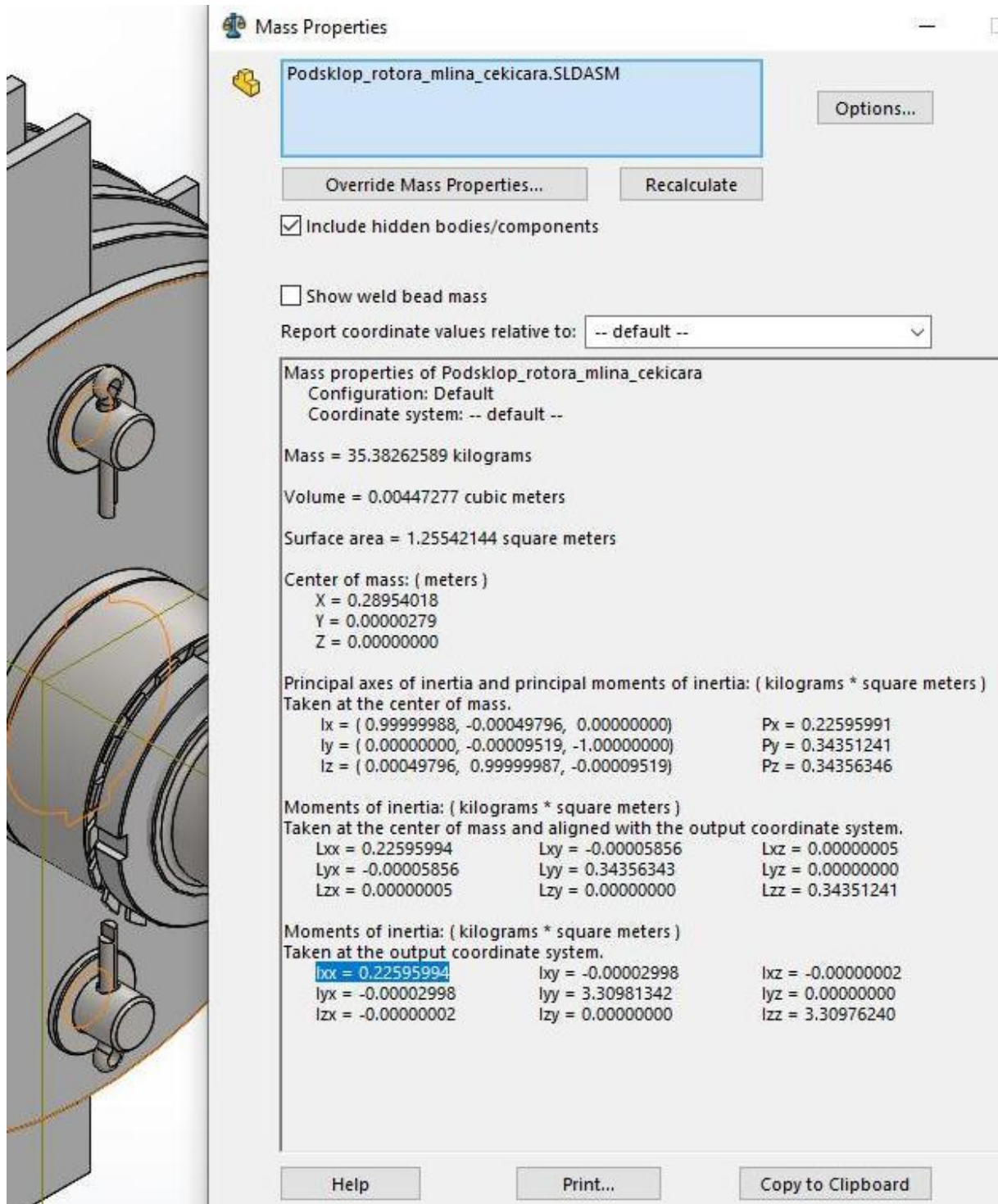
$$\begin{aligned} J_{rot} = & 3,918 \cdot 10^{-3} + (2 \cdot 0,021404 + 5 \cdot 0,021404) + (1 \cdot 1,3195 \cdot 10^{-4} + \\ & 6 \cdot 3,7385 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 8,5765 \cdot 10^{-4}) + (24 \cdot 2,4327 \cdot 10^{-3}) + (24 \cdot \\ & 4,11256 \cdot 10^{-4}) + (4 \cdot 4,74754 \cdot 10^{-4}) = \end{aligned}$$

$$J_{rot} = 0,2271372 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dinamički moment inercije rotora, spojke i elektromotora iznosi:

$$J_{rot.EM.sp} = 0,2271372 + 0,0128 + 0,011 = 0,2509 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Izračunati dinamički moment inercije samog rotora J_{rot} iznosi **0,2271372 kg · m²**, a onaj očitani iz računalnog programa za 3D model (slika 21 označen plavo), je **0,22595994 kg · m²**. Razlika između analitičkog proračuna i računalnog programa je manja od 1 %. Rezultat analitičkog proračuna je malo veći, ali i pretpostavljena gustoća čelika u analitičkom proračunu je nešto veća $\rho_{cel} = 8000 \text{ kg/m}^3$, dok računalni program za svaki čelik uzima različitu gustoću, a njihove vrijednosti su od 1 % do 2 % manje. Prikazan analitički proračun i poklapanje rezultata uz sve navedeno, vidljivo zadovoljavaju.



Slika 21 Konačno oblikovan rotor s prikazom mase, položaja težišta i dinamičkim momentom inercije (istaknut plavom bojom)

6.7 Procjena vlastite savojne i uvojne frekvencije vratila

U nastavku diplomskog rada procijenjena je vlastita savojna (fleksijska) i uvojna (torzijska) frekvencija, odnosno kritična brzina vrtnje. Rotor mlina čekićara složen je ili spregnut mehanički sustav od više dijelova povezanih u jednu cjelinu. Za precizno određivanje vlastitih frekvencija bilo bi potrebno napraviti analizu metodom konačnih elemenata, za podsklop rotora ili cijeli sklop mlina čekićara u odgovarajućem računalnom programu. Vlastite frekvencije važno je odrediti kako bi se izbjegao rad stroja u njihovom području, jer postoji mogućnost pojave rezonancije koja dovodi do porasta amplitude i na kraju možebitnog loma. Za ovu vrstu stroja koji se može svrstati u opće industrijske strojeve, preporučljivo je prvu vlastitu frekvenciju smjestiti van režima rada stroja, čime se u potpunosti izbjegava njezino prelaženje tijekom pokretanja, a također izbjegava se složen proračun, odnosno analiza za njezino utvrđivanje. Ovdje je na pojednostavljen način provjerena prva vlastita frekvencija i smještena je van režima rada stroja. Savojnu kritičnu brzinu rotora moglo bi se možda eksperimentalno provjeriti pri dinamičkom balansiranju rotora, pod uvjetom da nije previsoka. Proračun je napravljen pomoću [11], [18], [27] i [43], te uz usporedbu s [41].

Pretpostavke i pojednostavljenja za proračun su sljedeća:

- vratilo ima stalan poprečni presjek, a njegov promjer odgovara najmanjem promjeru, tj. za potrebe proračuna nije rađen serijski i paralelni spoj krutosti pa će ovako proračunata krutost biti dosta niža.
- za proračun savojne krutosti pretpostavljen je model grede na dva oslonca s masom koncentriranom između oslonaca odnosno ležajnih mjesta, a promjer grede odgovara promjeru u ležajnim osloncima
- za proračun torzijske krutosti pretpostavljen je model vratila jednolikog poprečnog presjeka, koje odgovara promjeru na spojci umanjenom za dubinu pera. Dinamički moment inercije koncentriran je u točki na kraju vratila. Duljina ovog modela vratila odgovara duljini od sredine pera spojke do zadnjeg diska rotora

Sve navedene pretpostavke i modeli daju nižu proračunsku krutost od postojećeg vratila, pa će prva proračunska vlastita frekvencija biti niska. Utori za pera ne smanjuju krutost onoliko, koliko je smanjena umanjenjem za visinu pera. Slično se navodi u [8] u poglavlju o klinovima. Ako ovako pretpostavljena, odnosno proračunata vlastita frekvencija bude viša od režima rada stroja, vrlo je vjerojatno da će stvarna vlastita frekvencija rotora biti van režima rada i da neće doći do rezonancije.

Ulazni podaci u proračun:

$d_3 = 50 \text{ mm}$ promjer vratila na mjestu uležištenja

$d_{1,rač} = 33 \text{ mm}$ računski promjer vratila na mjestu spojke umanjen za dubinu utora za pero

$L_{vf} = 375 \text{ mm}$ savojna duljina vratila (udaljenost između oslonaca)

$L_{vt} = 333 \text{ mm}$ torzijska duljina vratila (udaljenost od sredine pera spojke do zadnjeg diska)

$m_{rot} = 35,4 \text{ kg}$ masa rotora mlina čekićara (očitan iz računalnog programa)

$J_{rot} = 0,22596 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ dinamički moment inercije (očitan iz računalnog programa)

$E_{cel} = 195 \text{ GPa}$ Youngov modul elastičnosti za čelik (od približno **195 GPa** do **212 GPa**, konzervativno odabrano **195 GPa**)

$\nu_{cel} = 0,29$ Poissonov koeficijent, ovisno o izvoru 0,29 ili 0,30, odabrano 0,29 prema [41]

Modul smika je prema [27] i jednadžbi (162):

$$G_{cel} = \frac{E_{cel}}{2 \cdot (1 + \nu_{cel})} \quad (162)$$

$$G_{cel} = \frac{195 \cdot 10^9}{2 \cdot (1 + 0,29)} = 75581,395 \text{ MPa}$$

Aksijalni moment inercije za kružni poprečni presjek (promjer vratila u ležaju) prema [27], izračuna se po jednadžbi (163):

$$I_{y.3} = \frac{d_3^4 \cdot \pi}{64} \quad (163)$$

$$I_{y.3} = \frac{0,05^4 \cdot \pi}{64} = 3,06796 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

Polarni moment inercije za kružni poprečni presjek na mjestu spojke, umanjen za dubinu utora za pero prema [6] ili [18], izračuna se po jednadžbi (164):

$$I_{p.1rač} = \frac{d_{1.rač}^4 \cdot \pi}{32} \quad (164)$$

$$I_{p.1rač} = \frac{0,033^4 \cdot \pi}{32} = 1,1643 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

Ovako izračunat polarni moment inercije manji je od stvarnog, jer utori za pera ne umanjuju momente tromosti presjeka toliko, koliko prikazuje ovaj izraz sukladno navodu u [8].

Savojna (fleksijska) krutost vratila, tj. grede na dva oslonca s masom koncentriranom na sredini raspona prema [18], [27] i [43], izračuna se po jednadžbi (165):

$$k_f = \frac{48 \cdot E_{cel} \cdot I_{y.3}}{L_{vf}^3} \quad (165)$$

$$k_f = \frac{48 \cdot 195 \cdot 10^9 \cdot 3,06796 \cdot 10^{-7}}{0,375^3} = 54,4543 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

Uvojna (torzijska) krutost vratila s dinamičkim momentom inercije koncentriranim na kraju prema [18], [27] i [43], izračuna se po jednadžbi (166):

$$k_t = \frac{G_{cel} \cdot I_p}{L_{vt}} \quad (166)$$

$$k_t = \frac{75581,395 \cdot 10^6 \cdot 1,1643 \cdot 10^{-7}}{0,333} = 26425,69 \text{ Nm/rad}$$

Vlastita savojna (fleksijska) frekvencija, prema [43], izračuna se po jednadžbi (167):

$$\omega_f = \sqrt{\frac{k_f}{m_{rot}}} \quad (167)$$

$$\omega_f = \sqrt{\frac{54,4543 \cdot 10^6}{35,4}} = 1240,265 \text{ rad/s}$$

Vlastita savojna (fleksijska) kritična brzina vrtnje prema [43], izračuna se po jednadžbi (168):

$$n_{f.kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_f}{m_{rot}}} \quad (168)$$

$$n_{f.kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{54,4543 \cdot 10^6}{35,4}} = 197,394 \text{ okr/s}$$

$$n_{f.kr} = 11843,66 \text{ okr/min}$$

Vlastita uvojna (torzijska) frekvencija prema [11] i [43], izračuna se po jednadžbi (169):

$$\omega_t = \sqrt{\frac{k_t}{J_{rot}}} \quad (169)$$

$$\omega_t = \sqrt{\frac{26425,69}{0,22596}} = 341,977 \text{ rad/s}$$

Vlastita uvojna (torzijska) kritična brzina vrtnje [11], [43], izračuna se po jednadžbi (170):

$$n_{t.kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_t}{J_{rot}}} \quad (170)$$

$$n_{t.kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{26425,69}{0,22596}} = 54,427 \text{ okr/s}$$

$$n_{t.kr} = 3265,64 \text{ okr/min}$$

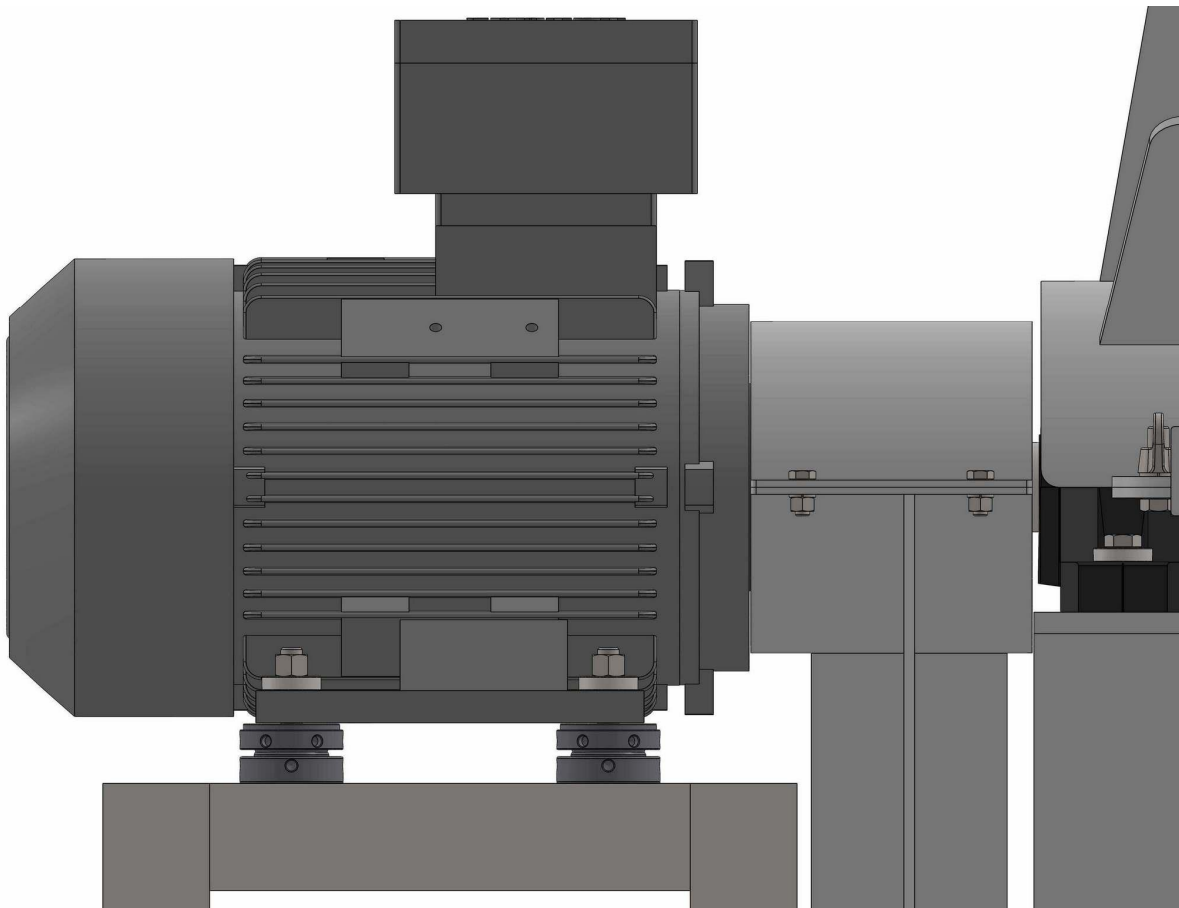
Broj okretaja elektromotora prema katalogu proizvođača [45] je $n_{EM} = 2916 \text{ okr/min} = 48,6 \text{ okr/s}$, što je niže od kritične brzine vrtnje vratila. Stvarna savojna i uvojna krutost vratila su značajno veće od ovdje proračunate, što znači da stroj tijekom rada vrlo vjerojatno neće ulaziti u područje kritičnih brzina vrtnje.

Odabrana spojka je spojka s vijugavom opružnom trakom, koja ima veliku nosivost u odnosu

na dimenzije i relativno veliko prigušenje [31]. Navedene karakteristike čine je dobrim izborom za spajanje elektromotora i rotora mlina čekićara pogotovo sa stanovišta vibracija.

7 ODABIR ELEKTROMOTORA I PROVJERA VREMENA POKRETANJA

Ovaj mlin čekićar koncipiran je da može biti pogonjen s elektromotorom snage 5,5 ili 7,5 kW. Oba motora su veličine 132, poprečni razmaci provrta za vijke su isti dok su uzdužni na 7,5 kW motoru nešto veći. Sve prilagodbe na konstrukciji napravljene su kako bi oba motora biti montirana bez potrebe za bilo kakvim dodatnim zahvatima na postolju. Vijci za oba motora također su isti, M12. Motori trebaju biti za rad u eksplozivnoj atmosferi jer je mljeveni materijal, tj. oblak njegove prašine, zapaljiv ili čak eksplozivan. Minimalni razred korisnosti je IE2. Kako bi se izbjeglo nehotično preopterećenje motora potrebno je ugraditi odgovarajuću zaštitu. Na slici 22 vidi se konstrukcijsko rješenje ugradnje elektromotora na postolje.



Slika 22. Konstrukcijsko rješenje ugradnje elektromotora na postolje

Na samom početku rada, odnosno početku proračuna, u trećem poglavlju određena je snaga

motora za pripadajući rotor. Proračunata snaga može se nazvati i statička snaga jer se odnosi na statički moment tereta, tj. mljevenje pri kontinuiranom masenom protoku. Za ispravan odabir elektromotora potrebno je osim određivanja statičke snage provjeriti i potreban moment za pokretanje – moment ubrzanja. Rotor mlina čekićara ima relativno veliki dinamički moment tromosti, pa je potrebno provjeriti vrijeme zaleta koje mora biti kraće od maksimalnog propisanog vremena za odabrani elektromotor, kako ne bi došlo do toplinskog preopterećenja. Vrijeme zaleta može se izračunati na više načina ovisno o željenoj preciznosti i raspoloživim podacima. Upute se mogu pronaći u [37], [38] i u katalozima proizvođača elektromotora [45].

Na vratilu elektromotora jednadžba ravnoteže glasi [16], [37], [38]:

$$\Sigma M_t = 0$$

tj. moment na vratilu elektromotora sastoji se od statičkog momenta (tereta) i dinamičkog momenta (ubrzanja) prema [16], [37], [38], glasi po jednadžbi (171):

$$M_{t.vr} = M_{t.st} + M_{t.din} \quad (171)$$

Mlin čekićar pokreće se neopterećen, tj. moment tereta jednak je $M_{t.st} = 0$. Tek kada se motor zavrti na nazivnu brzinu pušta se materijal za mljevenje u komoru mljevenja.

Dinamički moment ubrzanja je prema [37], po jednadžbi (172):

$$M_{t.din} = J_{uk} \cdot \alpha = J \frac{d\omega}{dt} \quad (172)$$

Pri pokretanju iz stanja mirovanja, kada su početna kutna brzina i početno vrijeme jednaki nuli moment ubrzanja je, prema jednadžbi (173):

$$M_{din} = J_{uk} \cdot \frac{\Delta\omega_{EM}}{\Delta t} \quad (173)$$

Vrijeme pokretanja ili vrijeme zaleta izračuna se po jednadžbi (174):

$$t = \frac{J_{uk} \cdot \omega_{EM}}{M} = t_z \quad (174)$$

Ukupni dinamički moment inercije odgovara zbroju dinamičkog momenta inercije rotora elektromotora, spojke i rotora mlina:

$$J_{uk} = J_{rot.EM.sp} = 0,2509 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Karakteristične vrijednosti momenata trofaznog asinkronog elektromotora sa sedlastom karakteristikom su približno prema [45] uz izmjenu oznaka, nazivni moment, moment pokretanja i maksimalni moment te iznose:

$$M_{t.EM.N} = M_N = 24,6 \text{ Nm}$$

$$\frac{M_p}{M_N} = 2,5$$

$$\frac{M_m}{M_N} = 4,3$$

$$n_{EM} = 2916 \text{ okr/min} = 48,6 \text{ okr/s} \text{ nazivni broj okretaja [45]}$$

Nazivna kutna brzina elektromotora prema [27] izračuna se po jednadžbi (175):

$$\omega_{EM} = 2 \cdot \pi \cdot n_{EM} \tag{175}$$

$$\omega_{EM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2916}{60} = 305,363 \text{ rad/s}$$

Proračunato vrijeme zaleta (174) mora biti kraće od maksimalnog vremena zaleta propisanog od strane proizvođača elektromotora [45], koje za veličinu 132 za direktno uključivanje iznosi 15 sekundi za povremena pokretanja, a izračuna se po jednadžbi (176):

$$t_z = \frac{J_{uk} \cdot \omega_{EM}}{M_p} = \frac{J_{uk} \cdot \omega_{EM}}{2,5 \cdot M_{t.EM.N}} \tag{176}$$

$$t_z = \frac{0,2509 \cdot 305,363}{2,5 \cdot 24,6} = 1,246 \text{ s} < 15 \text{ s}$$

vrijeme pokretanja za motor od 7,5 kW vrlo je kratko.

S obzirom da je moment sedla nešto manji od momenta pokretanja, može se vrijeme zaleta konzervativno provjeriti i preko nazivnog momenta. Daljnji proračun napravljen je na isti način za motor od 5,5 kW prema podacima iz [45].

$$M_{t.EM.N} = M_N = 18 \text{ Nm}$$

$$\frac{M_p}{M_N} = 2,3$$

$$\frac{M_m}{M_N} = 3,8$$

Nazivna kutna brzina elektromotora gotovo je jednaka.

Provjera vremena pokretanja, uz vrlo konzervativnu pretpostavku da je moment pokretanja jednak nazivnom momentu, izvodi se po jednadžbi (177):

$$t_z = \frac{J_{uk} \cdot \omega_{EM}}{M_p} = \frac{J_{uk} \cdot \omega_{EM}}{M_{t.EM.N}} \quad (177)$$

$$t_z = \frac{0,2509 \cdot 305,363}{18} = 4,256 \text{ s} < 15 \text{ s}$$

Postojeći rotor mlina čekićara može biti pokretan motorom od 5,5 kW i 7,5 kW. Momenti ubrzanja dovoljni su za oba motora, odnosno vrijeme zaleta je kratko i zadovoljava kriterij povremenog uključivanja koje preporučuje [45].

8 KONSTRUKCIJA KONAČNE IZVEDBE MLINA ČEKIČARA

U nastavku su prikazani računalni 3D modeli važnijih podsklopova mlina čekičara, a na kraju se nalazi sklop. Svim dijelovima u sklopu dodijeljen je pripadajući materijal. Pri konstruiranju dijelova korišteno je znanje iz područja tehnološkog oblikovanja, tj. teorije konstruiranja, kako bi konstrukcija ispunjavala konstrukcijske, tehnološke i ekonomske kriterije. Kao podsjetnik korištena su predavanja [24] i [26]. Odabrani materijal za sve dijelove izložene abrazivnom trošenju poput sita, kućišta i diskova je čelični lim „Hardox 400“, dok je za čekiće odabran „Hardox 500“. Izbor ovih materijala napravljen je prema preporukama proizvođača [47], [48], [49], [50]. Vijčani spojevi izvedeni su sukladno uputama iz [10]. Minimalna kvaliteta odabranih vijaka za kućište je 8.8, a za ležajne jedinice rotora i elektromotor 10.9. Za postolje mlina odabrani su kovinski poluproizvodi od čelika S355 standardnih dimenzija poprečnih presjeka prema katalogu [51].

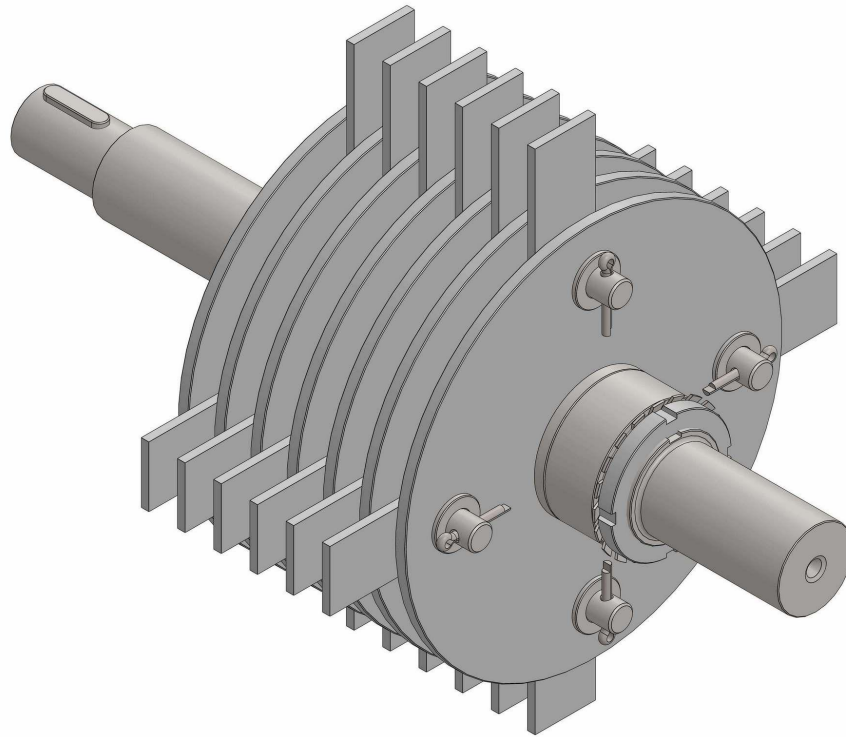
8.1 Konstrukcija podsklopa rotora

Nakon konstrukcije vratila, diskova, svornjaka ovjesa čekića, distančnih prstenova i čahura, te odabira odgovarajućih standardnih dijelova poput pera, rascjepki, podloški, sigurnosne matice i njene sigurnosne podloške, sastavljen je rotor mlina čekičara s konačnim dimenzijama, slike 23 i 24.

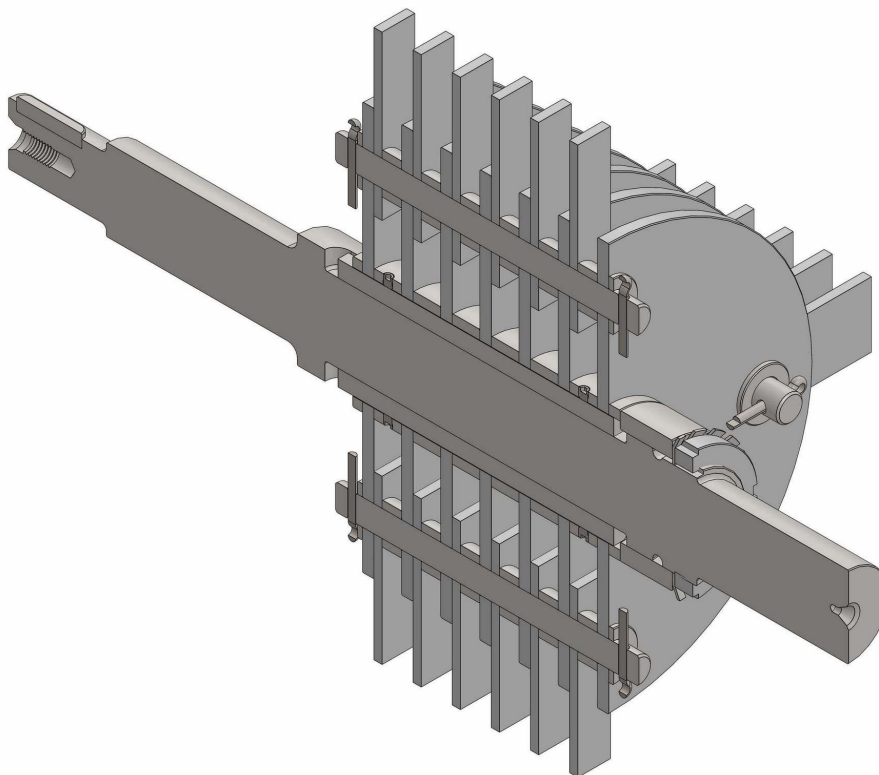
Odabrani dosjed između vratila, diskova rotora i distancnih prstenova je $\phi 60$ H7/k6. To je prijelazan dosjed za jednokratno sastavljanje udarcima drvenog čekića [22], [32]. Ako se diskovi budu mijenjali, to će biti vrlo rijetko, a ovaj dosjed omogućava eventualno rastavljanje. Potrebna kvaliteta površine za $\phi 60$ k6 je $Ra=0,4$ μm , a teoretski se može postići finim tokarenjem [21] ili prema preporuci tehnologa brušenjem.

Provjera postojeće dinamičke sigurnosti napravljena je za materijale 41Cr4 ili 34CrMo4, imajući u vidu njihovu dobavljalivost, te mehanička i tehnološka svojstva. Vratilo se može izraditi od istog materijala kao i svornjaci ovjesa čekića – 42CrMo4. Ako je potrebno i ekonomski opravdano za ovakvu vrstu strojeva, čelik 42CrMo4 može se nitrirati [19], npr. primjenom „TENIFER“ postupka postiže se povišenje otpornosti na adhezijsko trošenje uz ne previsoke tlakove, povišenje dinamičke izdržljivosti te umjereno povišenje korozijske

postojanosti [19]. Javlja se i mali porast otpornosti na abrazijsko trošenje. Dubina nitriranog sloja 42CrMo4 u solnoj kupki je približno 0,6 mm, za 300 min [19], [14].



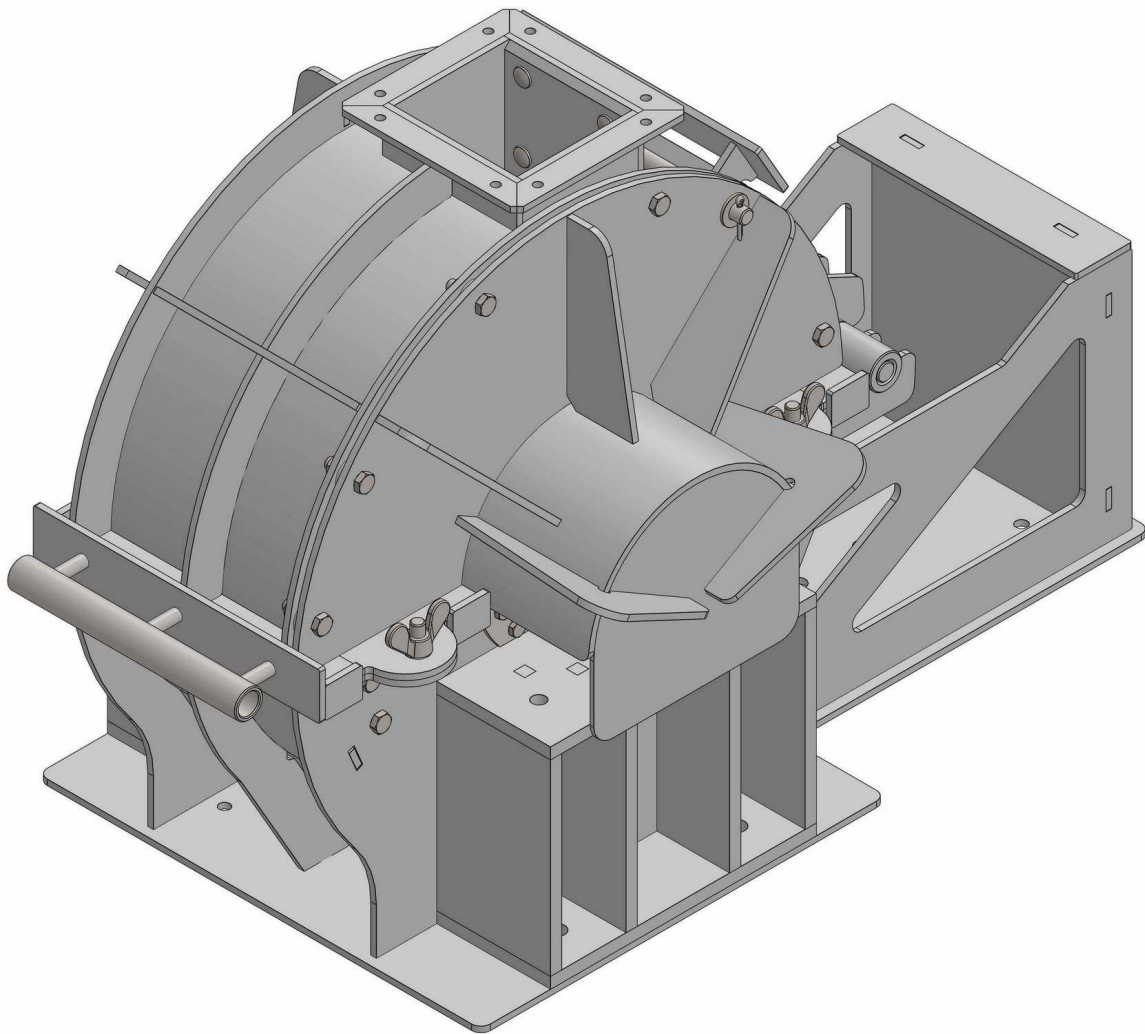
Slika 23 Podsklop rotora mlina čekićara sa svim pripadajućim dijelovima



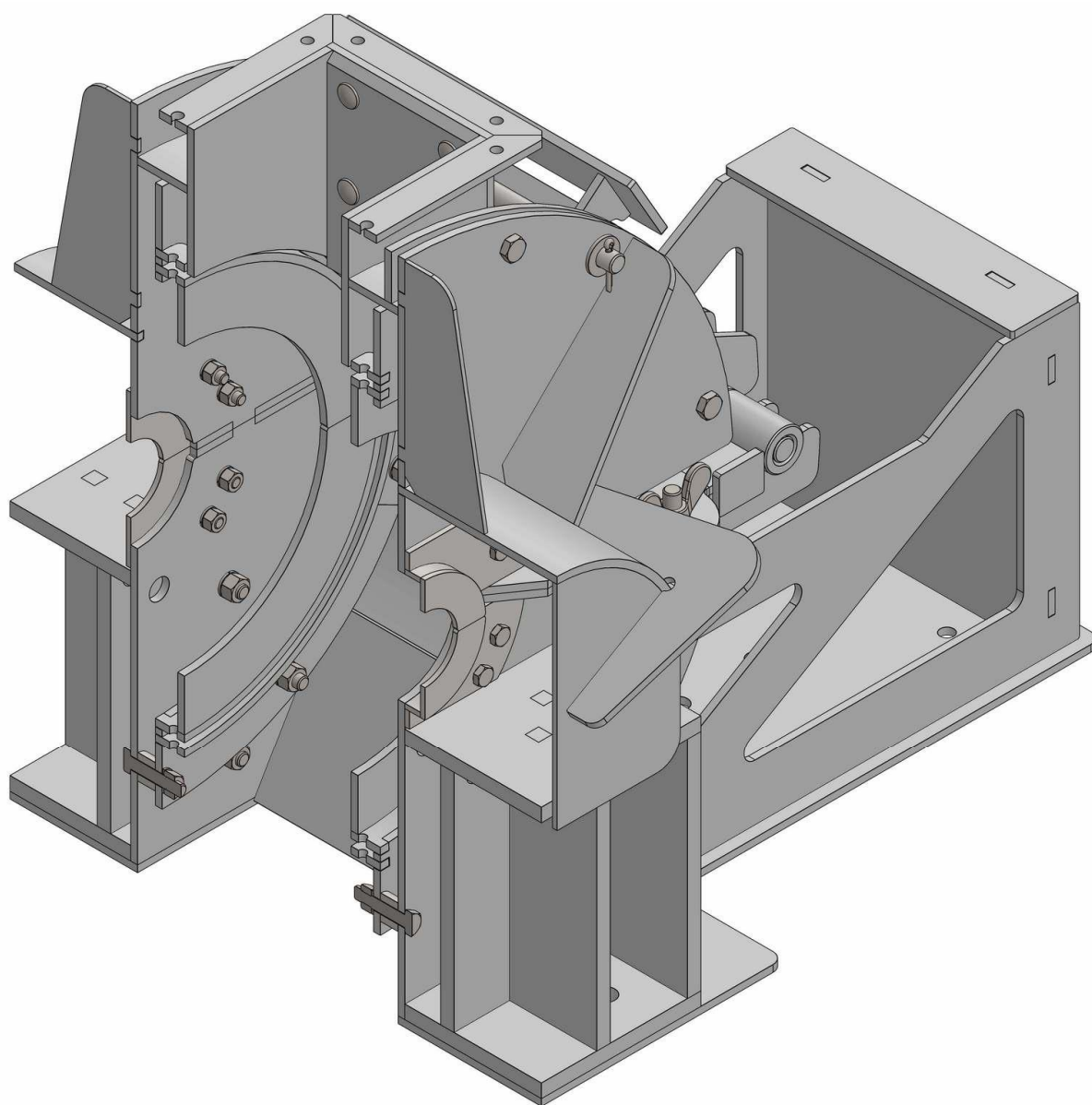
Slika 24 Podsklop rotora mlina čekićara sa svim pripadajućim dijelovima – uzdužni presjek

8.2 Konstrukcija podsklopa kućišta

Kućište mlina čekićara (slike 25 i 26) izvedeno je kao dvodijelno, djeljivo po horizontalnoj ravnini na kojoj leži poklopac. Izrađeno je od kvalitetnog čeličnog lima „Hardox 400“, otpornog na trošenje. Ovaj materijal odabran je radi vrlo dobrih mehaničkih i tehnoloških svojstava. Od mehaničkih može se istaknuti visoka čvrstoća, tvrdoća, otpornost na trošenje i žilavost, a od tehnoloških zavarljivost i oblikovljivost. Kratak pregled osnovnih mehaničkih svojstava dan je u potpoglavlju 4.3, pri provjeri naprezanja i pomaka na disku. Primarna sigurnost postignuta je visokim koeficijentom postojeće dinamičke sigurnosti vratila, svornjaka ovjesa čekića i samih čekića. Sekundarna zaštita ostvarena je čvrstim, krutim orebrenim kućištem. Povećanjem krutosti orebrenjem nastojalo se smanjiti i eventualne probleme s vibracijama, odnosno rezonancijom. Svi vijci na kućištu su najmanje kvalitete 8.8.

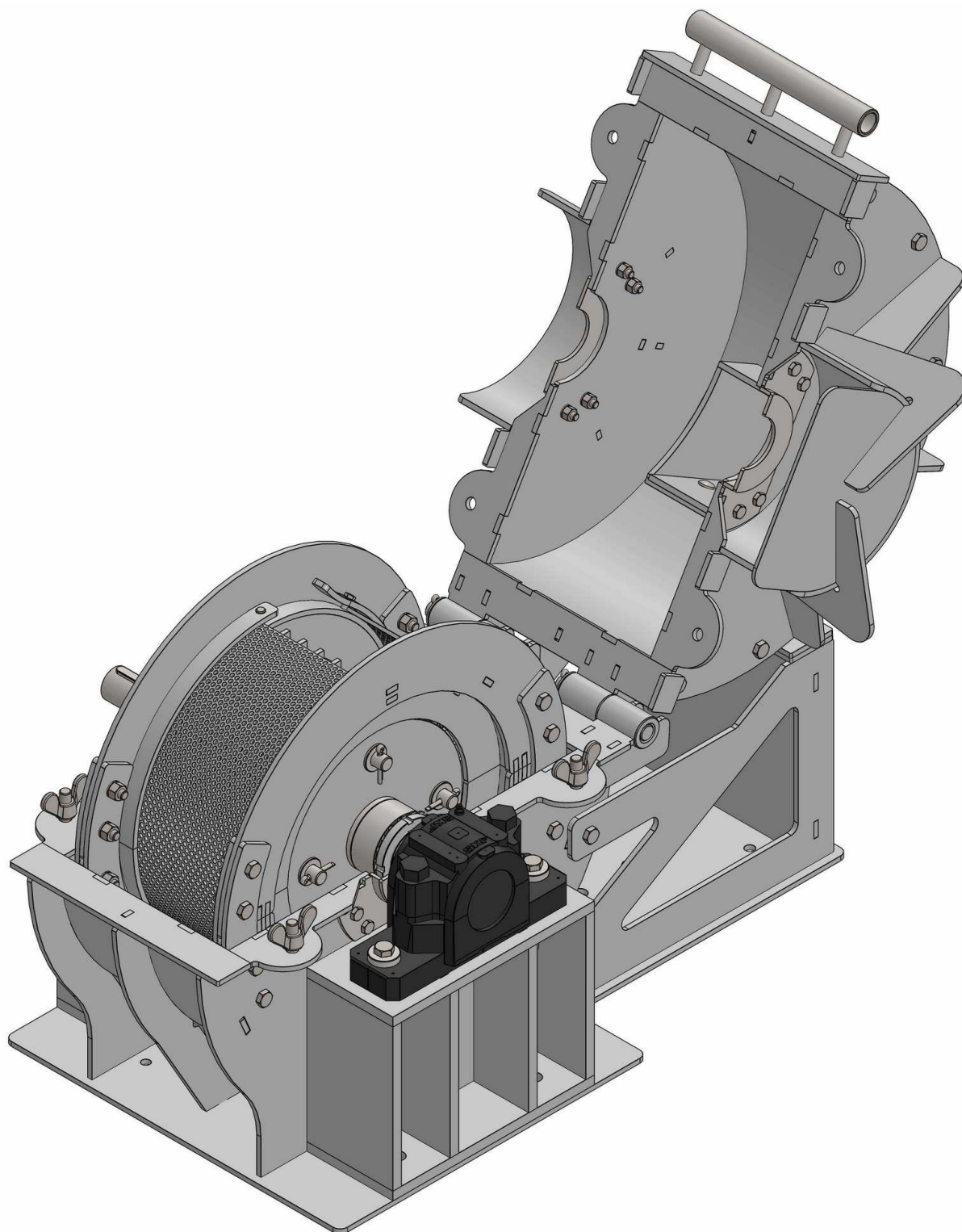


Slika 25. Podsklop kućišta mlina čekićara

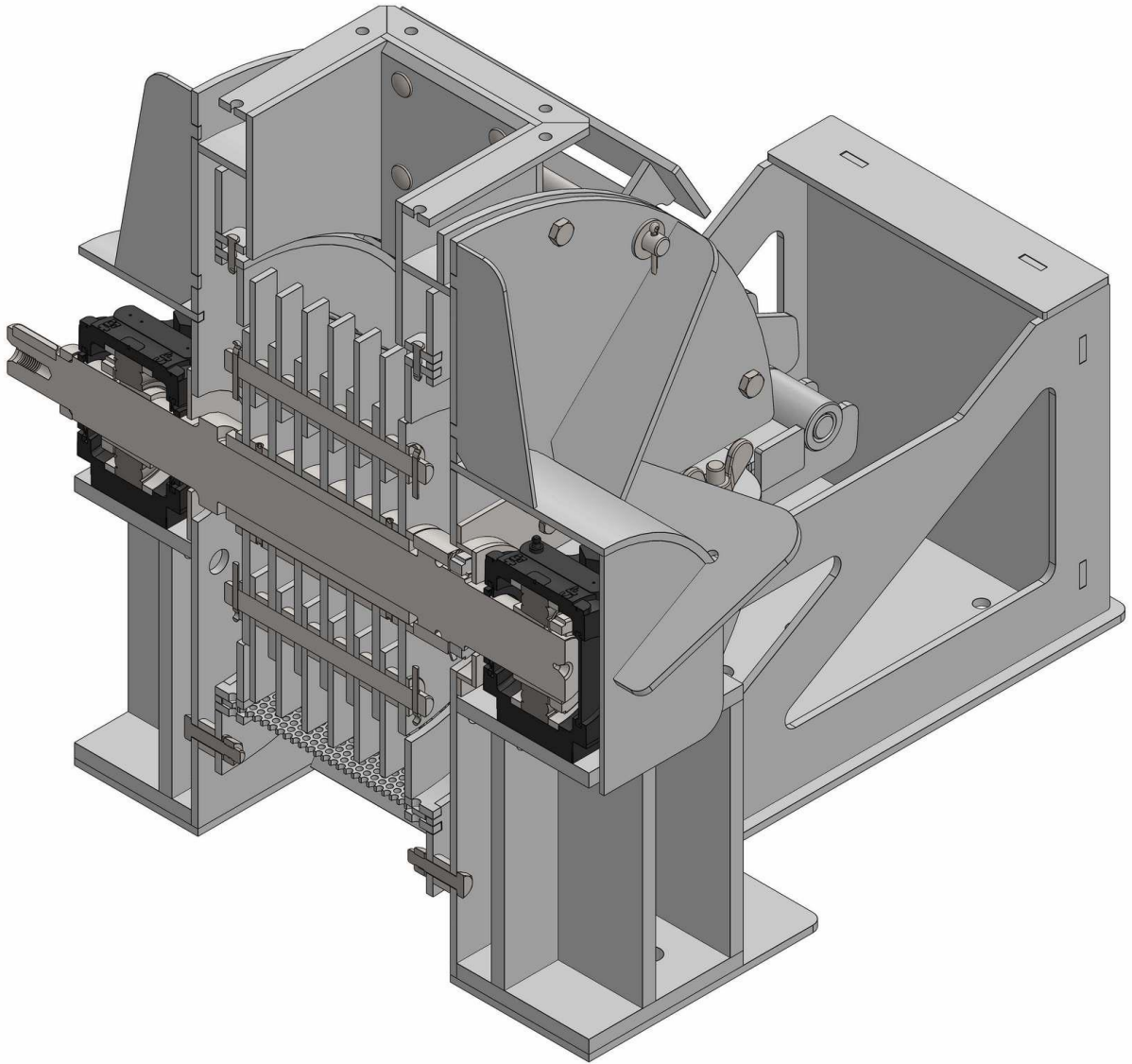


Slika 26 Podsklop kućišta mlina čekićara - uzdužni presjek

8.3 Podsklop rotora i kućišta mlina čekićara

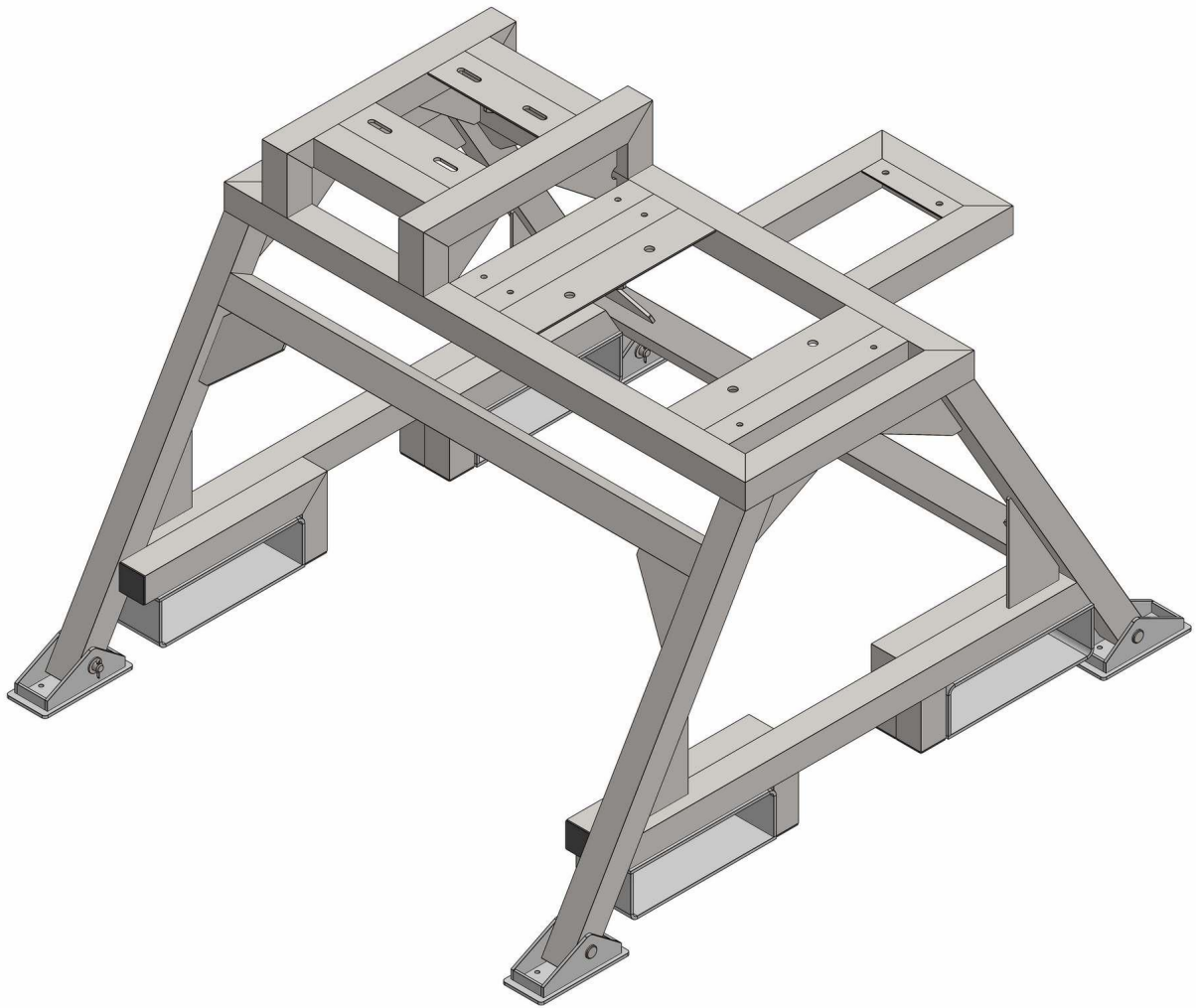


Slika 27 Podsklop rotora i kućišta mlina čekićara s podignutim poklopcem

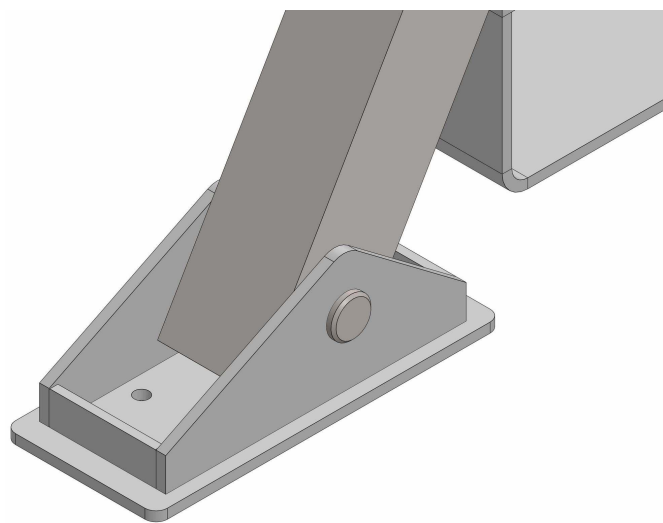


Slika 28 Podsklop rotora i kućišta mlina čekićara – uzdužni presjek

8.4 Konstrukcija podsklopa postolja

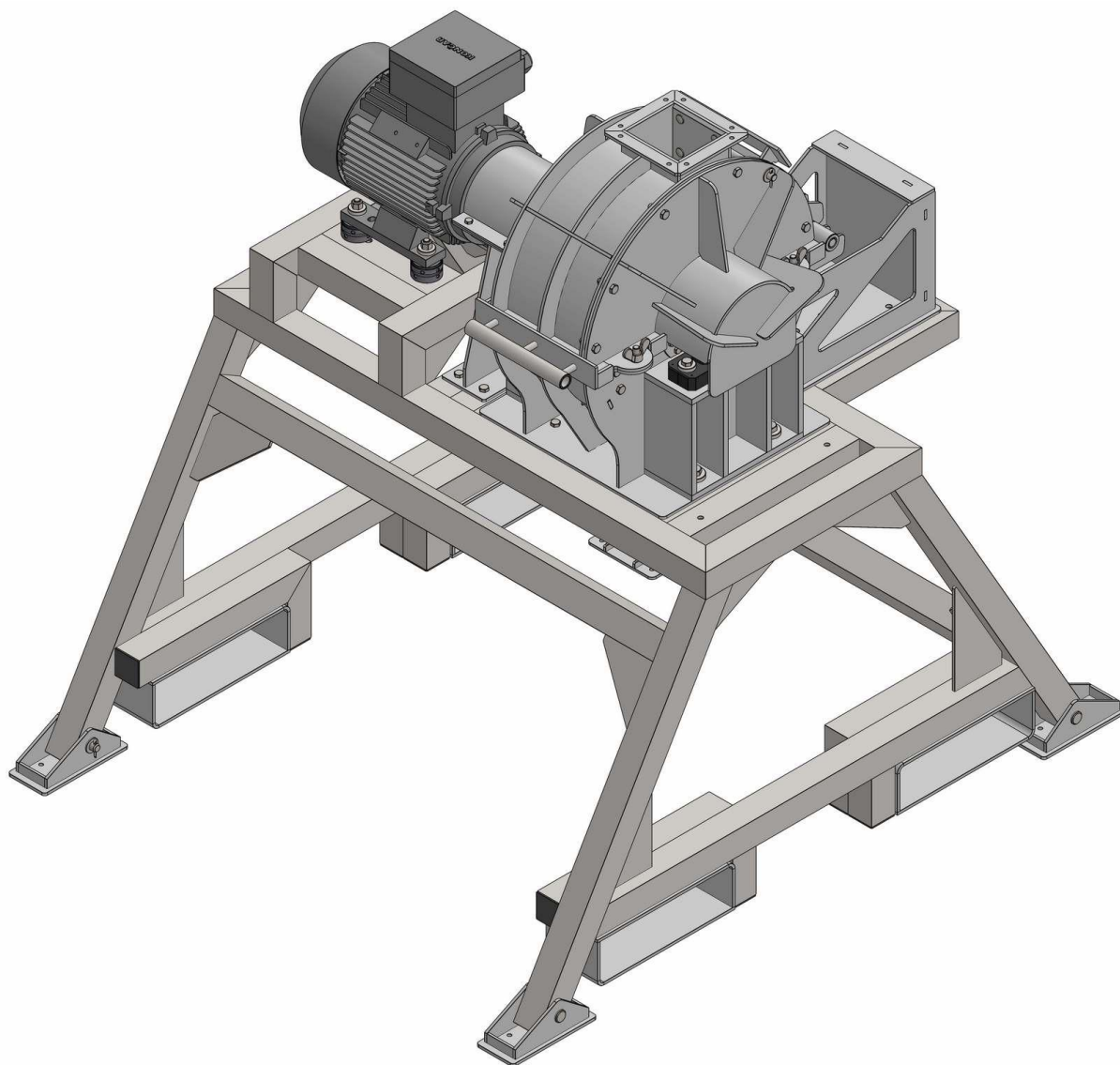


Slika 29 Podsklop postolja mlina čekićara s pačjim nogama

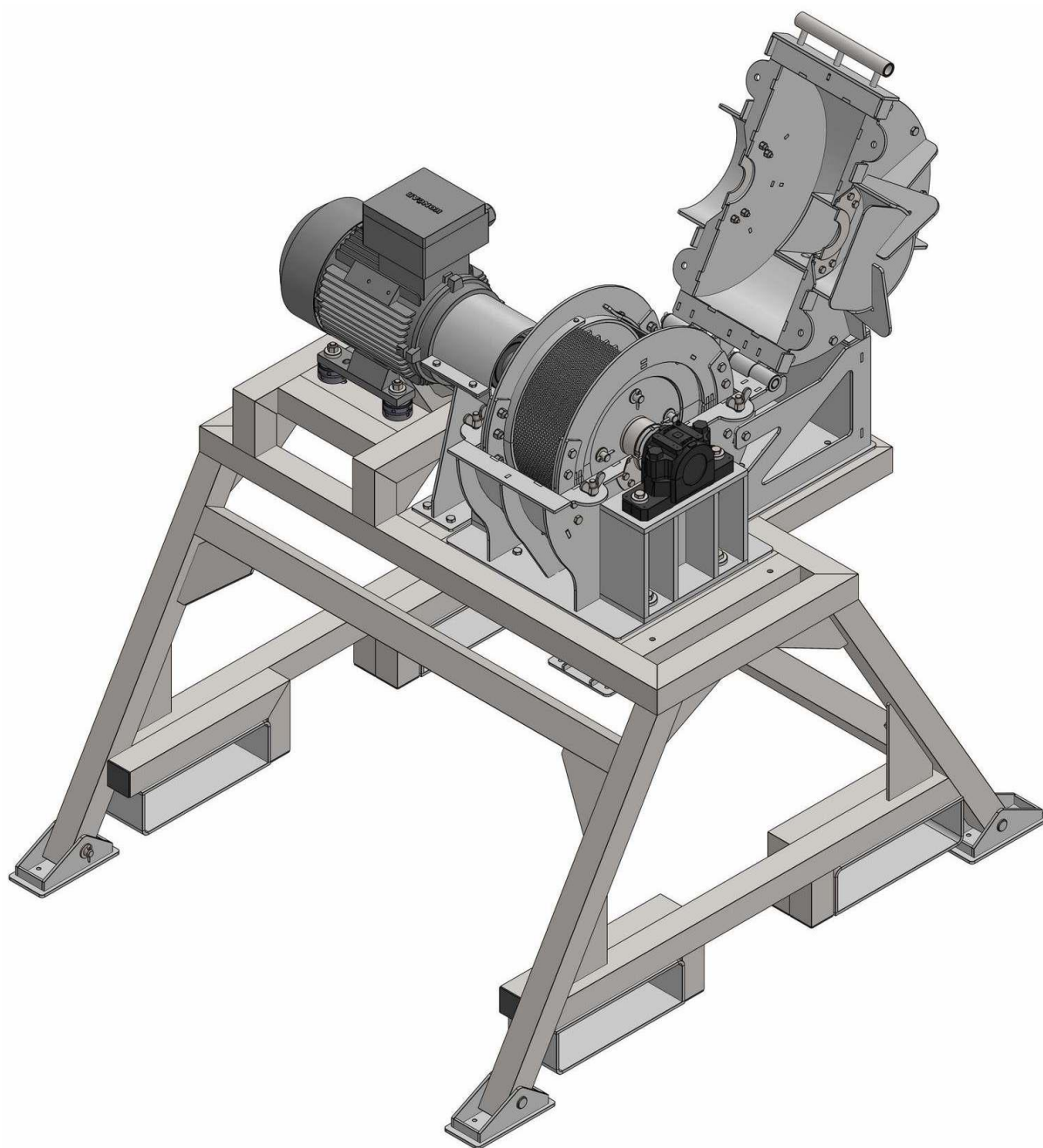


Slika 30 Detalj – „pačja noga“ na postolju mlina čekićara

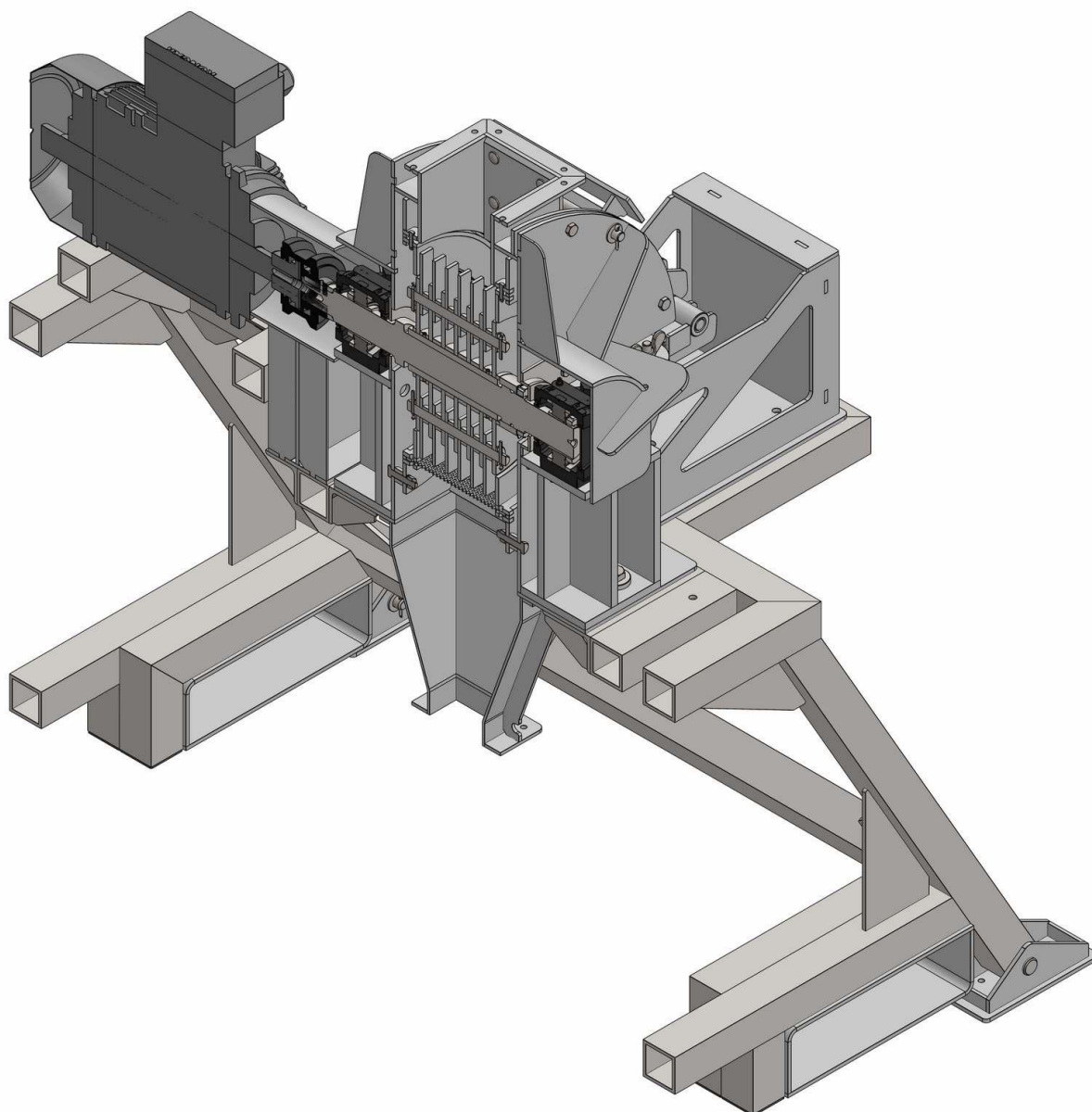
8.5 Sklop mlina čekićara



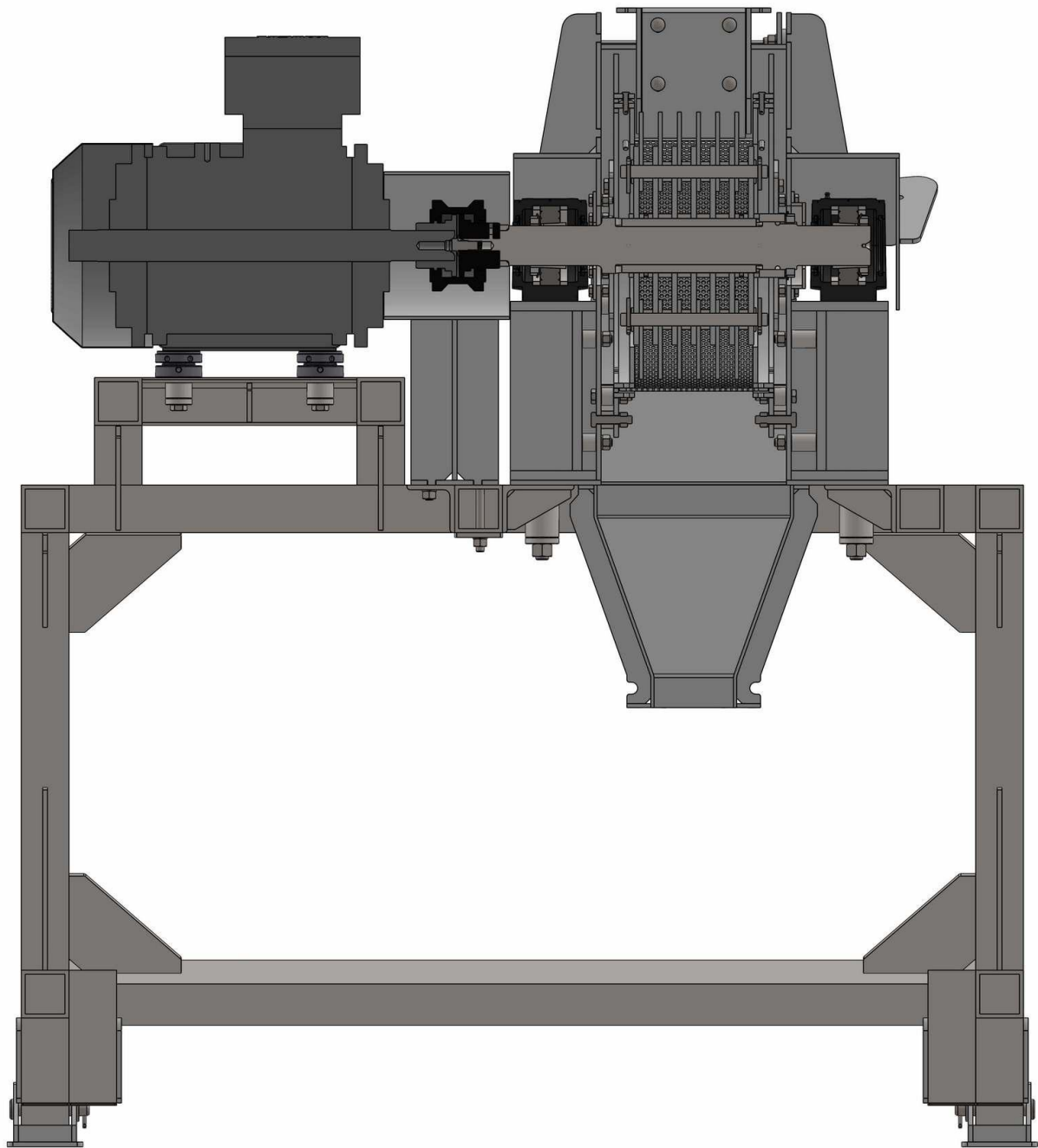
Slika 31 Sklop mlina čekićara - izometrija



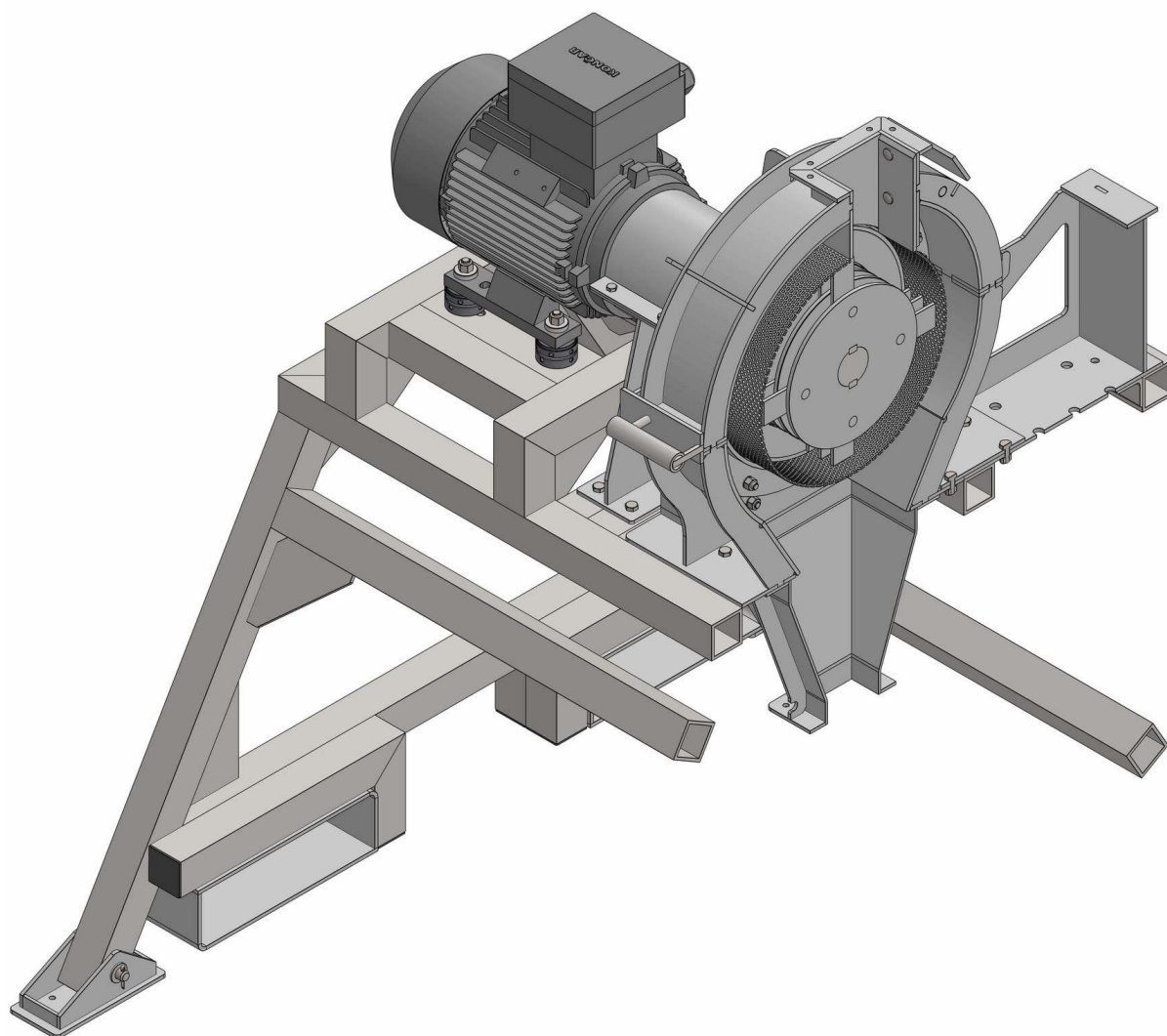
Slika 32 Sklop mlina čekićara s dignutim poklopcem - izometrija



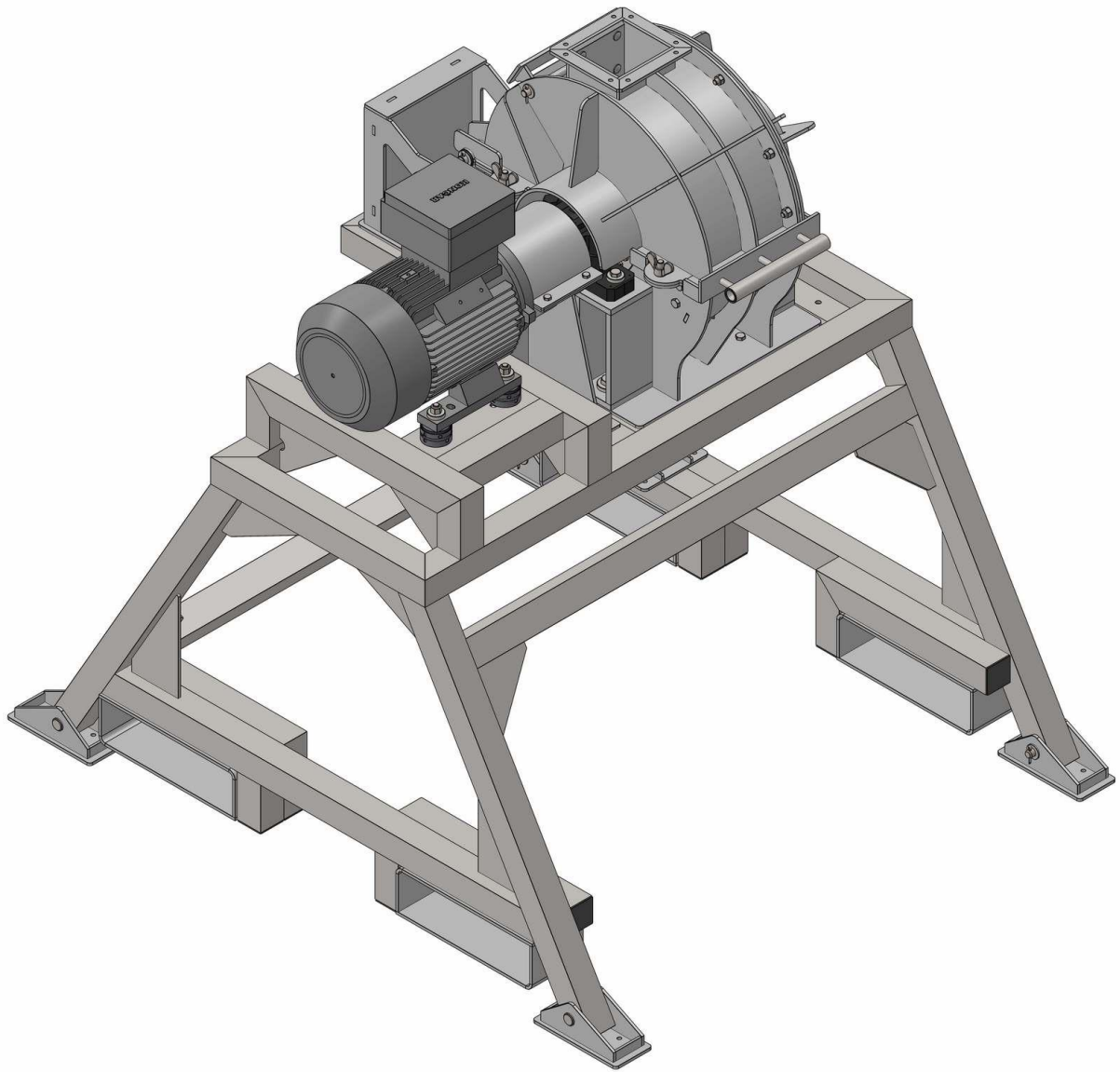
Slika 33 Sklop mlina čekićara – uzdužni presjek u izometriji



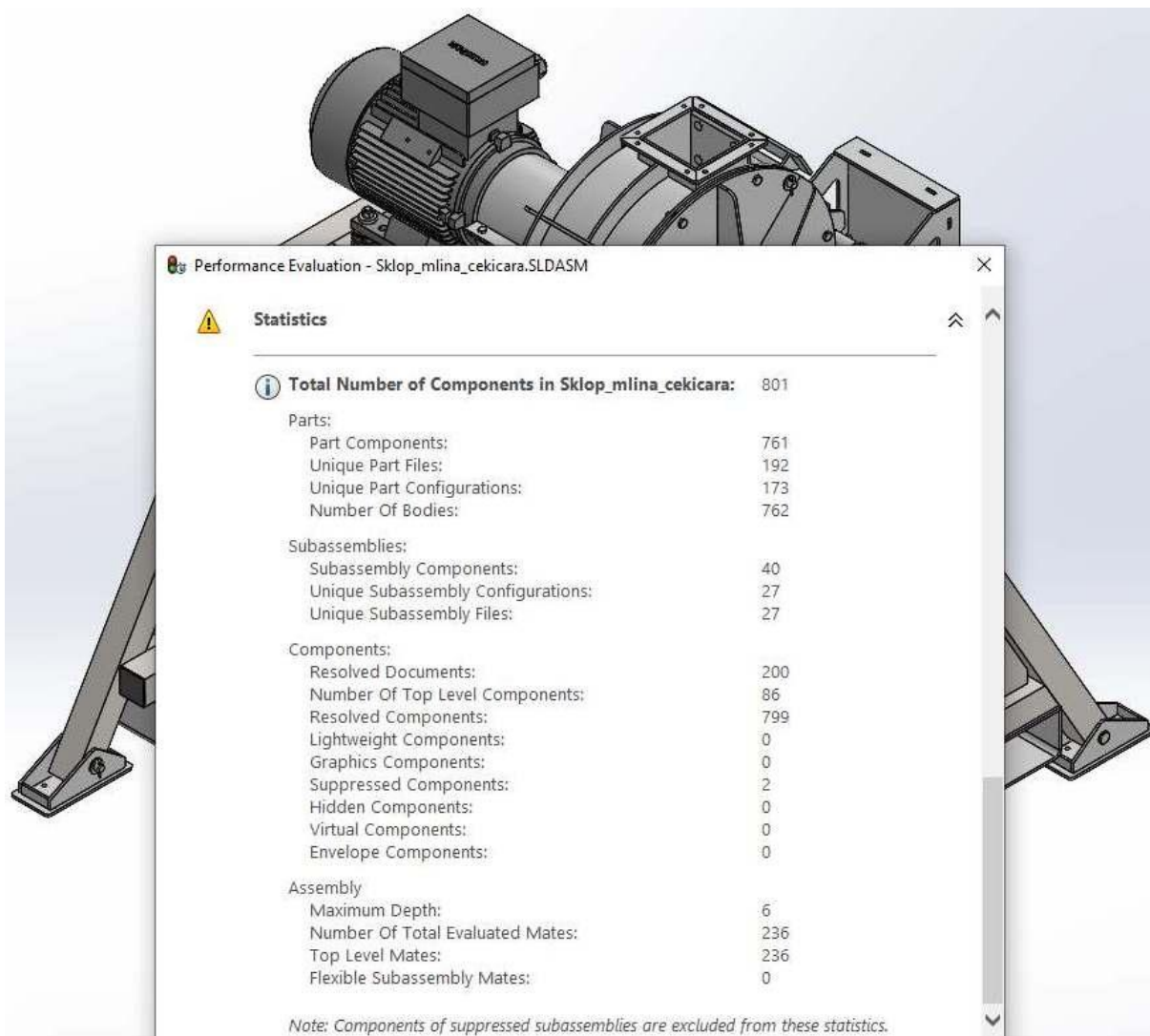
Slika 34 Sklop mlina čekićara – uzdužni presjek



Slika 35 Sklop mlina čekićara – poprečni presjek



Slika 36 Sklop mlina čekićara – izometrija s lijeve strane



Slika 37 Sklop mlina čekićara s prikazom broja dijelova u sklopu

9 ZAKLJUČAK

Rotor mlina čekićara sastoji se od diskova konstantne debljine sa središnjim otvorom nanizanih na vratilo, učvršćenih s dva pera, a u aksijalnom smjeru sigurnosnom podloškom i maticom. Kroz diskove, odnosno njegove nesredišnje provrte, na određenom radijusu prolaze svornjaci ovjesa, na koje su ovješeni čekići. Čekići su aksijalno osigurani od pomicanja distancnim čahurama. Uslijed rotacije disk rotora opterećen je vlastitim inercijskim silama i inercijskim silama ovješene masa. Disk je složeno opterećen, a kritičan mjesta na disku su središnji provrt kroz koji prolazi vratilo i nesredišnji kroz koji prolaze svornjaci ovjesa čekića. Naprezanja i pomaci na središnjem provrtu mogu se sa zadovoljavajućom preciznošću utvrditi klasičnim metodama nauke o čvrstoći. Ukupno naprezanje sastoji se od superpozicije naprezanja dva proračunska modela na unutarnjem radijusu. Prvi model je rotirajući disk sa središnjim provrtom konstantne debljine, a drugi je debelostjena cijev opterećena potlakom na vanjskoj stjenki. Vidljivo je da prvi proračunski model dobro opisuje disk dok je u drugom disk opterećen s četiri koncentrirane sile, a ne jednoliko tlakom. Bez obzira na ovu nepodudarnost, razlike na unutarnjem radijusu nisu velike, nego postaju izražene na vanjskom obodu. Naprezanja na vanjskim rubovima značajnije odudaraju od proračunskog modela nauke o čvrstoći, ali su mala, pa nisu značajna za konstrukciju. Rezultati su provjereni i uspoređeni metodom konačnih elemenata. Koncentracija naprezanja u utoru za pero diska uzeta je u obzir prema navedenoj literaturi za sličan disk, ali nije analizirana metodom konačnih elemenata.

Provrta ovjesa čekića opterećeni su na površinski pritisak, a provjerena su i posmična naprezanja. Metodom konačnih elemenata potvrđene su upute da provrte treba odmaknuti od vanjskih rubova u smjeru djelovanja sile najmanje za dva promjera mjereći od središta samog provrta. Teoretski proračunski površinski pritisak u provrtu značajno je manji od naprezanja utvrđenih metodom konačnih elemenata, a koja se vrlo vjerojatno bolje poklapaju sa stvarnim.

U eventualnom daljnjem razvoju i unapređenjima budućih izvedbi mlina, bilo bi dobro napraviti analizu utjecaja utora za pero na koncentraciju naprezanja. Na postojećoj konstrukciji naprezanja su držana niskima, odnosno koeficijenti sigurnosti, udara i zareznog djelovanja visokima, pa bi preciznijim utvrđivanjem naprezanja možda bilo moguće smanjiti masu i utrošak materijala. Naravno, imajući u vidu da eventualni lom diska ili vratila kod ovakve vrste strojeva nije prihvatljiv. Bez obzira na optimizaciju, pasivna sigurnost mora biti osigurana čvrstim, krutim, orebrenim kućištem i upotrebom visokokvalitetnog čeličnog lima kao u postojećoj izvedbi.

10 POPIS LITERATURE

- [1] Alfirević, I.: *Nauka o čvrstoći I*, Tehnička knjiga, Zagreb 1995.
- [2] Alfirević, I.: *Nauka o čvrstoći II*, Golden marketing, Zagreb 1999.
- [3] Alfirević, I., Saucha, J., Tonković, Z., Kodvanj, J.: *Uvod u mehaniku I i II*, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb 2010.
- [4] Avallone, E.A., Baumeister, T., Sadegh, A.M.: *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, McGraw-Hill, New York, 2007.
- [5] Boršjov, V. Ja.: *Oborudovanie, dlja izmeljčeniya materialov: drobilki i meljnici*, Izdateljstvo TGTU (nepoznata godina).
- [6] Brnić, J., Turkalj, G.: *Nauka o čvrstoći I*, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Rijeka 2004.
- [7] Brnić, J.: *Osnove optimizacije mehaničkih konstrukcija*, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Rijeka 2013.
- [8] Budynas, R.G, Nisbett, J.K: *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 9th. ed., New York, 2011.
- [9] Cerlinca D.A, Alaci S., Rusu O.T., Irimescu, L., Ciornei, F.C.: *FEA of Stress Concentrator Effect From a Rotating Disk With a Keyway*, Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume IX (XIX), 2010, NR2
- [10] Cvirn, Ž.: *Rastavljivi spojevi*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.
- [11] Decker, K.H.: *Elementi strojeva*, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb 2006.
- [12] Filetin, T.: *Izbor materijala pri razvoju proizvoda*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013.
- [13] Filetin, T., Kovačićek, F., Indof, J.: *Svojstva i primjena materijala*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2006.
- [14] Gojić, M.: *Površinska obradba materijala*, Metalurški fakultet Sveučilišta u Zagrebu, Sisak, 2010.

- [15] Grgurić, G.: *Ekološki i energetska dizajn proizvoda na primjeru rotora malog mlina čekićara*, seminarski rad iz kolegija *Ekološki i energetska dizajn proizvoda*, Varaždin 2021.
- [16] Grgurić, G.: *Elektromotorni pogoni*, seminarski rad iz kolegija *Mehatronički sustavi*, Sveučilište Sjever, Varaždin 2020.
- [17] Grgurić, G.: *Industrijski dizajn malog mlina čekićara s primjerom konstrukcije i razvoja rotora*, seminarski rad iz kolegija *Dizajn industrijskih proizvoda*, Varaždin, 2020.
- [18] Grupa autora: *Inženjerski priručnik ip1, Temelji inženjerskih znanja*, Školska knjiga, Zagreb, 1996.
- [19] Grupa autora: *Inženjerski priručnik ip4, Proizvodno strojarstvo, Materijali, Prvi svezak*, Školska knjiga, Zagreb 1998.
- [20] Grupa autora: *Tehnički priručnik*, Končar, Zagreb, 1991.
- [21] Herold, Z.: *Računalna i inženjerska grafika*, FSB, Zagreb, 2003.
- [22] Herold, Z.: *Tolerancije i dosjedi*, FSB, Zagreb, 1998.
- [23] Horvat, Z. i suradnici: *Vratilo (proračun)*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb
- [24] Karakašić, M.: Predavanja iz kolegija *Optimiranje konstrukcija*, Sveučilište Sjever, Varaždin, akademska godina 2020./2021.
- [25] Kljajin, M., Ivandić, Ž., Karakašić, M.: *Elementi strojeva – Zbirka projektno-konstrukcijskih zadataka*, Strojarski fakultet u Slavonskom Brodu, Slavonski Brod 2018.
- [26] Kljajin, M.: Predavanja iz kolegija *Konstrukcijski moduli*, Sveučilište Sjever, Varaždin, akademska godina 2019./2020.
- [27] *Krautov strojarski priručnik*, Sajema, Zagreb 2009.
- [28] Križan, B.: *Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata*, Školska knjiga, Zagreb 2008.
- [29] Krpan, M. i drugi: *Dinamika, teorija i primjena*, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Rijeka, 2001.
- [30] Lingaiah, K.: *Machine Design Databook*, second edition, McGraw-Hill, New York 2003.
- [31] Obsieger, B.: *Spojke*, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Rijeka, 2016.

- [32] Opalić, M., Kljajin, M., Sebastijanović, S.: *Tehničko crtanje*, Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu i Strojarski fakultet u Slavonskom Brodu, Čakovec, 2003.
- [33] Orčić, B.: *Mehanički integritet strojeva – sažetak predavanja*, Veleučilište u Karlovcu, ak. god. 2010/2011.
- [34] Orlić, Ž., Orlić, G.: *Osovine i vratila – kontrolni proračun prema DIN 743-2000*, Zigo Rijeka, Rijeka, 2004.
- [35] Pilkey, W.D.: *Peterson's Stress Concentration Factors*, third edition, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey 2008.
- [36] Pustaić, D., Tonković, Z., Wolf, H.: *Mehanika deformabilnih tijela*, svezak 1 i 2., Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2014.
- [37] Skalicki, B., Grilec, J.: *Električni strojevi i pogoni*, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, drugo izdanje, Zagreb, 2011.
- [38] Srb, N.: *Elektromotori i elektromotorni pogoni*, Graphis d.o.o., Zagreb, 2007.
- [39] Veliki, T.: Predavanja iz kolegija *Dizajn industrijskih proizvoda*, Sveučilište Sjever, Varaždin, akademska godina 2019/2020.
- [40] Veliki, T.: Predavanja iz kolegija *Ekološki i energetske dizajn proizvoda*, Sveučilište Sjever, Varaždin, akademska godina 2019./2020.
- [41] Young, W.C., Budynas, R.G.: *Roark's Formulas for Stress and Strain*, McGraw-Hill, New York 2002.

Ostalo (Internet stranice, katalozi proizvoda, zapisi s predavanja):

- [42] Muftić, O.: *Biomehanička ergonomija*, (Skripta, nepoznata godina izdanja)
- [43] Autorovi zapisi s predavanja i vježbi iz kolegija *Vibracije i dinamika strojeva*, diplomski specijalistički stručni studij strojarstva, Veleučilište u Karlovcu, akademska godina 2012/2013.
- [44] SKF – *Rolling bearings*, SKF Group, 2018.
- [45] ABB, Katalog elektromotora
- [46] Končar – MES d.d., Katalog proizvoda, *Elektromotori*

- [47] Hardox wear plate – Hard and tough, SSAB, katalog proizvoda
- [48] Hardox wear plate – Techsupport #29, SSAB, katalog proizvoda i upute
- [49] Hardox on site – Recycling, SSAB, katalog proizvoda
- [50] Hardox – Welding of Hardox, SSAB, katalog proizvoda i upute za zavarivanje
- [51] Strojopromet: Katalog, Zagreb, 2020.
- [52] Stojanović, M.: *Mlinovi, mješaone i tvornice stočne hrane*, prezentacija, (nepoznata godina)
- [53] <https://en.wikipedia.org/wiki/Hammermill>
pristup: 14.01.2022.
- [54] <https://www.mtu-solutions.com/au/en/stories/construction-industrial/worlds-biggest-mobile-hammer-mill-shredder-takes-entire-cars-apart.html>
pristup: 14.01.2022.
- [55] <https://www.youtube.com/watch?v=EZJMOAyIYOY>
pristup: 14.01.2022. (ZB Group)
- [56] <https://www.youtube.com/watch?v=OmkMcidZNsk>
pristup: 14.01.2022. (Buehler)
- [57] <https://www.youtube.com/watch?v=-JBCk46pMu4>
pristup: 14.01.2022. (Vital)
- [58] <https://www.youtube.com/watch?v=zsGJ8gPzxeY>
pristup: 14.01.2022. (Tietjen)
- [59] <https://www.youtube.com/c/AndritzGroup/videos>
pristup: 14.01.2022.
- [60] https://en.wikipedia.org/wiki/Screenless_hammer_mill
pristup: 14.01.2022.
- [61] https://en.wikipedia.org/wiki/Amy_B._Smith
pristup: 14.01.2022.

POPIS SLIKA

Slika 1. Zederbauerova harmonijska kružnica iskonstruirana i nadopunjena prema [42] i [17]

Slika 2. Preliminarna konstrukcija rotora mlina čekićara – djelomični podsklop u izometriji

Slika 3. Preliminarna konstrukcija rotora mlina čekićara – podsklop u izometriji

Slika 4. Preliminarna konstrukcija rotora mlina čekićara – presjek podsklopa u nacrtu

Slika 5. Konačne dimenzije čekića

Slika 6. Položaj težišta čekića u globalnom koordinatnom sustavu

Slika 7. Masa, težište i dinamički moment inercije čekića oko osi ovjesa

Slika 8. Izrada modela rotirajućeg diska konstantne debljine sa središnjim otvorom (bez utora za pero i nesredišnjih provrta)

Slika 9. Izrada modela rotirajućeg diska konstantne debljine sa središnjim i nesredišnjim provrtima (bez utora za pero)

Slika 10. Naprezanja u rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom

Slika 11. Pomaci na rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom

Slika 12. Naprezanja u disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom sa samo četiri koncentrirane sile

Slika 13. Pomaci na disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom sa samo četiri koncentrirane sile

Slika 14. Naprezanja u rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom centrifugalnim tj. koncentriranim silama u provrtima ovjesa čekića (rotacija + centrifugalne sile ovješениh masa)

Slika 15. Pomaci na rotirajućem disku konstantne debljine sa središnjim otvorom opterećenom centrifugalnim tj. koncentriranim silama u provrtima ovjesa čekića (rotacija + centrifugalne sile ovješениh masa)

Slika 16. Konačno oblikovan disk rotora mlina čekićara dimenzija $\Phi 60 \times \Phi 250 \times t7$ s utorima za pera

- Slika 17. Preliminarna konstrukcija vratila – nacrt
- Slika 18. Preliminarna konstrukcija vratila – uzdužni presjek
- Slika 19. Shematski prikaz proračunskog modela vratila
- Slika 20. Konačno oblikovano i dimenzionirano vratilo u izometriji
- Slika 21. Konačno oblikovan rotor s prikazom mase, položaja težišta i dinamičkim momentom inercije (istaknut plavom bojom)
- Slika 22. Konstrukcijsko rješenje ugradnje elektromotora na postolje
- Slika 23. Podsklop rotora mlina čekićara sa svim pripadajućim dijelovima
- Slika 24. Podsklop rotora mlina čekićara sa svim pripadajućim dijelovima – uzdužni presjek
- Slika 25. Podsklop kućišta mlina čekićara
- Slika 26. Podsklop kućišta mlina čekićara - uzdužni presjek
- Slika 27. Podsklop rotora i kućišta mlina čekićara s podignutim poklopcem
- Slika 28. Podsklop rotora i kućišta mlina čekićara – uzdužni presjek
- Slika 29. Podsklop postolja mlina čekićara s pačjim nogama
- Slika 30. Detalj – „pačja noga“ na postolju mlina čekićara
- Slika 31. Sklop mlina čekićara - izometrija
- Slika 32. Sklop mlina čekićara s dignutim poklopcem - izometrija
- Slika 33. Sklop mlina čekićara – uzdužni presjek u izometriji
- Slika 34. Sklop mlina čekićara – nacrt, uzdužni presjek
- Slika 35. Sklop mlina čekićara – poprečni presjek
- Slika 36. Sklop mlina čekićara – izometrija s lijeve strane
- Slika 37. Sklop mlina čekićara s prikazom broja dijelova u sklopu

POPIS TABLICA

Tablica 1. Usporedba rezultata dobivenih metodom nauke o čvrstoći i FEM analize

Tablica 2. Minimalni, računski promjeri vratila i zaokružene vrijednosti