

Analiza naprezanja klipnog mehanizma zvjezdastog motora bez glavne klipnjače

Meštrović, Denis

Master's thesis / Diplomski rad

2022

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:485643>

Rights / Prava: [Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International](#)/[Imenovanje-Nekomercijalno-Dijeli pod istim uvjetima 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-06-30**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Denis Meštrović

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Igor Karšaj, dipl. ing.

Student:

Denis Meštrović

Zagreb, 2022.

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

Ovom prilikom zahvaljujem mentoru prof. dr. sc. Igoru Karšaju, dipl. ing. i Nini Horvatu, mag. ing. mech. na velikoj pomoći i korisnim savjetima pruženim tijekom izrade ovog rada. Također se zahvaljujem doc. dr. sc. Nevenu Alujeviću, dipl. ing., dr. sc. Damjanu Čakmaku, mag. ing. mech, doc. dr. sc. Ivici Galiću, dipl. ing., prof. dr. sc. Zdenku Tonkoviću, dipl. ing. i prof. dr. sc. Krešimiru Vučkoviću, dipl. ing. na prenesenom znanju tijekom preddiplomskog i diplomskog studija, bez kojeg izrada ovoga rada ne bi bila moguća.

Ovaj rad posvećujem svome djedu Ivici.

Denis Meštrović



Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 22 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Denis Meštrović** JMBAG: 0035214226

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Analiza naprežanja klipnog mehanizma zvjezdastog motora bez glavne klipnjače**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Stress analysis of masterless radial engine cranktrain**

Opis zadatka:

Zvjezdasti klipni motori su tijekom 20. stoljeća našli široku primjenu u zrakoplovstvu, ali je jedan od ograničavajućih faktora za njihovu primjenu bila loša uravnoteženost glavne i pridruženih klipnjača.

U okviru ovog rada potrebno je dati kratak pregled predloženih konstrukcijskih rješenja zvjezdastog motora bez glavne klipnjače. Za jedno od opisanih rješenja, primjenom metode konačnih elemenata, potrebno je provesti numeričku analizu klipnog mehanizma (klipnjača, koljenasto vratilo). Usporedbom uravnoteženosti zvjezdastog motora s glavnom i bez glavne klipnjače te koristeći dostupnu literaturu potrebno je procijeniti opterećenje na komponentama klipnog mehanizma. Po potrebi u analizi primijeniti pojednostavljena vodeći računa o ograničenim računalnim resursima.

Dodatne informacije dostupne su prema potrebi.

U radu treba navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

3. ožujka 2022.

Datum predaje rada:

5. svibnja 2022.

Predviđeni datumi obrane:

9. - 13. svibnja 2022.

Zadatak zadao:

Prof.dr.sc. Igor Karšaj

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA.....	II
POPIS TABLICA.....	VII
POPIS OZNAKA.....	VIII
SAŽETAK	XV
SUMMARY	XVI
1. UVOD.....	1
1.1. Primjena zvjezdastih motora.....	1
1.2. Tipična konstrukcijska rješenja	4
2. USPOREDBA URAVNOTEŽENOSTI.....	17
2.1. Inicijalni model.....	17
2.2. Zaključci iz prethodnih analiza.....	25
2.3. Usporedba uravnoteženosti zvjezdastog motora s i bez glavne klipnjače	32
3. PREDLOŽENA RJEŠENJA ZA ELIMINACIJU NEUNIFORMNOSTI GIBANJA KLIPNOVA	41
3.1. Rješenja bazirana na (anti)paralelogramskim mehanizmima.....	41
3.2. Rješenja bazirana na planetarnim prijenosnicima	47
3.3. Rješenja bazirana na intervencijama u topologiju klipnjača.....	56
3.4. Odabrani mehanizam.....	61
4. ANALIZA NAPREZANJA KLIPNJAČE	62
4.1. Određivanje opterećenja.....	62
4.2. Određivanje načina uležištenja velike glave	69
4.3. Analiza naprezanja klipnjače	70
4.4. Optimiranje dimenzija osovinice klipnjače i kontrola nosivosti ležajeva	88
5. ANALIZA NAPREZANJA SPOREDNIH KOMPONENTI.....	96
5.1. Određivanje dimenzija mehanizma za ostvarivanje uniformnog gibanja.....	96
5.2. Analiza naprezanja prstena-nosača klipnjača	98
5.3. Određivanje dopuštenog opterećenja ležaja letećeg rukavca.....	108
5.4. Kontrola čeonog ozubljenja.....	110
6. ANALIZA NAPREZANJA KOLJENASTOG VRATILA.....	116
6.1. Određivanje dopuštenog opterećenja ležajeva koljenastog vratila.....	116
6.2. Uvedena pojednostavljenja.....	118
6.3. Analiza naprezanja koljenastog vratila.....	118
7. ZAKLJUČAK	133
LITERATURA	135
PRILOZI	139

POPIS SLIKA

Slika 1.	Deveterocilindrični zrakoplovni zvjezdasti motor BMW 132 [2].....	1
Slika 2.	Servisiranje zvjezdastog motora Wright R-975 američkog tenka M4 [4].....	2
Slika 3.	Zündappov prototip <i>Volkswagena</i> s peterocilindričnim zvjezdastim motorom [5].....	2
Slika 4.	Trkaći automobil Monaco-Trossi sa šesnaesterocilindričnim dvorednim dvotaktnim zvjezdastim motorom [6].....	2
Slika 5.	Wright R-3350 <i>Duplex-Cyclone</i> s <i>turbo-compoundingom</i> [7].....	3
Slika 6.	Sportski zrakoplov Jakovljevič Jak-54 s deveterocilindričnim zvjezdastim motorom [8].....	4
Slika 7.	Tri motora tipa Zvezda 504B pogone hrvatske raketne topovnjače RTOP-11 i RTOP-12 [9].....	4
Slika 8.	Numeracija cilindara jednorednih zvjezdastih motora s a) 3, b) 5, c) 7 i d) 9 cilindara [1].....	5
Slika 9.	Poprečni presjek četrnaesterocilindričnog dvorednog zrakoplovnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 14K <i>Mistral Major</i> s izbušenim koljenastim vratilom [11].....	5
Slika 10.	Pokusna verzija koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> sa steznom glavinama [12].....	6
Slika 11.	Koljenasto vratilo motora Bristol <i>Pegasus</i> sa steznom glavinom [10].....	6
Slika 12.	Leteći rukavac koljenastog vratila BMW-ovog zvjezdastog motora s formiranim klinovima (Rudge-Whitworthov spoj) [10].....	7
Slika 13.	Originalna izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> spojenog klinastim vratilima [12].....	7
Slika 14.	Usavršena izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> spojenog čeonim ozubljenjem [12].....	8
Slika 15.	Detalj ramena s čeonim ozubljenjem usavršene izvedbe koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> spojenog čeonim ozubljenjem [12].....	8
Slika 16.	Prikaz spoja Hirthovim ozubljenjem s alatom za pritezanje diferencijalnog vijka [10].....	9
Slika 17.	Kvalitativni prikaz ovisnosti progiba w o momentu savijanja M_b za zadani omjer razmaka oslonaca a i širine rukavca opterećene silom F za različite izvedbe letećeg rukavca [12].....	9
Slika 18.	Klipnjače motora Bristol Mercury a) glavna i b) priključena [11].....	10
Slika 19.	Dvodijelna glavna klipnjača motora Armstrong Siddeley Panther [11].....	11
Slika 20.	Velika glava glavne klipnjače a) s utorima za rasterećenje, b) bez utora.....	12
Slika 21.	Shema podmazivanja dvorednog četrnaesterocilindričnog zvjezdastog motora M-82 [14].....	14
Slika 22.	Detalj dovoda ulja kliznom ležaju priključene klipnjače [10].....	15
Slika 23.	Kinematska shema klipnog mehanizma zvjezdastog motora s glavnom klipnjačom [17].....	18
Slika 24.	Renderirani klip, klipni prsteni i osovinica s pripadnim aksijalnim osiguranjem u a) izometriji i b) izometriji polovičnog presjeka [16].....	20
Slika 25.	Priključena klipnjača u a) izometriji i b) u izometriji punog presjeka [16].....	22
Slika 26.	Aksonometrijski prikazi a) glavne klipnjače i b) djelomičnog presjeka prihvatnog dijela glavne klipnjače [16].....	23

Slika 27.	Jednodijelno koljenasto vratilo u a) aksonometriji i b) aksonometriji punog presjeka [16].....	24
Slika 28.	Klipni mehanizam i kućište inicijalnog modela zvjezdastog motora u aksonometriji [16].....	25
Slika 29.	Trajektorije velikih glava klipnjača [16].....	28
Slika 30.	Preklopljene krivulje ovisnosti relativnih brzina vrtnje u ležajevima velikih glava klipnjača ω_{PLi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} [16].....	30
Slika 31.	Krivulja ovisnosti relativne brzine vrtnje u ležaju velike glave i -te klipnjače ω_{PLi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} [16].....	31
Slika 32.	Trajektorije velikih glava klipnjača [16].....	32
Slika 33.	Kinematičke veze između a) kućišta i podloge, b) koljenastog vratila i kućišta, c) glavne klipnjače i letećeg rukavca, d) priključene i glavne klipnjače, e) klipa i klipnjače, f) klipa i kućišta [16].....	34
Slika 34.	Redundantna kinematska ograničenja [16].....	35
Slika 35.	Reonomno kinematsko ograničenje u vidu zadane brzine vrtnje koljenastog vratila n_{max} [16].....	35
Slika 36.	Kinematski par prstena-nosača klipnjača i kućišta.....	36
Slika 37.	Redundantna kinematska ograničenja za mehanizam s uniformnim gibanjem.....	37
Slika 38.	Usporedba ovisnosti momenta na kućištu T_G o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} za neuniformno i uniformno gibanje.....	38
Slika 39.	Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po x -osi F_{Gx} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} za neuniformno i uniformno gibanje.....	39
Slika 40.	Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po y -osi F_{Gy} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} za neuniformno i uniformno gibanje.....	40
Slika 41.	Sharpeovo rješenje s tri člana [25].....	42
Slika 42.	Varijante paralelogramskog rješenja s: a) dva, b) osam članova [26].....	43
Slika 43.	Kahnovi mehanizmi s povećanom podatljivošću: a) zračnost ostvarena na strani kućišta, b) zračnost ostvarena na strani prstena-nosača klipnjača [27].....	43
Slika 44.	Mooreovo rješenje za povećanje podatljivosti [28].....	44
Slika 45.	Varijante Kahnovog mehanizama za povećanje podatljivosti: a) s radijalnim utorima, b) s polugom i c) s oprugama [27].....	45
Slika 46.	Varijante Mooreovog rješenja za povećanje podatljivosti: a) s međučlanom, b) s ozubljenjem [28].....	45
Slika 47.	Bohnov antiparalelogramski mehanizam [29].....	46
Slika 48.	Rješenje s 1U prijenosnikom [30].....	48
Slika 49.	Pojednostavljeni prikaz rješenja s 1V prijenosnikom.....	50
Slika 50.	Rješenje s 2U prijenosnikom [31].....	52
Slika 51.	3V mehanizam Cantona i Unnéa [32].....	54
Slika 52.	Bohnov 3V mehanizam [33].....	55
Slika 53.	Marchettijev motor s bregastim vratilom [34].....	57
Slika 54.	Fairchild-Caminezov motor s bregastim vratilom [35].....	57
Slika 55.	Anzanijevo rješenje koptanarnog i koaksijalnog uležištenja klipnjača [32].....	58
Slika 56.	Klipni mehanizam deveterocilindričnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 9J <i>Le Rhône</i> [38].....	59
Slika 57.	Feltovo rješenje s vodicama [39].....	60
Slika 58.	Sila na i -toj klipnjači uslijed tlaka u cilindru F_{Di} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	63

Slika 59.	Krivulja ovisnosti komponente sile po x -osi u maloj glavi i -te klipnjače F_{PBxi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	64
Slika 60.	Krivulja ovisnosti komponente sile po y -osi u maloj glavi i -te klipnjača F_{PByi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	65
Slika 61.	Krivulja ovisnosti komponente sile po x -osi u velikoj glavi i -te klipnjače F_{PLxi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	66
Slika 62.	Krivulja ovisnosti komponente sile po y -osi u velikoj glavi i -te klipnjače F_{PLyi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	67
Slika 63.	Krivulja ovisnosti kutnog ubrzanja i -te klipnjače ε_{PLi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	68
Slika 64.	Rubni uvjeti simetrije na četvrtinskom inicijalnom modelu klipnjače.....	72
Slika 65.	Ograničenje vertikalnog pomaka četvrtinskog modela elastičnim temeljom za a) kritični slučaj inercijskih sila, b) kritični slučaj uslijed djelovanja sila plinova.....	73
Slika 66.	Opterećenje na četvrtinskom modelu klipnjače za opterećenje uslijed a) inercijskih sila i b) sile plinova.....	74
Slika 67.	Mreže od a) 7854, b) 38508 i c) 187884 C3D10 elemenata za inicijalni četvrtinski model klipnjače.....	75
Slika 68.	Polje ekvivalentnog naprezanja na inicijalnom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova.....	76
Slika 69.	Polje najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na inicijalnom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova.....	77
Slika 70.	Polje ekvivalentnog naprezanja na modificiranom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova.....	79
Slika 71.	Polje najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na modificiranom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova.....	80
Slika 72.	Ograničenje pomaka a) rubnim uvjetom simetrije i eliminacijom tangencijalnog pomaka i b) elastičnim temeljima.....	81
Slika 73.	Zadano opterećenje za varijantu 1.....	82
Slika 74.	Mreže od a) 14449, b) 72640 i c) 206002 C3D10 elemenata za inicijalni četvrtinski model klipnjače.....	83
Slika 75.	Polje ekvivalentnog naprezanja na modificiranom polovičnom modelu klipnjače za varijantu opterećenja a) 1, b) 2, c) 3, d) 4, e) 5 i f) 6.....	85
Slika 76.	Polje najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na modificiranom polovičnom modelu klipnjače za varijantu opterećenja a) 1, b) 2, c) 3, d) 4, e) 5 i f) 6.....	86
Slika 77.	Potencijalno kritična mjesta po pitanju zamorne čvrstoće.....	87
Slika 78.	Zadani rubni uvjeti a) simetrije i b) elastični temelji.....	88
Slika 79.	Generirane mreže od a) 864, b) 7770 i c) 15456 C3D20 elemenata.....	89
Slika 80.	Zadano opterećenje a) tlačna sila, b) tlačna sila i kontaktni tlak.....	89
Slika 81.	Vertikalni pomaci osovinice uslijed tlačnog opterećenja.....	90
Slika 82.	Horizontalni pomaci osovinice uslijed tlačnog opterećenja.....	91
Slika 83.	Zadana opterećenja za vlačno opterećenje klipnjače.....	92
Slika 84.	Elastični temelji osovinice za slučaj vlačnog opterećenja klipnjače.....	92
Slika 85.	Raspodjela ekvivalentnog naprezanja za a) tlačno opterećenje, b) samo djelovanje kontaktnog tlaka i c) vlačno opterećenje.....	93
Slika 86.	Raspodjela maksimalnog apsolutnog glavnog naprezanja za a) tlačno opterećenje, b) samo djelovanje kontaktnog tlaka i c) vlačno opterećenje.....	94

Slika 87.	Klipnjača s osovinicom i ležajem male glave u a) aksonometriji i b) aksonometriji punog presjeka.....	95
Slika 88.	Moment na prstenu-nosaču klipnjača T_A za nazivni okretni moment u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	97
Slika 89.	Rubni uvjeti s a) dvije ravnine simetrije i b) jednom ravninom simetrije.....	98
Slika 90.	Elastični temelji za kombinaciju a) maksimalnog vlačnog, b) maksimalnog tlačnog, c) maksimalnog bočnog i d) maksimalnog savojnog opterećenja.....	100
Slika 91.	Zadano opterećenje za a) maksimalni vlak, b) maksimalni tlak, c) maksimalnu bočnu silu, d) maksimalno savijanje.....	101
Slika 92.	Mreže generirane za slučaj maksimalnog vlačnog opterećenja od a) 20487, b) 40386 i c) 149335 C3D10 elemenata.....	102
Slika 93.	Mreže generirane za slučaj maksimalnog tlačnog opterećenja od a) 39912, b) 109302 i c) 319419 C3D10 elemenata.....	102
Slika 94.	Mreže generirane za slučaj maksimalnog bočnog opterećenja od a) 40236, b) 82634 i c) 311369 C3D10 elemenata.....	102
Slika 95.	Mreže generirane za slučaj maksimalnog savojnog opterećenja od a) 39976, b) 83533 i c) 288644 C3D10 elemenata.....	103
Slika 96.	Ekvivalentno naprezanje za slučaj a) maksimalnog vlačnog, b) maksimalnog tlačnog, c) maksimalnog bočnog i d) maksimalnog savojnog opterećenja.....	104
Slika 97.	Po apsolutnom iznosu najveće glavno naprezanje za slučaj a) maksimalnog vlačnog, b) maksimalnog tlačnog, c) maksimalnog bočnog i d) maksimalnog savojnog opterećenja.....	105
Slika 98.	Potencijalno kritična mjesta po pitanju zamorne čvrstoće.....	106
Slika 99.	Prsten-nosač klipnjača s mehanizmom za uravnoteženje u a) izometriji i b) aksonometriji punog presjeka.....	107
Slika 100.	Generirane mreže od a) 2208, b) 31328 i c) 126704 elemenata.....	108
Slika 101.	Sila na ležaju letećeg rukavca u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} pri n_{max}	109
Slika 102.	Debljina filma za opterećenje od 470 kN pri 6000 min ⁻¹	110
Slika 103.	Generirane mreže od a) 820, b) 11440 i c) 63096 elemenata.....	116
Slika 104.	Debljina filma za opterećenje od 28 kN pri 1000 min ⁻¹	117
Slika 105.	Ovisnost radialne i tangencijalne komponente sila plinova na leteći rukavac koljenastog vratila u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}	119
Slika 106.	Rubni uvjeti za koljenasto vratilo a) dio s prijenosom na razvodni mehanizam, b) dio s prijenosom na zamašnjak.....	120
Slika 107.	Elastični temelji za koljenasto vratilo a) dio s prijenosom na razvodni mehanizam, b) dio s prijenosom na zamašnjak.....	120
Slika 108.	Zadano opterećenje na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja.....	121
Slika 109.	Zadano opterećenje na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja.....	122
Slika 110.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj maksimalnog savojnog opterećenja od a) 93453, b) 151044 i c) 172058 C3D10 elemenata.....	123

Slika 111.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj minimalnog torzijskog opterećenja od a) 93923, b) 152499 i c) 171593 C3D10 elemenata	123
Slika 112.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj minimalnog savojnog opterećenja od a) 102440, b) 159770 i c) 190553 C3D10 elemenata	123
Slika 113.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj maksimalnog torzijskog opterećenja od a) 92104, b) 148392 i c) 166190 C3D10 elemenata	124
Slika 114.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj maksimalnog savojnog opterećenja od a) 102592, b) 121654 i c) 200194 C3D10 elemenata.....	125
Slika 115.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj minimalnog torzijskog opterećenja od a) 101711, b) 119400 i c) 193557 C3D10 elemenata.....	125
Slika 116.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak mehanizam za slučaj minimalnog savojnog opterećenja od a) 101317, b) 120776 i c) 199563 C3D10 elemenata	125
Slika 117.	Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak mehanizam za slučaj maksimalnog torzijskog opterećenja od a) 101109, b) 119461 i c) 198780 C3D10 elemenata	126
Slika 118.	Raspodjela ekvivalentnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja	127
Slika 119.	Raspodjela ekvivalentnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja	128
Slika 120.	Raspodjela najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja.....	129
Slika 121.	Raspodjela najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja	130
Slika 122.	Potencijalno kritična mjesta po pitanju zamorne čvrstoće na dijelu a) s prijenosom na razvodni mehanizam i b) s prijenosom na zamašnjak.....	131
Slika 123.	Izometrijski prikaz dijelova koljenastog vratila a) s prijenosom na razvodni mehanizam i b) s prijenosom na zamašnjak.....	132
Slika 124.	Aksonometrijski prikaz a) sklopa koljenastog vratila i b) punog presjeka koljenastog vratila.....	132
Slika 125.	Izometrijski prikaz dovršenog sklopa klipnog mehanizma.....	132

POPIS TABLICA

Tablica 1. Odabrani osnovni parametri klipnog mehanizma [16].....	17
Tablica 2. Svojstva grupa materijala [18], [19], [20].....	19
Tablica 3. Tipični rasponi po [21] i odabrani parametri klipa.....	19
Tablica 4. Karakteristične veličine kinematike klipnog mehanizma [16].....	26
Tablica 5. Karakteristične veličine kinematike odabranog mehanizma [16].....	29
Tablica 6. Kinematska analiza 1U prijenosnika.....	47
Tablica 7. Kinematska analiza 1V prijenosnika.....	49
Tablica 8. Kinematska analiza 2U prijenosnika.....	51
Tablica 9. Kinematska analiza 2U prijenosnika s unutarnjim ozubljenjem na prstenu-nosaču klipnjača.....	51
Tablica 10. Kinematska analiza 2V prijenosnika.....	53
Tablica 11. Kinematska analiza 3V prijenosnika.....	53
Tablica 12. Kinematska analiza 3U prijenosnika.....	55
Tablica 13. Kinematska analiza 4U prijenosnika.....	56
Tablica 14. Glavne karakteristike razmatranih ležajeva [44].....	70
Tablica 15. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja za inicijalni model klipnjače.....	71
Tablica 16. Opterećenja korištena za analizu savijanja klipnjače.....	83
Tablica 17. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja za modificirani model klipnjače opterećen na savijanje.....	84
Tablica 18. Sigurnost s obzirom na dinamičku čvrstoću za 34CrNiMo6 po [47].....	84
Tablica 19. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i progiba za osovinicu klipnjače.....	89
Tablica 20. Progibi u ovisnosti o unutarnjem promjeru.....	90
Tablica 21. Glavne karakteristike razmatranih ležajeva za modificirani model [44].....	94
Tablica 22. Glavne karakteristike razmatranih ležajeva [48].....	96
Tablica 23. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i energetske greške za promatrane kombinacije opterećenja prstena-nosača klipnjače.....	103
Tablica 24. Sigurnosti s obzirom na dinamičku čvrstoću za 42CrMo4 po [47].....	107
Tablica 25. Svojstva odabranog maziva [51] i karakteristične dimenzije kliznog ležaja.....	108
Tablica 26. Konvergencija minimalne debljine uljnog filma.....	109
Tablica 27. Odabrane dimenzije čeonog ozubljenja.....	114
Tablica 28. Odabrane dimenzije čeonog ozubljenja.....	114
Tablica 29. Svojstva odabranog maziva [51] i karakteristične dimenzije kliznog ležaja.....	116
Tablica 30. Konvergencija minimalne debljine uljnog filma.....	116
Tablica 31. Opterećenja korištena za analizu koljenastog vratila.....	120
Tablica 32. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i energetske greške za promatrane slučajeva opterećenja dijela koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam.....	124
Tablica 33. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i energetske greške za promatrane slučajeva opterećenja dijela koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak.....	126
Tablica 34. Sigurnost s obzirom na dinamičku čvrstoću za 42CrMo4 po [47].....	131

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_{FH}	mm ²	Površina boka
A_j	mm ²	Minimalna površina poprečnog presjeka vijka
a	mm	Razmak između oslonaca
a_{maxi}	m·s ⁻²	Maksimalno ubrzanje i -tog klipa
a_x	m·s ⁻²	Ubrzanje po x -osi
a_y	m·s ⁻²	Ubrzanje po y -osi
B	mm	Širina ležaja
b_H	mm	Debljina ozubljenja
C	N	Dinamička nosivost ležaja
C_{min}	N	Minimalna potrebna dinamička nosivost ležaja
C_0	N	Statička nosivost ležaja
D	mm	Vanjski promjer ležaja
D_{aH}	mm	Vanjski promjer čeonog ozubljenja
D_F	mm	Promjer steznog spoja
D_K	mm	Promjer klipa
D_{KB}	mm	Vanjski promjer osovinice klipa
D_{PLi}	mm	Unutarnji promjer osovinice klipnjače
D_U	mm	Unutarnji promjer steznog spoja
D_V	mm	Vanjski promjer steznog spoja
d	mm	Unutarnji promjer ležaja
d_{Fmin}	μm	Minimalna debljina uljnog filma
d_H	mm	Promatrani promjer za čeono ozubljenje
d_{mH}	mm	Srednji promjer čeonog ozubljenja
d_{1G}	mm	Unutarnji promjer klinastog profila na kraju s prijenosom na zamašnjak
d_{1N}	mm	Unutarnji promjer klinastog profila na kraju s prijenosom na razvodni mehanizam
d_{2G}	mm	Vanjski promjer klinastog profila na kraju s prijenosom na zamašnjak
d_{2N}	mm	Vanjski promjer klinastog profila na kraju s prijenosom na razvodni mehanizam
E_{Al}	MPa	Modul elastičnosti aluminijske legure
E_{CuPbSn}	MPa	Modul elastičnosti olovne bronce
E_{FeC}	MPa	Modul elastičnosti čelika
e_{KW}	mm	Ekscentricitet težišta koljenastog vratila
F	N	Sila
F_{aH}	N	Aksijalna sila
F_{Di}	N	Sila na klipnjači uslijed tlaka u i -tom cilindru

F_{daH}	N	Aksijalna asimetrična sila
F_{dH}	N	Aksijalna sila na zubu
F_{dsH}	N	Aksijalna simetrična sila
F_{Gx}	N	Komponenta sile na kućištu po x -osi
F_{Gy}	N	Komponenta sile na kućištu po y -osi
F_{HZ}	N	Sila na ležaj letećeg rukavca
F_{Kmax}	N	Maksimalna sila na čelo klipa
F_{naH}	N	Normalna sila pri asimetričnom opterećenju
F_{nFaH}	N	Normalna sila uslijed aksijalne sile
F_{nFqH}	N	Normalna sila uslijed poprečne sile
F_{nFVH}	N	Normalna sila uslijed prednaprezanja
F_{nH}	N	Normalna sila na zubu
F_{nMbH}	N	Normalna sila uslijed savojnog momenta
F_{nMH}	N	Normalna sila uslijed momenta torzije
F_{nsH}	N	Normalna sila pri simetričnom opterećenju
F_{n1aH}	N	Amplituda normalne sile na boku 1
F_{n1H}	N	Ukupna normalna sila na boku 1
F_{n1mH}	N	Srednja vrijednost normalne sile na boku 1
F_{n2aH}	N	Amplituda normalne sile na boku 2
F_{n2H}	N	Ukupna normalna sila na boku 2
F_{n2mH}	N	Srednja vrijednost normalne sile na boku 2
F_{PBxi}	N	Komponenta sile u maloj glavi i -te klipnjače po x -osi
F_{PByi}	N	Komponenta sile u maloj glavi i -te klipnjače po y -osi
F_{PLxi}	N	Komponenta sile u velikoj glavi i -te klipnjače po x -osi
F_{PLyi}	N	Komponenta sile u velikoj glavi i -te klipnjače po y -osi
F_{qH}	N	Poprečna sila
F_{qHa}	N	Amplituda poprečne sile na čeonom ozubljenju
F_{qHm}	N	Srednja vrijednost poprečne sile na čeonom ozubljenju
F_{FaH}	N	Tangencijalna asimetrična sila
F_{tH}	N	Tangencijalna sila na zubu
F_{tsH}	N	Tangencijalna simetrična sila
F_{VH}	N	Sila prednaprezanja
g_H	mm	Poluluk zuba
H	mm	Nominalni hod klipa
H_H	mm	Temeljna visina zuba
H_i	mm	Efektivni hod i -tog klipa
h	mm	Nosiva visina zupca
h_H	mm	Visina zuba
h_{LH}	mm	Krak savijanja

i_G	/	Broj klinova klinastog profila na kraju s prijenosom na zamašnjak
i_N	/	Broj klinova klinastog profila na kraju s prijenosom na razvodni mehanizam
k	N·mm ⁻³	Krutost po jedinici površine
k_{bc}	/	Faktor nošenja klinastog profila za bočno centriranje
k_e	/	Faktor nosivosti
L_H	mm	Duljina boka
L_p	mm	Duljina glavne klipnjače
L_s	mm	Duljina priključene klipnjače
L_{tH}	mm	Visina boka
L_{10hmin}	h	Minimalni potrebni nazivni radni vijek ležaja
l_f	mm	Nosiva duljina spoja
l_{tG}	mm	Nosiva duljina klinastog profila na kraju s prijenosom na zamašnjak
l_{tN}	mm	Nosiva duljina klinastog profila na kraju s prijenosom na razvodni mehanizam
M_b	N·mm	Moment savijanja
M_{bH}	N·mm	Moment savijanja na Hirthovom ozubljenju
M_{bHa}	N·mm	Amplituda savojnog momenta na čeonom ozubljenju
M_{bHm}	N·mm	Srednja vrijednost savojnog momenta na čeonom ozubljenju
m_K	kg	Masa klipa bez klipnih prstenova i osovinice
M_{tH}	N·mm	Moment torzije na čeonom ozubljenju
M_{tHa}	N·mm	Amplituda momenta torzije na čeonom ozubljenju
M_{tHm}	N·mm	Srednja vrijednost momenta torzije na čeonom ozubljenju
m	mm	Modul zupca
N	/	Broj cilindara
n_{ef}	min ⁻¹	Proračunska brzina vrtnje
n_{KW}	min ⁻¹	Brzina vrtnje koljenastog vratila
n_{max}	min ⁻¹	Maksimalna brzina vrtnje motora
n_{pi}	min ⁻¹	Brzina vrtnje i -tog pomoćnog planetarnog zupčanika
n_R	min ⁻¹	Brzina vrtnje prstena-nosača klipnjača
n_U	min ⁻¹	Brzina vrtnje sunčanog zupčanika s unutarnjim ozubljenjem
n_V	min ⁻¹	Brzina vrtnje sunčanog zupčanika s vanjskim ozubljenjem
P_{ef}	N	Proračunsko opterećenje ležaja
P_{HZ}	MPa	Kontaktни tlak na ležaju letećeg rukavca
P_j	N	Trenutno opterećenje ležaja u j -tom inkrementu
p	MPa	Bočni tlak
$p_{DL\ 30\ 25}$	MPa	Tlak na glavini ležaja DL 30 25
p_{Fmax}	MPa	Maksimalni kontaktни tlak na steznom spoju
p_{FPB}	MPa	Distribuirana sila na klipnjaču

p_{FPL}	MPa	Distribuirana sila na osovinicu klipnjače
p_G	MPa	Bočni tlak na klinastom profilu s prijenosom na zamašnjak
$p_{HK\ 0810}$	MPa	Tlak na glavini ležaja HK 0810
p_{HZ}	MPa	Distribuirana sila na leteći rukavac
p_N	MPa	Bočni tlak na klinastom profilu s prijenosom na razvodni mehanizam
p_{PB}	MPa	Kontaktni tlak na maloj glavi
p_{PL}	MPa	Kontaktni tlak na velikoj glavi
p_V	MPa	Distribuirana sila uslijed inercije vijka
R_s	mm	Udaljenost između osi ležaja priključene klipnjače i letećeg rukavca
r_H	mm	Radius zaobljenja korijena
S	/	Faktor sigurnosti
S_{F1}	/	Sigurnost boka 1 od zamornog loma
S_{F2}	/	Sigurnost boka 2 od zamornog loma
S_{FH}	mm	Debljina zuba na tangenti od 45°
S_{FS1V}	/	Sigurnost vijka od trajne deformacije
S_{FS1}	/	Sigurnost boka 1 od trajne deformacije
S_{FS2}	/	Sigurnost boka 2 od trajne deformacije
S_{KB}	/	Sigurnost od zamornog loma osovinice klipa
S_{max}	MPa	Maksimalno ekvivalentno naprezanje
S_{maxin}	MPa	Maksimalno ekvivalentno naprezanje uslijed inercijskih sila
S_{maxpl}	MPa	Maksimalno ekvivalentno naprezanje uslijed sile plina
S_{min}	/	Minimalni potrebni faktor sigurnosti
S_{min}	MPa	Minimalno ekvivalentno naprezanje
S_H	mm	Tjemena zračnost
s_0	/	Statička sigurnost ležaja
T_A	N·m	Moment na prstenu-nosaču klipnjača
T_G	N·m	Moment na kućištu
T_{KW}	N·mm	Okretni moment na koljenastom vratilu
u	mm	Pomak po x-osi
u_H	mm	Pomoćna veličina
V_{DMTi}	mm ³	Volumen i -tog cilindra u donjoj mrtvoj točki
V_{GMTi}	mm ³	Volumen i -tog cilindra u gornjoj mrtvoj točki
V_{GMTn}	mm ³	Nominalni volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki
V_{Hi}	mm ³	Radni volumen i -tog cilindra
V_{Ti}	mm ³	Mrtvi volumen i -tog cilindra uslijed pomaka položaja gornje mrtve točke
v_m	m·s ⁻¹	Srednja brzina klipa pri maksimalnoj brzini vrtnje motora
v_{maxi}	m·s ⁻¹	Maksimalna brzina i -tog klipa
w	mm	Progib

x	mm	Koordinata po x -osi
x_{Ki}	mm	Položaj i -tog klipa
Y_{smpcH}	/	Faktor koncentracije amplitude naprezanja za tlak
Y_{smpthH}	/	Faktor koncentracije amplitude naprezanja za vlak
Y_{smxcH}	/	Faktor koncentracije naprezanja za tlak
Y_{smxthH}	/	Faktor koncentracije naprezanja za vlak
y	mm	Koordinata po y -osi
Z	μm	Zračnost
z	/	Broj zubaca
z_H	/	Broj zubi čeonog ozubljenja
z_{Pi}	/	Broj zubi i -tog pomoćnog planetarnog zupčanika
z_R	/	Broj zubi prstena-nosača klipnjača
z_U	/	Broj zubi sunčanog kola s unutarnjim ozubljenjem
z_V	/	Broj zubi sunčanog kola s vanjskim ozubljenjem
α_H	°	Kut zahvata
α_{KW}	°	Kut zakreta koljenastog vratila u odnosu na gornju mrtvu točku klipa 1
α_{Pi}	°	Kut nagiba klipnjače i -tog cilindra
α_{Pimax}	°	Maksimalni kut nagiba klipnjače i -tog cilindra
α_{Ri}	°	Kut između i -tog cilindra i spojnice rukavca i i -te klipnjače
α_{si}	°	Kut između glavne klipnjače i spojnice letećeg rukavca i priključene klipnjače i -tog klipa
β_{HZ}	°	Zakret rezultantne sile na leteći rukavac u odnosu na smjer pružanja ramena koljenastog vratila
β_{PB}	°	Zakret rezultantne sile male glave u odnosu na čisto vlačno opterećenje
β_{PL}	°	Zakret rezultantne sile velike glave u odnosu na čisto vlačno opterećenje
ΔD_{KB}	μm	Ovalna deformacija osovinice klipa
Δw	μm	Progib osovinice klipa
Δx_{KiDMT}	mm	Odstupanje i -tog klipa od nominalnog položaja donje mrtve točke
Δx_{KiGMT}	mm	Odstupanje i -tog klipa od nominalnog položaja gornje mrtve točke
$\Delta \alpha_i$	°	Odstupanje i -tog klipa od uniformnog faznog pomaka
ϵ	/	Nominalni stupanj kompresije
ϵ_i	/	Efektivni stupanj kompresije i -tog cilindra
ϵ_{PL}	°·s ⁻²	Kutno ubrzanje klipnjače
ϵ_{zul}	/	Dopuštena plastična deformacija
θ	°	Kut tangente na luku korijena zuba
θ_{maxcH}	°	Lokacija najvećeg naprezanja za tlak

θ_{maxH}	°	Lokacija najvećeg naprezanja za vlak
κ	/	Energetska greška
λ_p	/	Omjer nominalnog hoda i dvostruke duljine glavne klipnjače
λ_s	/	Omjer nominalnog hoda i dvostruke duljine priključene klipnjače
μ	Pa·s	Dinamička viskoznost
ν_{Al}	/	Poissonov faktor aluminijske legure
ν_{CuPbSn}	/	Poissonov faktor olovne bronce
ν_{FeC}	/	Poissonov faktor čelika
ρ	kg·m ⁻³	Gustoća
ρ_{Al}	kg·m ⁻³	Gustoća aluminijske legure
ρ_{CuPbSn}	kg·m ⁻³	Gustoća olovne bronce
ρ_{FeC}	kg·m ⁻³	Gustoća čelika
σ_{bdacH}	MPa	Asimetrično tlačno naprezanje
σ_{bdatH}	MPa	Asimetrično vlačno naprezanje
σ_{bdscH}	MPa	Simetrično tlačno naprezanje
σ_{bdstH}	MPa	Simetrično vlačno naprezanje
σ_{FRacH}	MPa	Lokalno tlačno asimetrično naprezanje
σ_{FRatH}	MPa	Lokalno vlačno asimetrično naprezanje
σ_{FRcH}	MPa	Lokalno tlačno naprezanje
σ_{FRscH}	MPa	Lokalno tlačno simetrično naprezanje
σ_{FRstH}	MPa	Lokalno vlačno simetrično naprezanje
σ_{FRtH}	MPa	Lokalno vlačno naprezanje
σ_{FSH}	MPa	Lokalno naprezanje uslijed proširenja unutarnjeg promjera
σ_{F1a}	MPa	Amplituda naprezanja na boku 1
σ_{F1H}	MPa	Rezultantno naprezanje na boku 1
σ_{F1m}	MPa	Srednje naprezanje na boku 1
σ_{F1max}	MPa	Maksimalno naprezanje na boku 1
σ_{F2a}	MPa	Amplituda naprezanja na boku 2
σ_{F2H}	MPa	Rezultantno naprezanje na boku 2
σ_{F2m}	MPa	Srednje naprezanje na boku 2
σ_{F2max}	MPa	Maksimalno naprezanje na boku 2
σ_{nSH}	MPa	Naprezanje uslijed proširenja unutarnjeg promjera
σ_{vncH}	MPa	Ekvivalentno tlačno naprezanje
σ_{vntH}	MPa	Ekvivalentno vlačno naprezanje
τ_{HZ}	MPa	Smično opterećenje uslijed sile prednaprezanja
τ_{maH}	MPa	Asimetrično posmično naprezanje
τ_{msH}	MPa	Simetrično posmično naprezanje
φ	°	Koordinata po cirkularnoj osi
φ_{0FqH}	°	Zakret poprečne sile

φ_{0MbH}	°	Zakret momenta savijanja
φ_H	°	Koordinata po cirkularnoj osi za čeono ozubljenje
ψ_{cH}	/	Faktor izduženja za tlak
ψ_{tH}	/	Faktor izduženja za vlak
ω_{PLi}	°·s ⁻¹	Relativna kutna brzina u ležaju velike glave klipnjače <i>i</i> -tog klipa

SAŽETAK

U sklopu ovoga rada je na temelju usporedbe usporedbe uravnoteženosti zvjezdastog motora s glavnom klipnjačom i zvjezdastog motora bez glavne klipnjače opisan problem neuniformnosti gibanja klipova i dan je pregled postojećih rješenja za eliminaciju neuniformnosti. Na koncu je jedno od rješenja odabrano i provedena je analiza naprezanja tako dobivenog klipnog mehanizma.

Ključne riječi: dinamika, kinematika, klip, klipnjača, koljenasto vratilo, ležaj, neuniformnost, planetarni prijenosnik, sila, zupčanik, zvjezdasti motor

SUMMARY

In this thesis the nonuniformity of the piston motion of a radial engine is shown by comparison of the kinematics and dynamics of conventional radial engines and masterless radial engines. A review of existing solutions is given. Finally, one solution to the nonuniformity problem is selected and stress analyses of the cranktrain are carried out.

Key words: bearing, connecting rod, crankshaft, dynamics, epicyclic gearbox, force, gear, kinematics, nonuniformity, piston, radial engine

1. UVOD

U ovome poglavlju dan je kratak pregled povijesti primjene zvjezdastih motora i njima svojstvenih konstrukcijskih rješenja.

1.1. Primjena zvjezdastih motora

Zvjezdasti motori su višecilindarski motori s unutarnjim izgaranjem kojima su cilindri raspoređeni u obliku zvijezde u jednoj ili više ravnina.

Prvi zvjezdasti motori osmišljeni su i proizvedeni početkom 20. stoljeća, kao modifikacija rotacijskih motora s fiksiranom radilicom i rotirajućim kućištem. Povijesno su sve do pojave mlaznih motora veliku zastupljenost uživali posebno kao zrakoplovni motori [Slika 1.] zbog svoje pogodnosti za primjenu zračnog hlađenja, male ugradbene duljine, jednostavnosti ugradnje, dobre preglednosti i jednostavnosti održavanja [1].

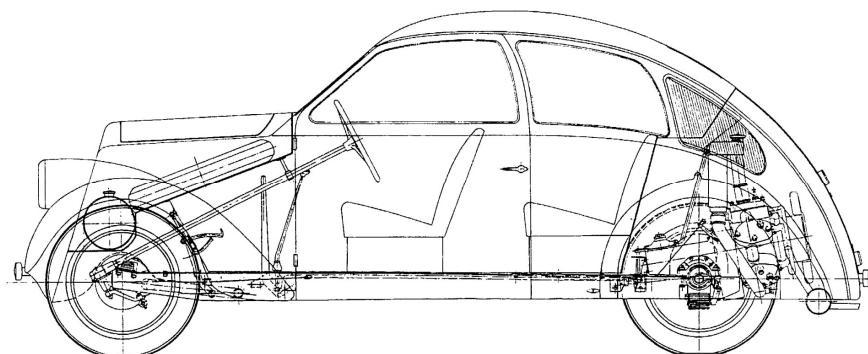


Slika 1. Deveterocilindrični zrakoplovni zvjezdasti motor BMW 132 [2]

Zračnim hlađenjem osigurana je povećana robusnost i viša specifična snaga motora [3], zbog čega su zvjezdasti motori osobito često bili korišteni u vojnim zrakoplovima, tenkovima [Slika 2.], ali i u putničkim [Slika 3.] i trkaćim automobilima [Slika 4.].



Slika 2. Servisiranje zvjezdastog motora Wright R-975 američkog tenka M4 [4]



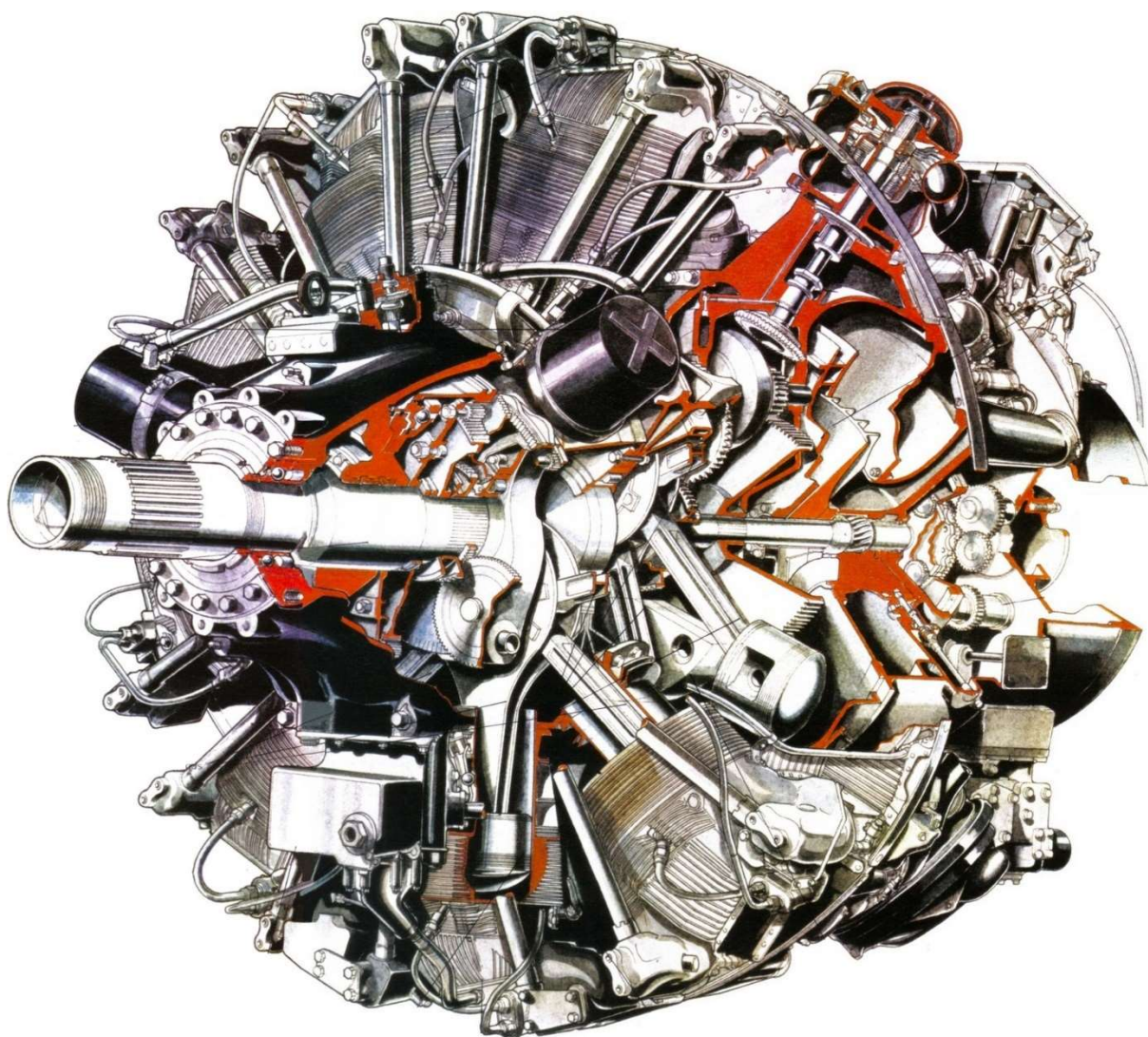
Slika 3. Zündappov prototip *Volkswagena* s peterocilindričnim zvjezdastim motorom [5]



Slika 4. Trkaći automobil Monaco-Trossi sa šesnaesterocilindričnim dvorednim dvotaktnim zvjezdastim motorom [6]

Vrhunac razvoja zvjezdasti motori dostižu krajem Drugog svjetskog rata, kada se pojavljuju dvoredni i višeredni motori koji razvijaju snage veće od 1500 kW, poput četrnaesterocilindričnog BMW-a 801, osamnaesterocilindričnog Wright R-3350 Duplex-Cyclonea s plinskim turbinama za iskorištavanje energije ispušnih plinova (eng. *turbo-compounding*) [Slika 4.], te Pratt & Whitney R-4360 Wasp Major s 28 cilindara.

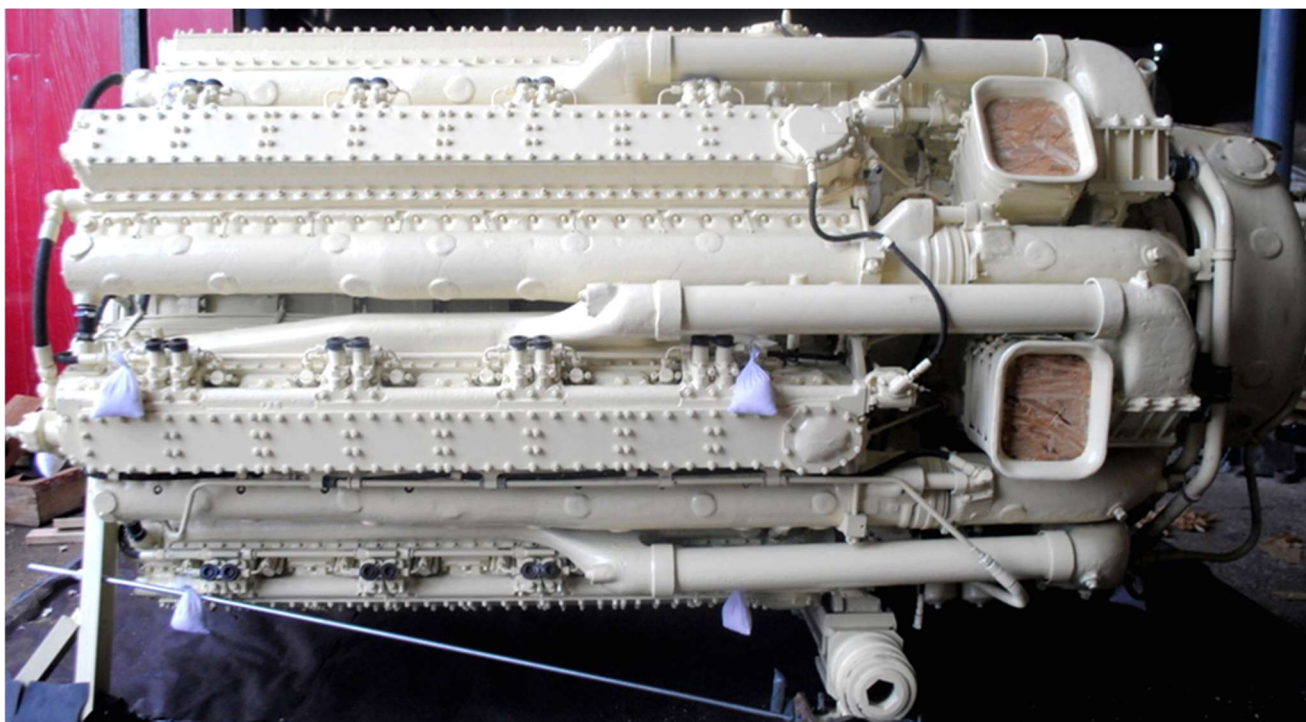
Od sredine XX. stoljeća zvjezdasti motori bivaju istisnuti iz primjene u vojnim i komercijalnim zrakoplovima kao posljedica usavršavanja mlaznih motora. U današnje vrijeme se osim ograničene uporabe u sportskim i trenažnim zrakoplovima [Slika 6.] primjenjuju u visokospecijaliziranim ulogama, poput brodskih višerednih zvjezdastih motora kakvi su ugrađeni i u raketne topovnjače RTOP-11 *Kralj Dmitar Zvonimir* i RTOP-12 *Kralj Petar Krešimir IV.* [Slika 7.]



Slika 5. Wright R-3350 Duplex-Cyclone s turbo-compoundingom [7]



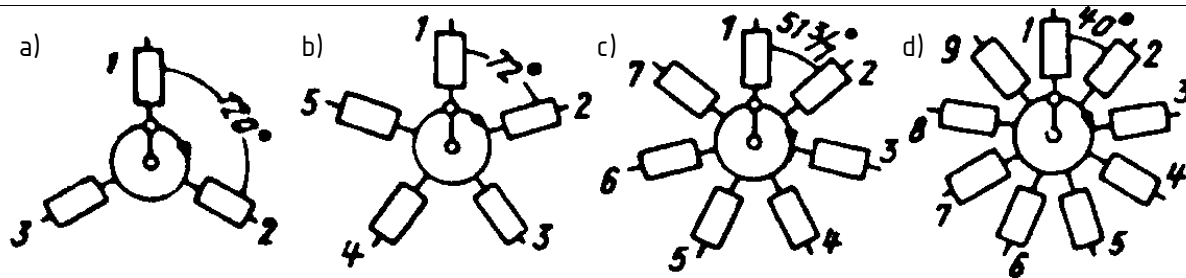
Slika 6. Sportski zrakoplov Jakovljev Jak-54 s deveterocilindričnim zvjezdastim motorom [8]



Slika 7. Tri motora tipa Zvezda 504B pogone hrvatske raketne topovnjače RTOP-11 i RTOP-12 [9]

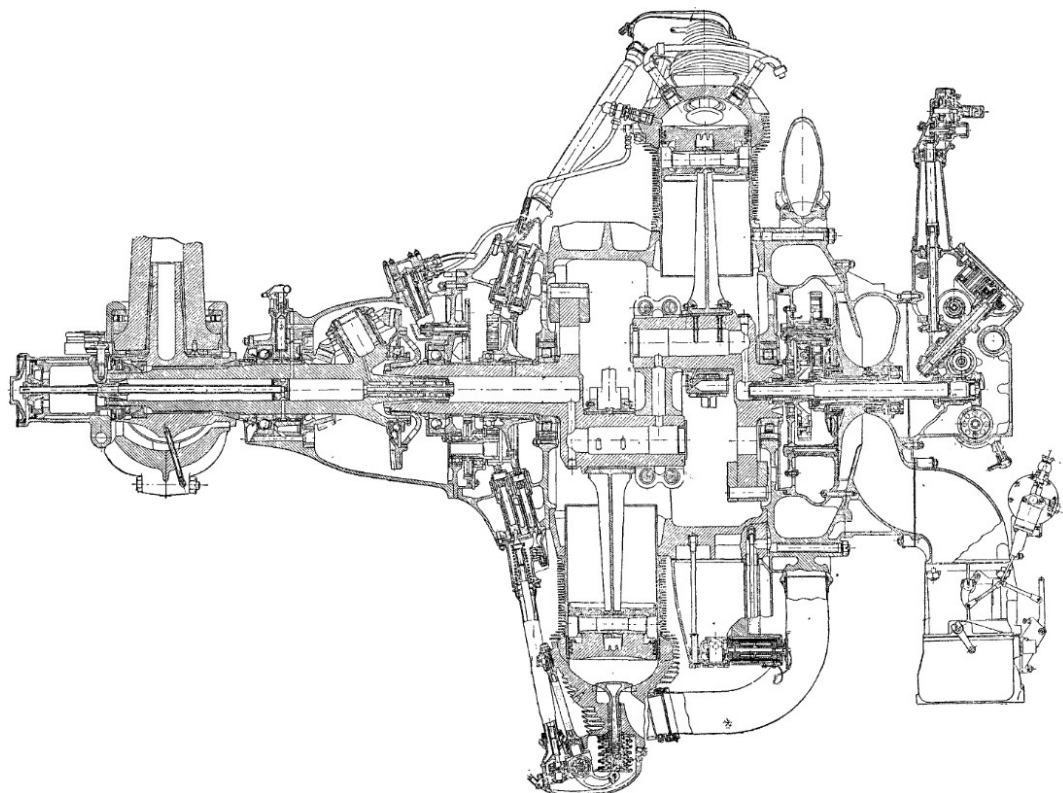
1.2. Tipična konstrukcijska rješenja

Kako bi se osigurali jednoliki razmaci paljenja, četverotaktni zvjezdasti motori obično imaju neparan broj cilindara po zvijezdi, dok dvotaktni obično imaju paran broj cilindara. Za jednoreдне izvedbe na koje je ovaj rad ograničen, uobičajeno je numerirati cilindre u smjeru vrtnje koljenastog vratila [Slika 8.]. [1]



Slika 8. Numeracija cilindara jednoređnih zvjezdastih motora s a) 3, b) 5, c) 7 i d) 9 cilindara [1]

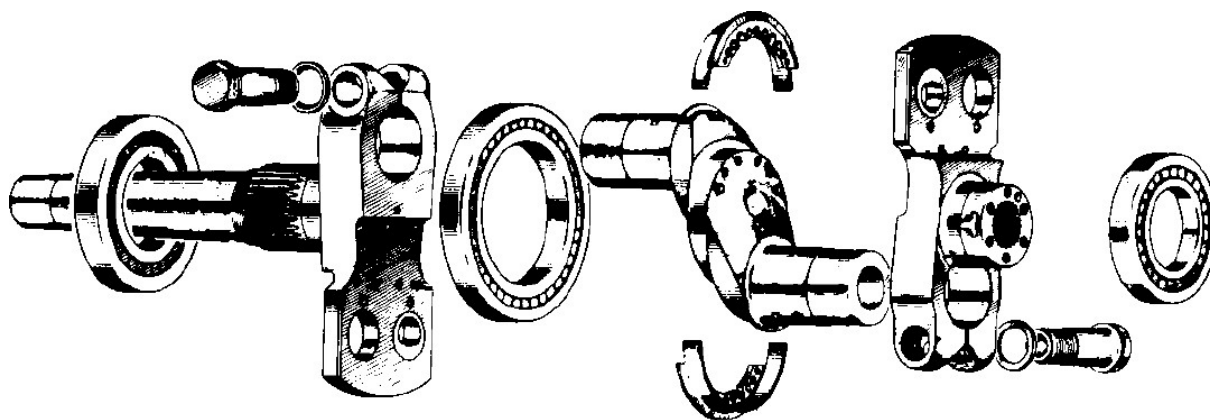
Zvjezdasti motori u pravilu imaju višedijelnu izvedbu koljenastog vratila. Jedan od glavnih razloga za tu konstruktivnu posebnost je nedostatak prostora za dvodijelnu izvedbu ležišta na glavnoj klipnjači [10]. Uobičajena konstrukcijska rješenja za spajanje dijelova koljenastog vratila su steznim spojem, steznom glavinom, klinastim vratilima i čeonim ozubljenjem. Elementi koljenastog vratila često su izbušeni s ciljem smanjenja mase [Slika 9].



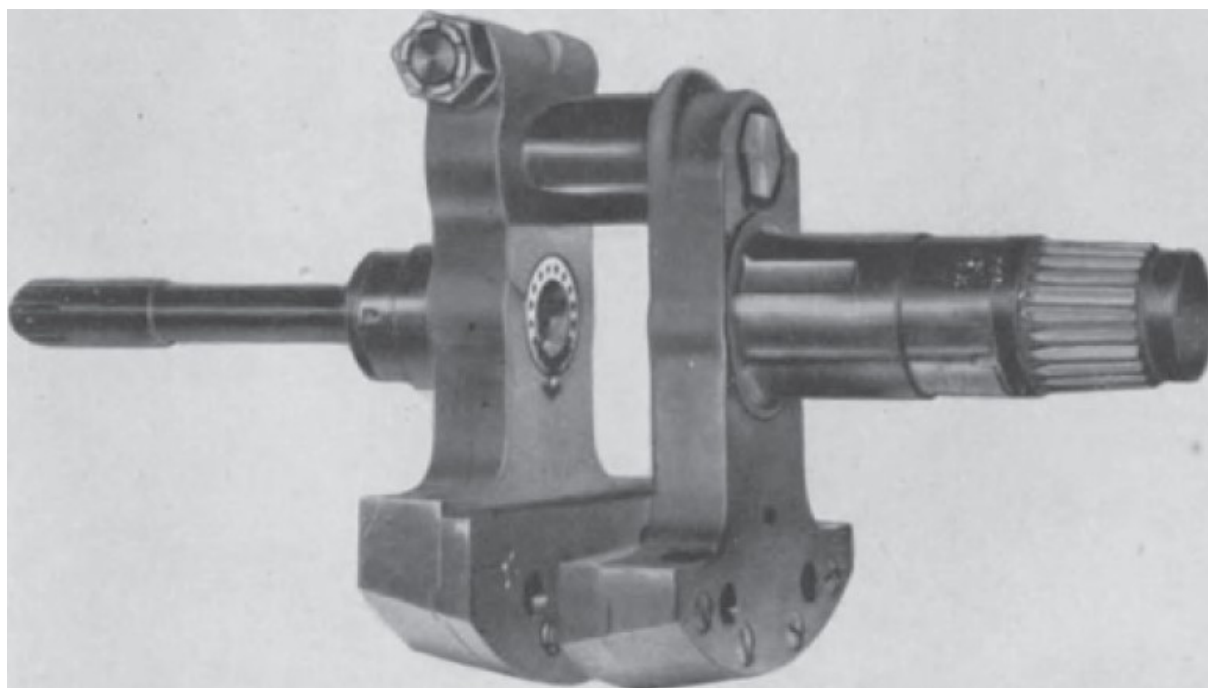
Slika 9. Poprečni presjek četrnaesterocilindričnog dvorednog zrakoplovnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 14K *Mistral Major* s izbušenim koljenastim vratilom [11]

Izvedbe sa steznim spojem uobičajene su kod slabije opterećenih koljenastih vratila s dominantnim torzijskim opterećenjem zbog nepovoljnog utjecaja steznog spoja na fleksijsku zamornu čvrstoću. Po [10] je preklap preporučljivo odabrati tako da se naprezanja uslijed steznog spoja približavaju granici tečenja u glavini. Rukavci se obično izvode blago konično.

Spajanje elemenata steznom glavinom je povijesno najpopularnije rješenje za zvjezdaste motore, redom veće i opterećenije izvedbe [Slika 10., Slika 11.], zbog dobre krutosti spoja i razmjerno jednostavne rastavljivosti i ponovne sastavljivosti klipnog mehanizma. [3], [10], [12]

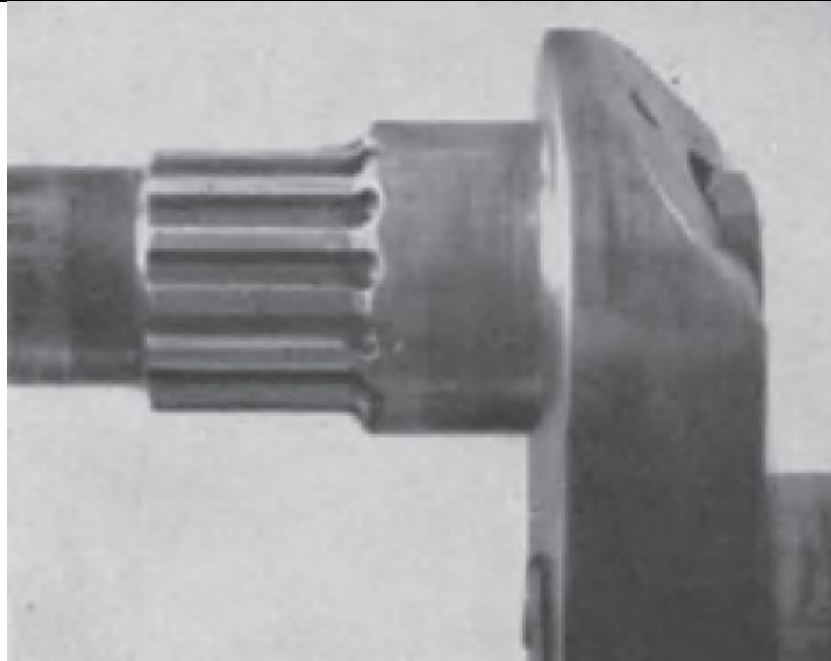


Slika 10. Pokusna verzija koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* sa steznim glavinama [12]

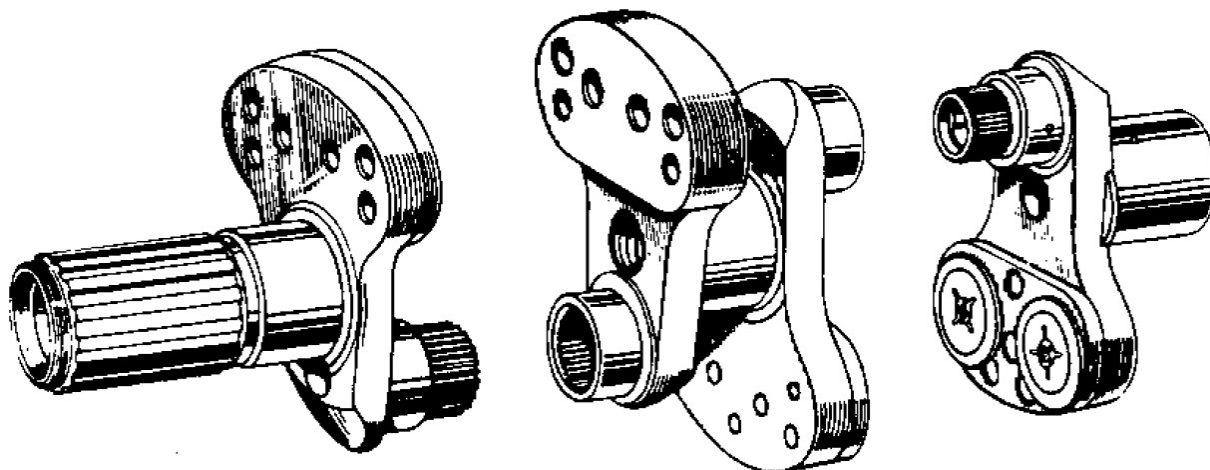


Slika 11. Koljenasto vratilo motora Bristol *Pegasus* sa steznom glavinom [10]

Izvedbe s klinastim vratilima za ravnomjernu raspodjelu momenta po klinovima obično imaju više od 10 klinova na rukavcu [Slika 12.]. Spojevi klinastim vratilima [Slika 13.] imaju bitno nižu krutost od izvedbi sa steznim glavinama ili čeonim ozubljenjem. Visoka opterećenost klinova i zarezno djelovanje izazvano samim oblikom klina nepovoljno utječu na zamornu čvrstoću spoja. [10], [12]

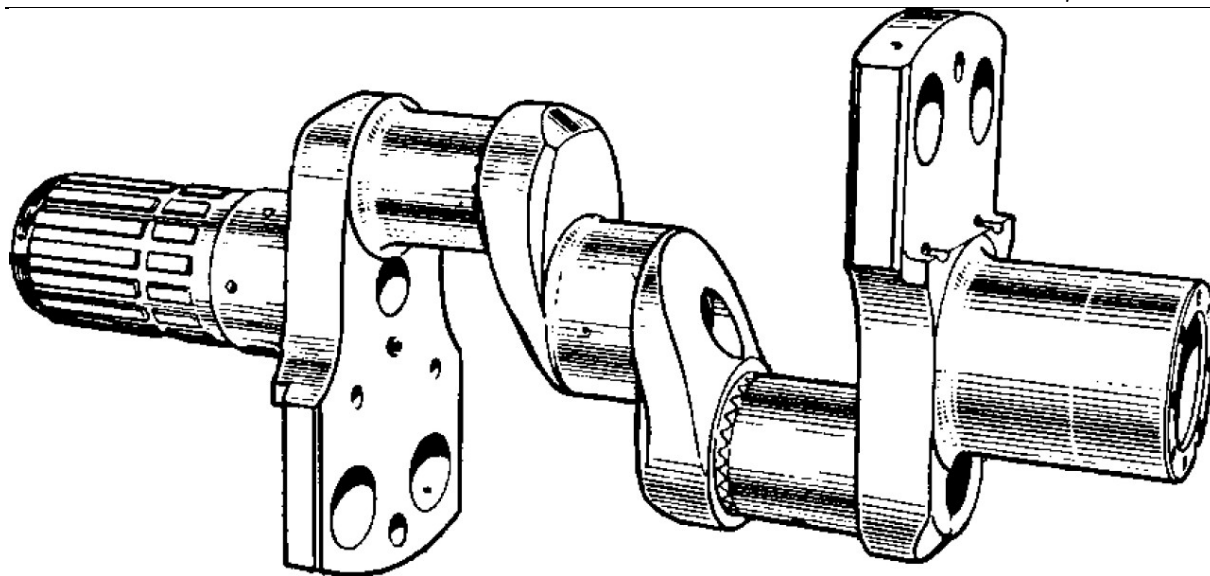


Slika 12. Leteći rukavac koljenastog vratila BMW-ovog zvjezdastog motora s formiranim klinovima (Rudge-Whitworthov spoj) [10]

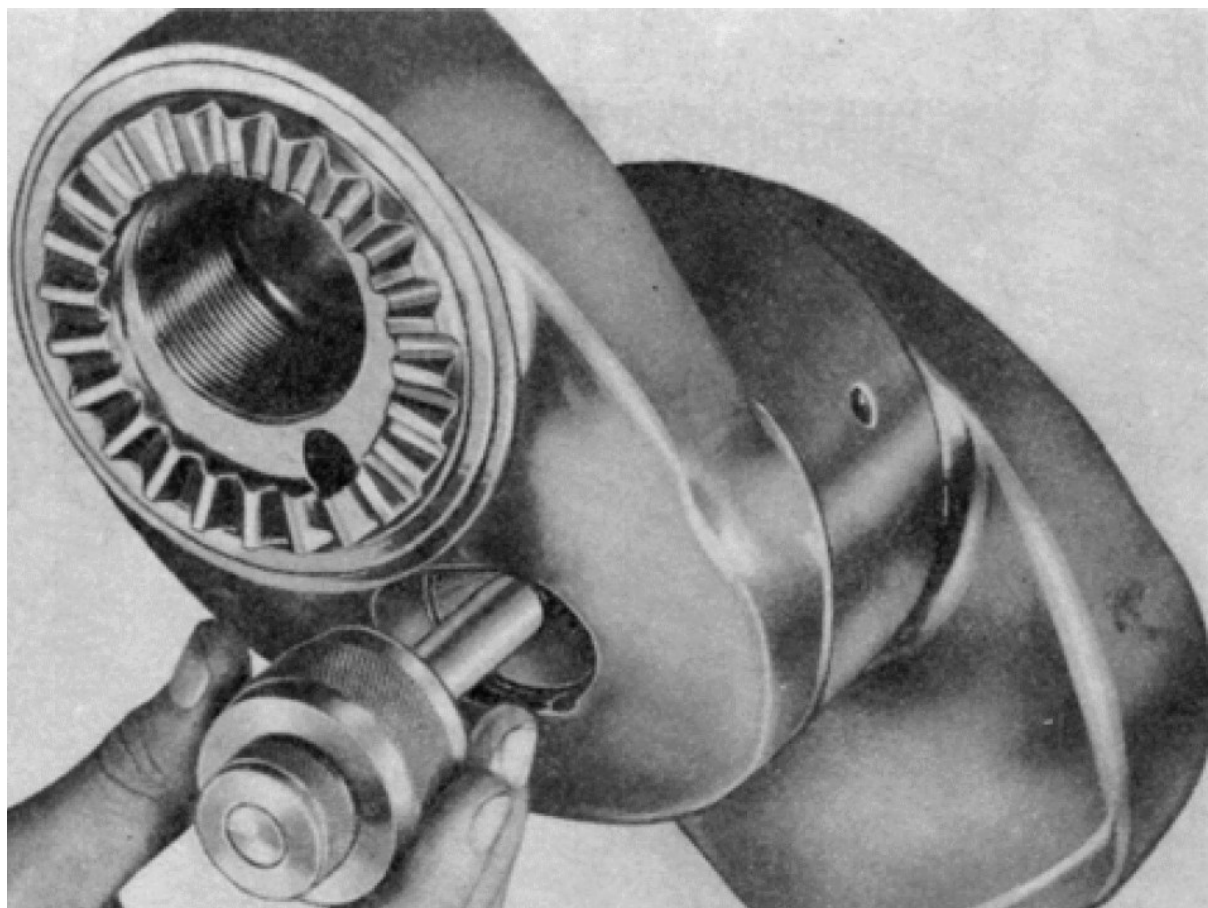


Slika 13. Originalna izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* spojenog klinastim vratilima [12]

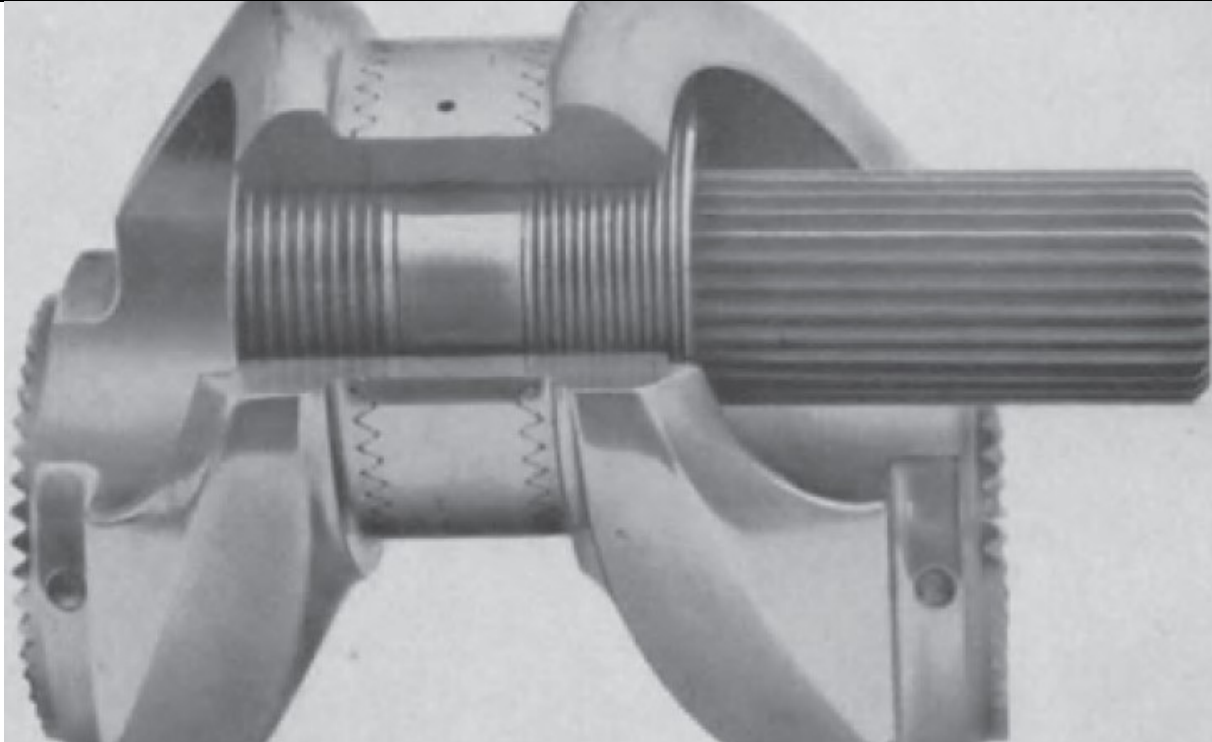
Najveću krutost i najveću nosivost imaju spojevi s čeonim ozubljenjem [Slika 14., Slika 15.], poput Hirthovog ozubljenja. Uobičajeno se ozubljeni elementi pritežu diferencijalnim vijkom [Slika 16.], a brušenje letećih rukavaca se izvodi tek nakon dovršene montaže koljenastog vratila. Usporedba krutosti različitih izvedbi koljenastog vratila dana je na [Slika 17.]. [10], [12]



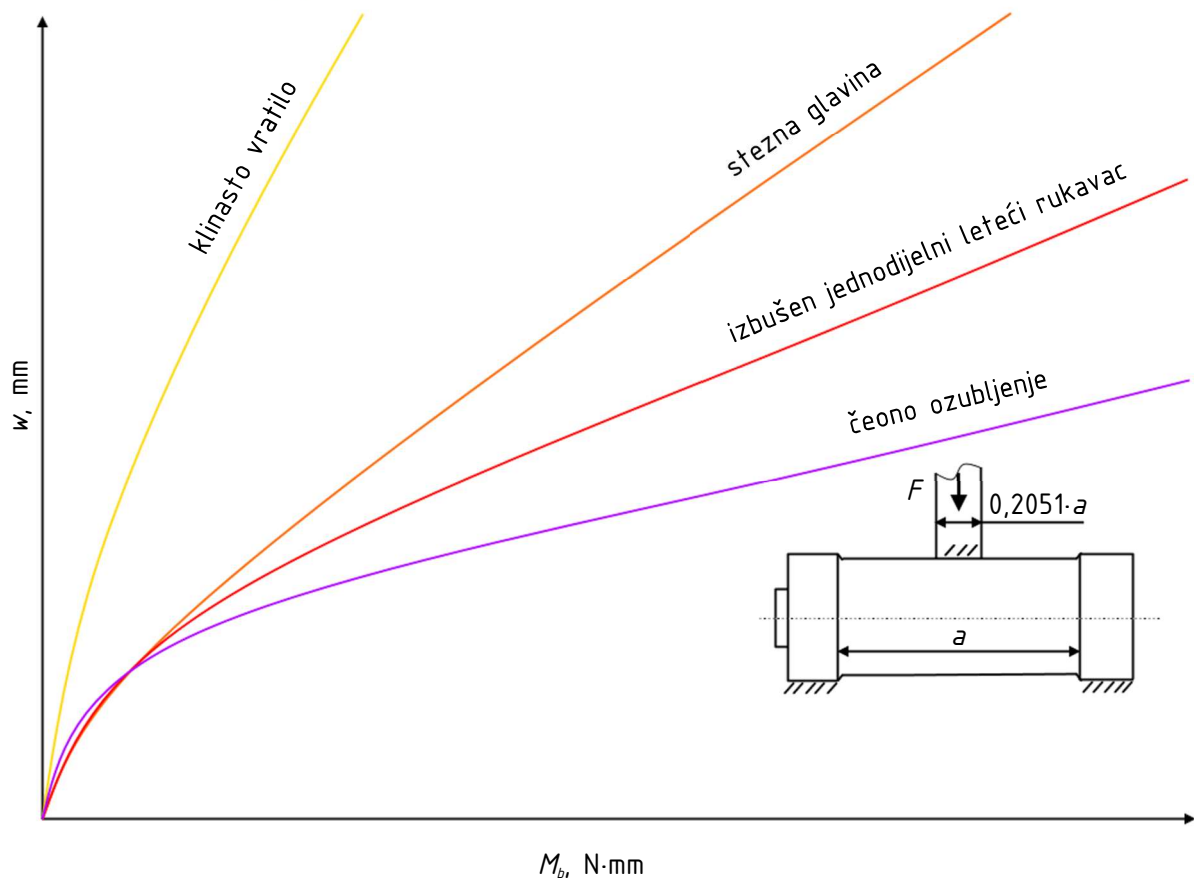
Slika 14. Usavršena izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* spojenog čeonim ozubljenjem [12]



Slika 15. Detalj ramena s čeonim ozubljenjem usavršene izvedbe koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* spojenog čeonim ozubljenjem [12]

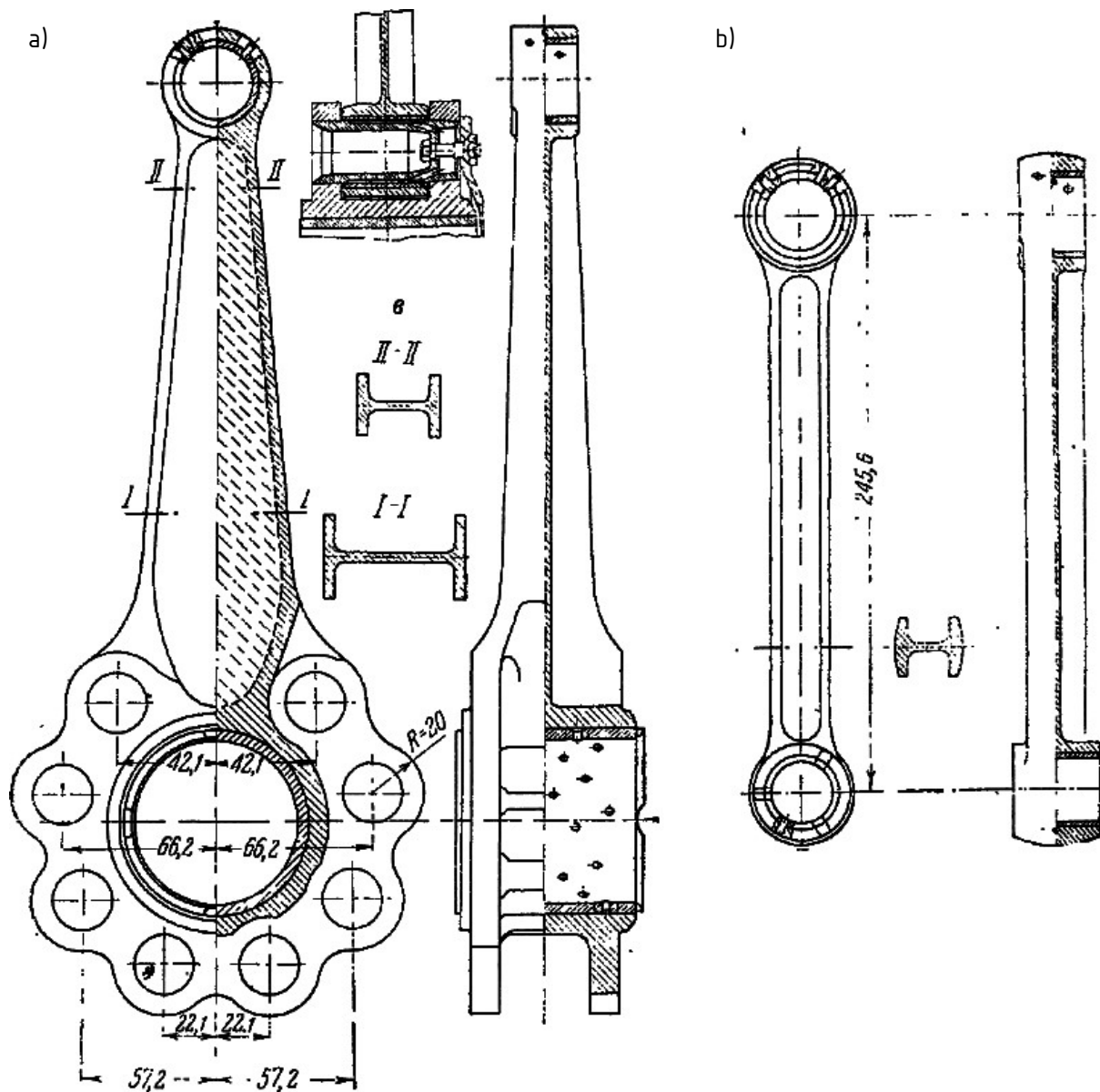


Slika 16. Prikaz spoja Hirthovim ozubljenjem s alatom za pritezanje diferencijalnog vijka [10]



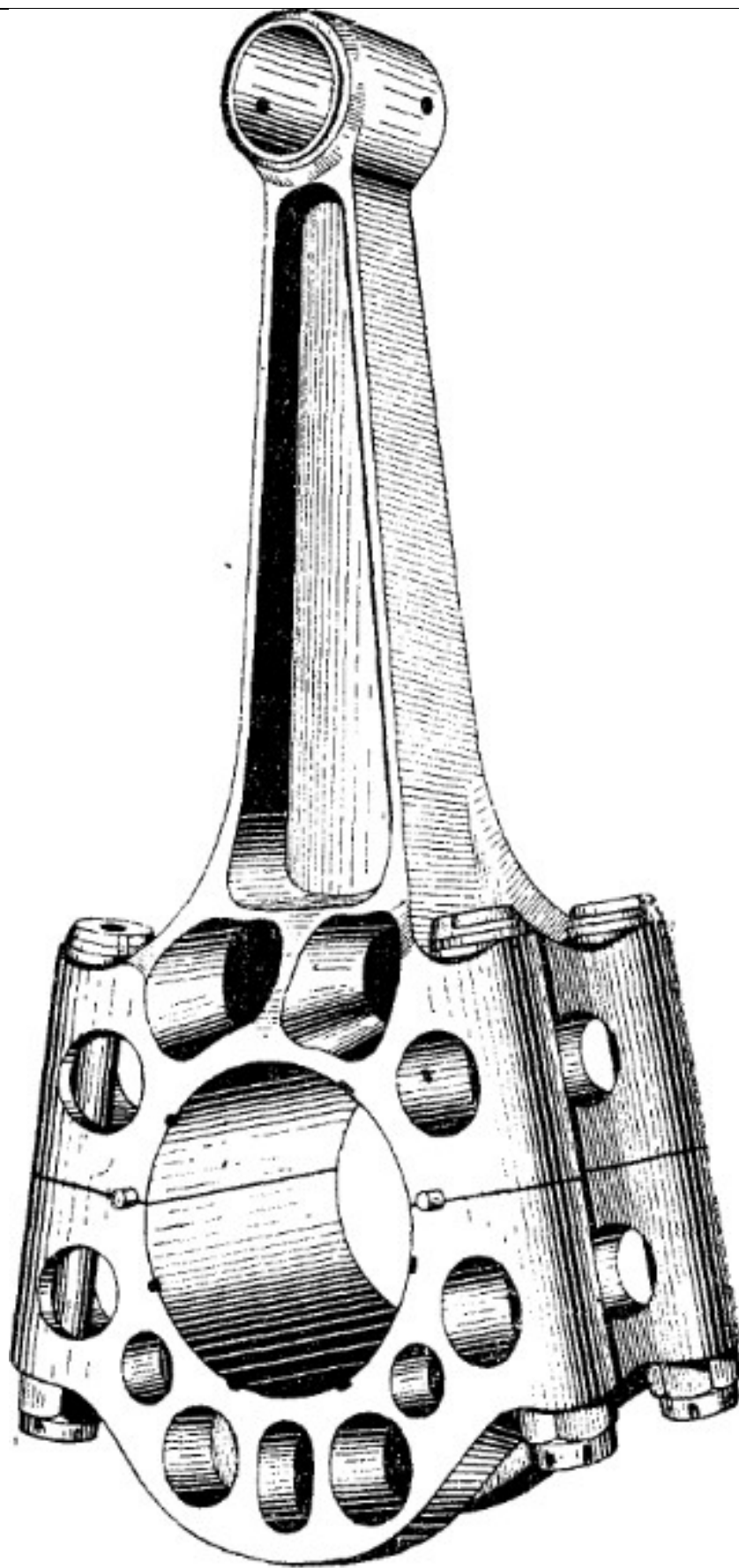
Slika 17. Kvalitativni prikaz ovisnosti progiba w o momentu savijanja M_b za zadani omjer razmaka oslonaca a i širine rukavca opterećene silom F za različite izvedbe letećeg rukavca [12]

Kako bi se omogućilo koplanarano smještanje cilindara i pripadnih klipnjača, zvjezdasti motori u pravilu imaju glavne i priključene klipnjače [Slika 18.]. U nastavku rada je pokazano da takvo konstrukcijsko rješenje rezultira neuniformnim gibanjem klipova i slabom uravnoteženošću klipnog mehanizma.



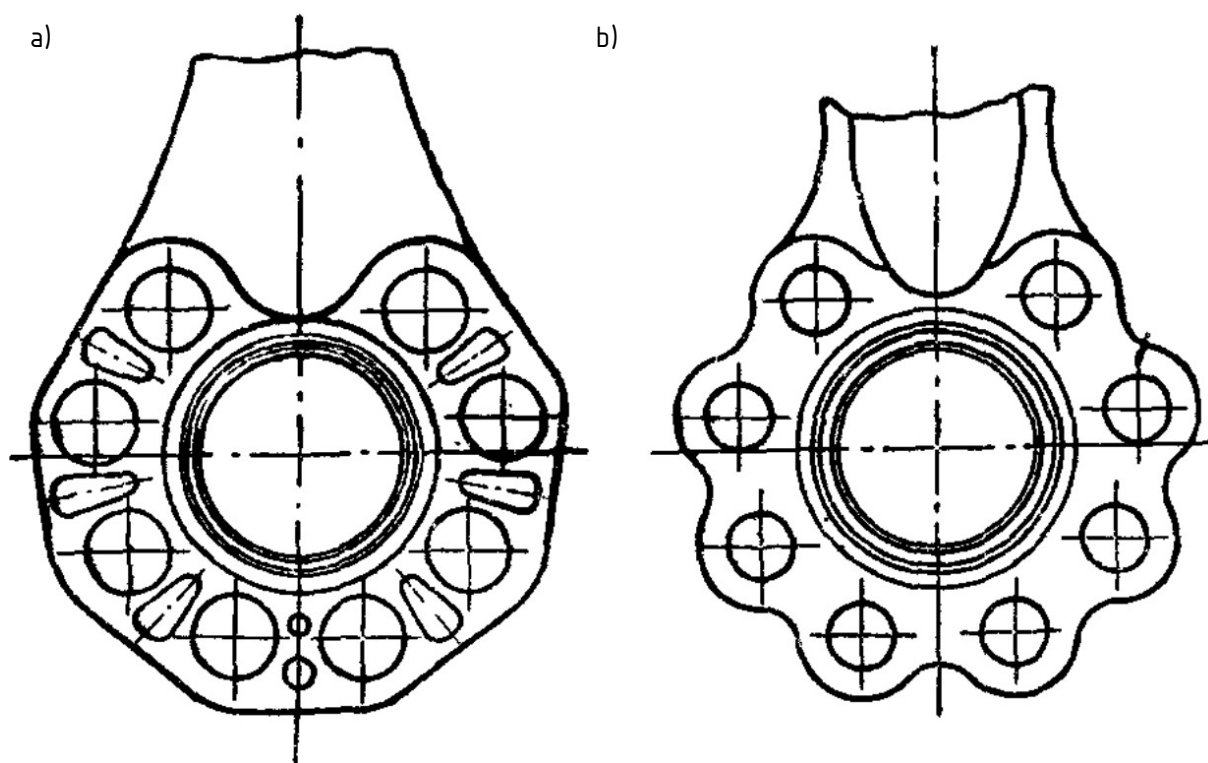
Slika 18. Klipnjače motora Bristol Mercury a) glavna i b) priključena [11]

Osim tipičnih rješenja s jednodijelnom glavnom klipnjačom i višedijelnim koljenastim vratilom, postoje i izvedbe s jednodijelnim koljenastim vratilom i dvodijelnom klipnjačom [Slika 19.]. Nedostatak takvog rješenja je povećana masa i veći prostor potreban za montažu klipnjače, ali je time znatno pojednostavljena izrada koljenastog vratila.



Slika 19. Dvodijelna glavna klipnjača motora Armstrong Siddeley Panther [11]

Kako bi se osiguralo pouzdano podmazivanje bez zakretanja osovina u otvorima glavne klipnjače je za motore veće snage potrebno osigurati velike preklope. Posljedica toga je otkazivanje velike glave klipnjače ako se glava ne izvede s utorima za rasterećenje [Slika 20.]. [13]



Slika 20. Velika glava glavne klipnjače a) s utorima za rasterećenje, b) bez utora

Tipična shema podmazivanja zvjezdastog motora dana je na [Slika 21.].

Ulje se gravitacijom dobavlja iz spremnika do pumpe za podmazivanje (1). Iz pumpe ulje izlazi pod tlakom od $5,5$ do $6,5 \cdot 10^5$ Pa, te prolazi kroz pločasti filter (28) i kroz kanale (koji nisu prikazani na [Slika 21.]) struji prema brojnim priključcima smještenim na stražnjem poklopcu (4), poput ventila za upravljanje brzinom kompresora, regulatora za direktno ubrizgavanje goriva, manometra, vanjske cijevi za dovod ulja prednjem dijelu motora (5) i cjevčice za regulator tlaka prednabijanja (6).

Glavni dio ulja, prolazeći kroz otvor na stražnjem kraju koljenastog vratila (7) teče kroz izbušeno koljenasto vratilo (8) i podmazuje ležaj centrifugalnog kompresora (9), dok manji dio kroz otvore za podmazivanje (10) dopijeva do razvodnog mehanizma stražnjeg reda cilindara. Provrtom (11) ulje teče u leteći rukavac i kroz uprešane cjevčice (12) podmazuje klizni ležaj glavne klipnjače, iz kojeg se ulje zahvaljujući centrifugalnoj sili radialno odvodi u osovina (13), te kroz otvore na osovinicama podmazuje klizne ležajeve priključenih klipnjača. Ulje potom istječe

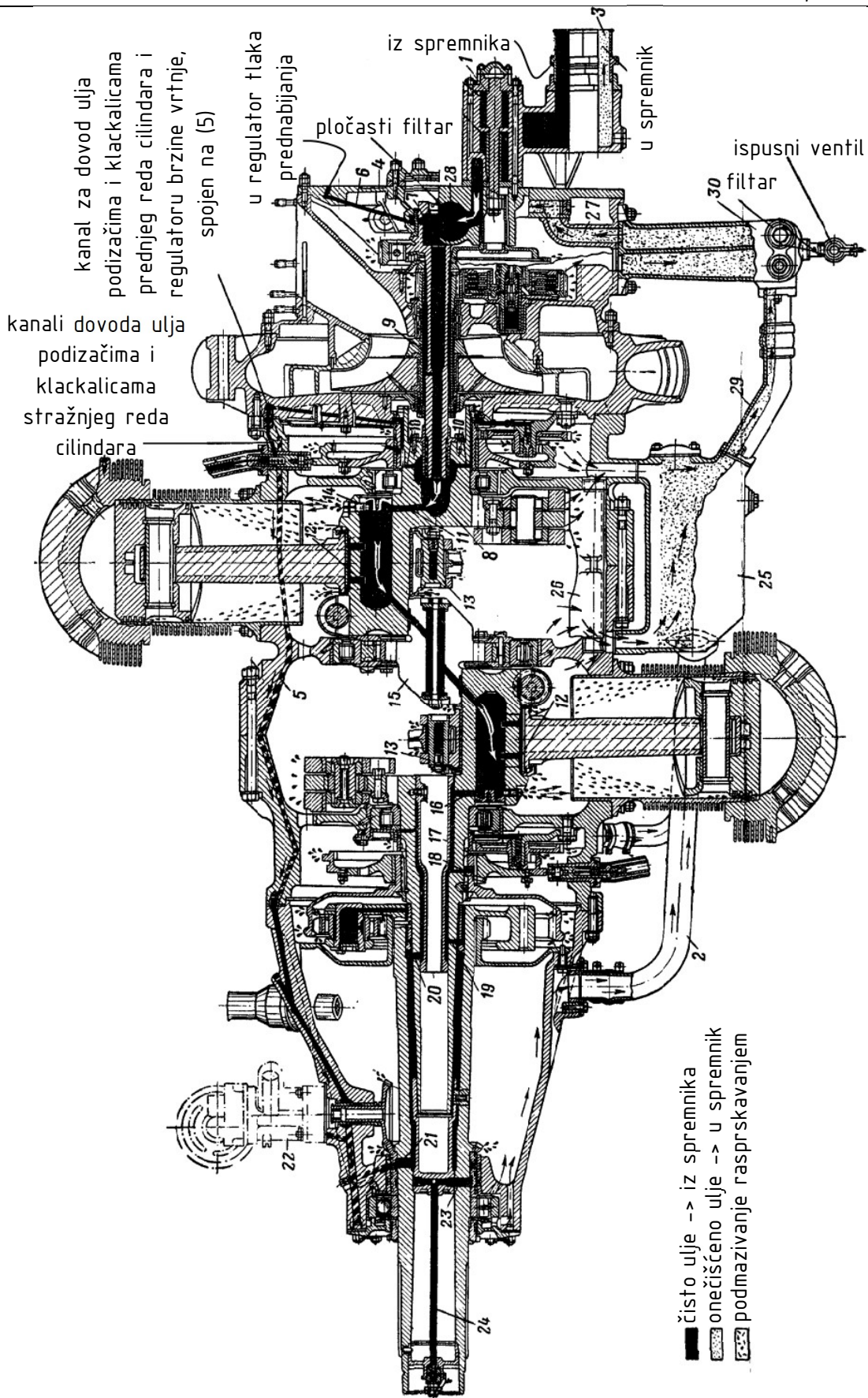
kroz zazore na ležajevima i kroz sapnicu pričvršćenu na leteći rukavac koljenastog vratila (14), te pada na i podmazuje stijenke cilindara, klipova i male glave klipnjača.

Do prednjeg dijela koljenastog vratila ulje dopijeva kroz kanale srednjeg dijela valjno uležištenog koljenastog vratila (15). Valjni ležajevi i zupčanici motora podmazuju se rasprskavanjem. Podmazivanje prednjeg dijela koljenastog vratila potpuno je analogno podmazivanju stražnjeg dijela.

Kroz otvor (16) ulje teče u prstenastu šupljinu formiranu unutarnjom površinom izbušenog koljenastog vratila i uprešane cijevi (17). Potom kroz otvor (18) dio ulja teče prema razvodnom mehanizmu prednjih cilindara, dok kroz otvor (19) dio ulja podmazuje klizni ležaj vratila elise i pripadni reduktor, a preostalo ulje teče kroz otvor (20) u šupljinu između rukavca koljenastog vratila i vratila elise. Iz te šupljine kroz provrt (21) ulje teče do regulatora brzine vrtnje (22), a iz regulatora kroz provrt (23) i cijev (24) teče do mehanizma za regulaciju koraka elise, iz kojeg se vraća kroz regulator brzine vrtnje (22). Kako bi se osigurao dovoljan tlak ulja na ulazu mehanizma za regulaciju brzine vrtnje (22), ulje se u njega dovodi kroz dodatni kanal (5). Dio ulja iz kanala (5) preusmjerava se i na podmazivanje dijelova podizača i klackalica prednjeg reda cilindara.

Nakon podmazivanja sve ulje se slijeva u prednje uljno korito (25). Na korito (25) su montirana dva deflektora ulja (26) – jedan za prednje cilindre, drugi za stražnje cilindre. Njihova uloga je poboljšavanje odvoda i smanjenje aeracije ulja zadržavanjem kapljica uzburkanih gibanjem protuutega koljenastog vratila.

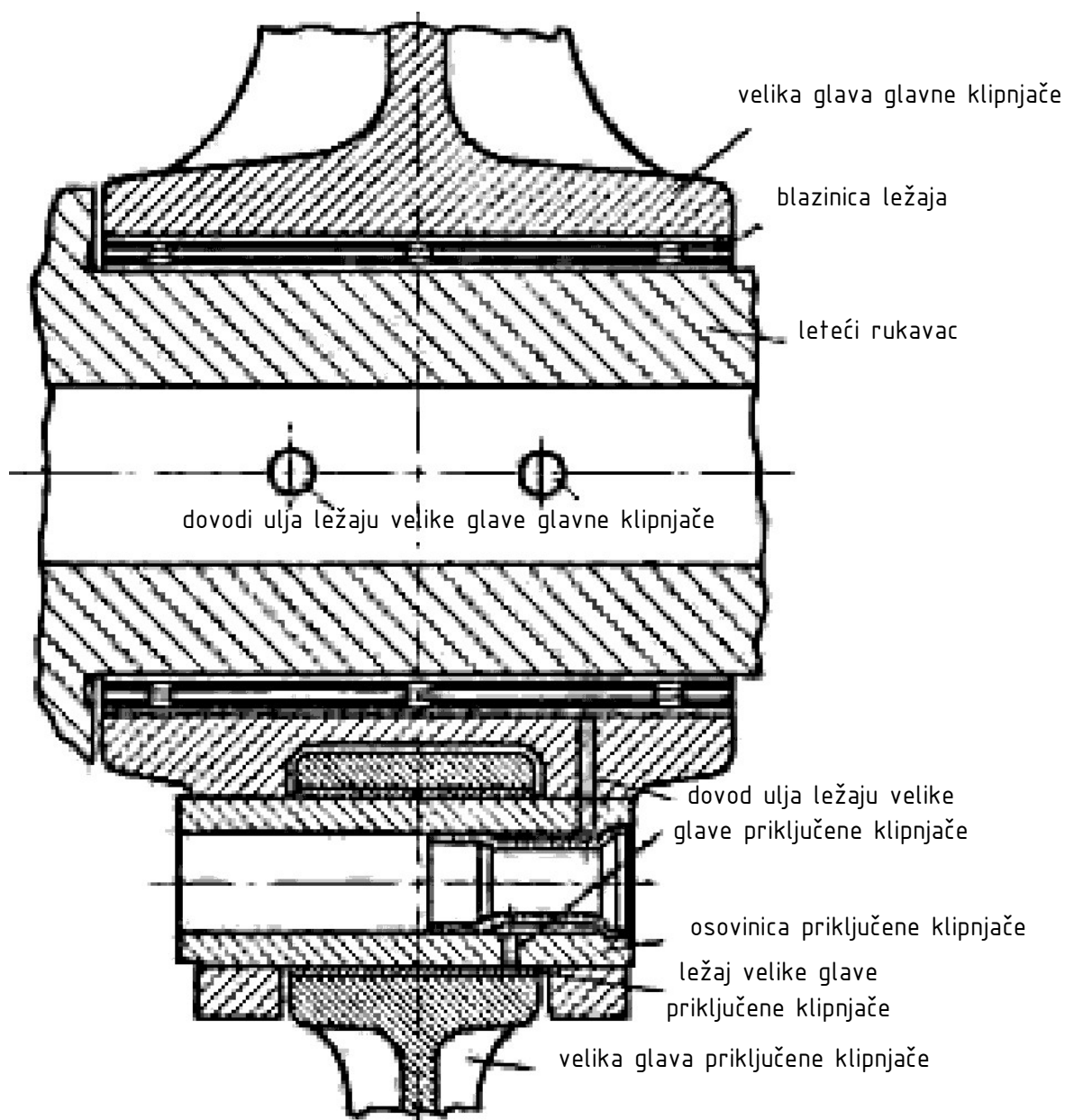
Iz prednjeg uljnog korita (25) ulje teče kroz cijev (29) u stražnje uljno korito (30), u koje je ugrađen žičani filter. Nakon prolaska kroz žičani filter, ulje kroz kanal (27) dolazi do stupnja pumpe za ispumpavanje, te kroz povratnu granu (3) struji prema hladnjaku i spremniku ulja. [14]



Slika 21. Shema podmazivanja dvorednog četrnaesterocilindričnog zvjezdastog motora M-82 [14]

Zanimljivo je da i najnaprednije izvedbe zvjezdastih motora imaju valjno uležišteno koljenasto vratilo, što se može objasniti jednostavnošću montaže na rukavce višedijelnih koljenastih vratila, manjom potrebnom količinom maziva, manjom potrebnom krutošću rukavca, nižim zahtjevima za čistoćom maziva i nižom ugradbenom duljinom. [10]

Valja istaknuti zahvate na podmazivanju velikih glava priključenih klipnjača na izvedbama veće specifične snage, poput motora M-82 prikazanog na [Slika 21.], s ciljem pomicanja mješovitog režima trenja na osovinicama priključenih klipnjača prema tekućem trenju.



Slika 22. Detalj dovoda ulja kliznom ležaju priključene klipnjače [10]

Rani zvjezdasti motori nisu imali decidirane kanale kojima bi se ležajevi priključenih klipnjača podmazivali, već bi ulje rasprskavanjem dospijevalo do ležajeva i formiralo granični sloj, pa se podmazivanje odvijalo analogno podmazivanju male glave klipnjače, sa sličnim kutnim brzinama [15]. Kako bi se pospješilo podmazivanje kliznog ležaja dovodom ulja kanalom kroz osovinicu, u pravilu se osovinica fiksira u glavnoj klipnjači. Poziciju dovoda, odnosno odvoda ulja potrebno je pažljivo odabrati kako ne bi došlo do prekidanja nosivog uljnog filma za vrijeme djelovanja najvećih opterećenja na ležaju [10].

2. USPOREDBA URAVNOTEŽENOSTI

U ovome poglavlju je provedena usporedba uravnoteženosti zvjezdastih motora s i bez glavne klipnjače, na temelju modela i numeričkih analiza iz seminarskog rada iz kolegija *Računalna dinamika konstrukcijskih sustava*, iz kojeg proizlazi zadaća ovoga rada.

2.1. Inicijalni model

Inicijalni model za provedbu numeričkih analiza preuzet je iz [16]. Predmet analize predstavlja Ottov atmosferski peterocilindrični četverotaktni zvjezdasti motor s parametrima po [Tablica 1.]. U analizama provedenim u [16] su zanemareni efekti eventualnog dezaksiranja klipova.

Tablica 1. Odabrani osnovni parametri klipnog mehanizma [16]

D_K , mm	80
H , mm	100
L_p , mm	240
L_s , mm	190
N	5
n_{max} , min ⁻¹	6000
v_m , m·s ⁻¹	20
ε	10

Kinematska shema klipnog mehanizma motora s glavnom klipnjačom dana je na [Slika 23.].

Zbog preglednosti je poželjno uvesti pomoćnu veličinu λ_p :

$$\lambda_p = \frac{H}{2 \cdot L_p}. \quad (1)$$

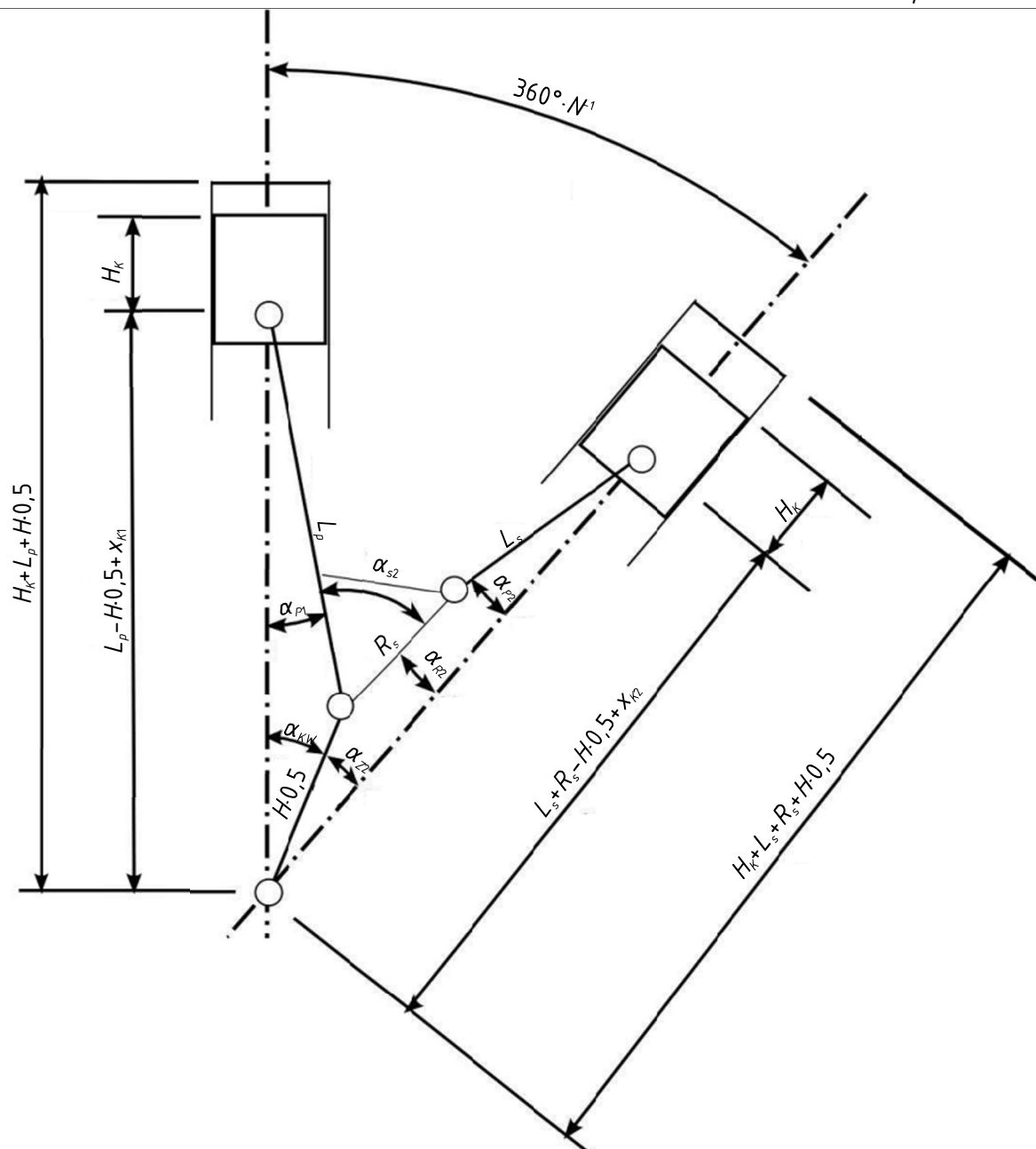
Za motor bez glavne klipnjače se može iskoristiti ista kinematska shema uz:

$$\lambda_p = \lambda_s, \quad (2)$$

$$R_s = 0 \text{ mm}, \quad (3)$$

$$L_p = L_s, \quad (4)$$

te poštivanjem jednolikog faznog pomaka između cilindara.



Slika 23. Kinematska shema klipnog mehanizma zvjezdastog motora s glavnom klipnjačom [17]

Za klizne ležajeve klipnog mehanizma pretpostavljena je izrada sinteriranjem olovne bronce na čeličnoj podlozi, za klip je pretpostavljena izrada iz aluminijske legure, a za ostale komponente klipnog mehanizma iz (legiranih) čelika. Svojstva navedenih grupa materijala dana su u [Tablica 2.]. Načelno je moguće da između pojedinih legura postoje određena odstupanja od navedenih svojstava, ali je riječ o zanemarivim iznosima za potrebe ovoga rada.

Tablica 2. Svojstva grupa materijala [18], [19], [20]

E_{Al} , MPa	75000
ρ_{Al} , kg·m ⁻³	2760
ν_{Al}	0,33
E_{CuPbSn} , MPa	117000
ρ_{CuPbSn} , kg·m ⁻³	8950
ν_{CuPbSn}	0,34
E_{FeC} , MPa	210000
ρ_{FeC} , kg·m ⁻³	7800
ν_{FeC}	0,3

Potom je u [16] proveden kontrolni proračun mase klipa, dimenzija, čvrstoće i krutosti (ovalnost i progib) osovinice klipa, aksijalnog osiguranja klipa i širine klipnjače. Ležaj i provrt za dovod ulja male glave klipnjače odabrani su u [16] iz kataloga. Odabrane glavne dimenzije klipa i tipični rasponi prikazani su u [Tablica 3.]. Duljina klipnjača određena je u [16] vodeći računa o izranjanju klipova iz košuljica i interferencije klipnjača i košuljica.

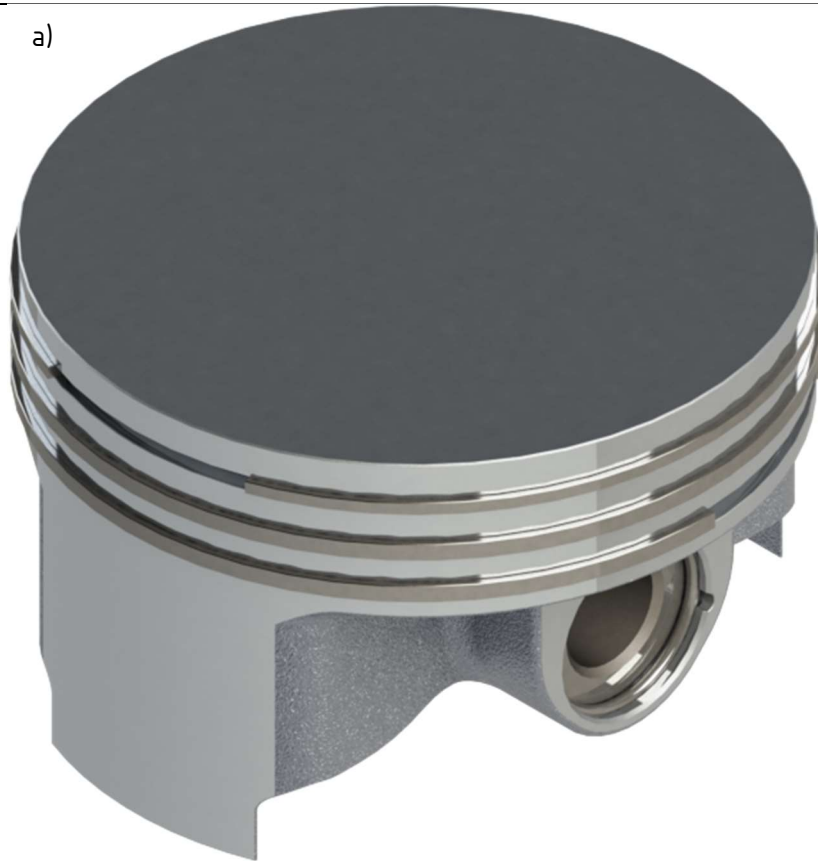
Tablica 3. Tipični rasponi po [21] i odabrani parametri klipa

Parametar	Tipični raspon		Odabrana vrijednost
	minimalno	maksimalno	
D_K , mm	65	105	80
$D_{KB} \cdot D_K^{-1}$	0,200	0,260	0,250
$m_K \cdot D_K^{-3}$, g·cm ⁻³	0,400	0,550	0,502

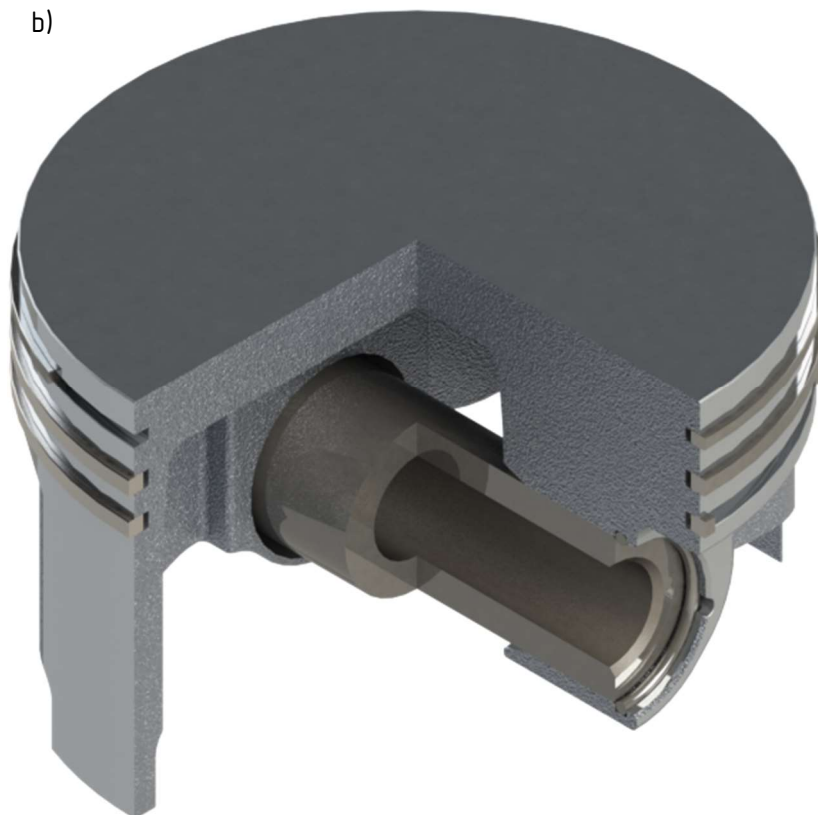
Prikaz dovršenoga sklopa klipa s klipnim prstenovima, osovinicom i osiguravajućim prstenovima dan je na [Slika 24.].

S obzirom na to da je predviđeno mijenjanje dimenzija i topologije ostatka klipnog mehanizma u sklopu ovog rada, uključujući i numerički proračun čvrstoće na temelju dobivenih inercijskih sila, valjanost inicijalnih dimenzija za preostale komponente mehanizma nije potvrđena proračunom, već su one samo procijenjene.

a)



b)



Slika 24. Renderirani klip, klipni prsteni i osovina s pripadnim aksijalnim osiguranjem u a) izometriji i b) izometriji polovičnog presjeka [16]

Model priključene klipnjače [Slika 25.] ujedno čini i dio modela glavne klipnjače [Slika 26.] za analize motora s glavnom klipnjačom, kako bi se u nastavku moglo pokazati da neuravnoteženost inercijskih sila nije samo posljedica različitih dimenzija glavne klipnjače. Za razliku od priključenih klipnjača koje mogu rotirati oko osovinica u velikim glavama, na glavnoj klipnjači je ukinut taj stupanj slobode rotacije, a umjesto njega dodijeljena rotacija oko letećeg rukavca. Konačne dimenzije klipnjače određene su u nastavku ovog rada.

Uočljiv je neuobičajeno velik omjer nominalnog hoda H i duljine klipnjača L_s odnosno L_p uzrokovan kinematikom mehanizma, odnosno sprečavanjem prekomjernog izranjanja klipova iz košuljica i interferencije klipnjače i košuljice. Osim povećanja mase klipnog mehanizma, posljedica je i pomicanje momentne krivulje prema većim brzinama vrtnje.

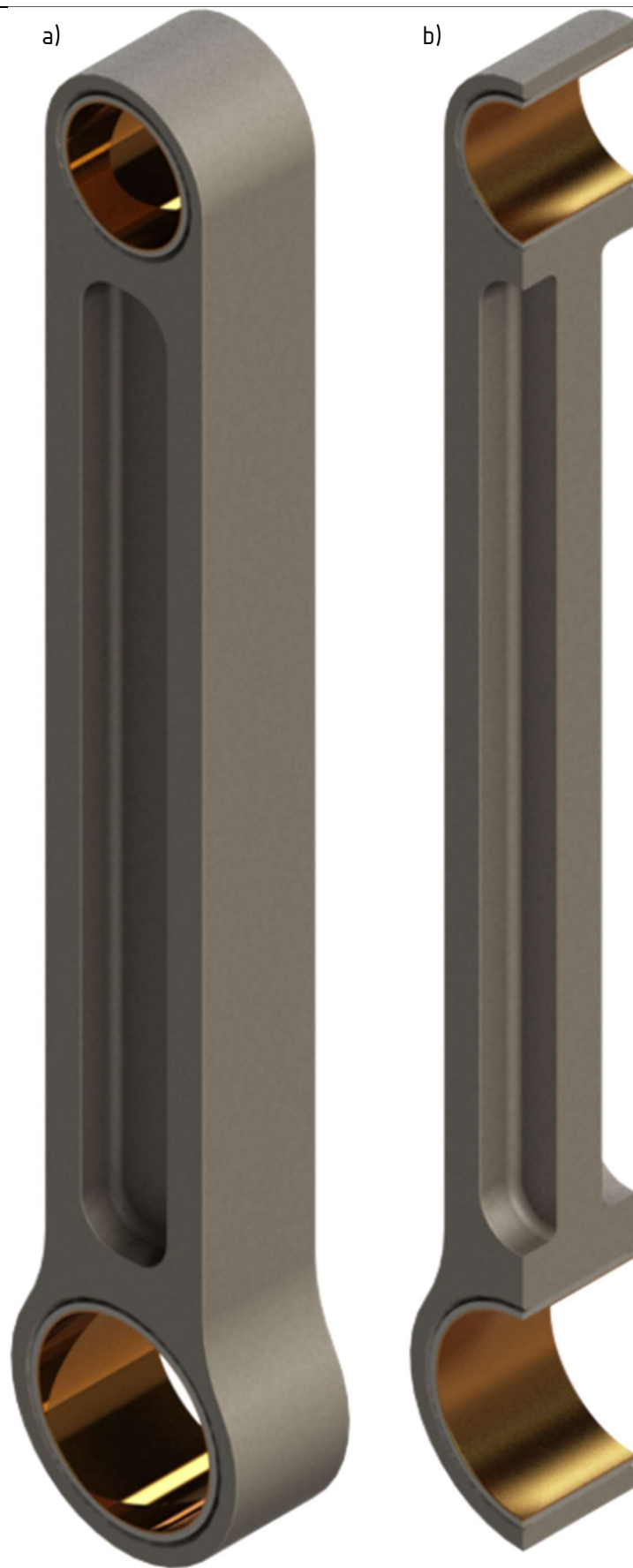
Prihvatni dio glavne klipnjače [Slika 26.] s obje strane ima bušene uljne kanale iz ležajnog mjesta na letećem rukavcu prema steznim spojem montiranim osovinicama za velike glave klipnjača, zatvorene steznim spojem kuglicama 4 G20 P8 za kuglične ležajeve po [22] iz materijala 100Cr6. U osovinice su steznim spojem montirane čahure kojima se ulje usmjerava prema kliznom ležaju velike glave. Za realnu izvedbu bi valjalo odrediti točan kut otvora na osovinicama za optimalno podmazivanje, no to nadilazi opseg ovoga rada.

Za koljenasto vratilo je inicijalno generiran jednodijelni model [Slika 27.]. I na koljenastom vratilu su bušeni uljni kanali zatvoreni kuglicama 4 G20 P8 za kuglične ležajeve po [22] iz materijala 100Cr6. Dijelovi vratila izvedeni su bušeno, s ciljem smanjenja mase, a dovod ulja kroz šupljine riješen je aluminijskim cjevčicama 6×1 osiguranim steznim spojem.

Na prvom kraju koljenastog vratila predviđena je kontaktna površina za poprečni brtveni prsten RWDR DIN 3760 – A30 \times 40 \times 7 – FKM po [23] i klinasti profil DIN 5464 B 10 \times 42 \times 52 s bočnim centriranjem [24] kao prihvatni element za prvi stupanj reduktora bregastog bubnja, čije je ležajno mjesto klizni ležaj fiksiran na koljenastom vratilu steznim spojem pored rukavca glavnog ležaja.

Na drugom kraju se osim rukavca glavnog ležaja nalazi i klinasti profil DIN 5464 B 16 \times 52 \times 60 s bočnim centriranjem [24] preko kojeg je predviđen prijenos snage motora.

Protuutezi vratila su najprije provizorno oblikovani, inercijske karakteristike protuutega mijenjane su u prethodećim analizama iz [16] mijenjanjem gustoće koljenastog vratila. Konačne dimenzije protuutega, vratila i ležajeva definirane su pri kraju rada.

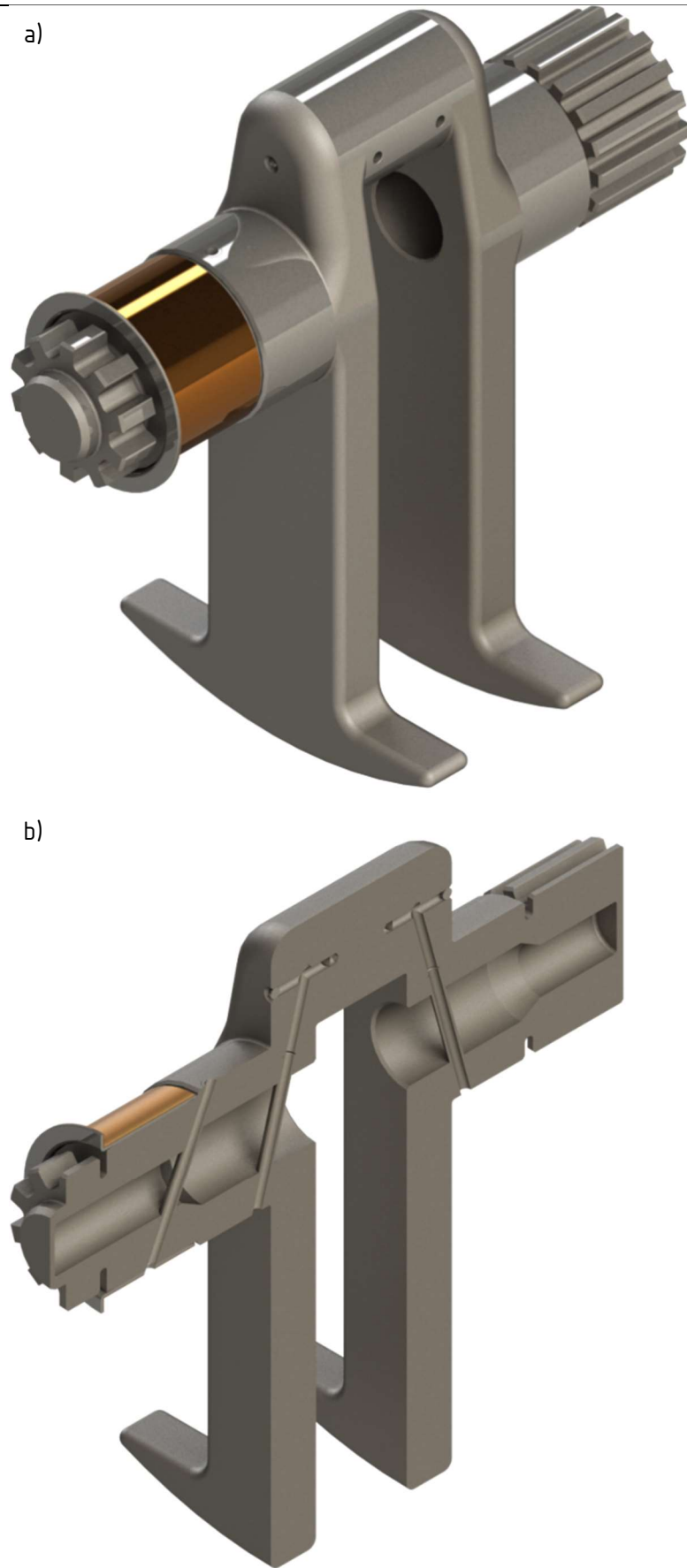


Slika 25. Priključena klipnjača u a) izometriji i b) u izometriji punog presjeka [16]

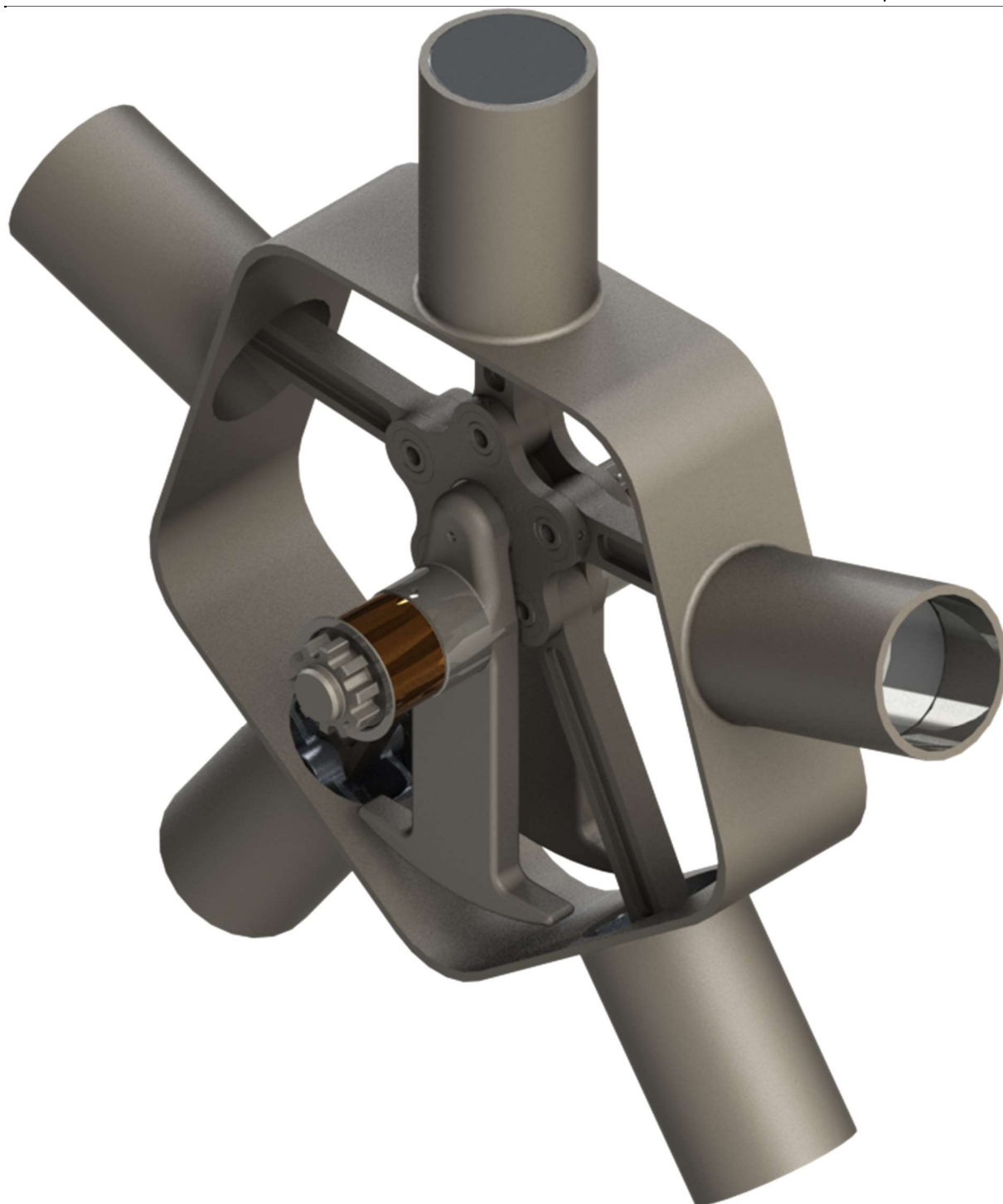


Slika 26. Aksonometrijski prikazi a) glavne klipnjače i b) djelomičnog presjeka prihvatnog dijela glavne klipnjače [16]

Za potrebe formiranja kinematskih veza među komponentama mehanizma u Adamsu modelirano je i provizorno kućište, koje je prikazano s ostatkom mehanizma u [Slika 28.].



Slika 27. Jednodijelno koljenasto vratilo u a) aksonometriji i b) aksonometriji punog presjeka [16]
Fakultet strojarstva i brodogradnje



Slika 28. Klipni mehanizam i kućište inicijalnog modela zvjezdastog motora u aksonometriji [16]

2.2. Zaključci iz prethodnih analiza

Već prikazane posebnosti klipnog mehanizma zvjezdastih motora s glavnom klipnjačom odražavaju se i na njegovoj kinematici i dinamici. U sklopu seminarskog rada iz *Računalne dinamike konstrukcijskih sustava* provedena je analiza kinematike zvjezdastih motora s i bez glavne klipnjače na prethodno opisanom modelu. Pri tome je fiksiranjem jedne pridružene klipnjače na

prstenu-nosaču klipnjača ostvareno gibanje zvjezdastog motora s glavnom klipnjačom, dok je oslobađanjem te veze i nametanjem konstantne orijentacije prstena-nosača klipnjača ostvareno gibanje zvjezdastog motora bez glavne klipnjače. Najvažniji zaključci iz analize kinematike zvjezdastog motora s glavnom klipnjačom slijede iz tabličnog prikaza duljina efektivnih hodova H_i , odstupanja u položajima od nominalne gornje Δx_{KIGMT} i donje mrtve točke Δx_{KIDMT} , efektivnih kompresijskih omjera ε_i za dani nominalni kompresijski omjer ε , odstupanja od uniformnog faznog pomaka $\Delta \alpha_i$, maksimalni kut nagiba klipnjače α_{Pimax} te maksimalne brzine $|v_{max}|$ i ubrzanja klipova $|a_{max}|$ za maksimalnu predviđenu brzinu vrtnje koljenastog vratila n_{max} [Tablica 4.].

Efektivni kompresijski omjer ε_i izračunat je na temelju izraza:

$$\varepsilon_i = \frac{V_{DMTi}}{V_{GMTi}} = \frac{V_{GMTn} + V_{Hi} + V_{Ti}}{V_{GMTn}}, \quad (5)$$

pri čemu je V_{Hi} radni volumen i -tog cilindra:

$$V_{Hi} = H_i \cdot \frac{D_K^2 \pi}{4}, \quad (6)$$

V_{Ti} mrtvi volumen i -tog cilindra uslijed pomaka položaja gornje mrtve točke Δx_{KIGMT} :

$$V_{Ti} = -\Delta x_{KIGMT} \cdot \frac{D_K^2 \pi}{4}, \quad (7)$$

V_{DMTi} volumen i -tog cilindra u donjoj mrtvoj točki, V_{GMTi} volumen i -tog cilindra u gornjoj mrtvoj točki i V_{GMTn} nominalni volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki, izračunat pomoću izraza:

$$\varepsilon = \frac{V_{GMTn} + H_i \cdot \frac{D_K^2 \pi}{4}}{V_{GMTn}}. \quad (8)$$

Tablica 4. Karakteristične veličine kinematike klipnog mehanizma [16]

i	1	2	3	4	5
H_i , mm	100,00	100,07	100,20	100,20	100,07
Δx_{KIGMT} , mm	0,00	-1,22	-0,41	-0,41	-1,22
Δx_{KIDMT} , mm	0,00	-1,29	-0,61	-0,61	-1,29
ε_i	10,00	9,11	9,69	9,69	9,11
$\Delta \alpha_i$, °	0,0	1,7	2,4	-2,4	-1,7
α_{Pimax} , °	12,02	14,58	18,01	18,01	14,58
$ v_{max} $, m·s ⁻¹	32,09	33,07	35,00	35,00	33,07
$ a_{max} $, m·s ⁻²	23852	23498	27238	27238	23498

Može se zaključiti da osim očekivanog jednolikog faznog pomaka zbog radijalnog rasporeda cilindara postoji i nejednoliki fazni pomak u postizanju gornje mrtve točke, ovisan o poziciji ležaja velike glave priključene klipnjače na glavnoj klipnjači. Uz to su i položaji klipova u gornjoj i donjoj mrtvoj točki, kao i efektivni hodovi klipova, različiti i simetrični s obzirom na os cilindra 1.

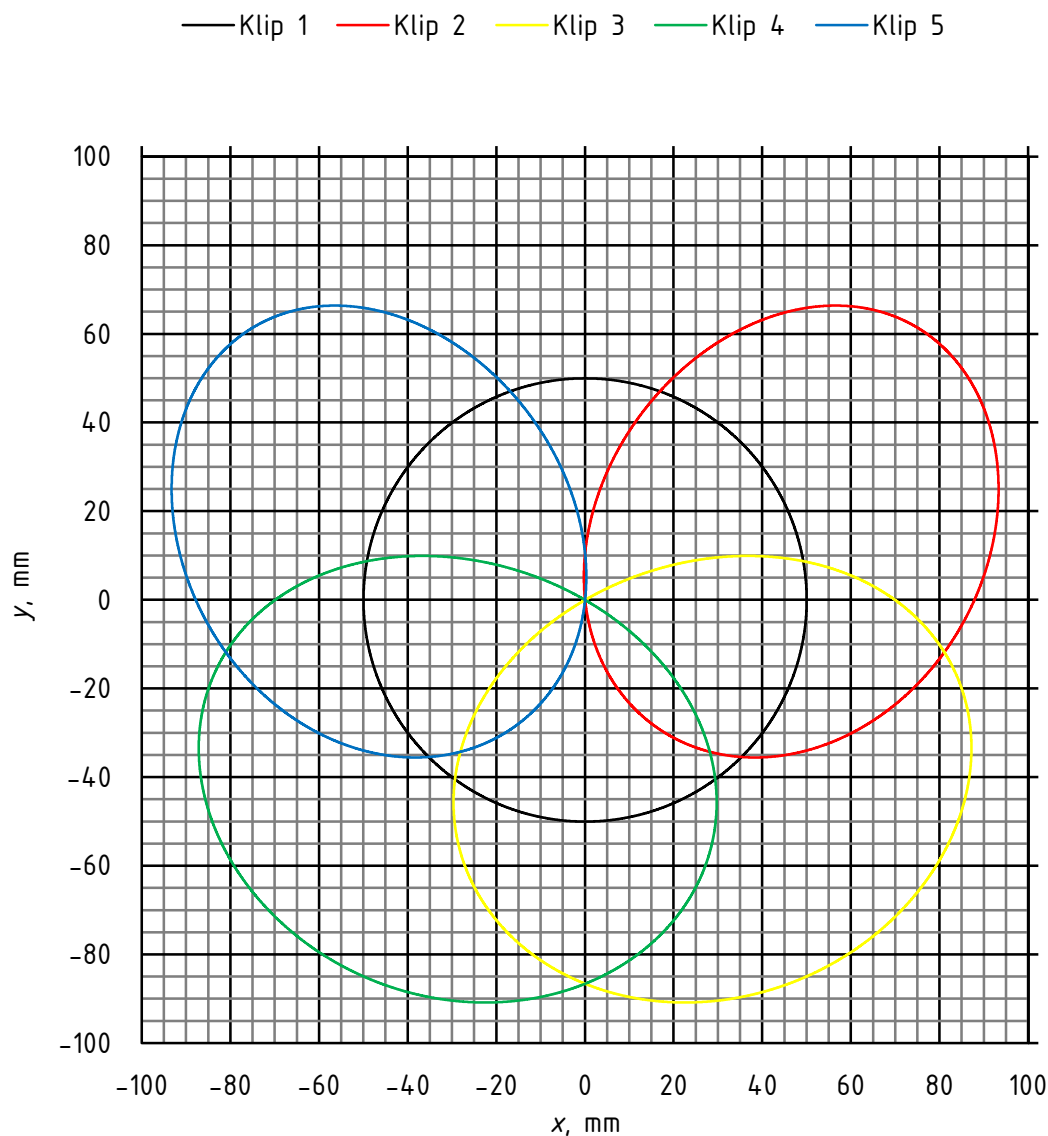
Dakle, obični zvjezdasti motor uz jednoliku raspodjelu ležajeva velikih glava na jednakoj udaljenosti od osi letećeg rukavca u svim cilindrima osim cilindra 1 postiže različite efektivne kompresijske omjere uz istu konstrukciju glave motora. Zanimljivo je da su unatoč većim efektivnim hodovima klipova na priključenim klipnjačama efektivni kompresijski omjeri značajno niži od nominalne vrijednosti. Najveće vrijednosti brzina i ubrzanja klipova zabilježene na klipovima 3 i 4, čije su osi cilindara najudaljenije od osi cilindra 1.

Nejednoliki fazni pomak krivulja rezultira nejednolikim razmacima u paljenju, što posebno kod jednostavnijih sustava paljenja dodatno utječe na tijek izgaranja u cilindru. S obzirom na antisimetričnost faznih pomaka oko osi cilindra 1, svaki cilindar radi u različitom režimu od svih ostalih cilindara motora, što ograničava mogućnosti optimiranja motora po pitanju snage i ekonomičnosti uz upotrebu standardiziranih komponenti.

Podaci o maksimalnom kutu nagiba klipnjače daju obrazloženje za atipično velike duljine klipnjača u odnosu na nominalni hod H – zbog osciliranja glavne klipnjače ostvaruju se daleko veće vrijednosti nagiba priključenih klipnjača, pa za uobičajene omjere duljina klipnjača i nominalnog hoda H postoji opasnost od interferencije priključene klipnjače s košuljicom pripadnog cilindra. Fazni pomak u postizanju maksimalnog kuta nagiba dodatno potencira problematiku interferencije. Navedeni efekti neuniformnosti gibanja mogu se ublažiti određenim konstrukcijskim zahvatima – pri tome se uobičajeno kutevi između cilindara, duljine klipnjača i cilindara zadržavaju jednolikima, kao i geometrija glave motora, s obzirom na to da bi njihovo modificiranje povećalo slobodne inercijske sile, odnosno značajno povećalo cijenu izrade. Preostaje, dakle, intervencija po pitanju pozicija ležajnih mjesta velikih glava priključenih klipnjača na glavnoj klipnjači, odnosno modificiranje parametara R_s i $\alpha_{s,i}$.

Modificiraju li se oba parametra, moguće je ostvariti nominalni kompresijski omjer u svakom cilindru i uniformne fazne pomake između gornjih mrtvih točaka, čime se povećavaju mogućnosti optimiranja motora uz upotrebu standardnih komponenti i pojednostavljuje razvodni mehanizam i sustav paljenja. [17]

Grafički prikaz trajektorija velikih glava klipnjača dan je na [Slika 29.]. Može se uočiti da su neuniformnosti u gibanju u manjoj mjeri izazvane različitom duljinom klipnjača, dok dominantan utjecaj na trajektorije ima osciliranje glavne klipnjače.



Slika 29. Trajektorije velikih glava klipnjača [16]

Iz grafičkog prikaza preklapljenih krivulja ovisnosti relativnih brzina vrtnje u kliznim ležajevima velikih glava klipnjača ω_{PLi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} [Slika 30.] može se uočiti inherentna slabost zvjezdastog motora - relativne brzine vrtnje, a time i nosivosti ležajeva, bitno su niže za priključene klipnjače. Također se može uočiti da ležajevi klipnjača cilindra najudaljenijih od cilindra 1 imaju najveće relativne brzine vrtnje, s približno dvostrukom

amplitudom u odnosu na glavnu klipnjaču. Klipnjače cilindra 2 i 5 rade u najzahtjevnijem režimu, s obzirom na niske relativne brzine vrtnje u neposrednoj okolini gornje mrtve točke.

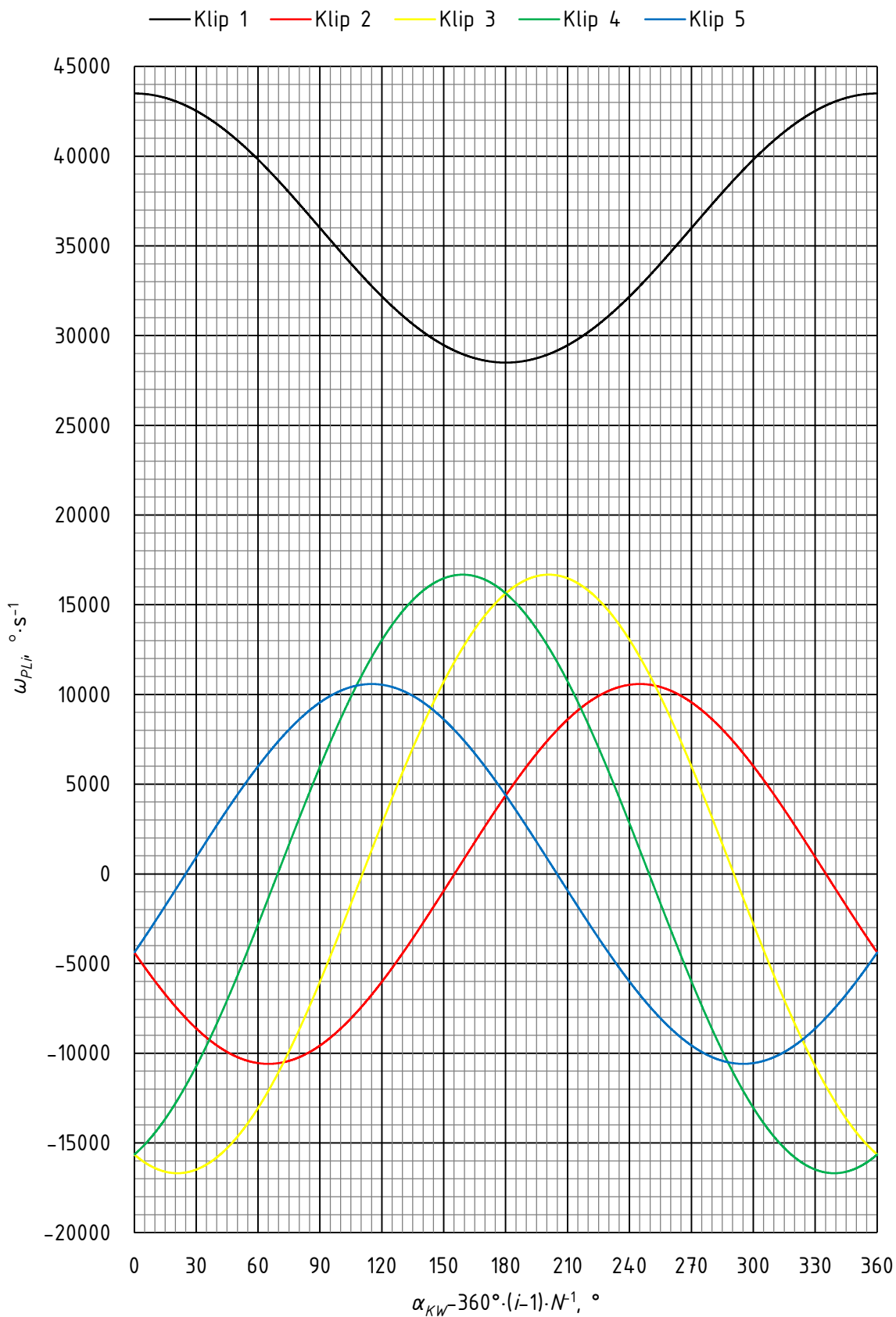
Iz analize kinematike zvjezdastog motora bez glavne klipnjače zaključeno je da su efektivni hodovi H_i i kompresijski omjeri ϵ_i jednaki su nominalnim veličinama H i ϵ , eliminirana su odstupanja u položajima od nominalne gornje Δx_{KIGMT} i donje mrtve točke Δx_{KIDMT} , kao i odstupanja od uniformnog faznog pomaka $\Delta \alpha_i$. Maksimalni kut nagiba klipnjače α_{Pimax} , maksimalna brzina $|v_{max}|$ i ubrzanje klipova $|a_{max}|$ za maksimalnu predviđenu brzinu vrtnje koljenastog vratila n_{max} dan je u [Tablica 5.]. U nastavku je dan grafički prikazi ovisnosti relativne brzine vrtnje u ležaju velike glave klipnjače o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} za maksimalnu predviđenu brzinu vrtnje koljenastog vratila n_{max} . [Slika 31.]

Tablica 5. Karakteristične veličine kinematike odabranog mehanizma [16]

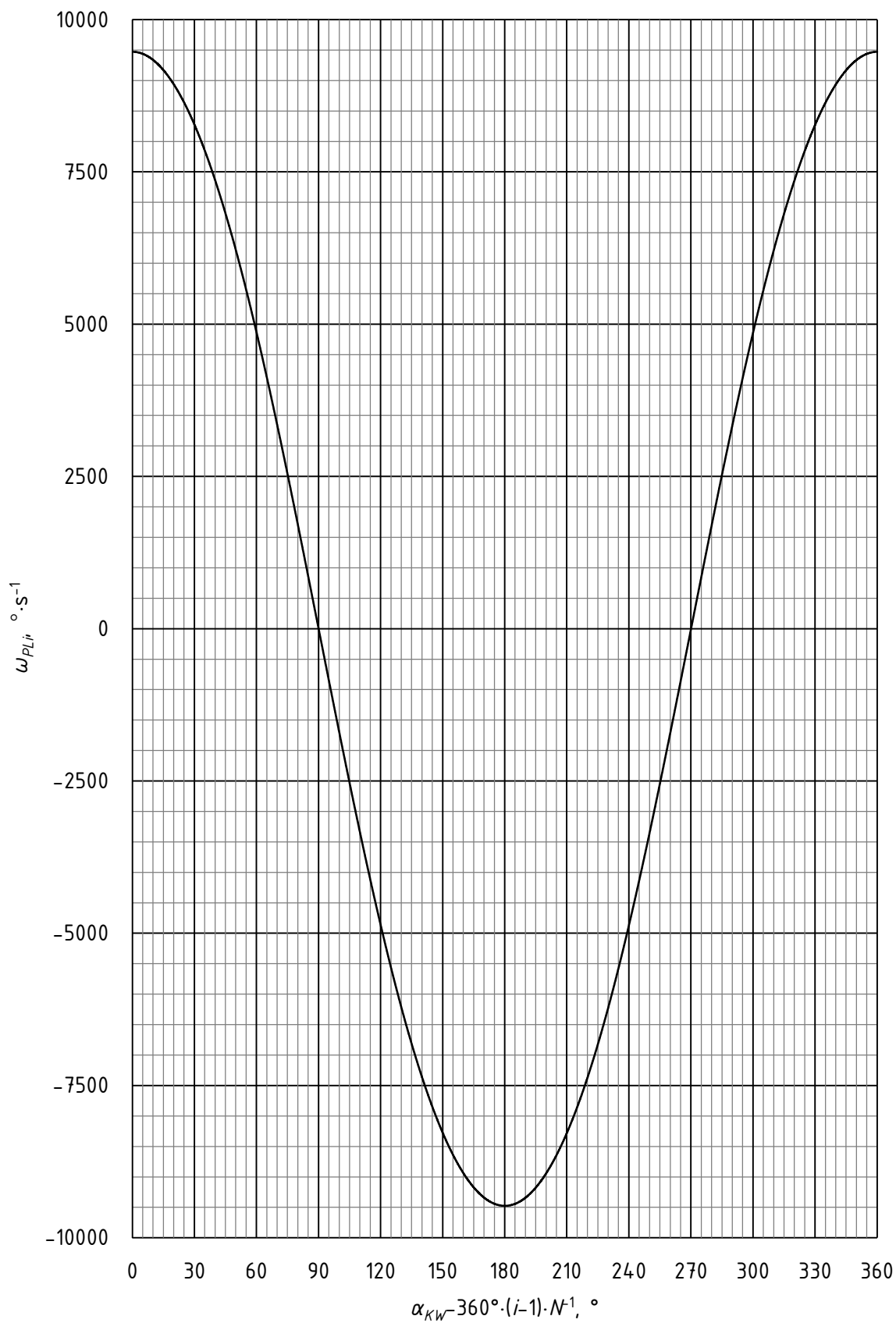
α_{Pimax} , °	$ v_{max} $, m·s ⁻¹	$ a_{max} $, m·s ⁻²
15,26	32,49	24934

Kao što je i očekivano, maksimalna brzina klipa 1 je veća za 1,25% u odnosu na prethodno opisan klipni mehanizam običnog zvjezdastog motora zbog kraće klipnjače. Istovremeno je maksimalna brzina na klipovima 2–5 smanjena za 1,75%, odnosno 7,17%. Maksimalno ubrzanje klipa 1 veće je za 4,54%, za klipove 2 i 5 veće za 6,11%, a za klipove 3 i 4 8,46% niže od vrijednosti dobivenih za obični klipni mehanizam. Maksimalni kut nagiba klipnjače 1 povećao se s 12,02° na 15,26° zbog smanjenja efektivne duljine oscilirajućega dijela. Eliminacijom neuniformnog faznog pomaka i smanjenjem maksimalnog nagiba klipnjača 3 i 4 s 18,01° na 15,26° otvara se mogućnost dodatnog skraćivanja klipnjača, a time i smanjenje dimenzija kućišta, bez opasnosti od interferencije klipnjača s košuljicama pripadnih cilindara.

Može se uočiti da je maksimalna relativna brzina vrtnje u kliznom ležaju velike glave i -te klipnjače ω_{PLi} niža u odnosu na vrijednosti dobivene za obični klipni mehanizam. Unatoč tome su uvjeti rada za ležajeve velikih glava nešto povoljniji jer se maksimalna relativna brzina vrtnje postiže u okolini gornje mrtve točke. Imajući na umu ovisnost nosivosti kliznih ležajeva o relativnoj brzini vrtnje u ležaju, potrebno je razmotriti i mogućnost valjnog uležištenja klipnjača pri konačnom dimenzioniranju mehanizma.

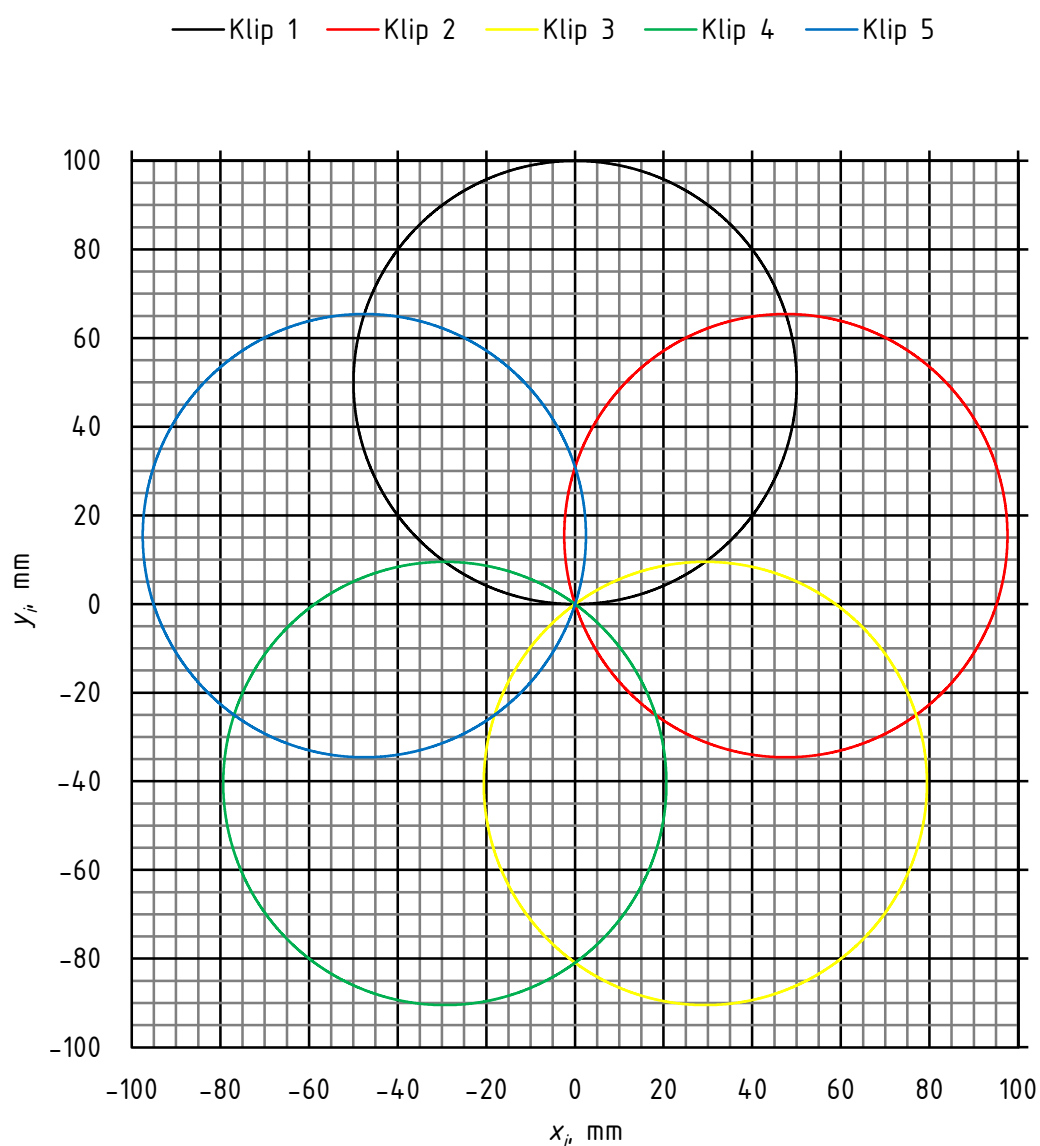


Slika 30. Preklopljene krivulje ovisnosti relativnih brzina vrtnje u ležajevima velikih glava klipnjača ω_{PLI} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} [16]



Slika 31. Krivulja ovisnosti relativne brzine vrtnje u ležaju velike glave i -te klipnjače ω_{PLi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} [16]

Grafički prikaz trajektorija dan je na [Slika 32.]. Kao što je i očekivano, trajektorije su u obliku kružnica pozicioniranih radialno simetrično oko ishodišta.



Slika 32. Trajektorije velikih glava klipnjača [16]

2.3. Usporedba uravnoteženosti zvjezdastog motora s i bez glavne klipnjače

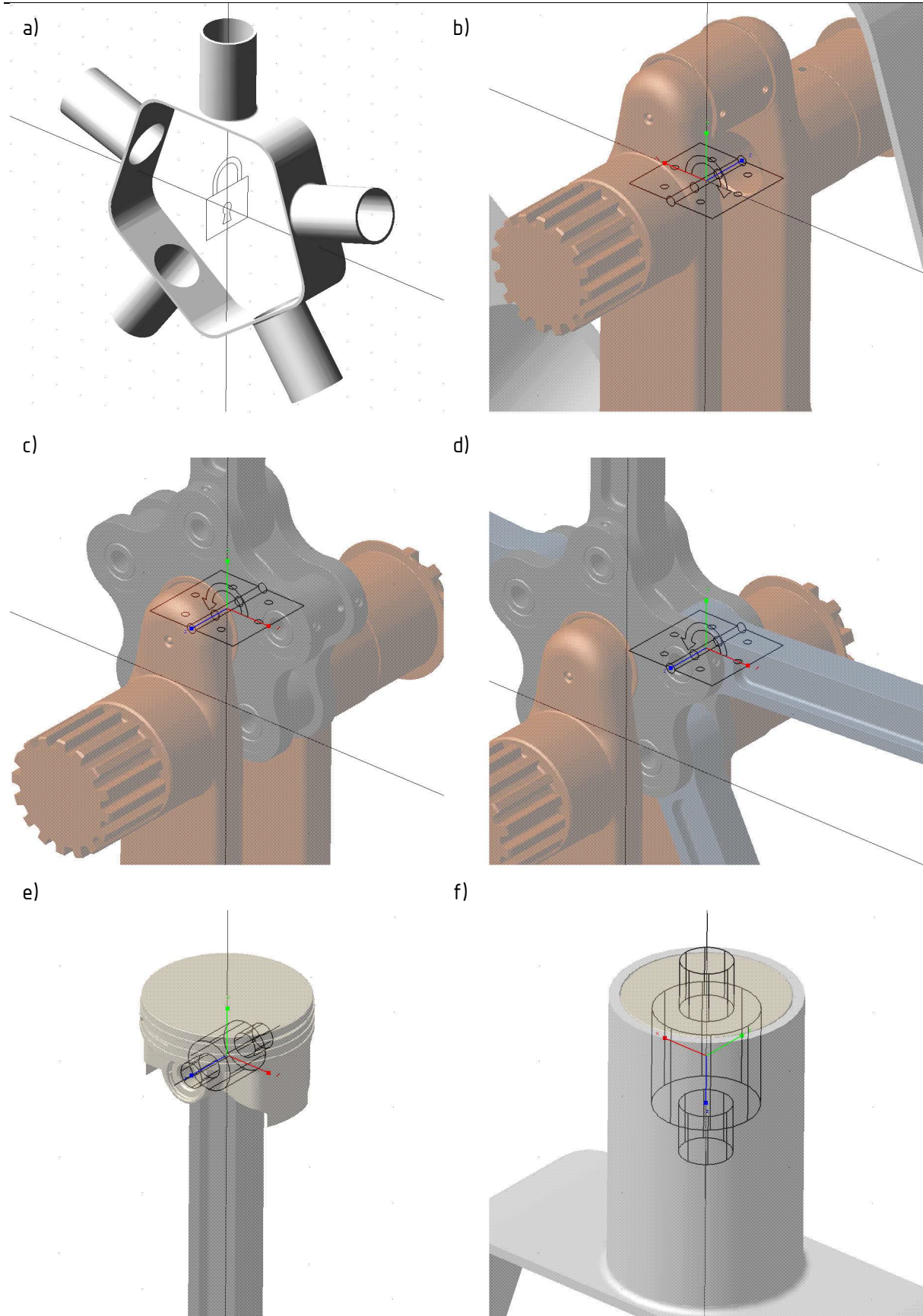
U sklopu [16] je izrađen model u Adamsu koji je verificiran na temelju analitički određenih kinematskih veličina. Prethodno opisan inicijalni model uvezen je u Adams, pri čemu su komponente koje se kreću zajedno, poput kliznih ležajeva i klipnjača, spojene u jedno tijelo. Neodređenost rotacijskog stupnja slobode osovinica klipa je eliminirana njihovim spajanjem s pripadnim klipom, što je za potrebe dobivanja inercijskih sila na vezama mehanizma zadovoljavajuće pojednostavljenje, zahvaljujući kojem nije potrebno involviranje trenja među

komponentama. Po [Slika 33.] dodijeljene su holonomne kinematičke veze za zvjezdasti motor s glavnom klipnjačom. Kućištu su u težištu ukinuti svi stupnjevi slobode. Kinematički par koljenastog vratila i kućišta definiran je pojednostavljeno kao rotoid s jednim rotacijskim stupnjem slobode u ravnini simetrije kućišta. Za mehanizam u kojem bi se javljale aksijalne sile bilo bi poželjno razdvojiti rotoid u cilindrični kinematički par u ravnini simetrije s jednim rotacijskim i jednim translacijskim stupnjem slobode koji omogućuje aksijalni pomak, a aksijalnu translaciju koljenastog vratila ukinuti na čvrstom ležajnom mjestu. Analogno su definirani rotacijski kinematski parovi između glavne klipnjače i koljenastog vratila u središtu letećeg rukavca, odnosno između priključenih i glavne klipnjače u središtu pripadne osovinice. Kinematski parovi klipa i klipnjače, kao i klipa i kućišta definirani su kao cilindrični. Time je broj redundantnih kinematskih ograničenja smanjen, ali preostaje redundantno ograničenje zakreta klipa u ravnini okomitoj na os koljenastog vratila [Slika 34.]. Zbog nedostatka sila koje bi mogle izazvati zakret u navedenoj ravnini takva redundancija ne ugrožava točnost rezultata analize.

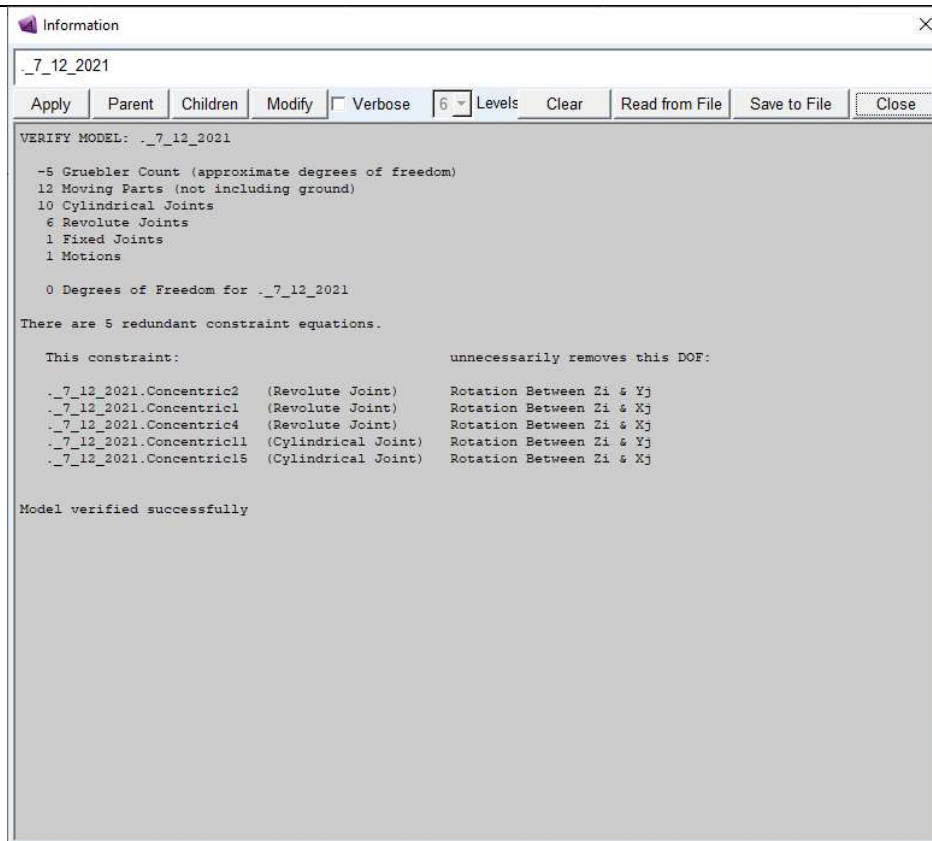
Sve kinematske veze su najprije definirane kao skleronomne, odnosno neovisne o vremenu, a nakon uspjele validacije modela je preostali rotacijski stupanj slobode između koljenastog vratila i kućišta ukinut reonomnim ograničenjem u vidu zadane brzine vrtnje koljenastog vratila n_{max} [Slika 35.].

Za model bez glavne klipnjače korišten je isti inicijalni model, te su klipovima, klipnjačama, koljenastom vratilu i kućištu dodijeljene identične holonomne kinematičke veze kao i za obični zvjezdasti motor, po [Slika 33.]. Uslijed razdvajanja glavne klipnjače u klipnjaču i prsten-nosač klipnjača dodan je još jedan rotacijski kinematski par između klipnjače i prstena-nosača, analogno [Slika 33. d)].

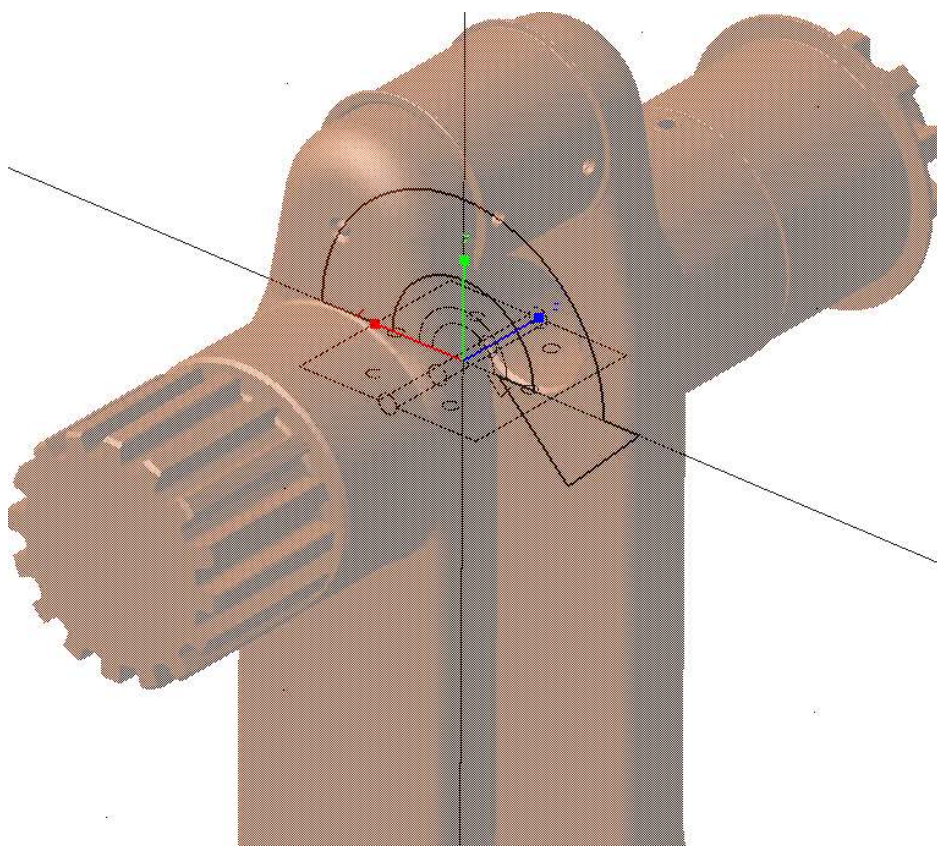
Umjesto modeliranja mehanizma za ostvarivanje uniformnosti je uz rotacijski kinematski par između prstena-nosača i koljenastog vratila u središtu letećeg rukavca, nametnuta i paralelnost vertikalne osi prstena-nosača klipnjača i kućišta [Slika 36.]. Time je dodano još jedno redundantno ograničenje zakreta prstena-nosača klipnjača, ali zbog nedostatka sila koje bi mogle izazvati zakret u navedenoj ravnini takva redundancija ne ugrožava točnost rezultata analize. Uz navedeno redundantno ograničenje preostaju još redundantna ograničenja zakreta klipa u ravnini okomitoj na os koljenastog vratila [Slika 37.], koja također ne ugrožavaju točnost rezultata analize.



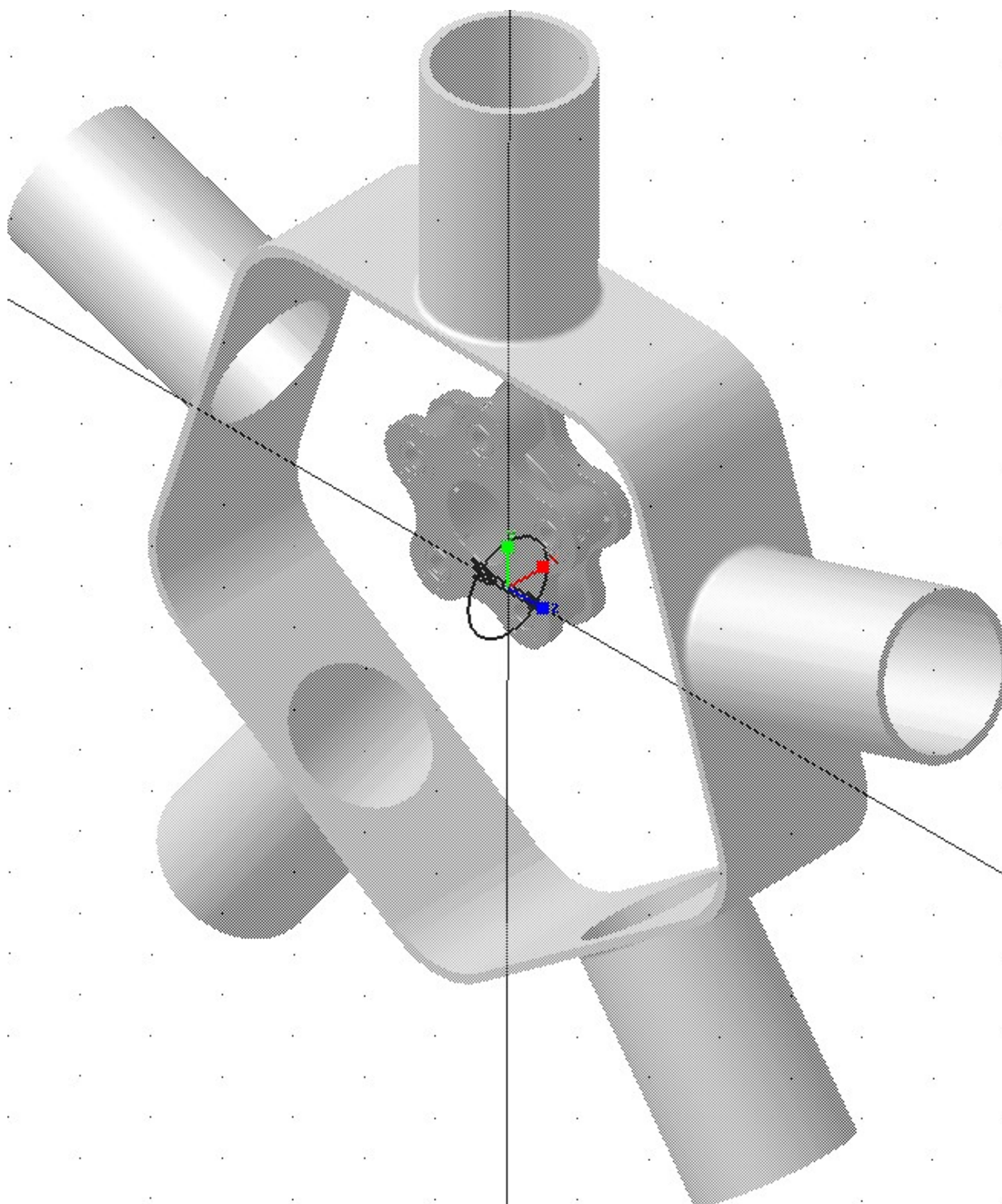
Slika 33. Kinematičke veze između a) kućišta i podloge, b) koljenastog vratila i kućišta, c) glavne klipnjače i letećeg rukavca, d) priključene i glavne klipnjače, e) klipa i klipnjače, f) klipa i kućišta [16]



Slika 34. Redundantna kinematska ograničenja [16]

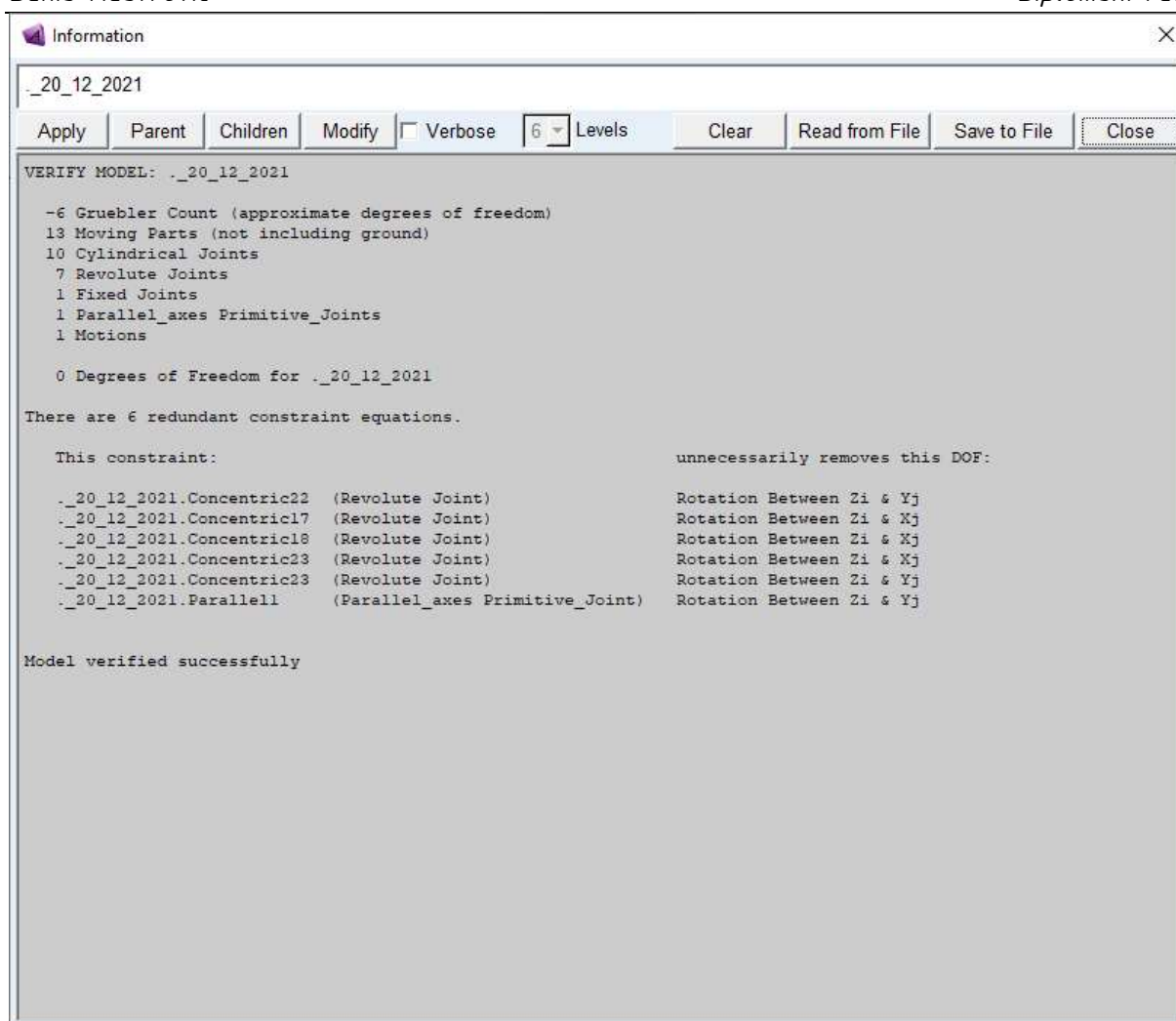


Slika 35. Reonomno kinematsko ograničenje u vidu zadane brzine vrtnje koljenastog vratila n_{max} [16]



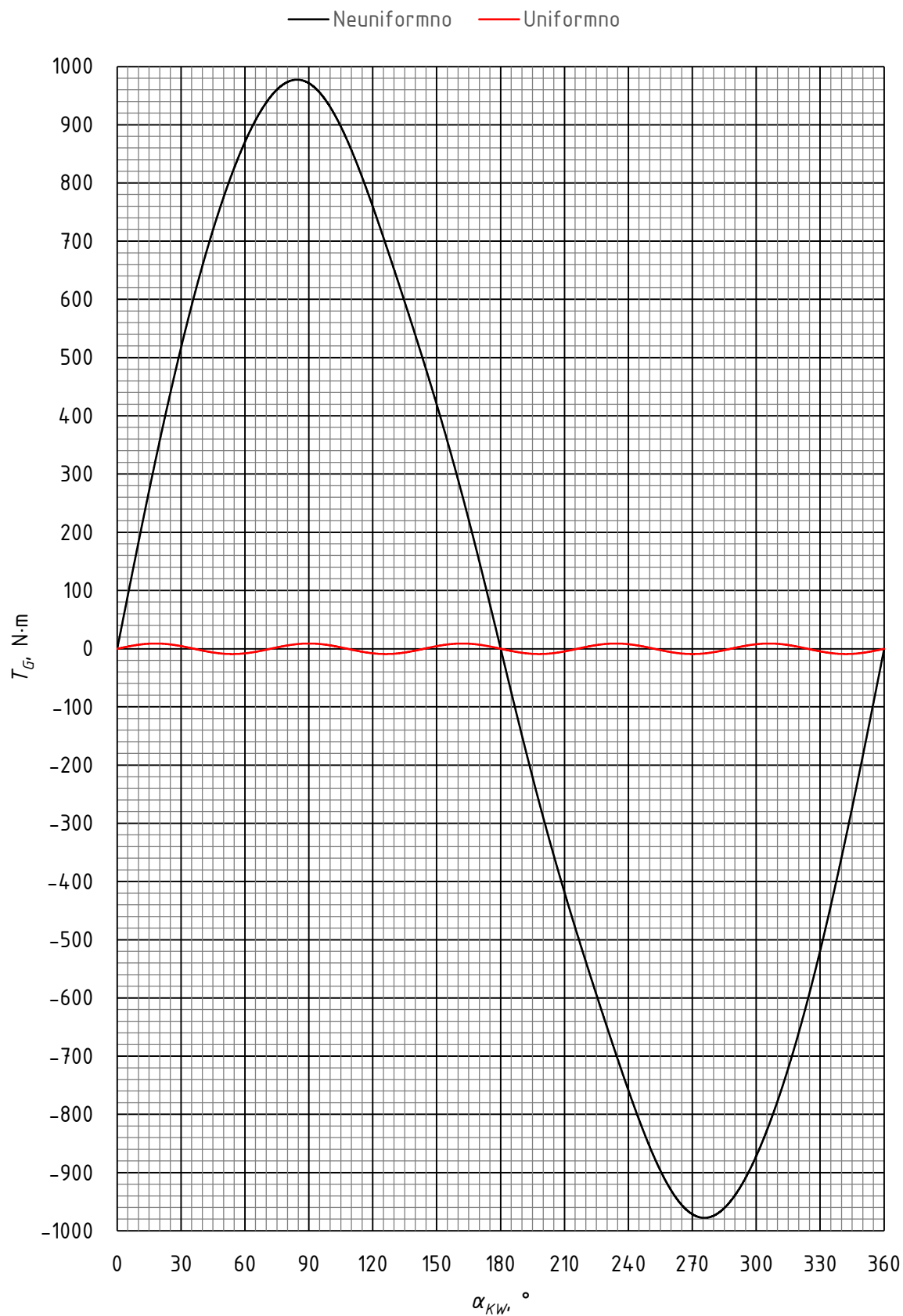
Slika 36. Kinematski par prstena-nosača klipnjača i kućišta

Za određivanje sila korišteni su lokalni koordinatni sustavi kojima se y -os poklapa s duljinom klipnjača, ekscentra, odnosno cilindra 1, a z -os se poklapa s vektorom kutne brzine koljenastog vratila. U sklopu ovog rada provedena je usporedba uravnoteženosti zvjezdastog motora s i bez glavne klipnjače na temelju verificiranog modela iz [16].

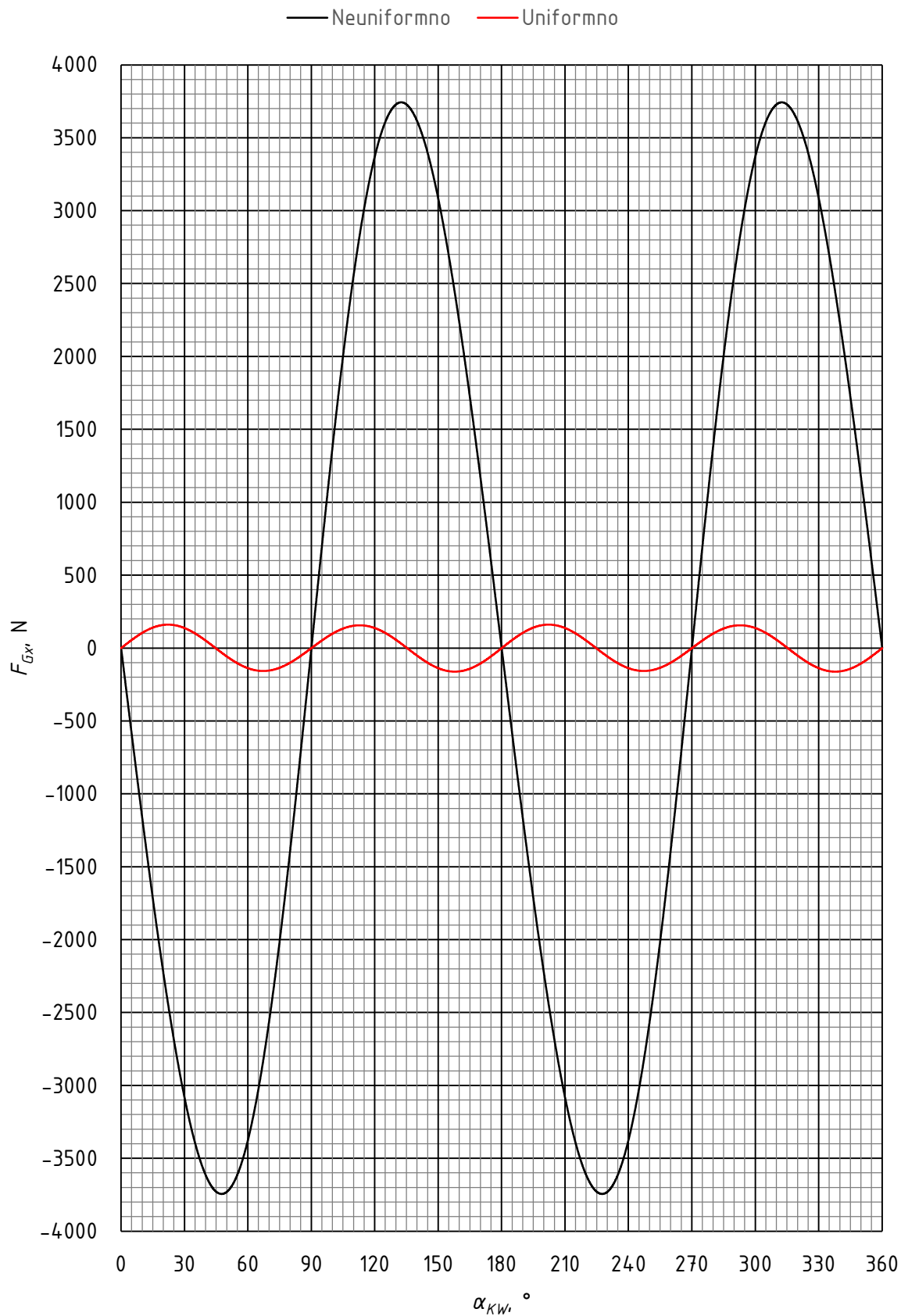


Slika 37. Redundantna kinematska ograničenja za mehanizam s uniformnim gibanjem

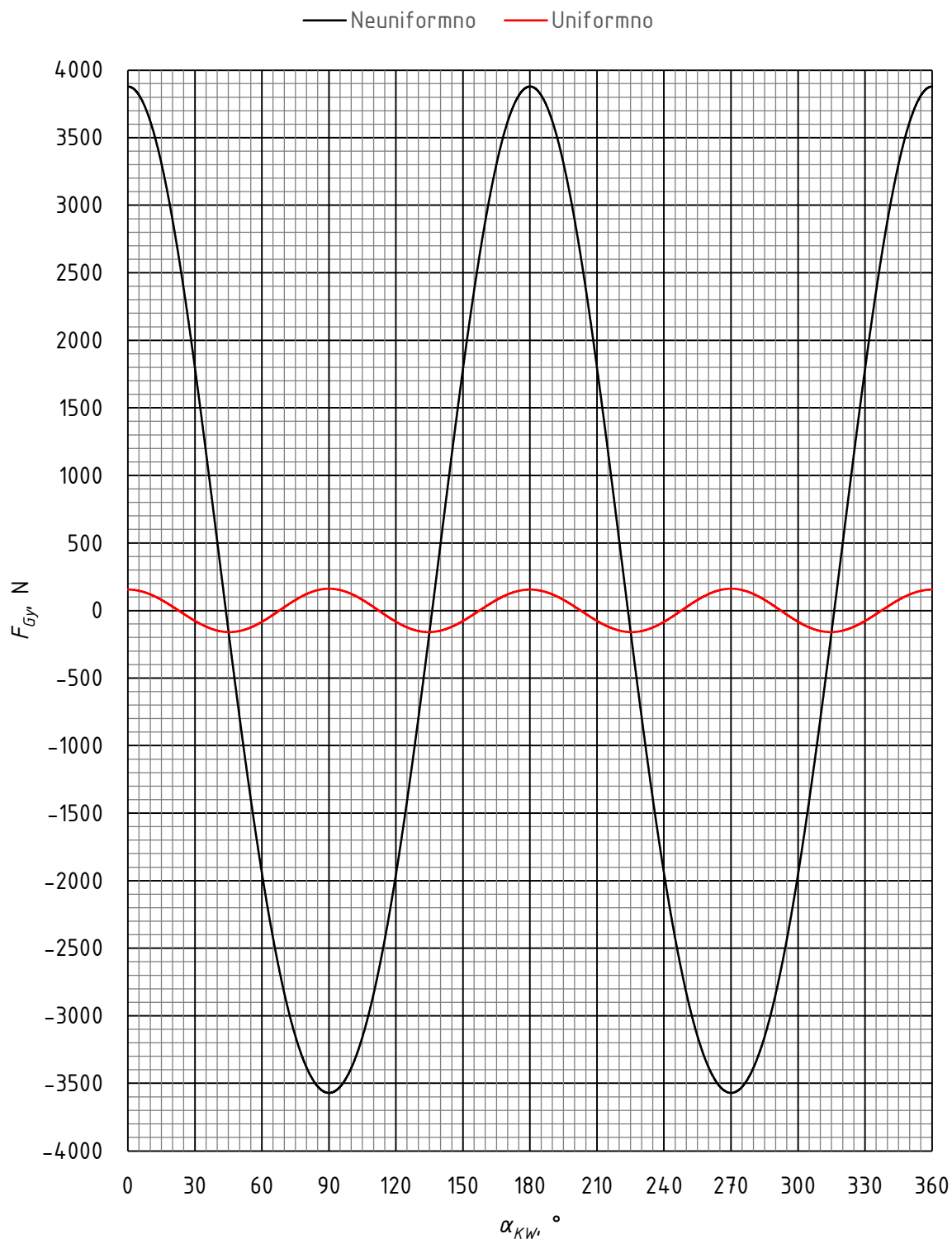
Najveće unapređenje po pitanju uravnoteženosti postignuto je na razini kućišta. Iz [Slika 38.] se može zaključiti da su uniformnim gibanjem uravnoteženi harmonici niži od V., čime je dokazana tvrdnja iz [1] da su za zvjezdasti motor s uniformnim gibanjem klipnjača neuravnoteženi tek elementi N -tog i višeg reda. Moment na kućištu T_G uslijed oscilatornog gibanja klipnjača za motor bez glavne klipnjače čini svega 0,92% originalne vrijednosti za motor s glavnom klipnjačom, za koji je već prvi harmonik momenata na kućištu T_G uslijed oscilatornog gibanja klipnjača neuravnotežen. Optimiranjem mase protuutega (analogno [16]) ostvareno je najbolje postizivo uravnoteženje na razini kućišta za obje varijante. Preostali harmonici V. i višeg reda za motor bez glavne klipnjače čine svega 4,19%, odnosno 4,31% sile duž i okomito na os cilindra 1 F_{Gx} i F_{Gy} na kućište, s obzirom na motor s glavnom klipnjačom, za koji preostali elementi II. i višeg reda još uvijek djeluju na kućište silom većom od 10% maksimalne sile na čelo klipa F_{Kmax} [Slika 39., Slika 40.].



Slika 38. Usporedba ovisnosti momenta na kućištu T_G o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} za neuniformno i uniformno gibanje



Slika 39. Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po x-osi F_{Gx} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} za neuniformno i uniformno gibanje



Slika 40. Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po y -osi F_{Gy} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} za neuniformno i uniformno gibanje

S obzirom na porast inercijskih sila kvadratom brzine vrtnje, upravo je jaka neuravnoteženost inercijskih sila II. reda razlog zbog kojih je brzohodnost zvjezdastih motora s glavnom klipnjačom povijesno u pravilu osigurana dugim hodom klipova.

3. PREDLOŽENA RJEŠENJA ZA ELIMINACIJU NEUNIFORMNOSTI GIBANJA KLIPOVA

Kako bi se ublažila prethodno dokazana neuravnoteženost običnog zvjezdastog motora i eliminirali nedostaci vezani uz neuniformno gibanje klipova, kroz povijest je predložen niz konstrukcijskih rješenja. U ovome poglavlju dan je pregled tih rješenja razvrstanih u tri velike skupine. Opisana rješenja valja shvatiti kao predstavnike niza različitih rješenja s istom načelnom idejom, različitih konstrukcijskih detalja. Na koncu je odabrano jedno od rješenja za provedbu analize naprežanja klipnog mehanizma.

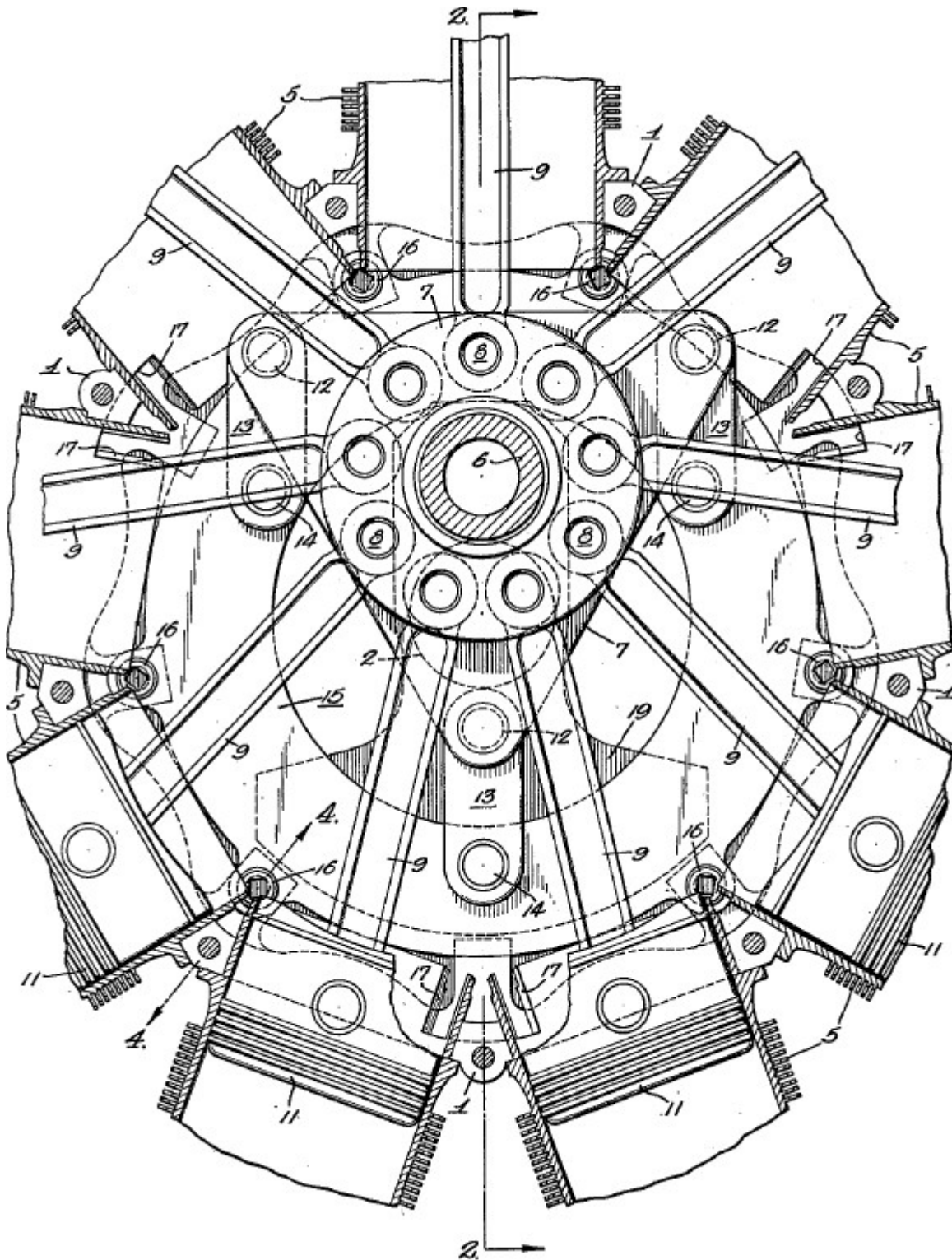
3.1. Rješenja bazirana na (anti)paralelogramskim mehanizmima

Osnovni princip rješenja baziranih na (anti)paralelogramskim mehanizmima jest razdvajanje glavne klipnjače u klipnjaču identičnu svim ostalim klipnjačama i prsten s prihvata za klipnjače i dodatne članove kojima se eliminira tako unesen rotacijski stupanj slobode.

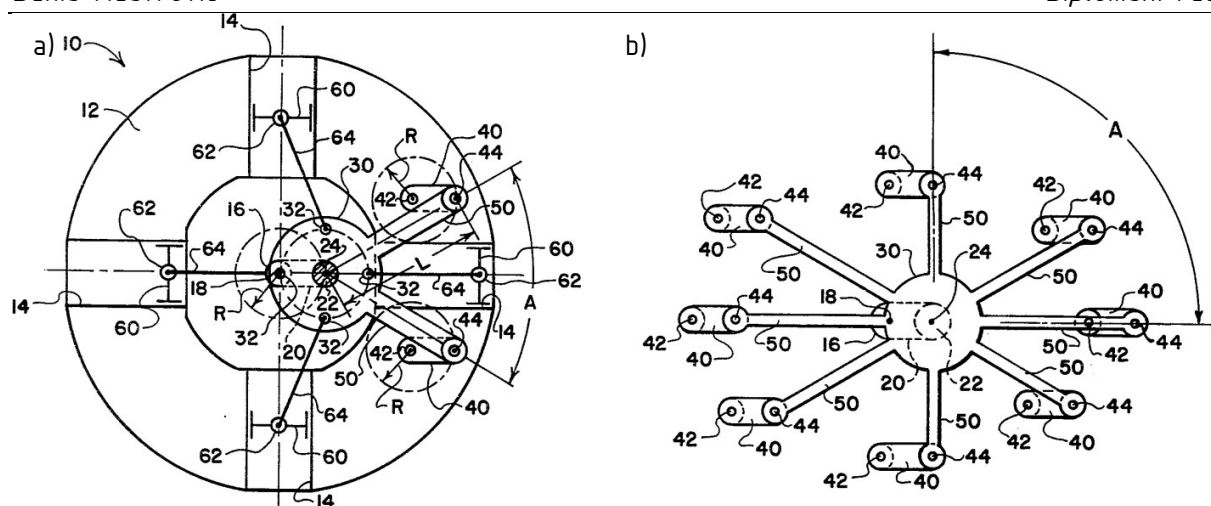
Dodatni članovi postavljeni između kućišta i klipnog mehanizma imaju jednake brzine vrtnje iste orijentacije, tj. predstavljaju klasu paralelogramskih mehanizama. Kao ilustracija može poslužiti Sharpeovo rješenje [Slika 41.], koje predviđa povezivanje posebno oblikovanog prstena-nosača klipnjača (7) osovinicama (12) s pomoćnim članovima (13). Broj pomoćnih članova u predloženim rješenjima varira od jedne do broja jednakog broju cilindara [Slika 42.].

Za realne izvedbe dolazi do nezanemarivih deformacija komponenti pri radu, što uz nižu zračnost u manjim ležajevima pomoćnog člana od zračnosti u ležaju letećeg rukavca i glavnim ležajevima može rezultirati opterećenjem pomoćnog člana punom silom izgaranja. Kako bi se taj problem eliminirao, potrebno je osigurati veliku zračnost ili podatljivost pri translaciji klipnog mehanizma, a istovremeno zadržati dovoljno visoku krutost pri rotaciji mehanizma da ne dođe do značajnog zakretanja prstena-nosača klipnjača. To nije izvedivo pomoću povećanih zračnosti i podatljivosti na pojedinim članovima, s obzirom na to da je na razini pojedinog člana zakret prstena-nosača klipnjače ekvivalentan njegovoj translaciji u ravnini. Dakle, potrebna su barem dva pomoćna člana i element koji ih povezuje, a na kojem se može intervenirati s ciljem osiguranja traženog gibanja. Prednost uporabe dva člana je njihova statička određenost, dok broj članova jednak broju cilindara ili njegovom djelatelju omogućuje ostvarivanje radialne simetrije, a nudi i povećan broj potencijalnih vratila za slučaj potrebe grananja snage i eliminira točku invertiranja mehanizma. Na [Slika 43.] prikazan je koncept povećanja podatljivosti, odnosno zračnosti na strani kućišta

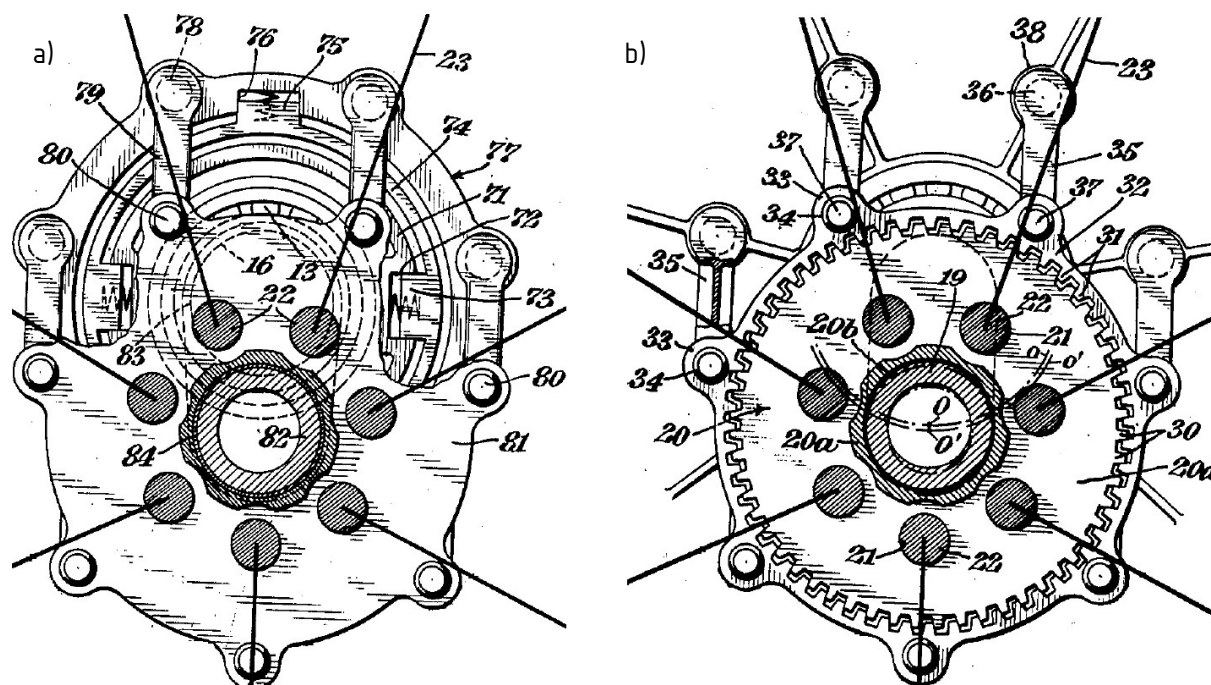
i na strani klipnog mehanizma, kojim se omogućuje mali zakret prstena-nosača klipnjača s ciljem kompenzacije zračnosti u ležajevima i trošenja blazinica.



Slika 41. Sharpeovo rješenje s tri člana [25]

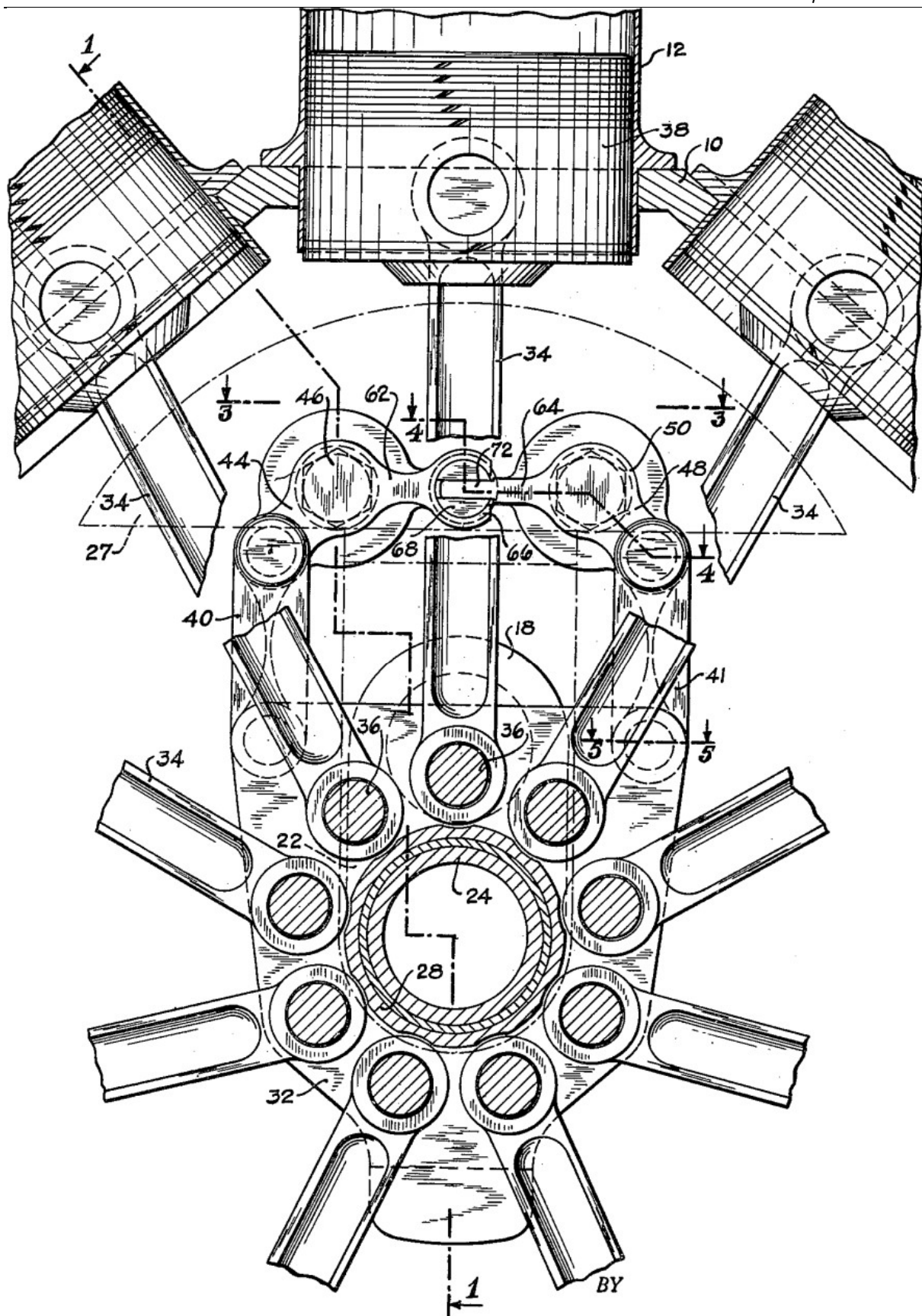


Slika 42. Varijante paralelogramskog rješenja s: a) dva, b) osam članova [26]

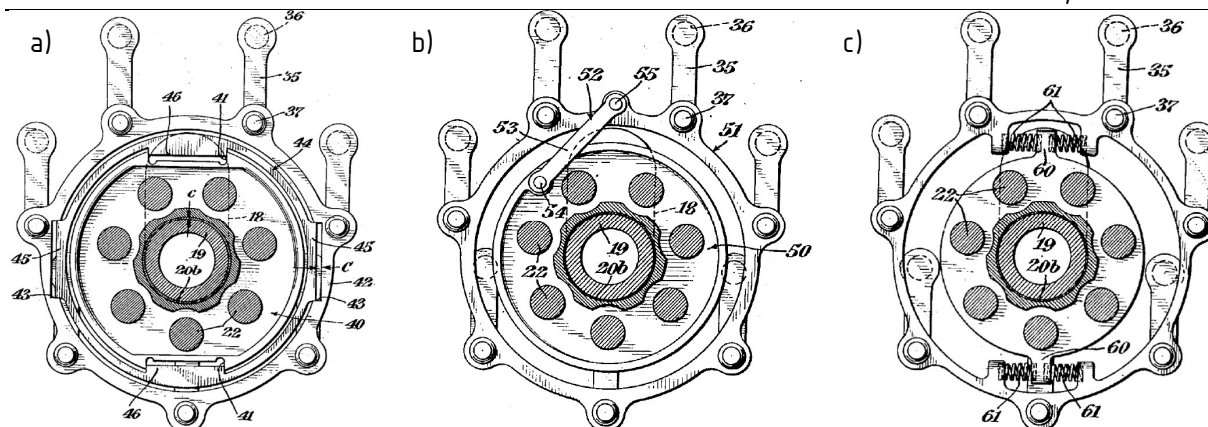


Slika 43. Kahnovi mehanizmi s povećanom podatljivošću: a) zračnost ostvarena na strani kućišta, b) zračnost ostvarena na strani prstena-nosača klipnjača [27]

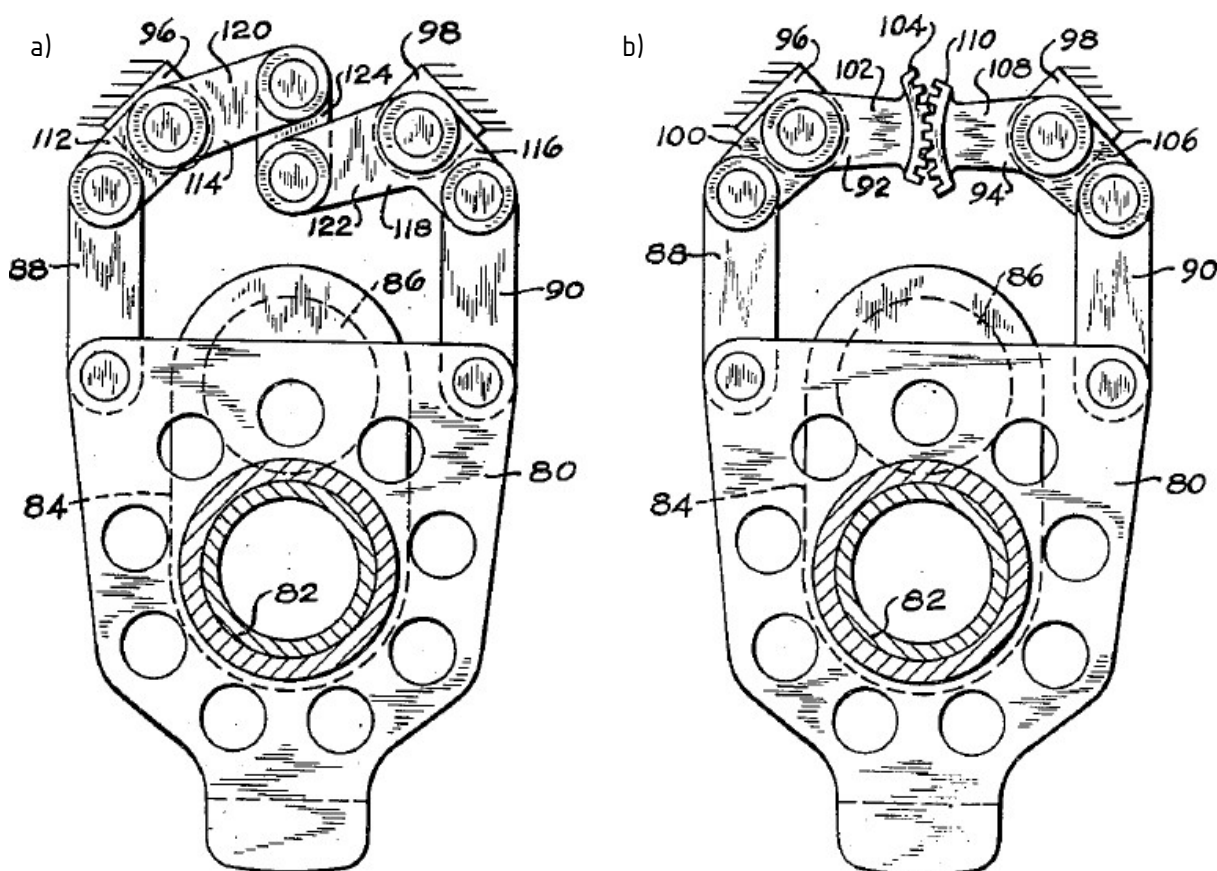
Slično rješenje predlaže i Moore [Slika 44.], montiranjem pomoćnih članova na dodatne članove povezane zglobovom, kojim se omogućuje promjena vršnog kuta između pomoćnih članova, a time i efektivna udaljenost između osi pomoćnog člana i prstena-nosača klipnjača. Tako je eliminirana osjetljivost mehanizma na zračnosti u ležajevima i trošenje blazinica. Na [Slika 45., Slika 46.] prikazane su alternativne izvedbe Kahnovog i Mooreovog rješenja. Nedostatak rješenja baziranih na podatljivosti je neminovno preuzimanje dijela sila izazvane izgaranjem u cilindrima. Rješenje kojim se omogućuje translacija pomoćnih članova s prstenom-nosačem poput krutog tijela, dok se istovremeno blokira njihov zakret, ostvareno je zračnostima u radialnim utorima.



Slika 44. Mooreovo rješenje za povećanje podatljivosti [28]



Slika 45. Varijante Kahnovog mehanizama za povećanje podatljivosti: a) s radijalnim utorima, b) s polugom i c) s oprugama [27]

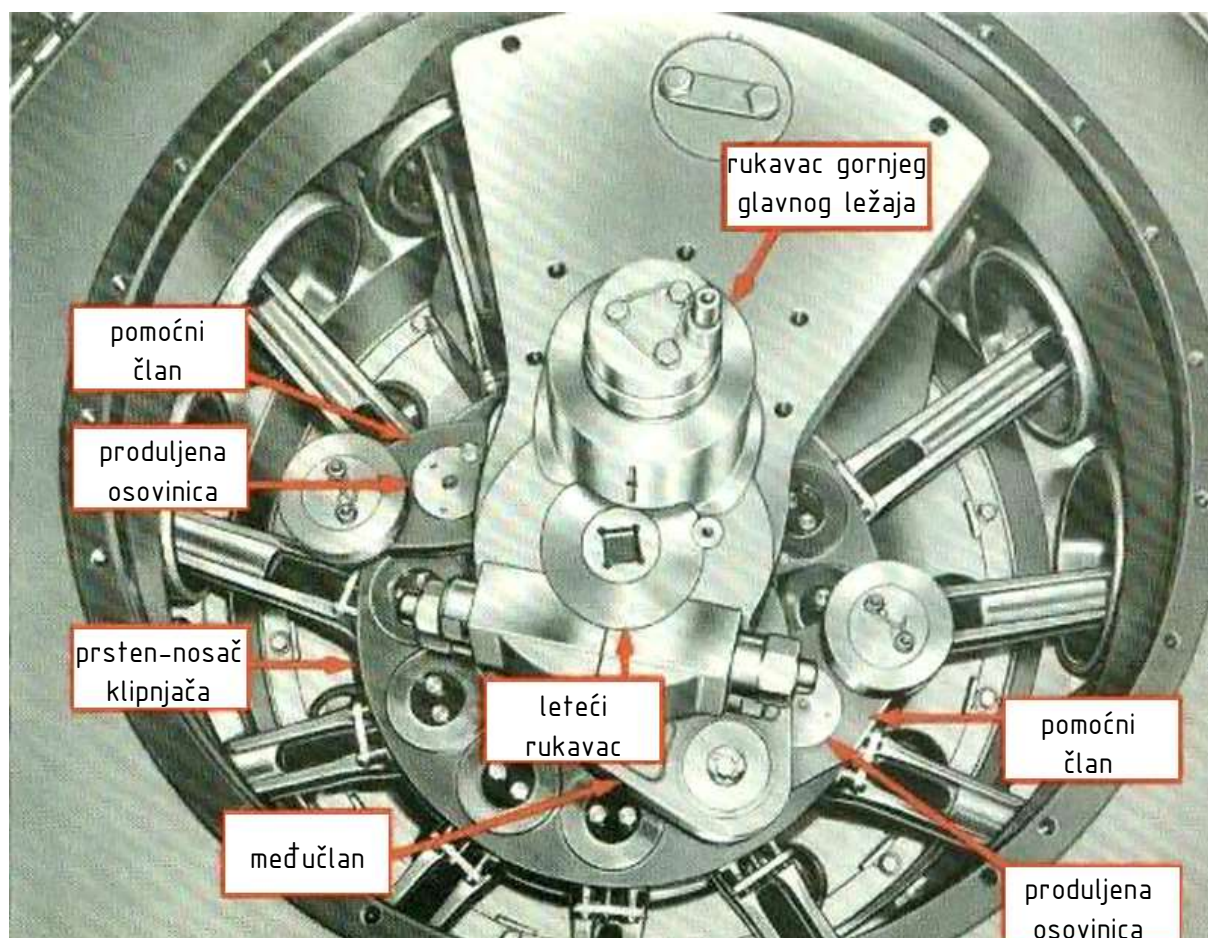


Slika 46. Varijante Mooreovog rješenja za povećanje podatljivosti: a) s međučlanom, b) s ozubljenjem [28]

Nedostatak svih paralelogramskih rješenja je zadiranje u prostor uobičajeno predviđen za slobodnu rotaciju koljenastog vratila s protuutezima. Ovisno o izvedbi, to može rezultirati nešto masivnijim protuutezima zbog manjeg postizivog ekscentriciteta e_{KW} , asimetričnim koljenastim vratilom s većim protuutegom na jednoj strani i daleko većim savojnim opterećenjem letećeg rukavca ili duljim letećim rukavcem, odnosno većim razmakom između glavnih ležajeva.

Dodatni članovi postavljeni između elemenata klipnog mehanizma imaju jednake brzine vrtnje suprotne orijentacije, tj. predstavljaju klasu antiparalelogramskih mehanizama. Jedini elementi klipnog mehanizma za koje općenito vrijedi navedeni odnos brzina vrtnje su klipnjače razmaknute za 180° , zbog čega antiparalelogramska rješenja nisu primjenjiva za četverotaktne motore s jednolikim razmacima paljenja. Na [Slika 47.] prikazano je Bohново antiparalelogramsko rješenje, korišteno u dvanaesterocilindričnim stacionarnim zvjezdastim motorima proizvođača Nordberg Manufacturing Company. Načelno bi se takvo gibanje moglo ostvariti i pomoću zupčanika, ali bi takvo rješenje bilo veoma ograničeno nosivošću malenih zupčanika.

Povezivanjem elemenata unutar klipnog mehanizma razriješen je problem zadiranja u prostor predviđen za protuutege, ali je nužno povećanje duljine letećeg rukavca. Dodatan problem predstavlja nosivost ležajeva prihvata klipnjača predviđenih za uravnoteženje mehanizma, s obzirom na to da osovinice moraju biti fiksirane u velikim glavama kako bi se moglo ostvariti traženo gibanje pomoćnih članova. Također treba uzeti u obzir i veće bočne sile na klipovima tako odabranih klipnjača.



Slika 47. Bohnov antiparalelogramski mehanizam [29]

3.2. Rješenja bazirana na planetarnim prijenosnicima

Za drugu veliku skupinu predloženih rješenja eliminacije neuniformnosti karakteristična je uporaba planetarnih prijenosnika. Općenito gledano, glavna klipnjača se razdvaja u priključenu klipnjaču i prsten-nosač klipnjača s ozubljenjem pomoću kojeg se ostvaruje orbitiranje, odnosno kretanje po kružnici s uvijek istom orijentacijom. Načelno su moguće verzije s unutaršnjim i vanjskim ozubljenjem sunčanog kola, a redovito je riječ o jednostavnim, otvorenim planetarnim prijenosnicima. U nastavku su dane kinematske analize nekih konfiguracija metodom superpozicije gibanja, pri čemu n_{KW} označava brzinu vrtnje koljenastog vratila (u ulozi ručice), n_{Pi} brzinu vrtnje i -tog pomoćnog planetarnog zupčanika, n_R brzinu vrtnje prstena-nosača klipnjača, n_U brzinu vrtnje sunčanog zupčanika s unutaršnjim ozubljenjem, n_V brzinu vrtnje sunčanog zupčanika s vanjskim ozubljenjem, z_{Pi} broj zubi i -tog pomoćnog planetarnog zupčanika, z_R broj zubi prstena-nosača klipnjača, z_U broj zubi sunčanog zupčanika s unutaršnjim ozubljenjem, te z_V označava broj zubi sunčanog zupčanika s vanjskim ozubljenjem.

Za 1U prijenosnik iz [Tablica 6.] proizlazi da bi za mirujući sunčani zupčanik i orbitirajući prsten-nosač klipnjača moralo vrijediti:

$$z_U = z_R, \quad (9)$$

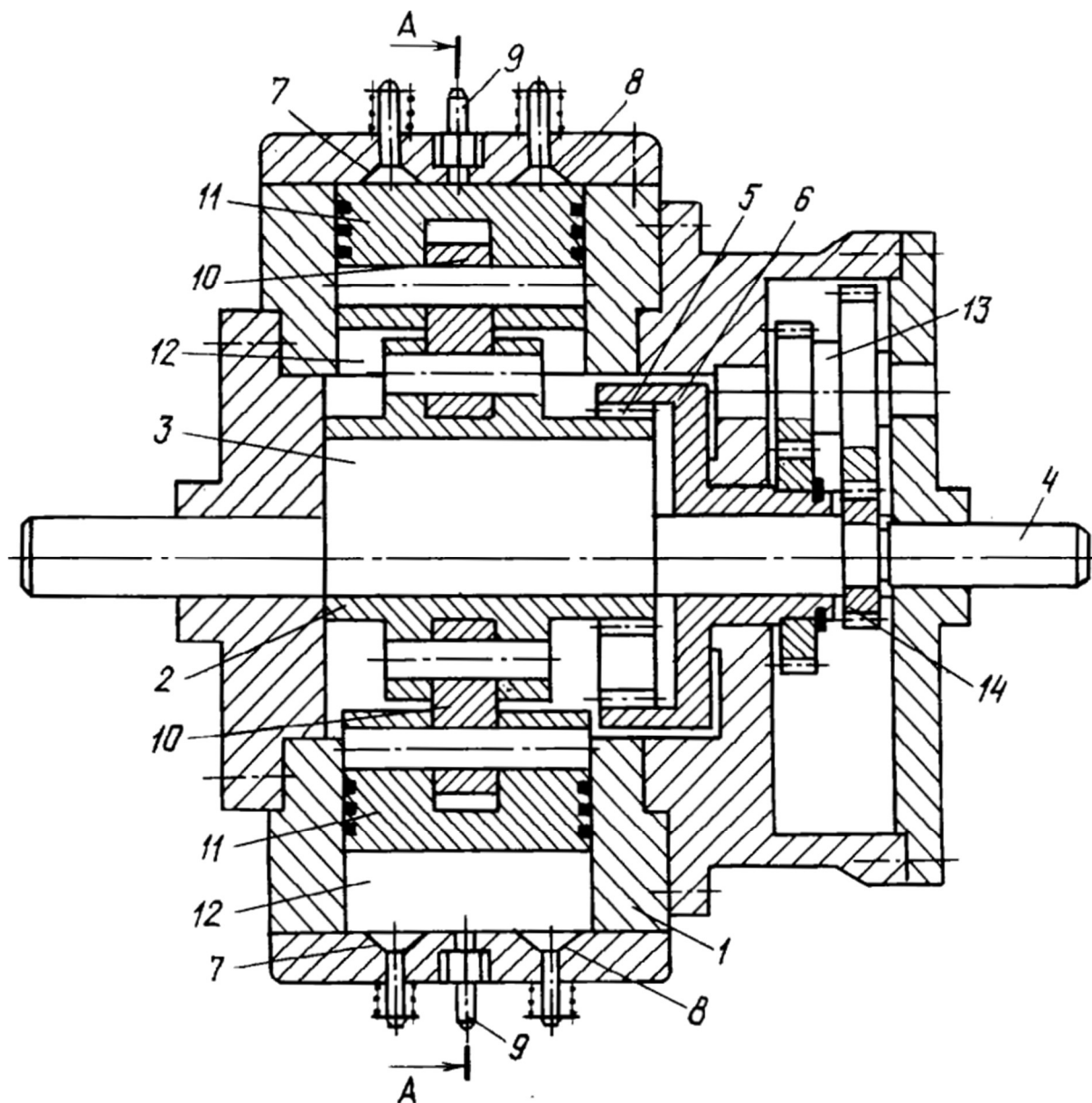
što nije izvedivo za nominalni hod H različit od nule. Dakle, potrebno je osigurati brzinu vrtnje sunčanog zupčanika n_U jednaku:

$$n_U = n_{KW} \left(1 - \frac{z_R}{z_U}\right). \quad (10)$$

Tablica 6. Kinematska analiza 1U prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata		
	$n_{KW}, \text{ min}^{-1}$	$n_U, \text{ min}^{-1}$	$n_R, \text{ min}^{-1}$
I.	1	1	1
II.	0	-1	$-z_U z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1 - z_U z_R^{-1}$
III.	0	n_U	$n_U z_U z_R^{-1}$
IV.	n_{KW}	0	$n_{KW} (1 - z_U z_R^{-1})$
III.+IV.	n_{KW}	n_U	$n_{KW} (1 - z_U z_R^{-1}) + n_U z_U z_R^{-1}$

Primjer takvog rješenja dan je na [Slika 48.]. Zbog potrebe za vrtnjom sunčanog zupčanika potrebno je ukupno 6 dodatnih zupčanika i 4 dodatna ležaja u odnosu na obični klipni mehanizam, što uz velik zauzet prostor i povećanu masu 1U prijenosnik čini nepovoljnim rješenjem. Postavljanjem reduktora između sunčanog zupčanika i koljenastog vratila se ujedno i narušava izjednačenje sila unutar klipnog mehanizma, tj. bolja balansiranost mehanizma se očituje tek na razini sustava koji uključuje i kućište.



Slika 48. Rješenje s 1U prijenosnikom [30]

Za 1V prijenosnik iz [Tablica 7.] proizlazi da bi za mirujući sunčani zupčanik i orbitirajući prstenosnač klipnjača moralo vrijediti:

$$z_V = -z_R, \quad (11)$$

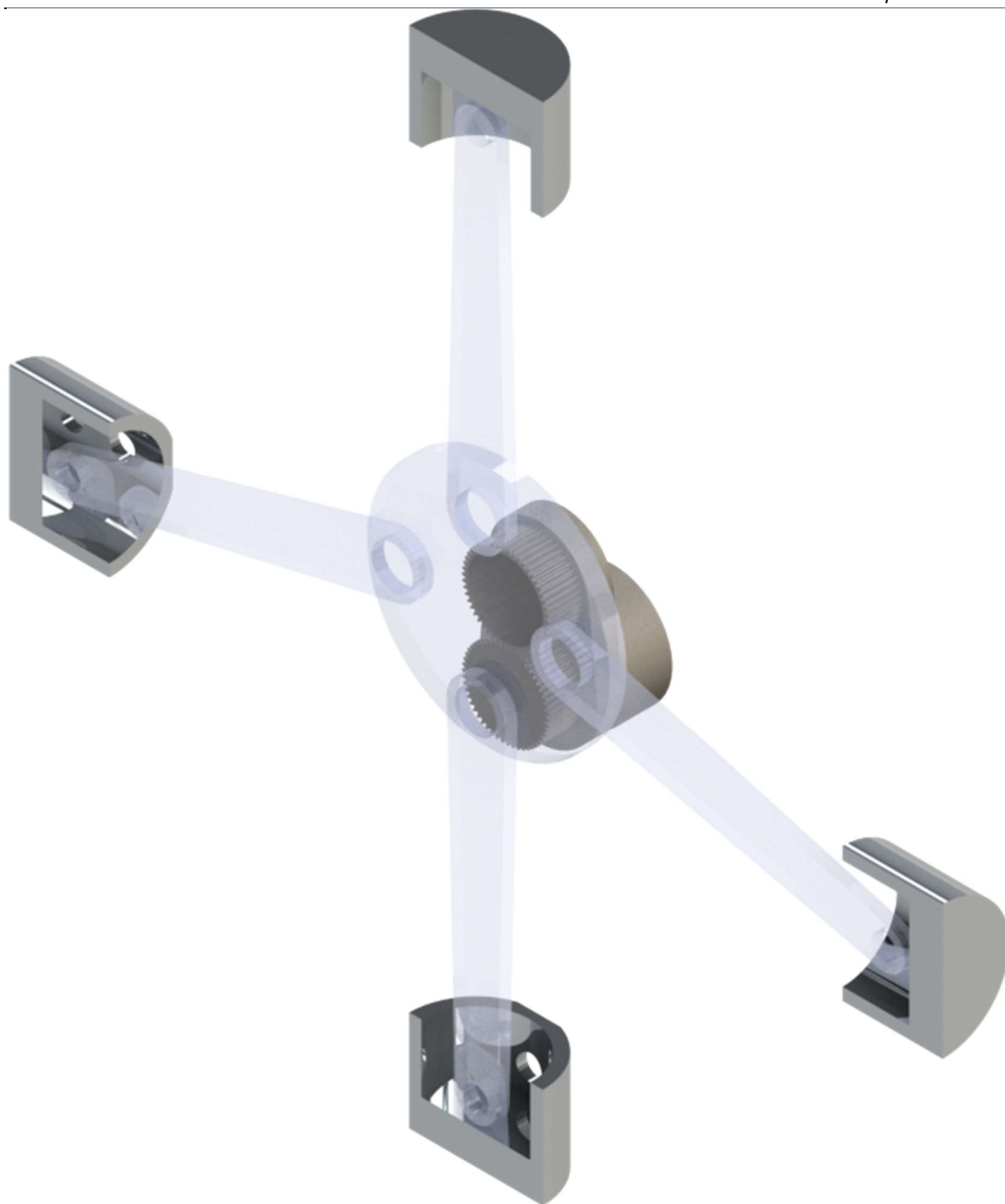
što nije izvedivo. Dakle, potrebno je osigurati brzinu vrtnje sunčanog zupčanika n_V jednaku:

$$n_V = n_{KW} \left(1 + \frac{z_R}{z_V} \right). \quad (12)$$

Tablica 7. Kinematska analiza 1V prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata		
	$n_{KW}, \text{ min}^{-1}$	$n_V, \text{ min}^{-1}$	$n_R, \text{ min}^{-1}$
I.	1	1	1
II.	0	-1	$z_V z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1 + z_V z_R^{-1}$
III.	0	n_V	$-n_V z_V z_R^{-1}$
IV.	n_{KW}	0	$n_{KW} (1 + z_V z_R^{-1})$
III.+IV.	n_{KW}	n_V	$n_{KW} (1 + z_V z_R^{-1}) - n_V z_V z_R^{-1}$

Iz [Slika 49.] je jasno da je potrebno dodatno produljiti leteći rukavac kako bi se stvorio prostor za ozubljenje na prstenu koje može biti u kontaktu sa sunčanim zupčanikom. Uz to je nužna uporaba koljenastog vratila u izbušenoj izvedbi kako bi se moglo postaviti koaksijalno vratilo sa sunčanim zupčanikom. S ciljem izjednačenja nosivosti zupčanika bi bilo uputno osigurati jednake dimenzije sunčanog i planetarnog zupčanika, iz čega proizlazi da bi koaksijalno vratilo moralo imati dvostruku brzinu vrtnje koljenastog vratila. Zbog potrebe za vrtnjom sunčanog zupčanika potrebno je postaviti prijenosnik između koaksijalnog vratila i koljenastog vratila, pa je potrebno ukupno 6 dodatnih zupčanika i 3 dodatna ležaja u odnosu na obični klipni mehanizam. Jedna od prednosti ovakvog rješenja je mogućnost montaže zamašnjaka niže mase na koaksijalnom vratilu, kako bi se iskoristila multiplikacija. Iako je mehanizam nešto kompaktniji i nešto niže mase od 1U rješenja, još uvijek ima sve nedostatke 1U-rješenja uz daleko zahtjevniju konstrukciju i upitnu čvrstoću.



Slika 49. Pojednostavljeni prikaz rješenja s 1V prijenosnikom

Dodavanjem još jednog pomoćnog planetarnog zupčanika (s pripadnim ležajem) 1U prijenosniku dobiva se 2U prijenosnik s identičnim izrazima za brzinu prstena-nosača klipnjača kao za 1V prijenosnik [Tablica 8.]. Jedina prednost 2U rješenja s prstenom-nosačem s vanjskim ozubljenjem u odnosu na 1U rješenje je multiplikacija na sunčanom zupčaniku kojom se eventualno može smanjiti masa zamašnjaka.

Tablica 8. Kinematska analiza 2U prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	n_{KW}, min^{-1}	n_U, min^{-1}	n_{P1}, min^{-1}	n_R, min^{-1}
I.	1	1	1	1
II.	0	-1	$-Z_U Z_{P1}^{-1}$	$Z_U Z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1-Z_U Z_{P1}^{-1}$	$1+Z_U Z_R^{-1}$
III.	0	n_U	$n_U Z_U Z_{P1}^{-1}$	$-n_U Z_U Z_R^{-1}$
IV.	n_{KW}	0	$n_{KW}(1-Z_U Z_{P1}^{-1})$	$n_{KW}(1+Z_U Z_R^{-1})$
III.+IV.	n_{KW}	n_U	$n_{KW}(1-Z_U Z_{P1}^{-1})+n_U Z_U Z_{P1}^{-1}$	$n_{KW}(1+Z_U Z_R^{-1})-n_U Z_U Z_R^{-1}$

Odabere li se unutarnje ozubljenje za prsten-nosač klipnjača, za specijalni slučaj:

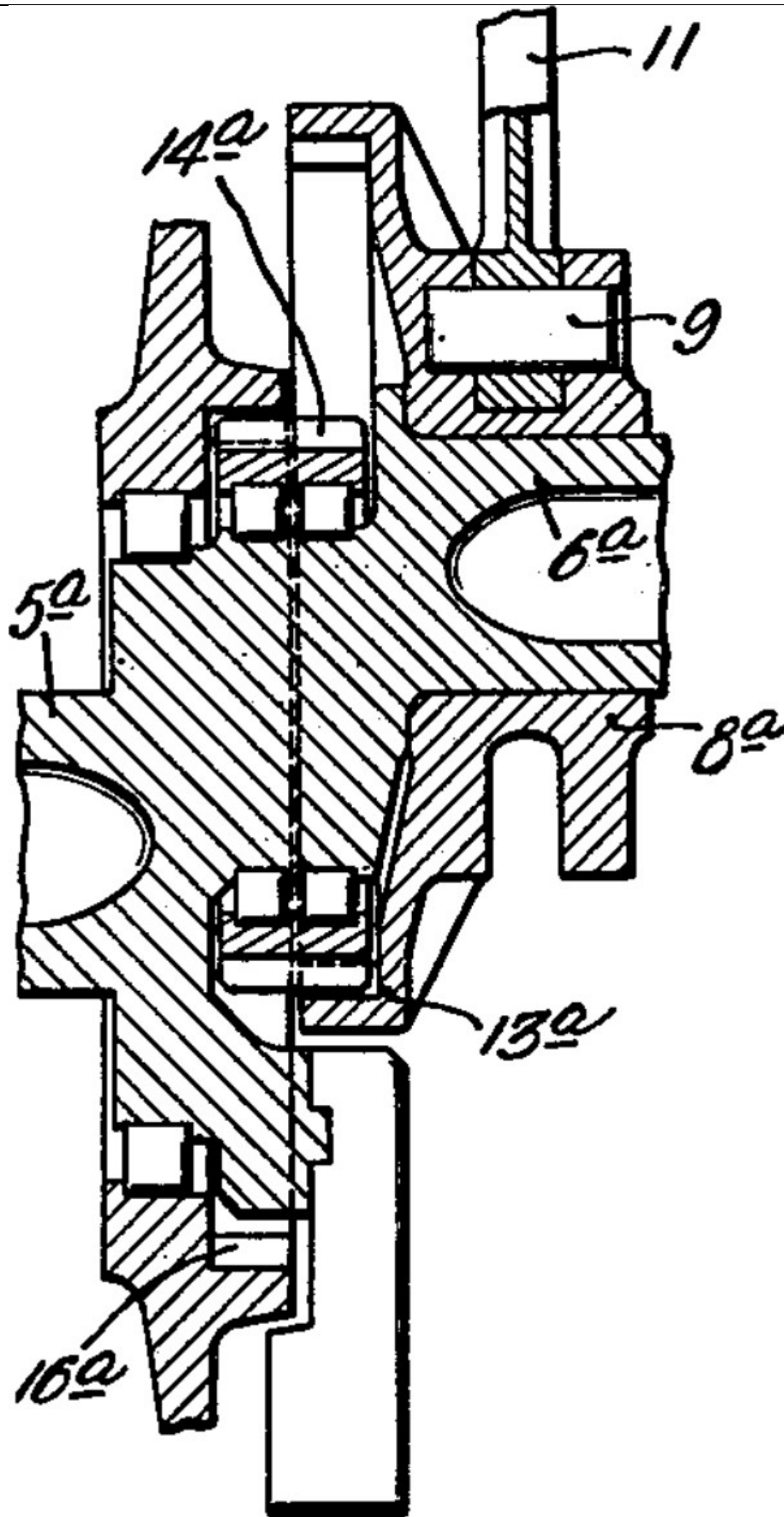
$$Z_U = Z_R, \quad (13)$$

može se ostvariti traženo gibanje uz stacionarni sunčani zupčanik [Tablica 9.].

Tablica 9. Kinematska analiza 2U prijenosnika s unutarnjim ozubljenjem na prstenu-nosaču klipnjača

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	n_{KW}, min^{-1}	n_U, min^{-1}	n_{P1}, min^{-1}	n_R, min^{-1}
I.	1	1	1	1
II.	0	-1	$-Z_U Z_{P1}^{-1}$	$-Z_U Z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1-Z_U Z_{P1}^{-1}$	$1-Z_U Z_R^{-1}$

Glavni nedostatak takvog rješenja je povećanje udaljenosti između glavnih ležajeva [Slika 50.], što rezultira većim opterećenjem na koljenastom vratilu i većom masom sustava. Dodatan problem predstavlja montaža zupčanika i pripadnih ležajeva. Prednost takvog rješenja je mogućnost odabira razmjerno velikih promjera zupčanika s niskim brzinama vrtnje, što značajno olakšava njihovo dimenzioniranje i podmazivanje.



Slika 50. Rješenje s 2U prijenosnikom [31]

Analogno se za 2V prijenosnik dobivaju izrazi koji se poklapaju s izrazima za 1U rješenje [Tablica 10.]. Osobito je zanimljivo da je tako razmjerno jednostavno udovoljiti uvjetu iz izraza (9) za stacionarni sunčani zupčanik i orbitirajući prsten-nosač klipnjača za proizvoljni nominalni hod H :

$$Z_V = Z_R, \quad (14)$$

što je korisno u pogledu izjednačavanja nosivosti zupčanika, ukida potrebu za prijenosnikom između sunčanog zupčanika i koljenastog vratila, te koaksijalno vratilo pretvara u mirujuću osovinu, što pojednostavljuje konstrukciju u odnosu na 1V rješenje.

Tablica 10. Kinematska analiza 2V prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	$n_{K_W}, \text{ min}^{-1}$	$n_{V_i}, \text{ min}^{-1}$	$n_{P_1}, \text{ min}^{-1}$	$n_{R_i}, \text{ min}^{-1}$
I.	1	1	1	1
II.	0	-1	$Z_V \cdot Z_{P_1}^{-1}$	$-Z_V \cdot Z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1 + Z_V \cdot Z_{P_1}^{-1}$	$1 - Z_V \cdot Z_R^{-1}$

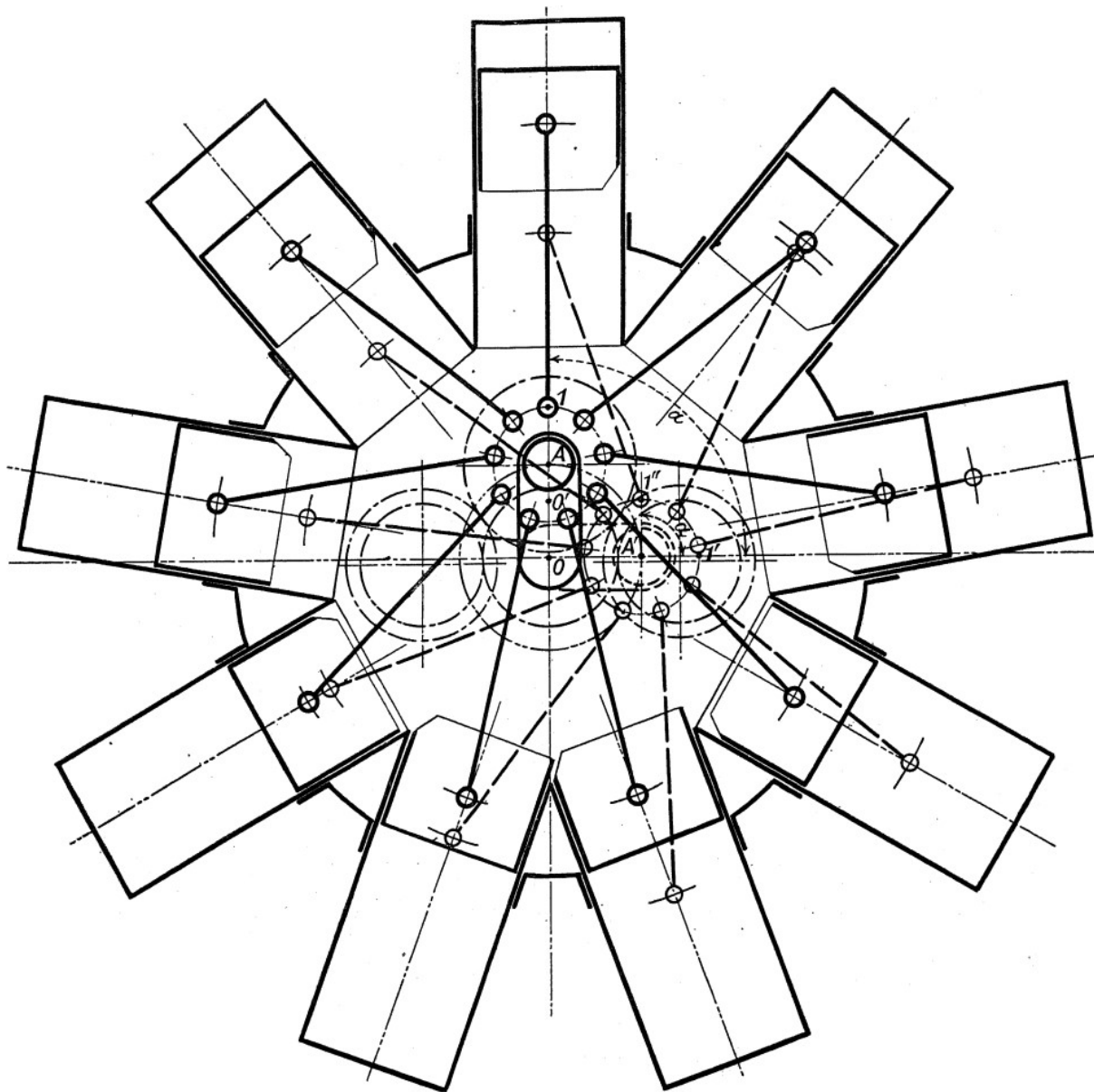
Pretvaranjem pomoćnog planetarnog zupčanika u vratilo s dva planetarna zupčanika (koji načelno mogu imati i različite diobene promjere) može se konstrukcijski nepovoljno koaksijalno vratilo zamijeniti sa zupčanikom fiksiranim na kućištu motora, koaksijalno s koljenastim vratilom [Tablica 11.]. Time se ujedno dobiva veća sloboda u izboru dimenzija zupčanika, što dodatno smanjuje cijenu i složenost izrade, te povećava opteretivost mehanizma. Doda li se sunčani zupčanik s unutarnjim ozubljenjem, na njemu se može ostvariti multiplikacija sprežanjem s pomoćnim planetarnim zupčanicima ili redukcija sprežanjem s prstenom-nosačem klipnjača.

Tablica 11. Kinematska analiza 3V prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	$n_{K_W}, \text{ min}^{-1}$	$n_{V_i}, \text{ min}^{-1}$	$n_{P_1} \text{ i } n_{P_2}, \text{ min}^{-1}$	$n_{R_i}, \text{ min}^{-1}$
I.	1	1	1	1
II.	0	-1	$Z_V \cdot Z_{P_1}^{-1}$	$-Z_V \cdot Z_{P_1}^{-1} \cdot Z_{P_2} \cdot Z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1 + Z_V \cdot Z_{P_1}^{-1}$	$1 - Z_V \cdot Z_{P_1}^{-1} \cdot Z_{P_2} \cdot Z_R^{-1}$

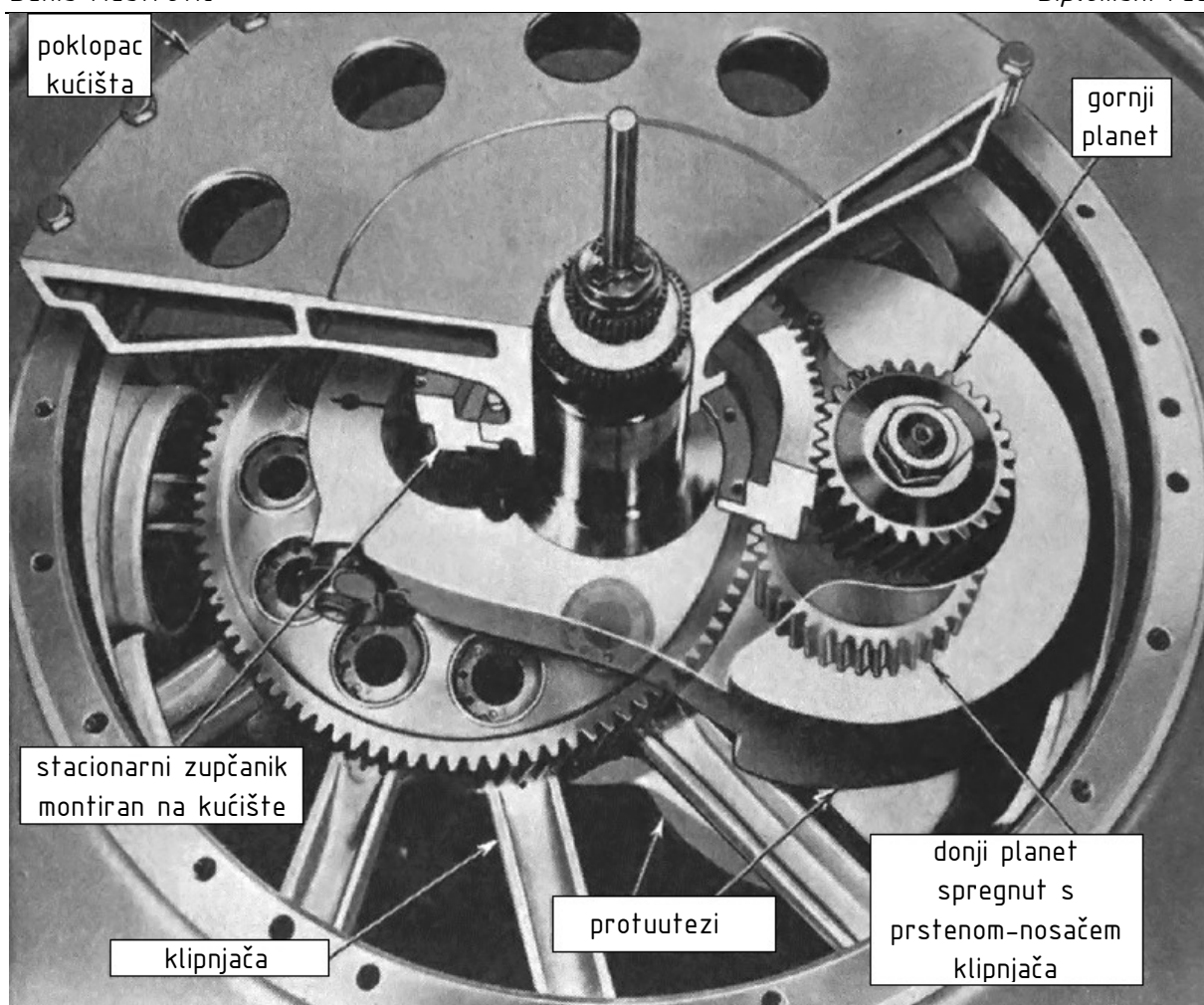
Jedan od prvih mehanizama za eliminaciju neuniformnosti gibanja klipnog mehanizma je baziran upravo na principu 3V prijenosnika [Slika 51.]. Mehanizam Cantona i Unnéa patentiran je još 1908.

godine i našao je primjenu u motorima francuskog proizvođača Soci t  des Moteurs Salmson sve do početka 1930-ih.



Slika 51. 3V mehanizam Cantona i Unn a [32]

Bohnov 3V mehanizam [Slika 52.] je usavršena verzija mehanizma Cantona i Unn a. Montiranjem pomoćnih planetarnih zupčanika na protutege može se reducirati masa klipnog mehanizma uporabom mase zupčanika za balansiranje inercijske sile prvog reda. Primjenu je našao u jedanaesterocilindri nim stacionarnim zvjezdastim motorima proizvođača Nordberg Manufacturing Company.



Slika 52. Bohnov 3V mehanizam [33]

Postavi li se uvjet za orbitiranje na 3U prijenosnik [Tablica 12.]:

$$z_U z_{P1}^{-1} \cdot z_{P2} \cdot z_R^{-1} = -1, \tag{15}$$

jasno je da nije moguće osigurati orbitiranje prstena-nosača klipnjača uz mirujuće sunčano kolo, zbog čega 3U rješenje nema osobitih prednosti u odnosu na jednostavnije prijenosnike.

Tablica 12. Kinematska analiza 3U prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	n_{KW}, min^{-1}	n_U, min^{-1}	$n_{P1} \text{ i } n_{P2}, \text{min}^{-1}$	n_R, min^{-1}
I.	1	1	1	1
II.	0	-1	$-z_U z_{P1}^{-1}$	$z_U z_{P1}^{-1} \cdot z_{P2} \cdot z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1 - z_U z_{P1}^{-1}$	$1 + z_U z_{P1}^{-1} \cdot z_{P2} \cdot z_R^{-1}$

Dodavanjem još jednog pomoćnog planetarnog zupčanika može se promijeniti smjer vrtnje prstena-nosača klipnjača, pa se s 4U rješenjem može osigurati orbitiranje s mirujućim sunčanim zupčanikom [Tablica 13.], ali takvo rješenje nema osobitih prednosti u odnosu na 3V rješenje.

Tablica 13. Kinematska analiza 4U prijenosnika

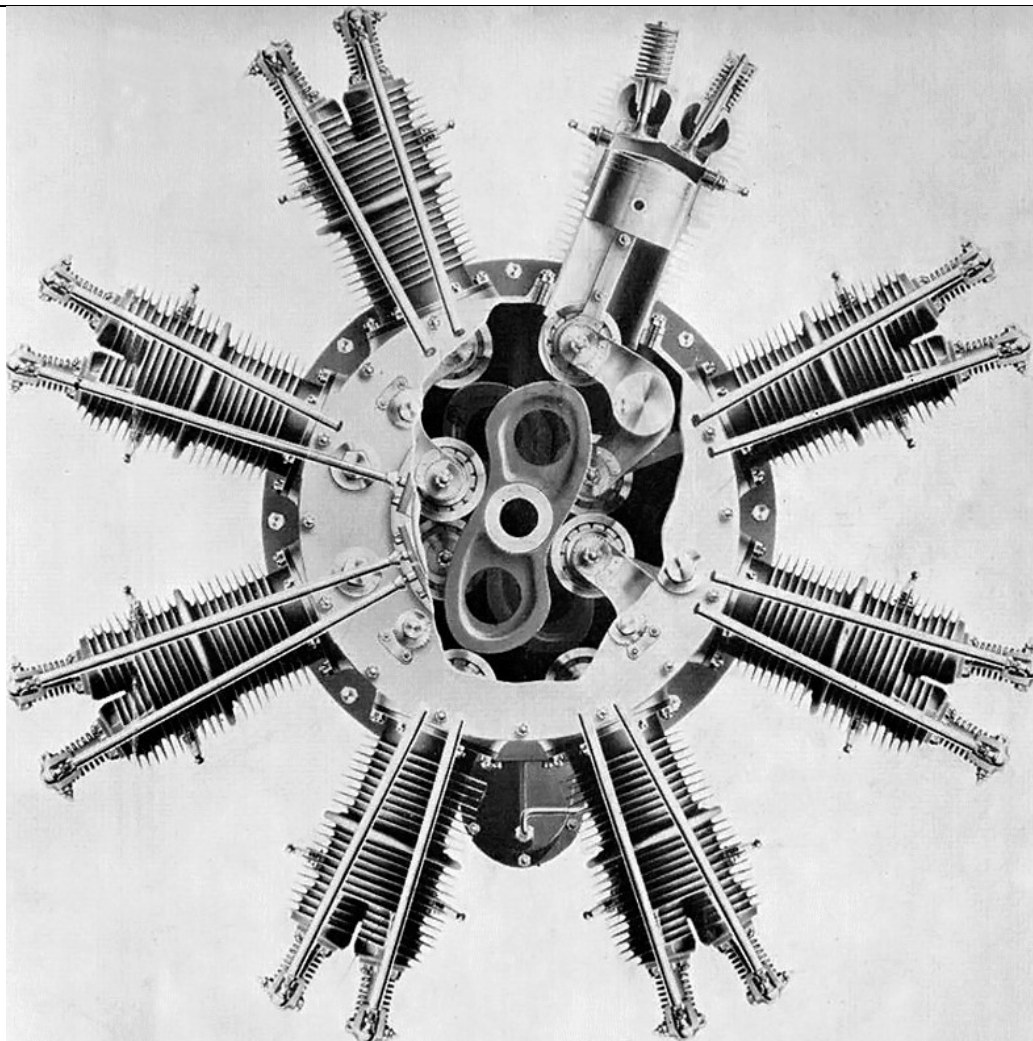
Gibanje	Brzine vrtnje elemenata				
	n_{Kw}, min^{-1}	n_U, min^{-1}	n_{P1}, min^{-1}	$n_{P2} \text{ i } n_{P3}, \text{min}^{-1}$	n_R, min^{-1}
I.	1	1	1	1	1
II.	0	-1	$-Z_U Z_{P1}^{-1}$	$Z_U Z_{P2}^{-1}$	$-Z_U Z_{P2}^{-1} \cdot Z_{P3} \cdot Z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1-Z_U Z_{P1}^{-1}$	$1+Z_U Z_{P2}^{-1}$	$1-Z_U Z_{P2}^{-1} \cdot Z_{P3} \cdot Z_R^{-1}$

Daljnijm usložnjavanjem se više ne mogu osigurati značajne prednosti u odnosu na prethodno prikazane konfiguracije.

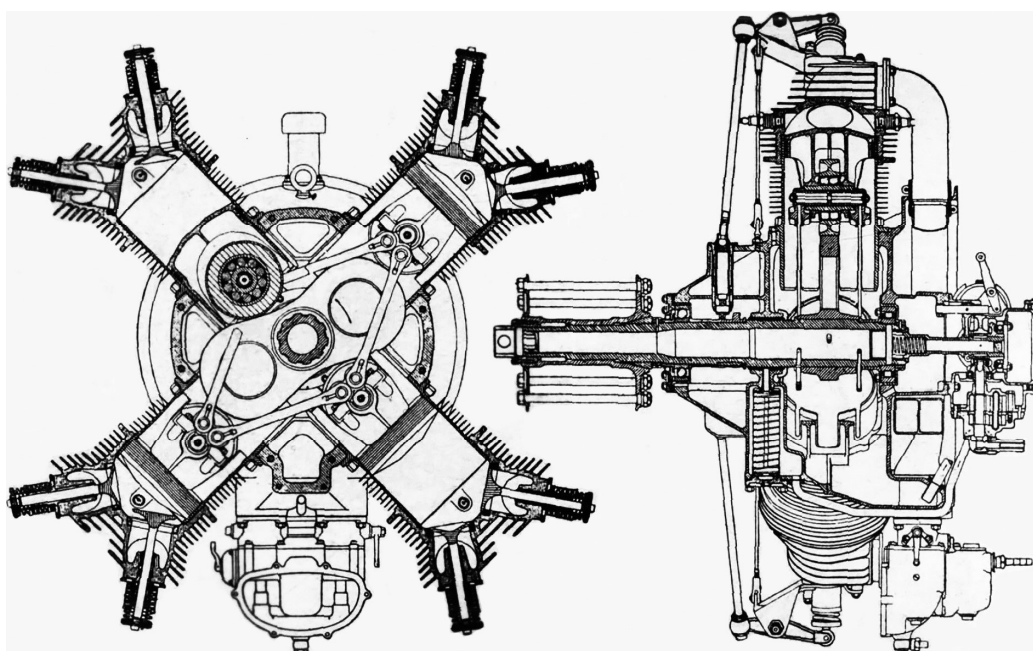
3.3. Rješenja bazirana na intervencijama u topologiju klipnjača

Osim rješenja baziranih na zglobnim četverokutima i planetarnim prijenosnicima, tijekom XX. stoljeća formuliran je niz radikalnijih rješenja sa značajnim intervencijama u tipičnu konstrukciju motora s unutrašnjim izgaranjem.

Primjerice, Marchetti je tijekom 1920-ih godina patentirao i proizveo osmerocilindrični zvjezdasti motor s bregastim vratilom na mjestu koljenastog vratila [Slika 53.]. Kako bi se smanjilo trošenje profila bregastog vratila, klipnjače ostvaruju kontakt s bregastim vratilom preko valjnih ležajeva. Kako bregasto vratilo ima dva brijega, moguće je ostvariti jednolike razmake paljenja parnog broja cilindara, te se time istovremeno ostvaruje redukcija s prijenosnim omjerom 2, tj. za jednu rotaciju bregastog vratila svaki klip prolazi kroz četiri takta. Rješenje nije ušlo u širu primjenu zbog povećanih dimenzija motora za isti nominalni hod, te veće mase i niže pouzdanosti. Još jedno od predloženih rješenja s bregastim vratilom primijenjeno je i na četverocilindričnom motoru Fairchild-Caminez 447 [Slika 54.], pri čemu je glavna razlika u odnosu na Marchettijevo rješenje eliminacija klipnjača – klip je ugrađenim valjnim ležajem u neposrednom kontaktu s bregastim vratilom, te je svaki klip kinematski određen s pomoću četiri pomoćna člana kojima je povezan sa susjednim klipovima. Uz već navedene prednosti i mane izvedbi s bregastim vratilima, motori ovog proizvođača imali su velike probleme s torzijskim vibracijama, zbog čega je naposljetku i prekinut daljnji razvoj konstrukcije [36].

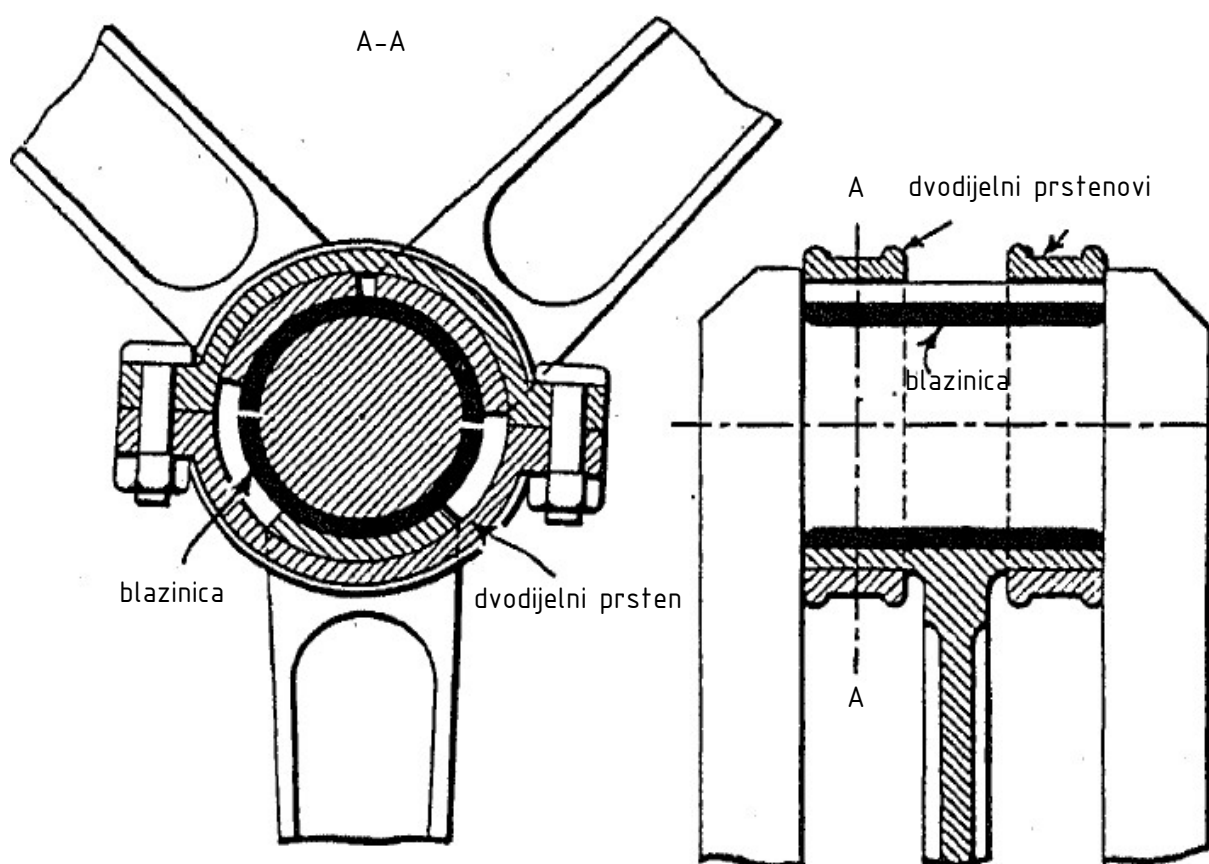


Slika 53. Marchettijev motor s bregastim vratilom [34]



Slika 54. Fairchild-Caminezov motor s bregastim vratilom [35]

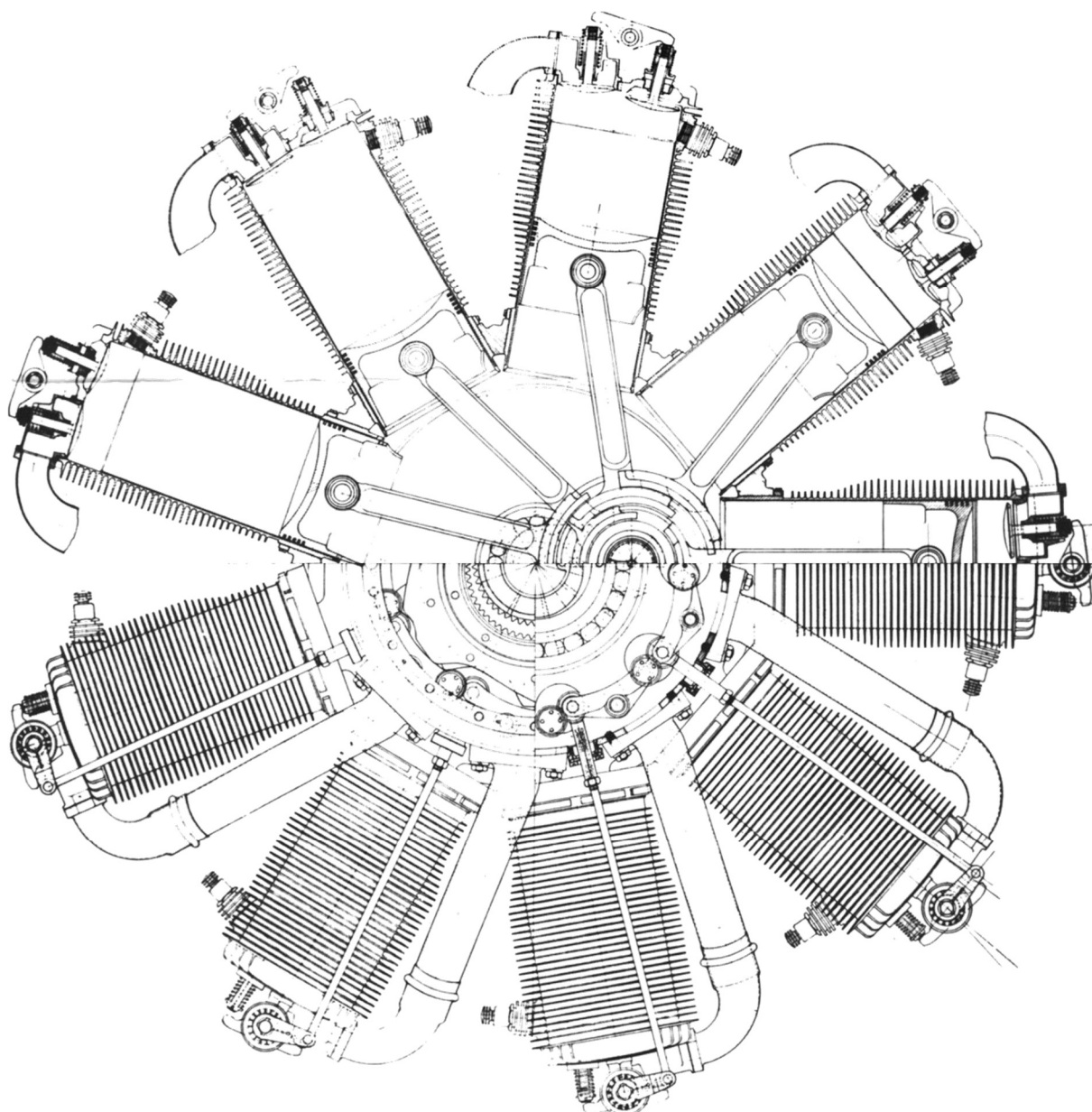
Anzanijevo rješenje [Slika 55.] bazirano je na eliminaciji velike glave, umjesto koje je kraj klipnjače oblikovan kao papučica koja se naslanja s unutarnje strane na blazinicu ležaja fiksiranu na letećem rukavcu, a s vanjske strane na dva dvodijelna prstena. Pri tome je obuhvatni kut papučice odabran tako da je pri osciliranju klipnjača uvijek osigurana mala zračnost između papučice. Velika prednost ovog rješenja je kompaktnost osigurana koradijalnom montažom klipnjača, no kao posljedica toga raspoloživa površina za uležištenje je mala, a dimenzioniranje ležajeva iznimno složeno. Šesterocilindrični motor s Anzanijevim mehanizmom bio je u serijskoj proizvodnji od 1910-ih do 1920-ih, s primjenom u civilnim i vojnim zrakoplovima u Francuskoj, Poljskoj, Sjedinjenim Američkim Državama i Ujedinjenom Kraljevstvu.



Slika 55. Anzanijevo rješenje koplanarnog i koaksijalnog uležištenja klipnjača [32]

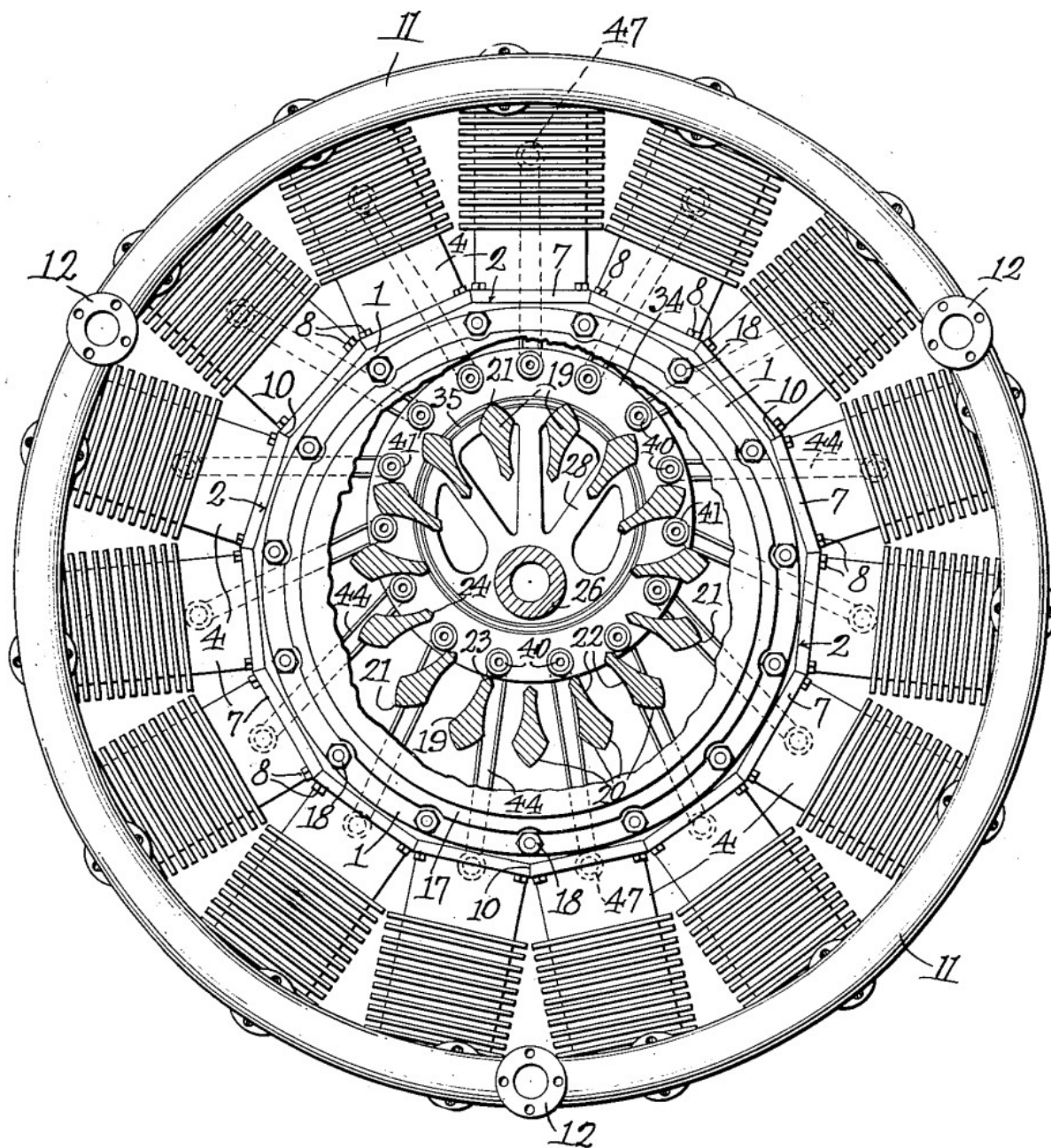
Jedno od rješenja kojim se može povećati raspoloživa površina za uležištenje je uporaba klipnjača različitih promjera papučica, postavljenih tako da se klipnjače s većim promjerom papučice oslanjaju na koncentrično postavljene ležajne površine glavne klipnjače. Nedostatak takvog pristupa je, osim složenosti mehanizma i nestandardiziranosti dijelova, niža relativna kutna brzina klizanja, koja proizlazi iz oscilatornog gibanja klipnjača, bez komponente vrtnje letećeg

rukavca. Osobito zanimljivi predstavnici ovakvog konstrukcijskog rješenja su deveterocilindrični *Le Rhône* motori francuskog proizvođača Gnome-Rhône [Slika 56.], s tri koncentrična naslona na glavnoj klipnjači. Unatoč navedenim nedostacima, *Le Rhône* motori su našli široku primjenu kao zrakoplovni motori tijekom Prvog svjetskog rata kako na francuskim i britanskim, tako i na njemačkim i austro-ugarskim zrakoplovima – zahvaljujući obrnutom inženjerstvu, dok su pod licencom građeni u Savezu Sovjetskih Socijalističkih Republika, Sjedinjenim Američkim Državama i Švedskoj [37].



Slika 56. Klipni mehanizam deveterocilindričnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 9J *Le Rhône* [38]
Također su razmatrane i izvedbe s vodilicama, u kojima svaka klipnjača kroz segment rotacije preuzima ulogu glavne klipnjače prenoseći moment s prstena-nosača klipnjača pomoću vodilica.

Jedno takvo rješenje je Feltovo [Slika 57.], u kojem se moment prenosi preko osovinica u velikim glavama klipnjača na vodilice montirane na kućištu. Patentom nije definiran način izrade ni matematički opis oblika vodilica i podmazivanje kontaktnih ploha. Inherentni nedostatak ovakve izvedbe je i interferencija vodilica s protuutezima koljenastog vratila.



Slika 57. Feltovo rješenje s vodilicama [39]

3.4. Odabrani mehanizam

Iz analize rješenja predloženih u posljednjem poglavlju može se zaključiti da je najbolje od (anti)paralelogramskih rješenja zbog svoje kompaktnosti i niske opterećenosti komponenti Kahnovo rješenje sa zračnošću na strani kućišta [Slika 43. a)].

Od rješenja baziranih na planetarnim prijenosnicima najelegantnija su rješenja sa [Slika 50.] i [Slika 52.] zbog razmjerno niskog opterećenja planetarnih zupčanika i niske mase.

Usporede li se navedena tri rješenja, može se pretpostaviti da su rješenja s planetarnim zupčanicima zbog velikih zahtjeva na točnost izrade i uporabe toplinski obrađenih materijala visoke čvrstoće u realnoj izvedbi bitno skuplja od paralelogramskog rješenja. Pridoda li se tome potreba za većim razmakom između glavnih ležajeva koljenastog vratila i posljedično povećano opterećenje letećeg rukavca, odlučeno je fokusirati se na razradu Kahnovog rješenja sa zračnošću na strani kućišta.

4. ANALIZA NAPREZANJA KLIPNJAČE

U ovome poglavlju je metodom konačnih elemenata provedena analiza naprezanja klipnjače, nakon što su određena opterećenja, uležištenje velike glave i kritični slučajevi opterećenja.

4.1. Određivanje opterećenja

S obzirom na to da nije poznat egzaktni oblik komore za izgaranje i parametri razvodnog mehanizma za motor s prethodno odabranim karakterističnim dimenzijama, bez opsežnog numeričkog proračuna koji daleko nadilazi opseg ovoga rada nije moguće odrediti vršni tlak u cilindru. Umjesto toga je za opisanu klasu motora uzeta tipična vršna vrijednost tlaka u cilindru od 55 bar [21]. Time je maksimalna sila koja djeluje na čelo klipa F_{Kmax} jednaka:

$$F_{Kmax} = \frac{5,5 \cdot D_K^2 \cdot \pi}{4} = 27650 \text{ N.} \quad (16)$$

Preuzeta je ovisnost tlaka u cilindru pri nazivnoj snazi o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} iz [21], uz pretpostavku neovisnosti o brzini vrtnje i interpolacije do nulte vrijednosti pretlaka u cilindru za donje mrtve točke. Jednostavnom trigonometrijom je potom određena ovisnost sile na i -toj klipnjači uslijed tlaka u cilindru F_{Di} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} , prikazana na [Slika 58.].

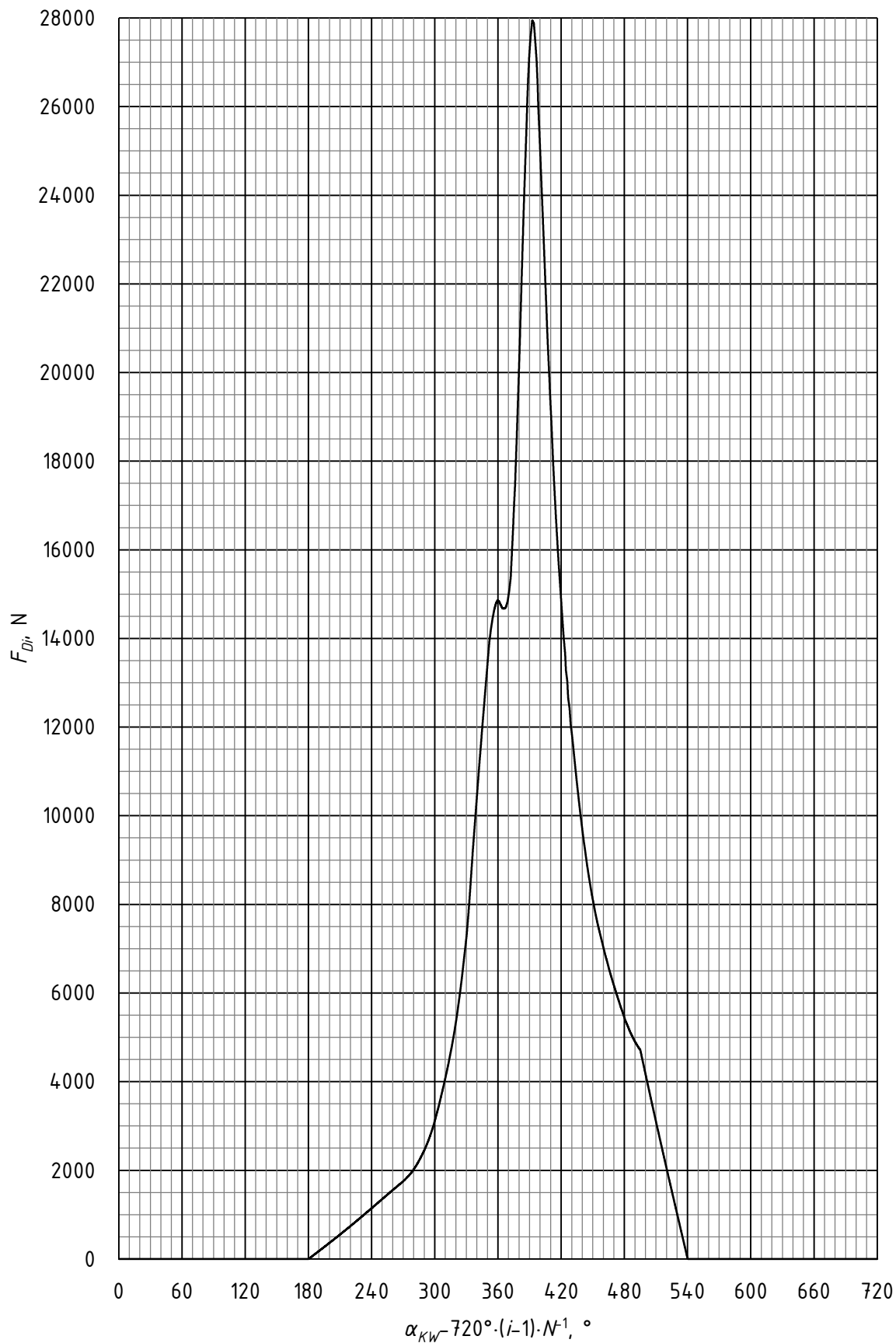
Reakcijske sile uslijed inercijskih karakteristika inicijalnog modela klipnog mehanizma na maloj i velikoj glavi klipnjače određene su numerički pomoću već opisanog modela u Adamsu za n_{max} te su prikazane u nastavku [Slika 59., Slika 60., Slika 61., Slika 62.].

Opterećenje izazvano rotacijom oko središta mase uzeto je u obzir pomoću kutne brzine i kutnog ubrzanja [Slika 31., Slika 63.].

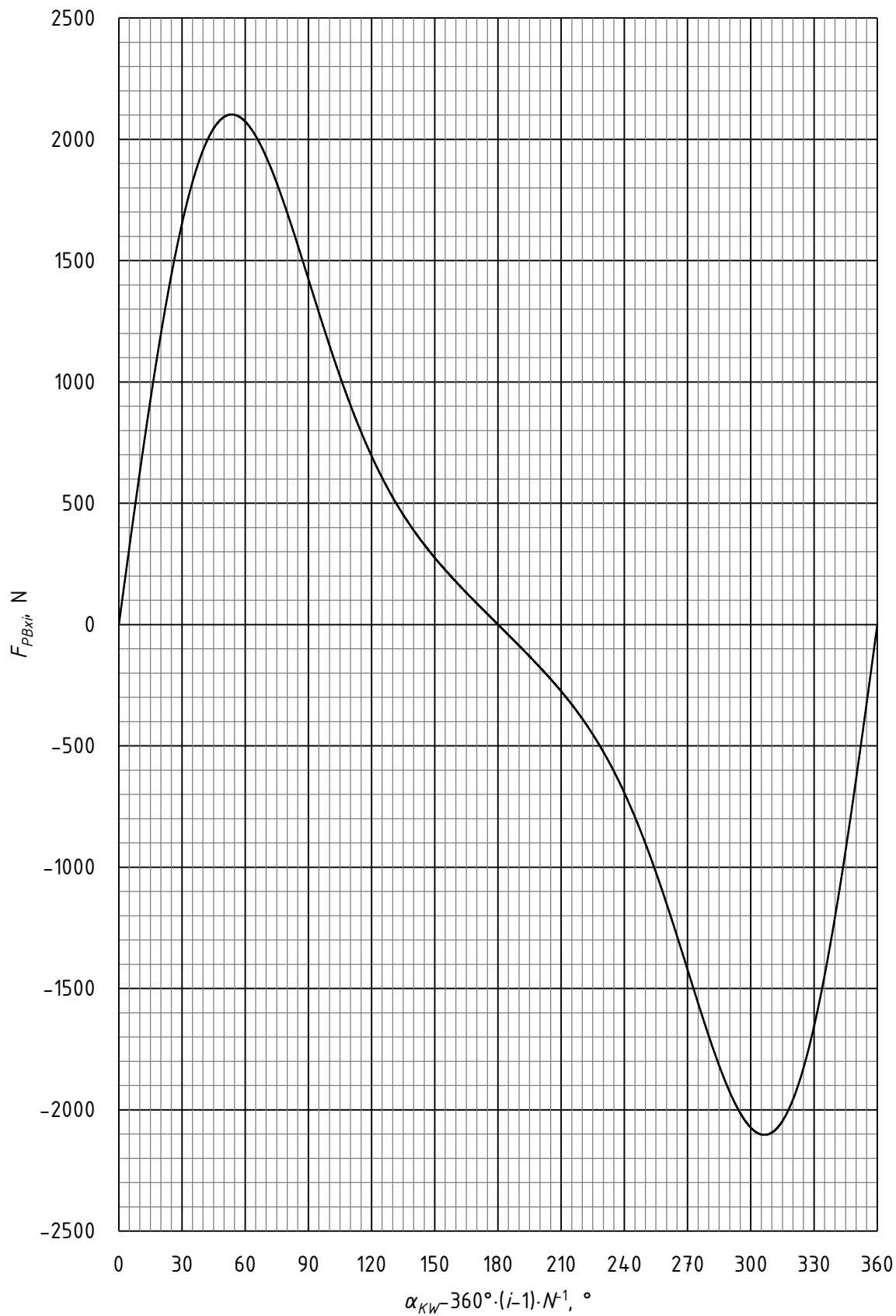
Opterećenje uslijed steznog spoja na maloj i velikoj glavi klipnjače određeno je na temelju izraza iz [40]:

$$P_{Fmax} = \frac{P_{max} \cdot E_{FeC}}{D_F \cdot \left[\frac{1 + \left(\frac{D_U}{D_F}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_U}{D_F}\right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{D_F}{D_V}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_F}{D_V}\right)^2} \right]}, \quad (17)$$

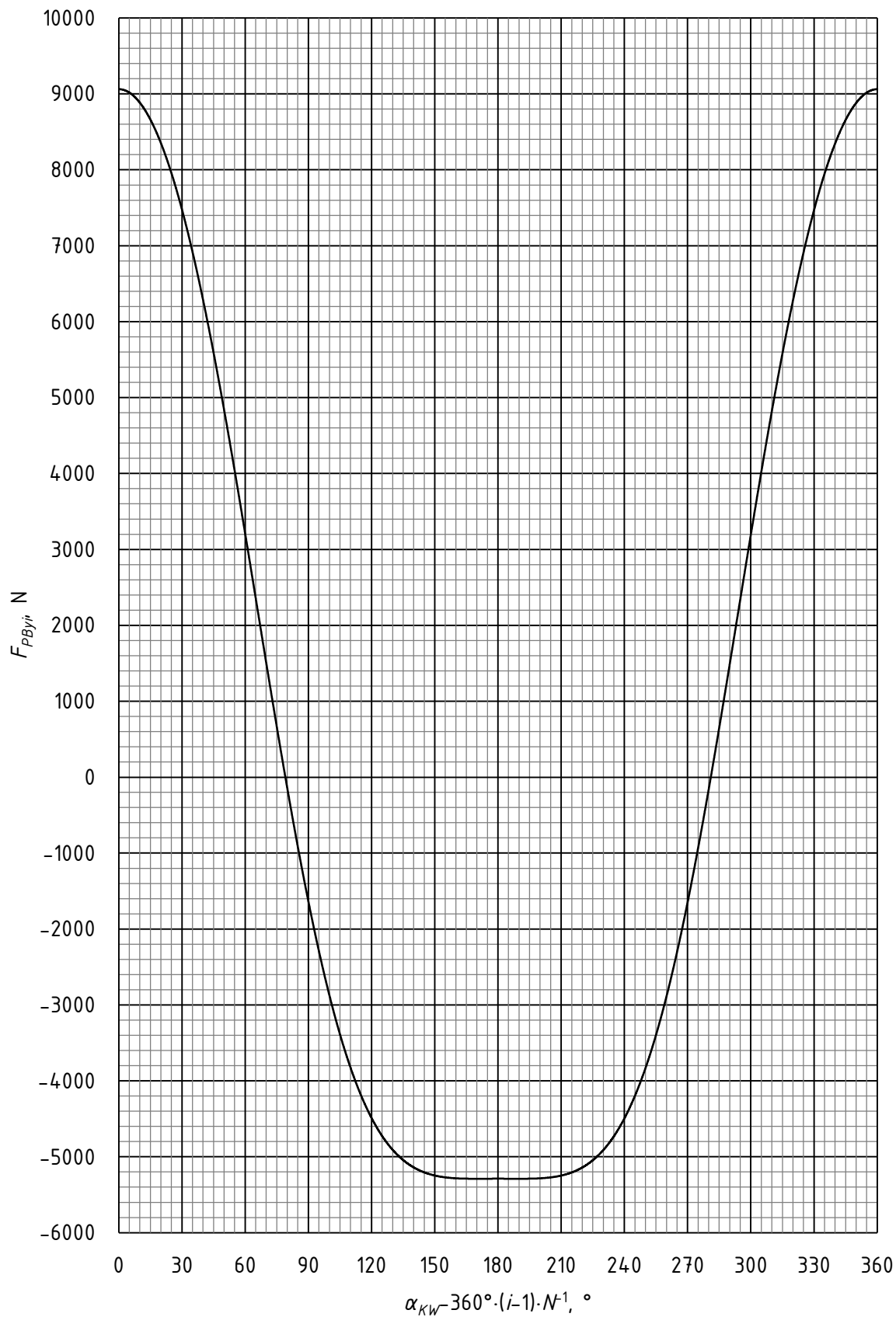
za dosjed H6/s6, odnosno S6/h6 [3], posebno za svaku varijaciju geometrije. Konačne vrijednosti kontaktnih tlakova su navedene u nastavku rada.



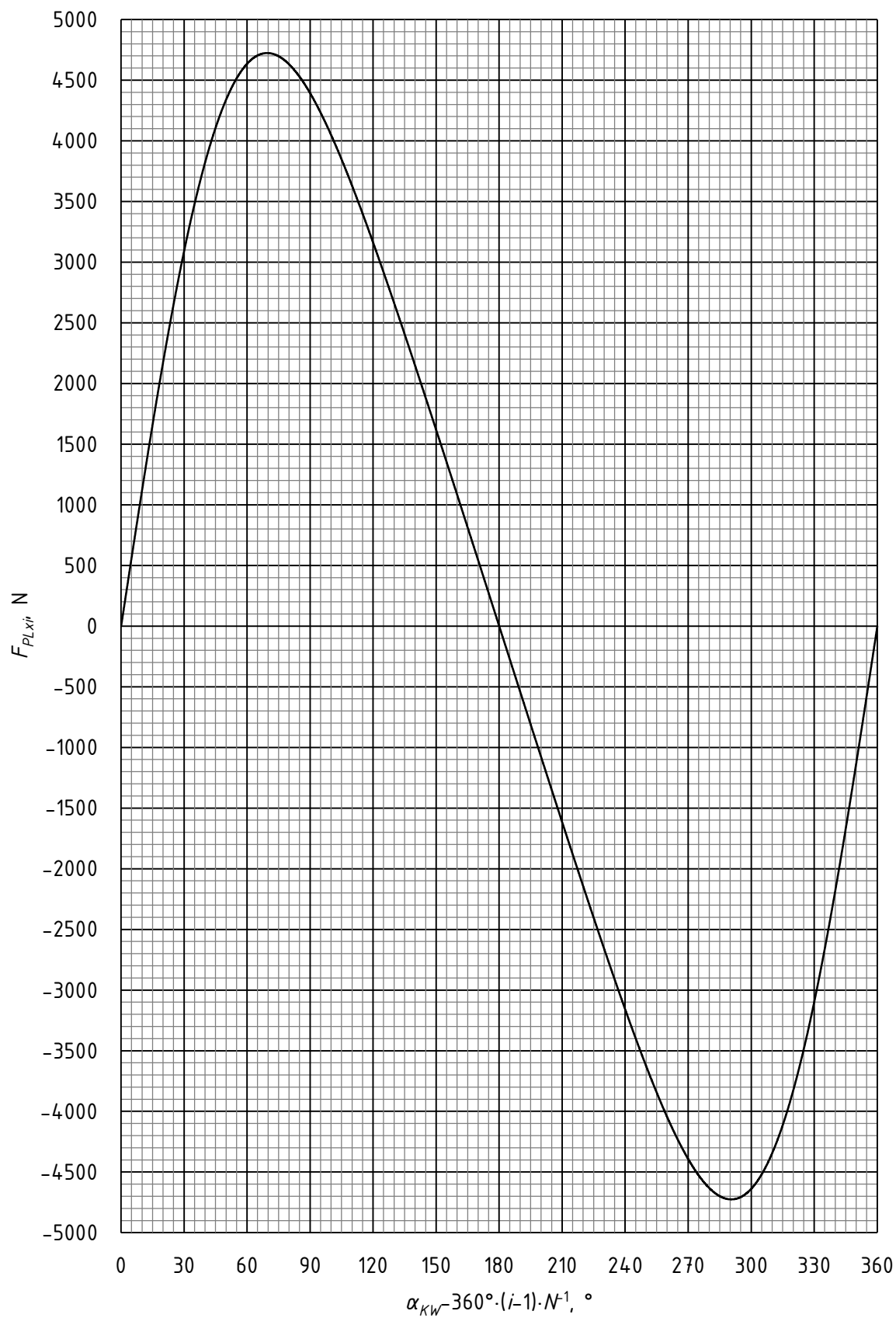
Slika 58. Sila na i -toj klipnjači uslijed tlaka u cilindru F_{Di} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}
 Fakultet strojarstva i brodogradnje



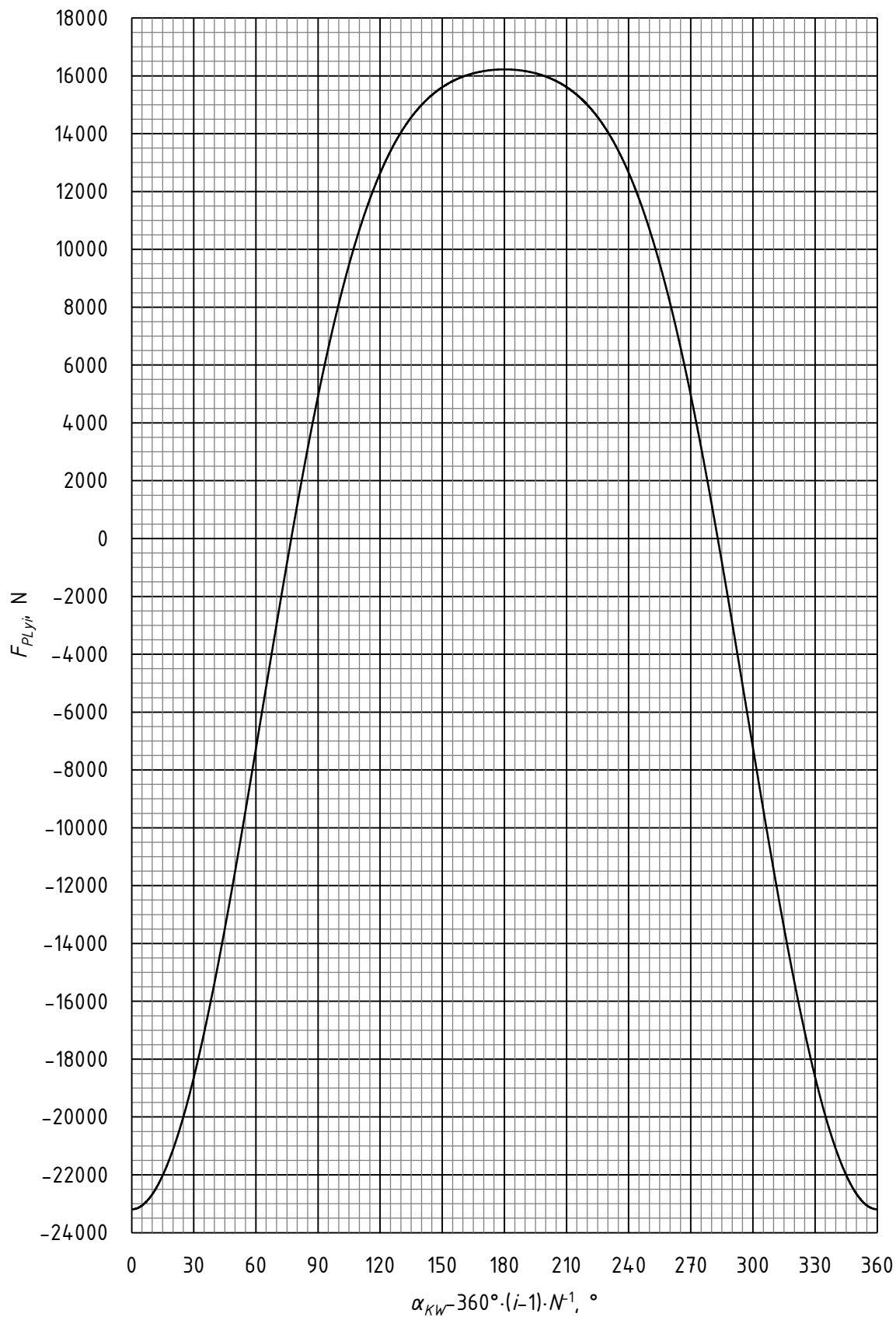
Slika 59. Krivulja ovisnosti komponente sile po x-osi u maloj glavi i -te klipnjače F_{PBxi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}



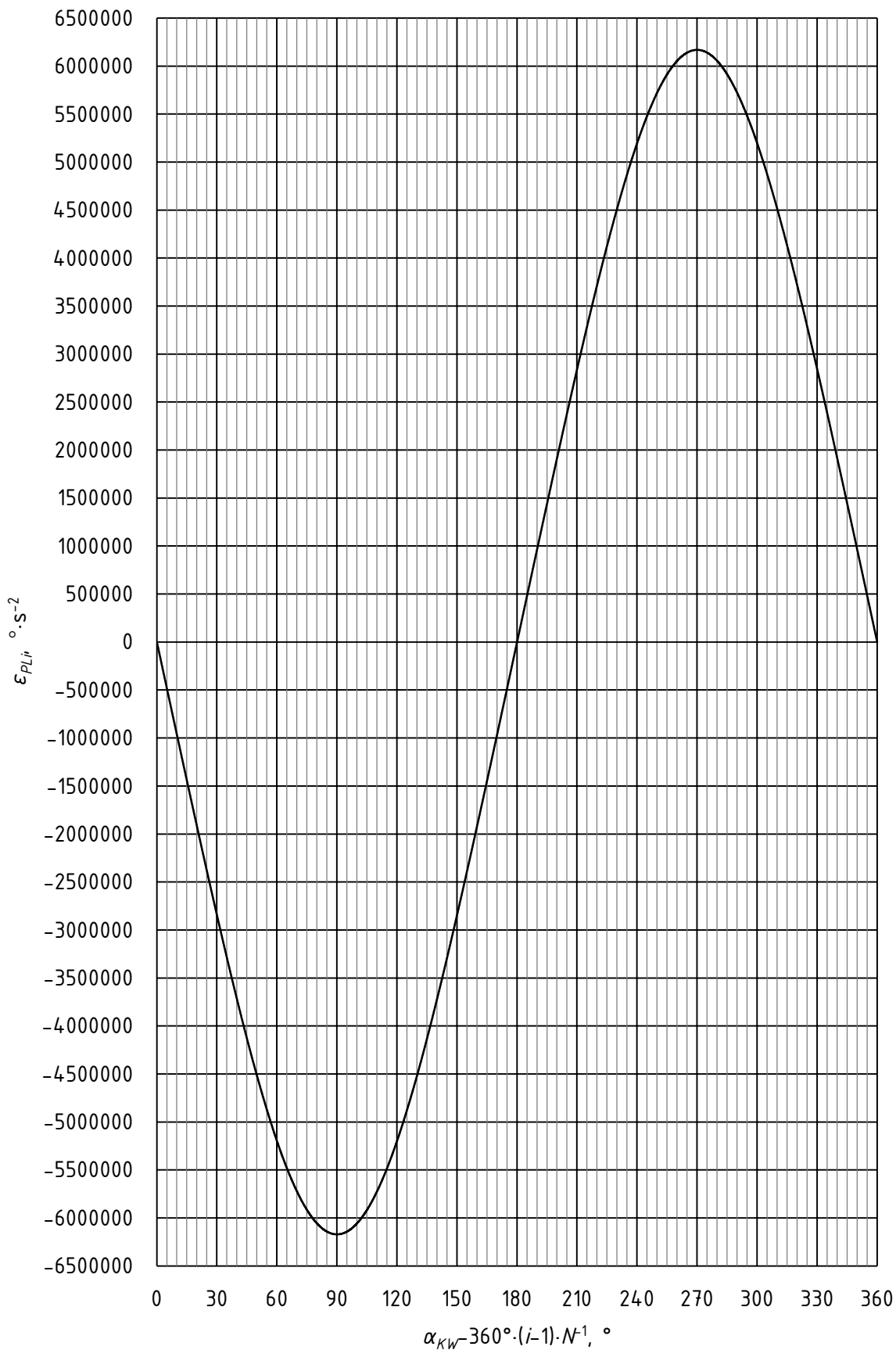
Slika 60. Krivulja ovisnosti komponente sile po y -osi u maloj glavi i -te klipnjača F_{PByi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}



Slika 61. Krivulja ovisnosti komponente sile po x-osi u velikoj glavi i -te klipnjače F_{PLxi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}



Slika 62. Krivulja ovisnosti komponente sile po y -osi u velikoj glavi i -te klipnjače F_{PLy_i} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}



Slika 63. Krivulja ovisnosti kutnog ubrzanja i -te klipnjače ϵ_{PLi} o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}

4.2. Određivanje načina uležištenja velike glave

Poznato je da klizni ležajevi velikih glava pridruženih klipnjača rade u režimu mješovitog trenja, s osjetnim trošenjem blazinica [15]. Zbog toga su u nastavku za uležištenje velike glave razmatrani samo valjni ležajevi, od kojih su zbog oscilatornog gibanja, visokog opterećenja i zahtjeva za kompaktnošću uzeti u obzir samo igličasti ležajevi.

Proračunsko opterećenje određeno je diskretizacijom četiriju taktova u 7200 koraka od $0,1^\circ$, vektorskim zbrajanjem sila u inkrementima i variranjem inercijskih sila promjenom brzine vrtnje, odnosno skaliranjem sila uslijed izgaranja. Kao što je i očekivano, najnepovoljniji režim rada za valjni ležaj je pri maksimalnoj brzini vrtnje n_{max} , bez sila izgaranja, koje djeluju u suprotnom smjeru od inercijskih sila.

Primjenom izraza po [41] određeno je proračunsko opterećenje P_{ef} za varijabilnu silu i brzinu vrtnje za najnepovoljniji režim rada:

$$P_{ef} = \left(\frac{\sum_j |\omega_{PLj}| \cdot P_j^{10}}{\sum_j |\omega_{PLj}|} \right)^{\frac{3}{10}} = 17190 \text{ N}, \quad (18)$$

kao i proračunska brzina vrtnje n_{ef} :

$$n_{ef} = \frac{30}{\pi} \cdot \sum_j |\omega_{PLj}| \cdot \frac{0,1^\circ}{720^\circ} = 1017 \text{ min}^{-1}. \quad (19)$$

Uzme li se za minimalni potrebni nazivni radni vijek ležaja L_{10hmin} prosječno vrijeme između remonta motora [42]:

$$L_{10hmin} = 1200 \text{ h}, \quad (20)$$

proizlazi da je za jedan igličasti ležaj smješten u velikoj glavi klipnjače potrebna minimalna dinamička nosivost C_{min} dobivena izrazom iz [43]:

$$C_{min} = P_{ef} \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{ef} \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 62320 \text{ N}, \quad (21)$$

te bi takvo rješenje rezultiralo širom klipnjačom s bitno većim promjerom velike glave, što bi se odrazilo na masu klipnjače i dimenzije prstena-nosača klipnjača, koljenastog vratila i kućišta. Predvidi li se umjesto toga rješenje s dva ležaja – jednim na svakoj strani prstena-nosača klipnjača i osovinicom osiguranom steznim spojem u velikoj glavi klipnjače, moguć je odabir bitno kompaktnijih ležajeva:

$$C_{min} = P_{ef} \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{ef} \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 31160 \text{ N}. \quad (22)$$

Time je ujedno bitno olakšano podmazivanje ležajeva i osiguran dodatan prostor za elemente mehanizma za ostvarivanje uniformnog gibanja, zbog čega je u konačnici takva izvedba odabrana, s igličastim ležajevima u pripadnom vanjskom prstenu, kako bi se izbjegla potreba za toplinskom obradom provrta na prstenu-nosaču klipnjača.

Glavne karakteristike razmatranih ležajeva prikazane su u [Tablica 14.], zajedno s pripadnim nazivnim radnim vijekom L_{10h} i statičkom sigurnošću s_0 , izračunatim pomoću izraza iz [43]:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{ef}} \cdot \left(\frac{C}{P_{ef,0,5}} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (23)$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_{ef,0,5}}, \quad (24)$$

Tablica 14. Glavne karakteristike razmatranih ležajeva [44]

Oznaka	B , mm	d , mm	D , mm	C , N	C_0 , N	L_{10h} , h	s_0
DL 28 20	20	28	36	31600	58900	1257	6,854
DL 30 20	20	30	38	32800	63100	1424	7,342
DL 30 25	25	30	38	40900	83800	2971	9,751
DL 35 20	20	35	43	35700	73700	1888	8,576
DL 40 20	20	40	48	38300	84300	2387	9,809

Iako svi razmatrani ležajevi imaju zadovoljavajući nazivni radni vijek s inicijalnim opterećenjem i dvostruko veće faktore statičke sigurnosti od potrebnog, za pretpostaviti je da će dodavanjem osovinice između klipnjače i ležajeva opterećenje znatno porasti. Inicijalno je odabran ležaj DL 30 25, a nosivost ležaja je ponovno kontrolirana nakon numeričke analize naprezanja klipnjače i osovinice klipnjače.

4.3. Analiza naprezanja klipnjače

U [45] je provedena kvazidinamička analiza naprezanja za klipnjaču sa sličnim glavnim parametrima kao što su odabrani u ovome radu, za sličan raspon brzina vrtnje i tlakova u cilindru, s malim kutnim inkrementima. Autori su dokazali da u glavama klipnjača vlada višeosno stanje naprezanja i da su kritični slučajevi po pitanju zabilježenih naprezanja pri maksimalnoj brzini vrtnje uslijed djelovanja inercijskih sila i pri mirovanju uz maksimalnu silu plinova. Također je istaknuto da je ciklus naprezanja formiran od ta dva kritična slučaja opterećenja veoma konzervativan, s obzirom da se takav ciklus u stvarnosti ne može odvijati, te da su i pojedinačno promatrano kritični slučajevi maksimalne brzine vrtnje bez razvijanja snage i razvijanje

nominalnog momenta na niskim brzinama vrtnje sa zanemarivim silama inercije krajnosti koje čine vrlo malen dio složenog spektra opterećenja klipnjače.

Zbog toga je odabran relativno nizak minimalan potreban faktor sigurnosti u odnosu na dinamičku čvrstoću:

$$S_{min}=1,5. \quad (25)$$

S obzirom da su za oba kritična slučaja poprečne sile na klipnjaču i kutna ubrzanja jednaka 0, može se iskoristiti dvostruka simetrija modificiranog modela klipnjače za valjno uležištenje u velikoj glavi [Slika 64.]. Time je značajno smanjena potreba za računalnim resursima. Zbog numeričke efikasnosti su uklonjena i mala zaobljenja i skošenja na mjestima na kojima nije očekivan značajan utjecaj na polje naprezanja.

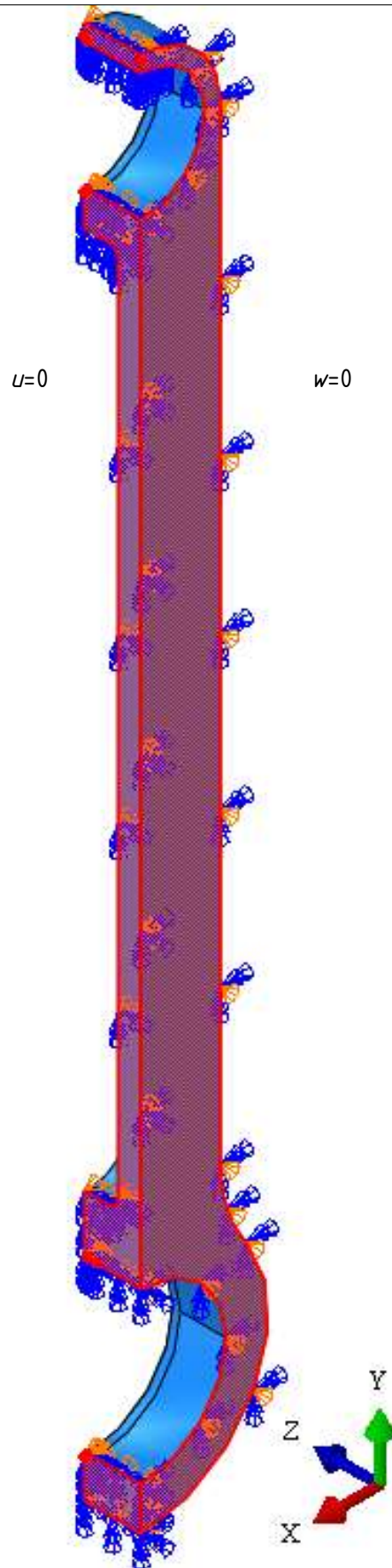
Kako bi se izbjegle singularnosti zbog rubnih uvjeta, vertikalni pomak je ograničen elastičnim temeljom na donjoj četvrtini velike glave za vlačno opterećenje inercijskim silama, odnosno na gornjoj četvrtini za tlačno opterećenje silom plinova [Slika 65.].

Spoj klipnjače s osovinicom i ležajem male glave nije simuliran nego modeliran kontaktnim pritiskom dobivenim analitičkim proračunom. Za kritični slučaj u gornjoj mrtvoj točki pri maksimalnoj brzini vrtnje su inercijski efekti uzeti u obzir dodavanjem ubrzanja i brzine vrtnje, te je pretpostavljena uniformna raspodjela tlaka uslijed sile iz ležaja male glave na gornjoj četvrtini male glave. Za slučaj opterećenja silom plinova je pretpostavljena uniformna raspodjela tlaka uslijed sile iz ležaja male glave na donjoj četvrtini. Zadana opterećenja prikazana su na [Slika 66.], pri čemu su zbog preglednosti izostavljeni simbolički prikazi opterećenja uslijed brzine vrtnje. Generirane su mreže s lokalnim progušćenjem oko male i velike glave, od 7854, 38508 i 187884 C3D10 elemenata [Slika 67.], na kojima je praćena konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja za oba slučaja opterećenja [Tablica 15.].

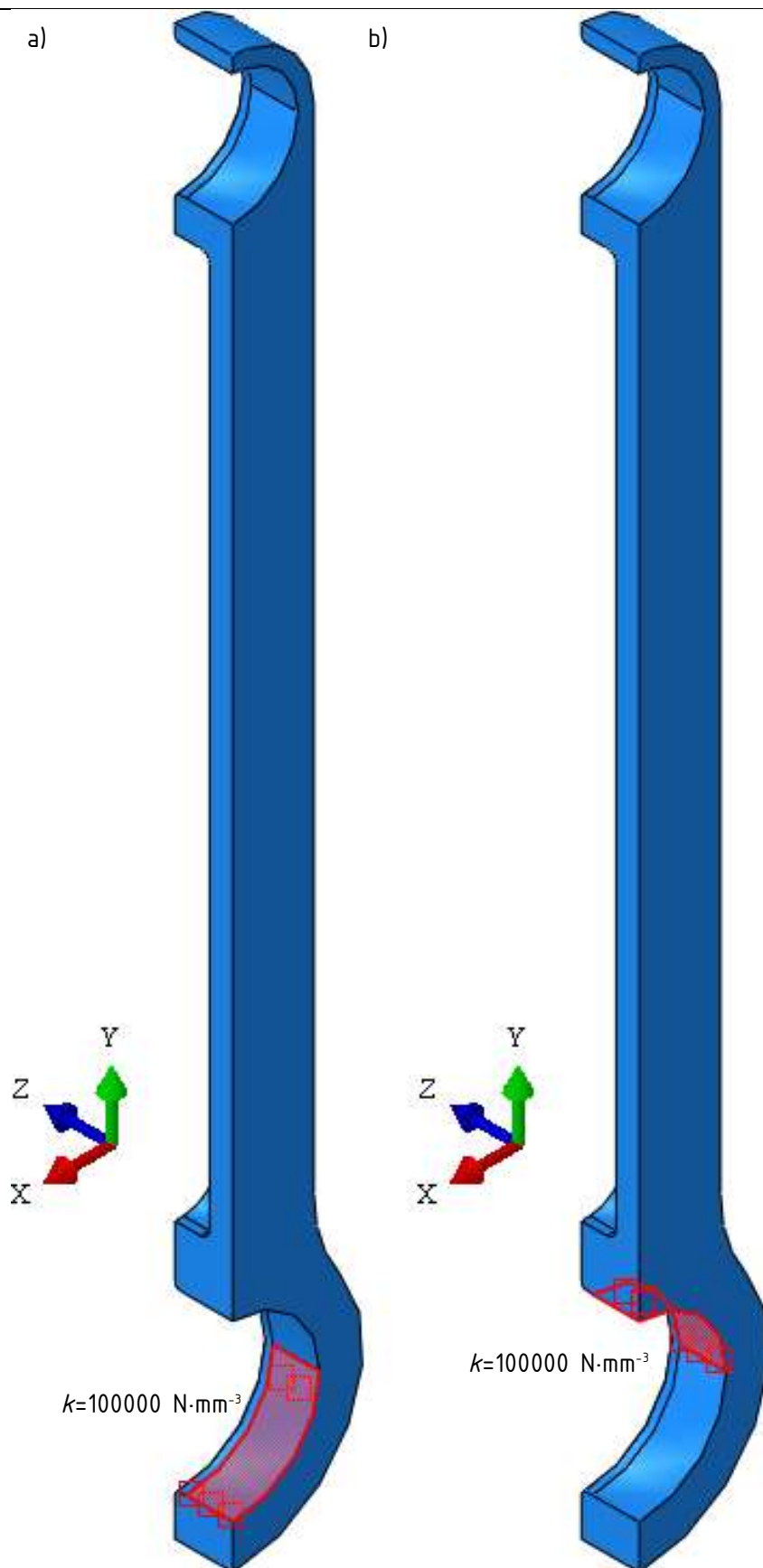
Tablica 15. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja za inicijalni model klipnjače

n	7854	38508	187884
S_{maxi} , MPa	423,7	425,6	425,9
S_{maxpl} , MPa	487,6	495,9	500,2

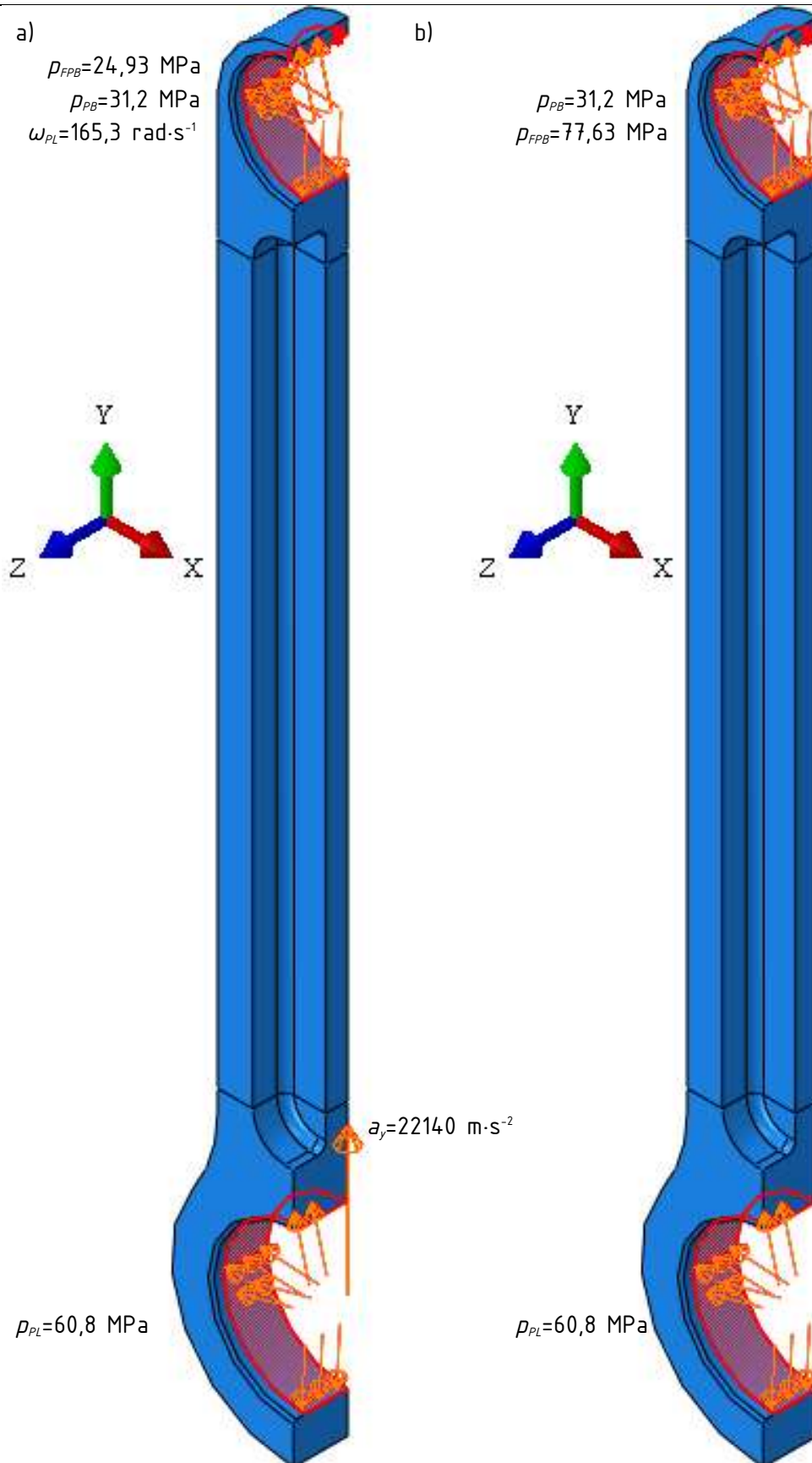
Unatoč značajno povećanoj gustoći mreže se vršno naprezanje samo neznatno mijenja, te se rješenje dobiveno s mrežom od 187884 elemenata može smatrati konvergiranim.



Slika 64. Rubni uvjeti simetrije na četvrtinskom inicijalnom modelu klipnjače

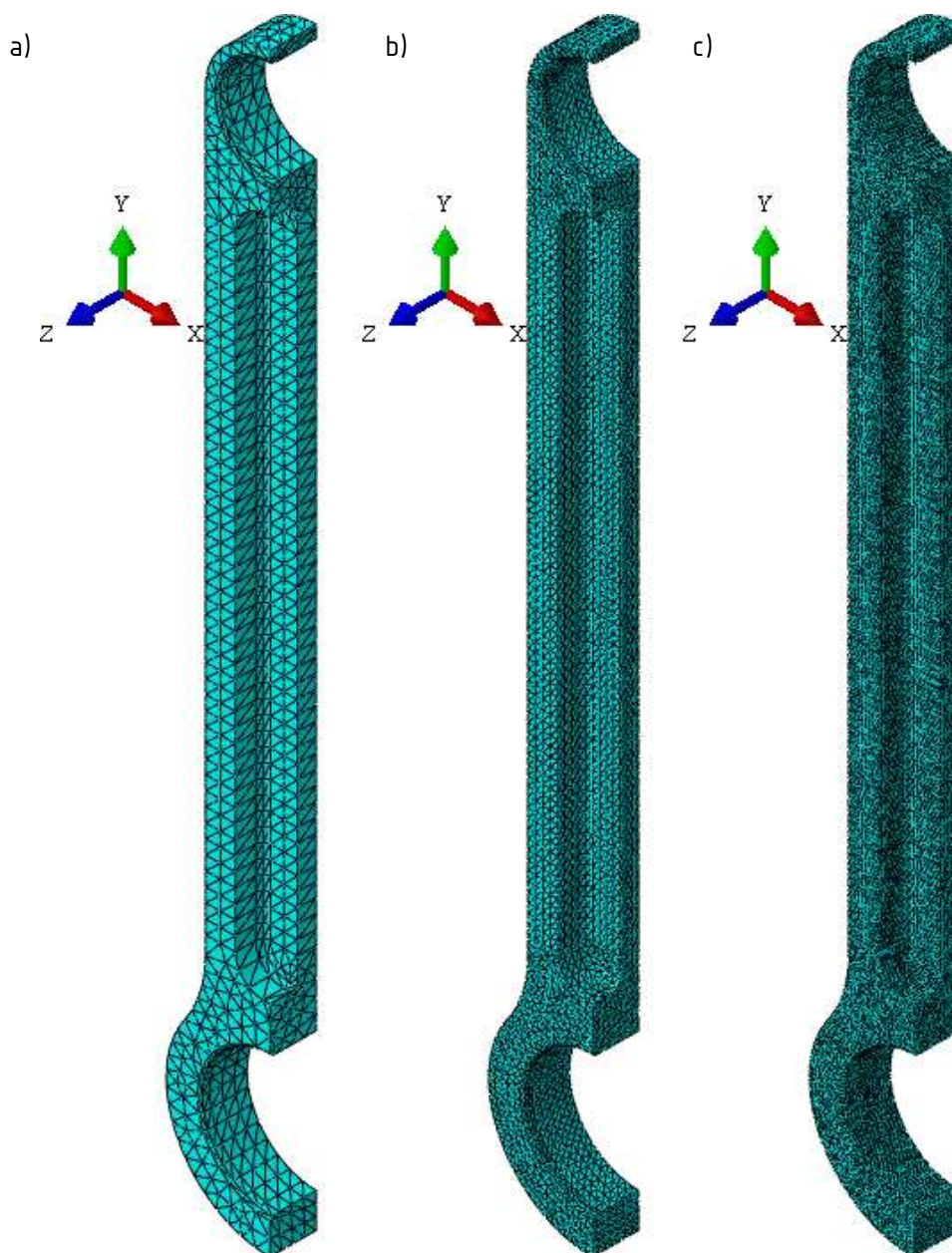


Slika 65. Ograničenje vertikalnog pomaka četvrtinskog modela elastičnim temeljom za a) kritični slučaj inercijskih sila, b) kritični slučaj uslijed djelovanja sila plinova

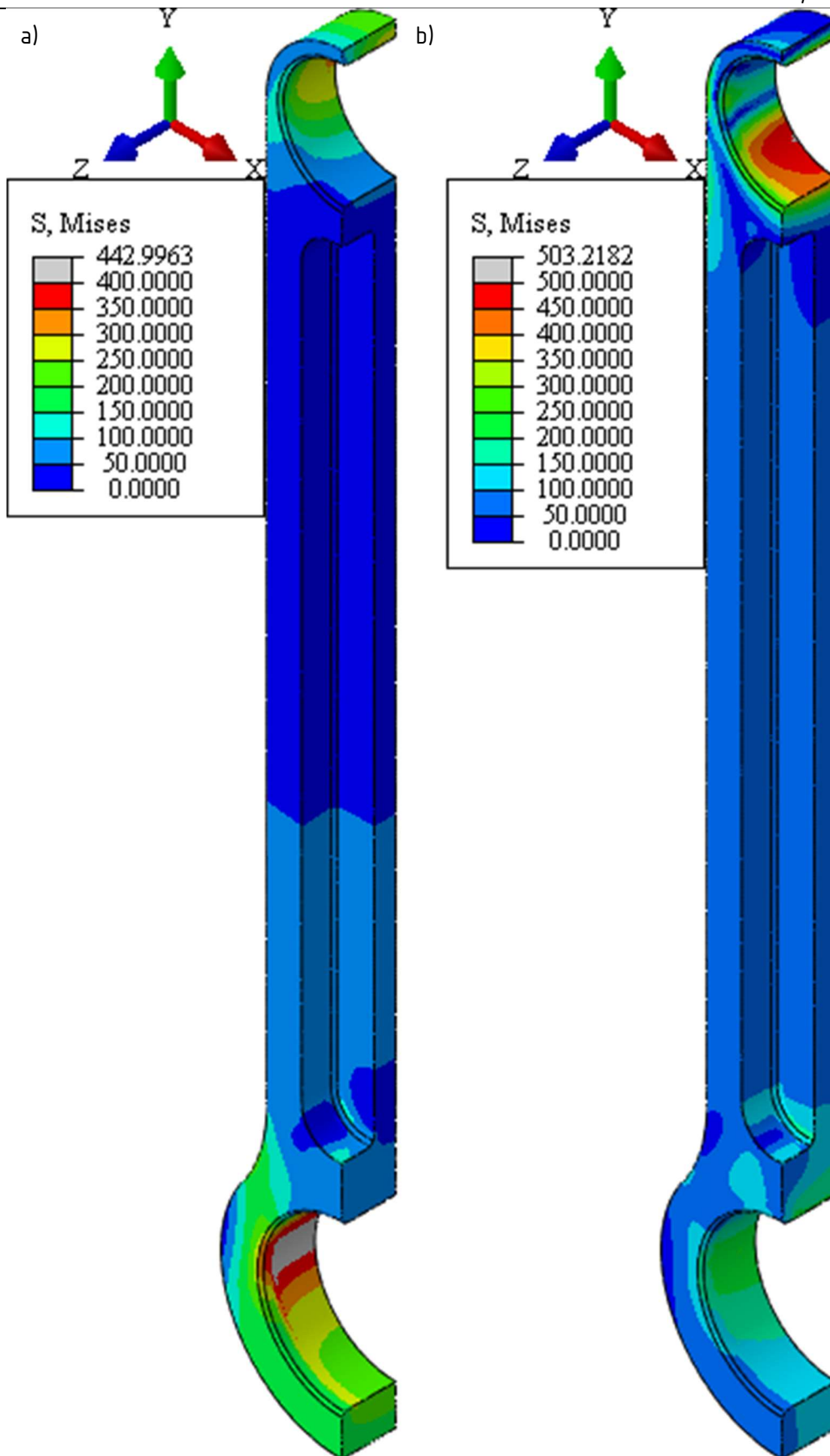


Slika 66. Opterećenje na četvrtinskom modelu klipnjače za opterećenje uslijed a) inercijskih sila i b) sile plinova

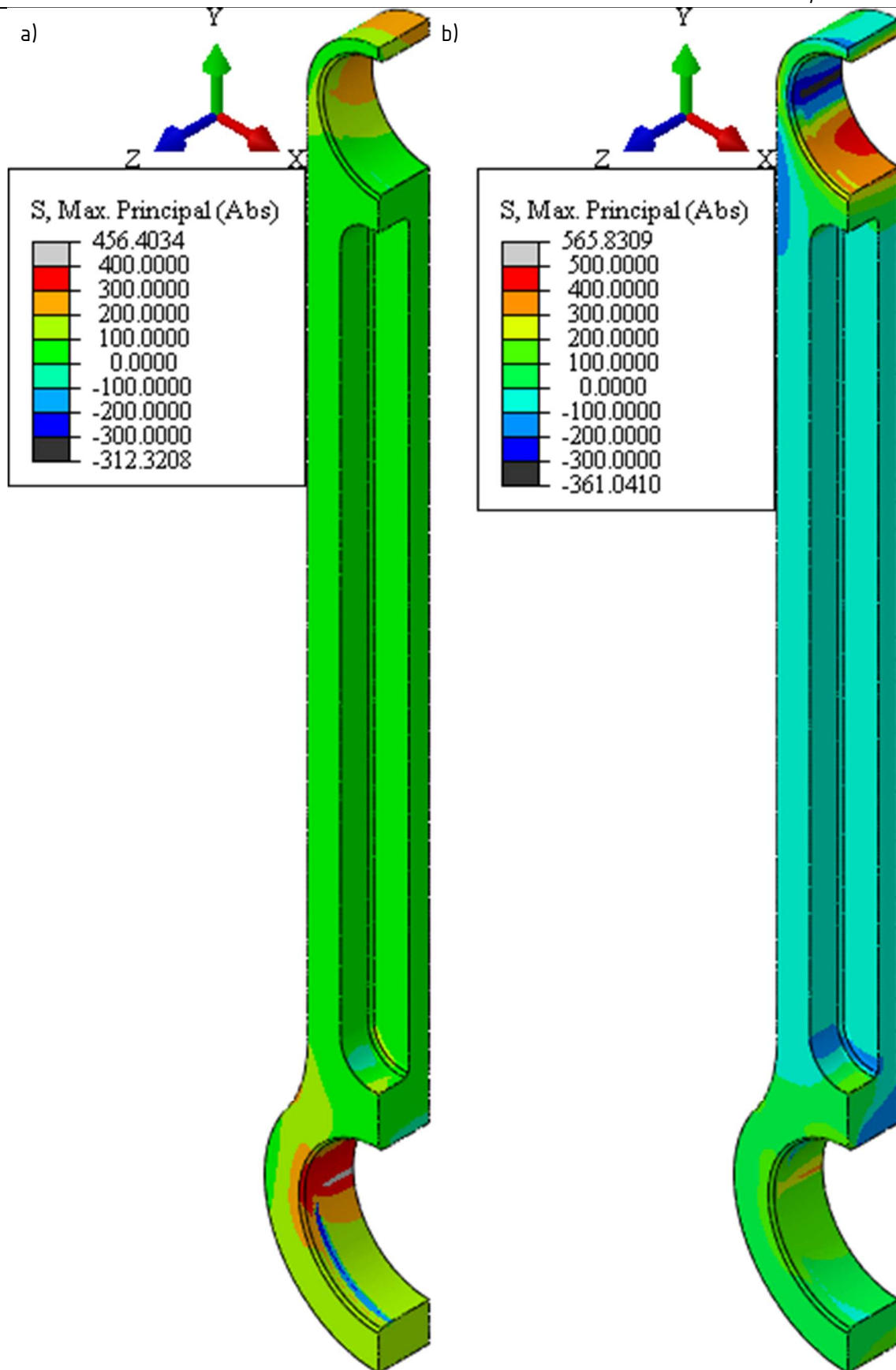
Raspodjele ekvivalentnog naprezanja i najvećeg glavnog naprezanja po apsolutnom iznosu na mreži od 187884 C3D10 elemenata prikazane su za oba kritična slučaja na [Slika 68., Slika 69.]. Može se uočiti da su za obje varijante opterećenja naprezanja najveća na maloj i velikoj glavi, dok je struk klipnjače razmjerno slabo opterećen. U glavama klipnjača vlada složeno, troosno stanje naprezanja, što u kombinaciji s relativno visokom brzinom vrtnje po [46] ukazuje na potrebu provjere klipnjače na savijanje. Međutim, već se iz rezultata za kritične slučajeve vlačnog i tlačnog opterećenja može uočiti da je mala glava izvedena s nedovoljno materijala, a struk izveden premasivno.



Slika 67. Mreže od a) 7854, b) 38508 i c) 187884 C3D10 elemenata za inicijalni četvrtinski model klipnjače



Slika 68. Polje ekvivalentnog naprezanja na inicijalnom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova



Slika 69. Polje najvećeg apsolutnog glavnog napreznja na inicijalnom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova

Kako bi se smanjila lokalna naprezanja i povećala sigurnost klipnjače s obzirom na zamornu čvrstoću povećan je vanjski promjer male glave s 28 mm na 32 mm, povećan je prijelazni radijus sa struka klipnjače na veliku glavu s 25 mm na 100 mm, debljina klipnjače je povećana s 28 mm na 32 mm, a dimenzije utora na struku klipnjače povećane su s 15×6×147,5 mm na 23×7×151,5 mm. Time je ujedno smanjena masa klipnjače sa 662,7 g na 619,2 g.

Numeričke analize s tako promijenjenim modelom klipnjače provedene su za kritičan vlačni i kritičan tlačni slučaj analogno prethodno prikazanim analizama s istim parametrima mreže, s razlikom da je na temelju izraza (17) kontaktni tlak u maloj glavi narastao na:

$$p_{PB}=35,8 \text{ MPa}, \quad (26)$$

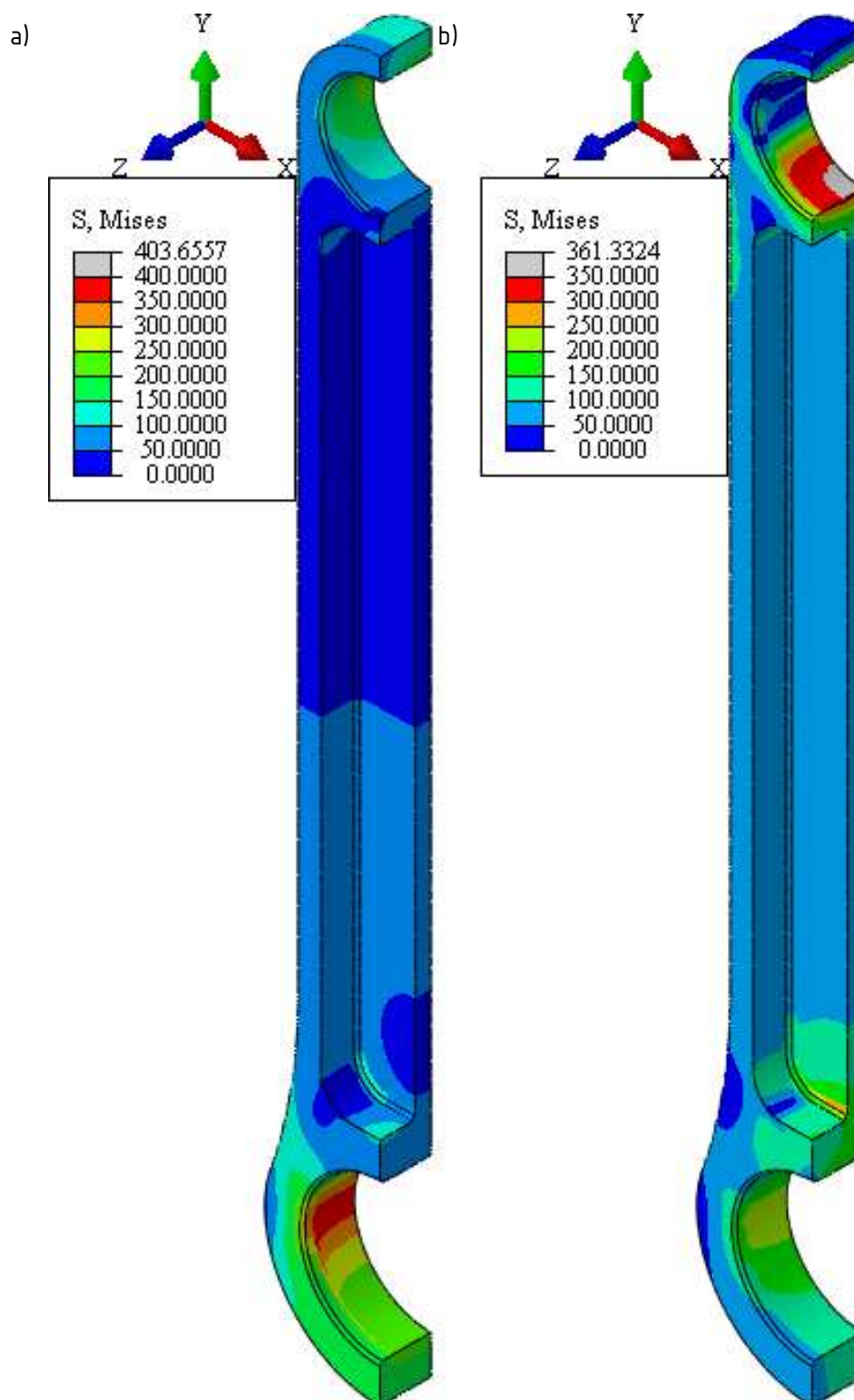
dok je kontaktni tlak u velikoj glavi ostao nepromijenjen:

$$p_{PL}=60,8 \text{ MPa}. \quad (27)$$

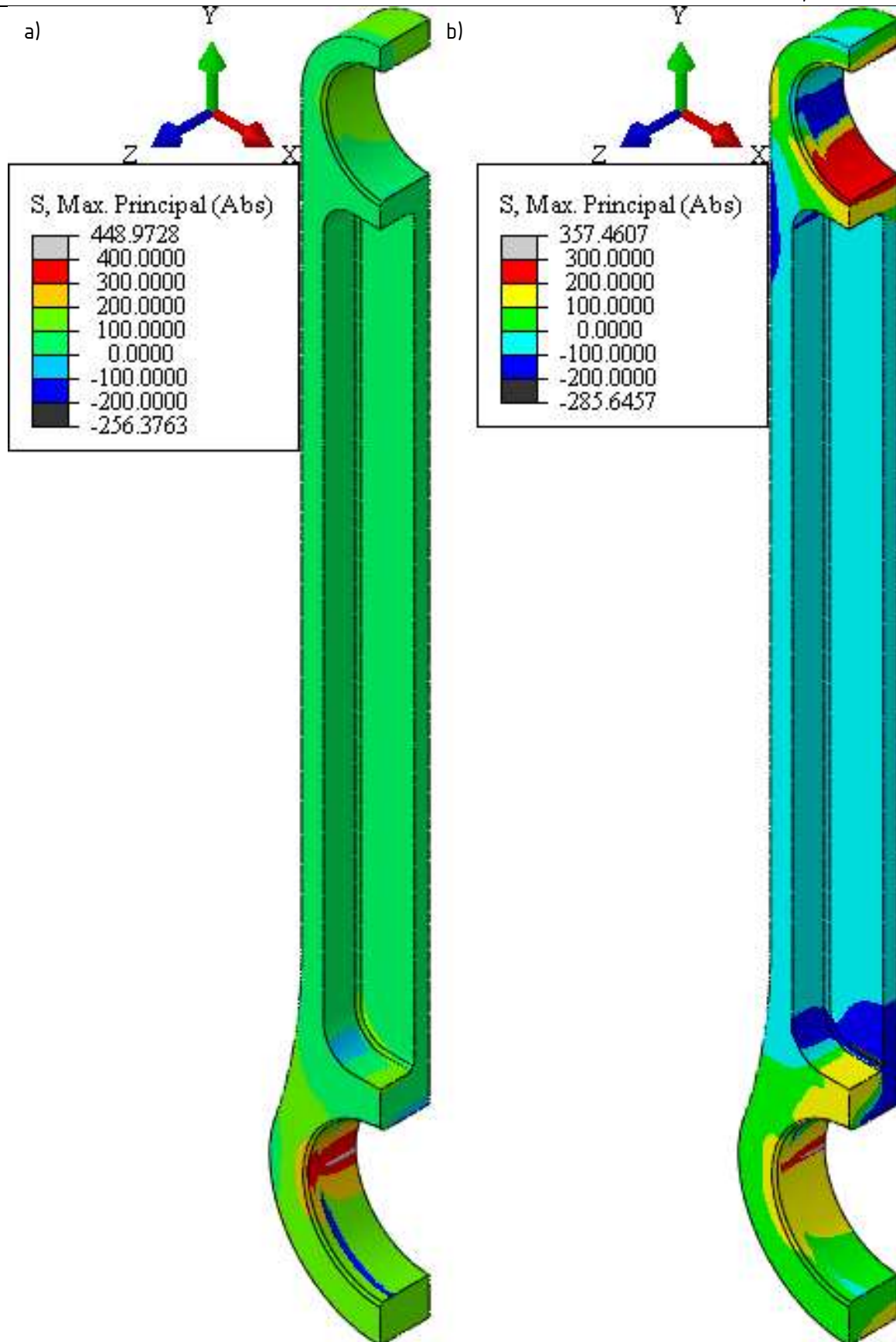
Raspodjele ekvivalentnog naprezanja i najvećeg glavnog naprezanja po apsolutnom iznosu na mreži od 186910 C3D10 elemenata prikazane su za oba kritična slučaja na [Slika 70., Slika 71.]. Može se uočiti smanjenje vršnog ekvivalentnog naprezanja za 10% za kritično vlačno opterećenje, odnosno za 30% za kritično tlačno opterećenje.

Potom je provedena numerička analiza naprezanja za kritična savojna opterećenja – maksimalnu bočnu silu u maloj glavi, maksimalno bočno ubrzanje i maksimalno kutno ubrzanje. Sva tri slučaja analizirana su u dvije varijante – sa silom plinova i bez [Tablica 16.], pri čemu je rezultantna sila na malu glavu raspodijeljena po polukružnom luku orijentiranom u smjeru rezultantne sile. Iskorištena je simetrija geometrije i opterećenja, te je rotacija klipnjače je spriječena ukidanjem translacije po lokalnom φ -smjeru na nekoliko čvorova velike glave, dok je polukružnim elastičnim temeljima orijentiranim u smjeru očekivane rezultantne sile spriječen radijalni pomak [Slika 72.]. Na prvoj varijanti opterećenja [Slika 73.] je praćena konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja [Tablica 17.] na mrežama od 14449, 72640 i 206002 C3D10 elemenata [Slika 74.]. Može se uočiti da značajnim povećanjem broja elemenata vršno naprezanje tek neznatno raste i to u okolini rubnih uvjeta, te se rješenje dobiveno posljednjom mrežom može smatrati konvergiranim. S parametrima mreže od 206002 C3D10 elemenata su potom provedene numeričke analize za preostale slučajeve opterećenja, te su dobivena polja ekvivalentnog naprezanja i po apsolutnoj vrijednosti maksimalnog glavnog naprezanja prikazana na [Slika 75., Slika 76.]. Lokalno vrlo

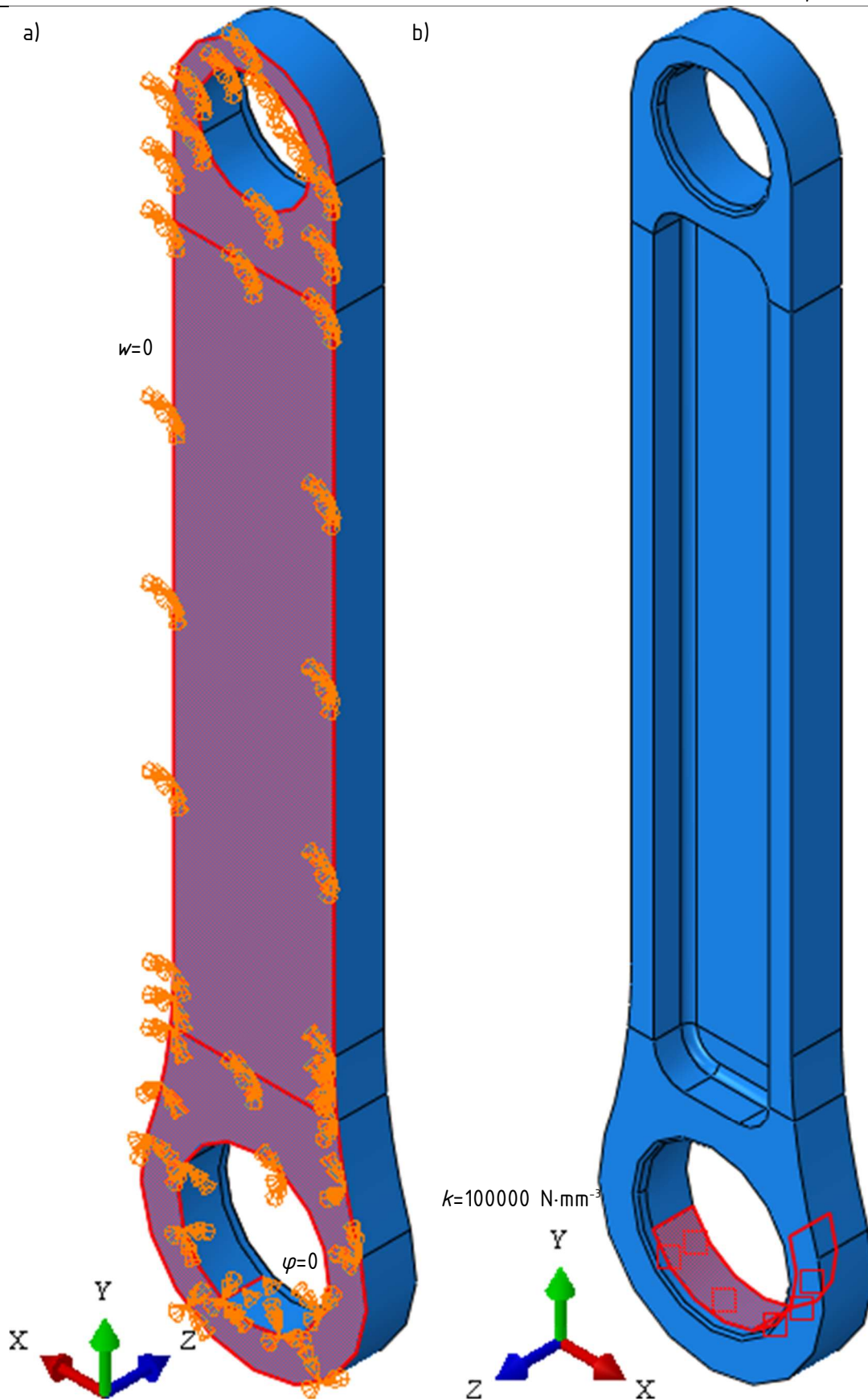
visoke vrijednosti naprezanja za slučajeve opterećenja 4 do 6 su numerički artefakt odabranih rubnih uvjeta, te se mogu zanemariti.



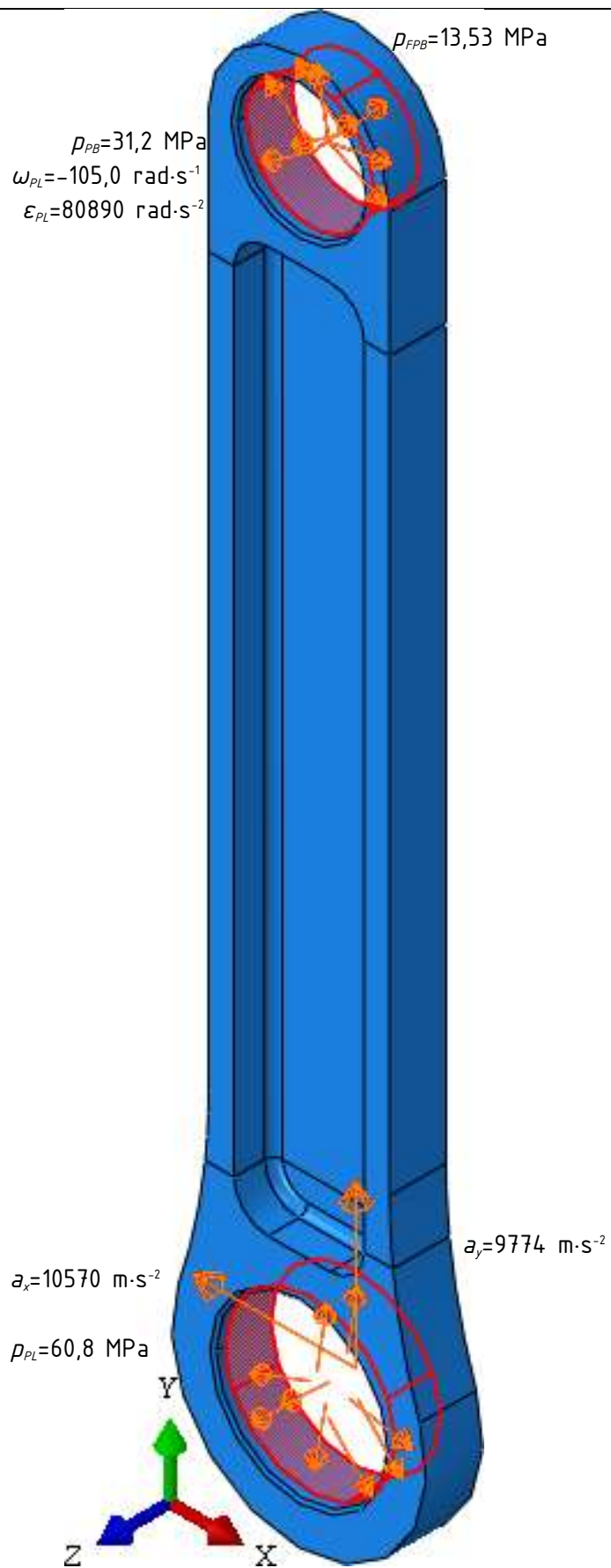
Slika 70. Polje ekvivalentnog naprezanja na modificiranom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova



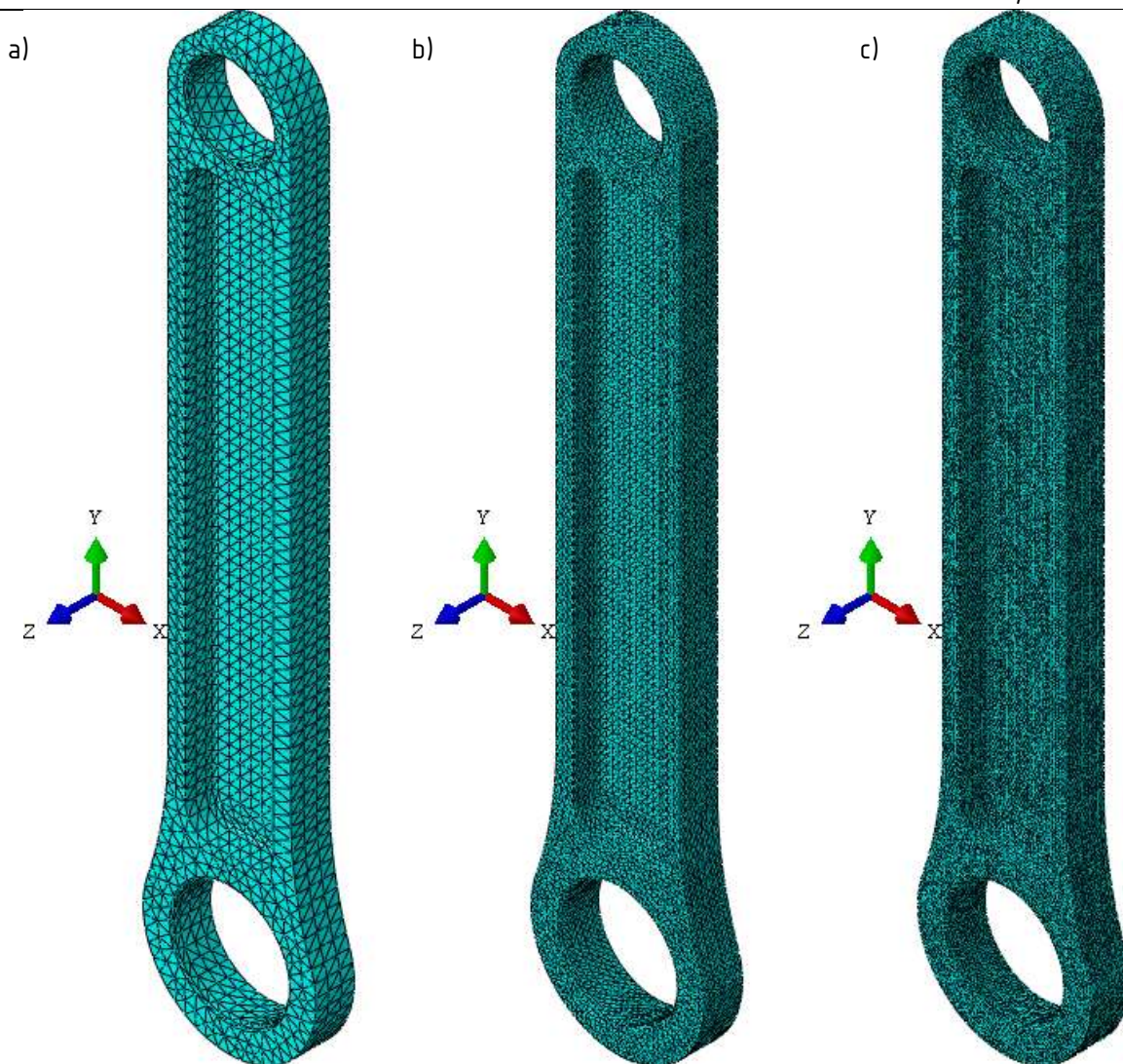
Slika 71. Polje najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na modificiranom četvrtinskom modelu klipnjače za slučaj opterećenja a) inercijskim silama i b) silom plinova



Slika 72. Ograničenje pomaka a) rubnim uvjetom simetrije i eliminacijom tangencijalnog pomaka i b) elastičnim temeljima



Slika 73. Zadano opterećenje za varijantu 1



Slika 74. Mreže od a) 14449, b) 72640 i c) 206002 C3D10 elemenata za inicijalni četvrtinski model klipnjače

Tablica 16. Opterećenja korištena za analizu savijanja klipnjače

Varijanta opterećenja	α_{KW_i} °	ω_{PL_i} rad·s ⁻¹	ϵ_{PL_i} rad·s ⁻²	a_{x_i} m·s ⁻²	a_{y_i} m·s ⁻²	p_{PB_i} MPa	p_{PL_i} MPa	p_{FPB_i} MPa	β_{PB_i} °	β_{PL_i} °
1	51,6	-105,0	80890	10570	-9774	35,8	60,8	13,53	-21,86	24,48
2	63,8	-75,1	94560	10970	-4782	35,8	60,8	8,38	-34,69	43,50
3	90	0,0	107700	9596	5195	35,8	60,8	5,70	-57,32	45,29
4	411,6	-105,0	80890	10570	-9774	35,8	60,8	38,66	-85,46	57,40
5	423,8	-75,1	94560	10970	-4782	35,8	60,8	31,21	-83,91	57,11
6	450	0,0	107700	9596	5195	35,8	60,8	27,46	-80,14	69,27

Tablica 17. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja za modificirani model klipnjače opterećen na savijanje

n	14449	72640	206002
S_{max} , MPa	315,9	337,7	346,2

Kako bi se mogla odrediti kritična mjesta s obzirom na dinamičku čvrstoću komponente, ekvivalentnom naprezanju je dodijeljen predznak ovisno o apsolutno najvećem glavnom naprezanju. Potencijalno kritična mjesta istaknuta su na [Slika 77.], a u [Tablica 18.] je dan pregled faktora sigurnosti za po [3] odabrani materijal 34CrNiMo6, sa svojstvima po [47].

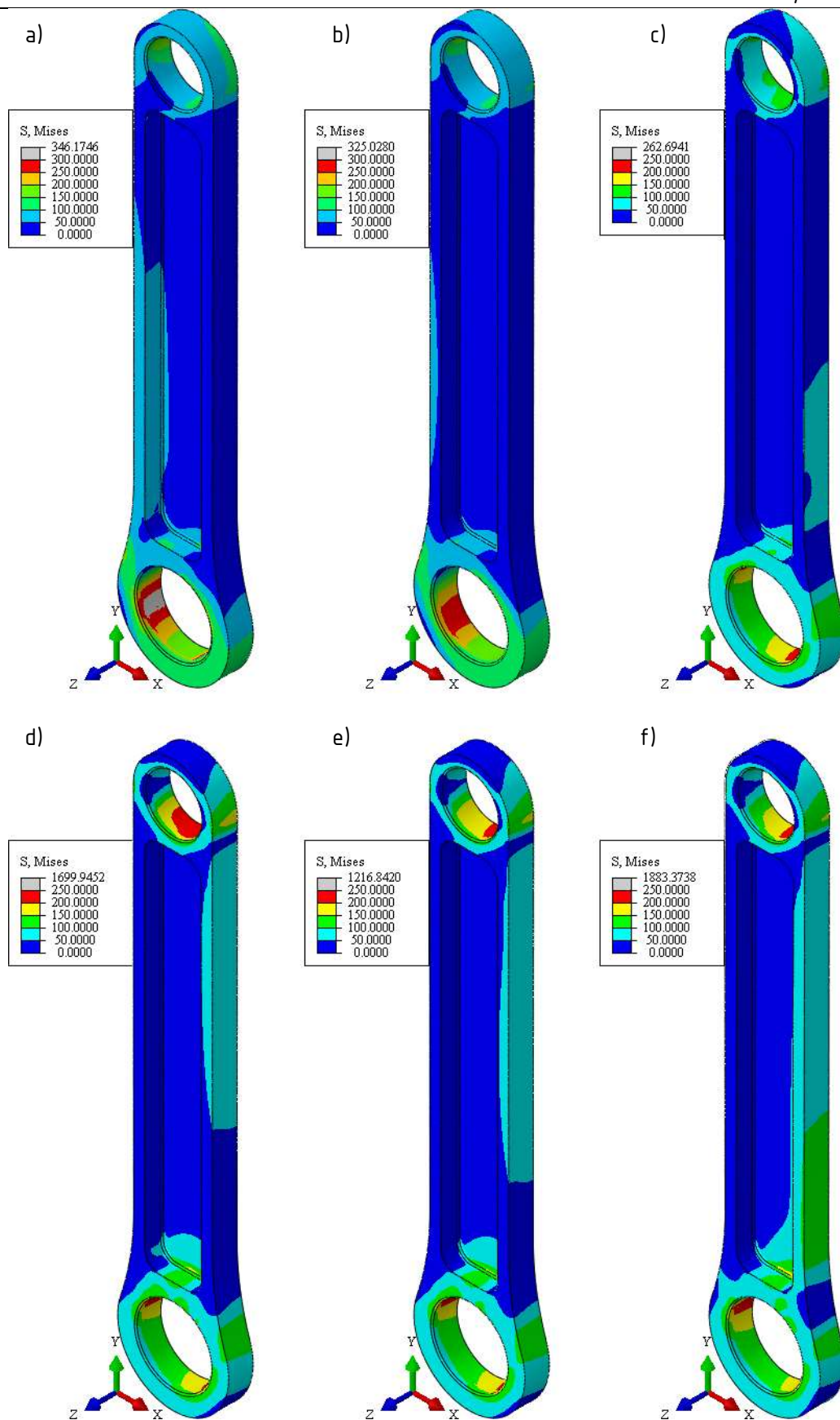
Tablica 18. Sigurnost s obzirom na dinamičku čvrstoću za 34CrNiMo6 po [47]

Mjesto	S_{max} , MPa	S_{min} , MPa	S
A	205,8	-55,2	3,28
B	361,3	0,0	2,06
C	98,4	-158,2	3,81
D	125,3	-173,6	3,37
E	128,0	-253,3	2,47
F	403,7	0,0	1,85
G	277,5	-108,5	2,34

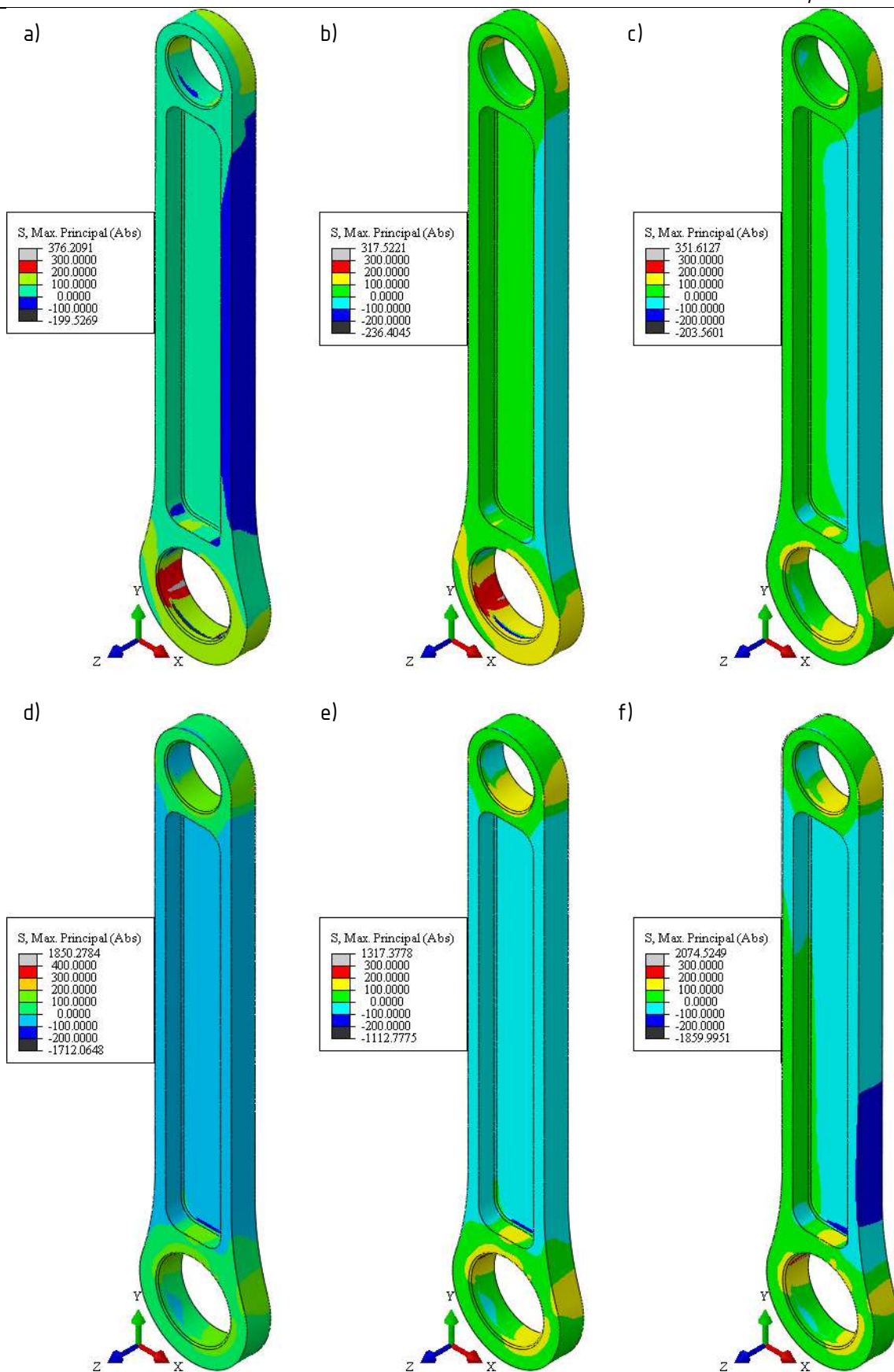
Može se zaključiti da unatoč relativno visokoj brzini vrtnje savojno opterećenje ne utječe značajno na zamornu sigurnost klipnjače, s obzirom da su kritične točke na maloj i velikoj glavi uvijek opterećene na način da je po apsolutnom iznosu najveće glavno naprezanje vlačno. Minimalni ostvareni faktor sigurnosti je viši od traženog:

$$S > S_{min} \quad (28)$$

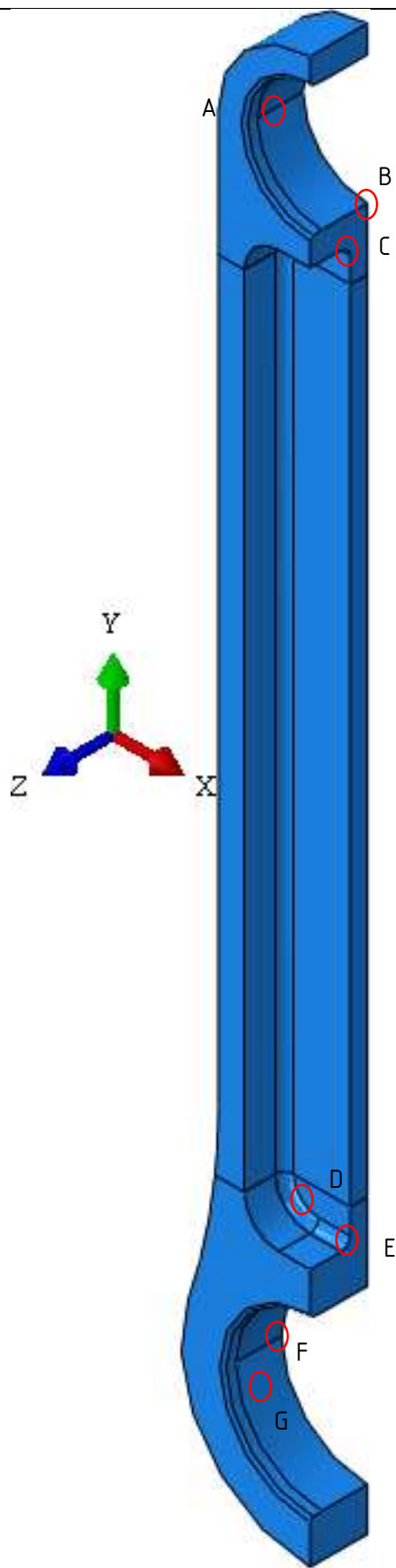
te u tom pogledu klipnjača zadovoljava. Po [3] zbog velike krutosti klipnjača nema potrebe za provjerom stabilnosti, te se proračun i dokaz nosivosti klipnjače može smatrati dovršenim za potrebe ovoga rada, iako postoji prostor za dodatno optimiranje oblika klipnjače i iskorištenosti materijala.



Slika 75. Polje ekvivalentnog napreznja na modificiranom polovičnom modelu klipnjače za varijantu opterećenja a) 1, b) 2, c) 3, d) 4, e) 5 i f) 6



Slika 76. Polje najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na modificiranom polovičnom modelu klipnjače za varijantu opterećenja a) 1, b) 2, c) 3, d) 4, e) 5 i f) 6



Slika 77. Potencijalno kritična mjesta po pitanju zamorne čvrstoće

4.4. Optimiranje dimenzija osovinice klipnjače i kontrola nosivosti ležajeva

Kako bi odabrani ležajevi klipnjače bili izloženi što nižem proračunskom ekvivalentnom opterećenju, provedena je numerička analiza osovinice klipnjače s ciljem određivanja minimalnog potrebnog unutarnjeg promjera, a time i minimalne mase i minimalnih inercijskih sila izazvanih gibanjem osovinice. Za materijal osovinice odabran je 31CrMoV9, te je minimalni faktor sigurnosti s obzirom na zamornu čvrstoću izjednačen s u [16] izračunatom sigurnošću za osovinicu klipa:

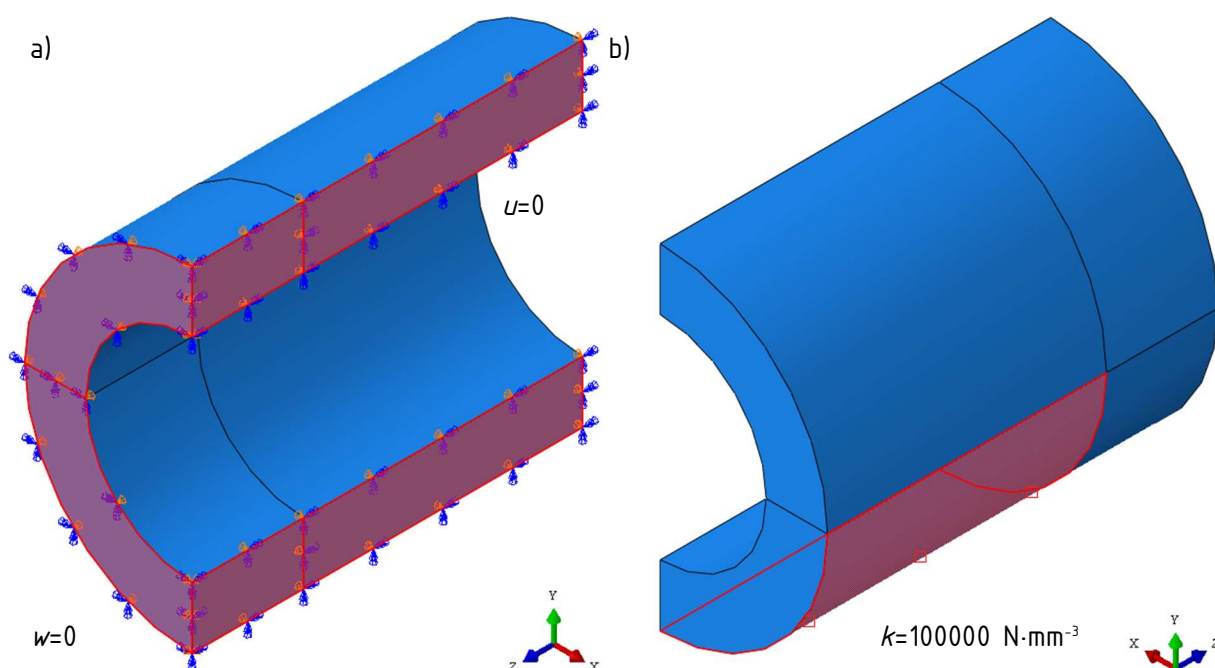
$$S_{min}=S_{KB}=1,468. \quad (29)$$

U nedostatku pouzdanih podataka o minimalnoj potrebnoj krutosti također su iz [16] preuzete dopuštene vrijednosti progiba i ovalne deformacije osovinice klipnjače:

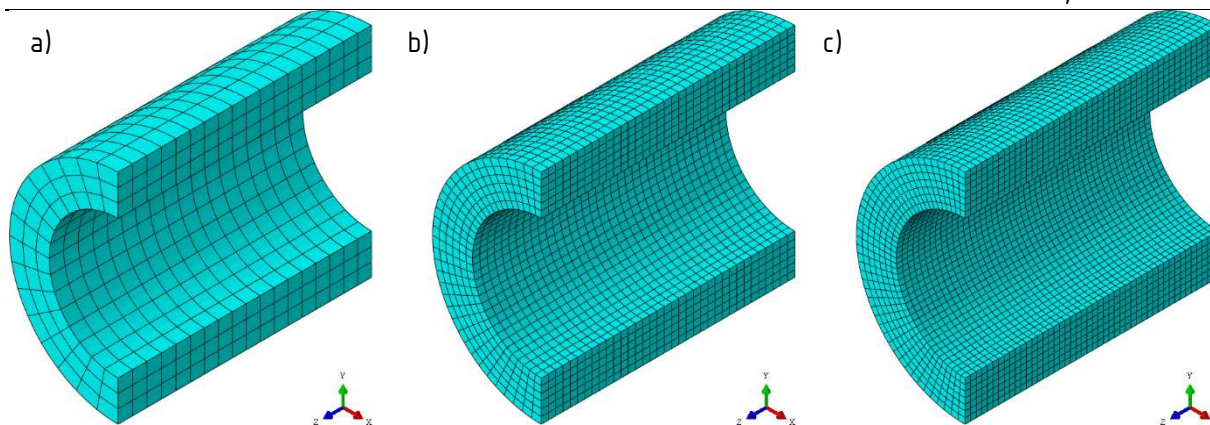
$$\Delta D_{KB}<27 \mu\text{m}, \quad (30)$$

$$\Delta w<28 \mu\text{m}. \quad (31)$$

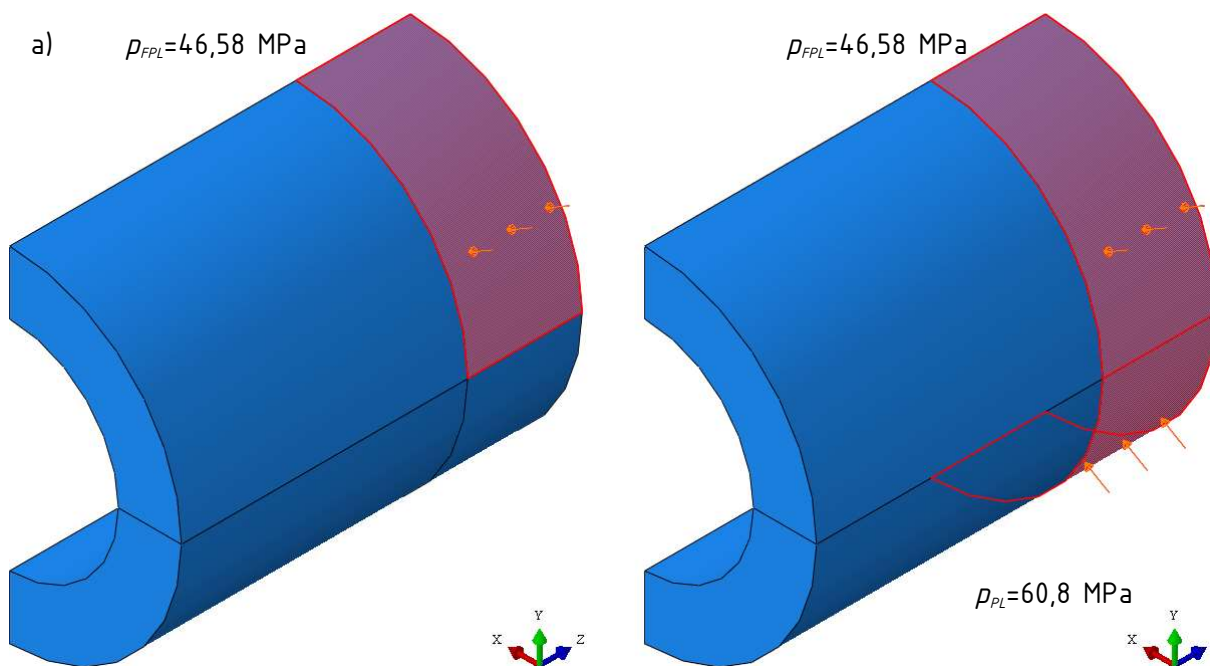
Pri izradi proračunskog modela je iskorištena dvostruka simetrija problema, a vertikalni progib spriječen je elastičnim temeljima [Slika 78.]. Konvergencija vršnog progiba i maksimalnog ekvivalentnog naprezanja [Tablica 19.] je praćena za tlačno opterećenje na mrežama od 864, 7770 i 15456 C3D20 elemenata [Slika 79.]. Vršni progib je mjereno u koraku opterećenja bez kontaktnog tlaka, dok je za praćenje maksimalnog ekvivalentnog naprezanja uzet i kontaktni tlak u obzir [Slika 80.].



Slika 78. Zadani rubni uvjeti a) simetrije i b) elastični temelji



Slika 79. Generirane mreže od a) 864, b) 7770 i c) 15456 C3D20 elemenata



Slika 80. Zadano opterećenje a) tlačna sila, b) tlačna sila i kontaktni tlak

Tablica 19. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i progiba za osovinicu klipnjače

n	864	7770	15456
S_{max} , MPa	337,9	341,7	342,2
Δw , μm	19,1	19,2	19,2

Rješenje dobiveno na posljednjoj mreži s 15456 C3D20 elemenata može se smatrati konvergiranim s obzirom na minornu promjenu u odnosu na prethodne mreže. S tako dobivenim parametrima mreže provedene su numeričke analize za različite unutarnje promjere osovinice za tlačni slučaj opterećenja [Tablica 20].

Tablica 20. Progibi u ovisnosti o unutaršnjem promjeru

D_{PLi}	19	20	21	21,5	22
$\Delta w, \mu\text{m}$	19,2	21,6	24,5	26,2	28,1

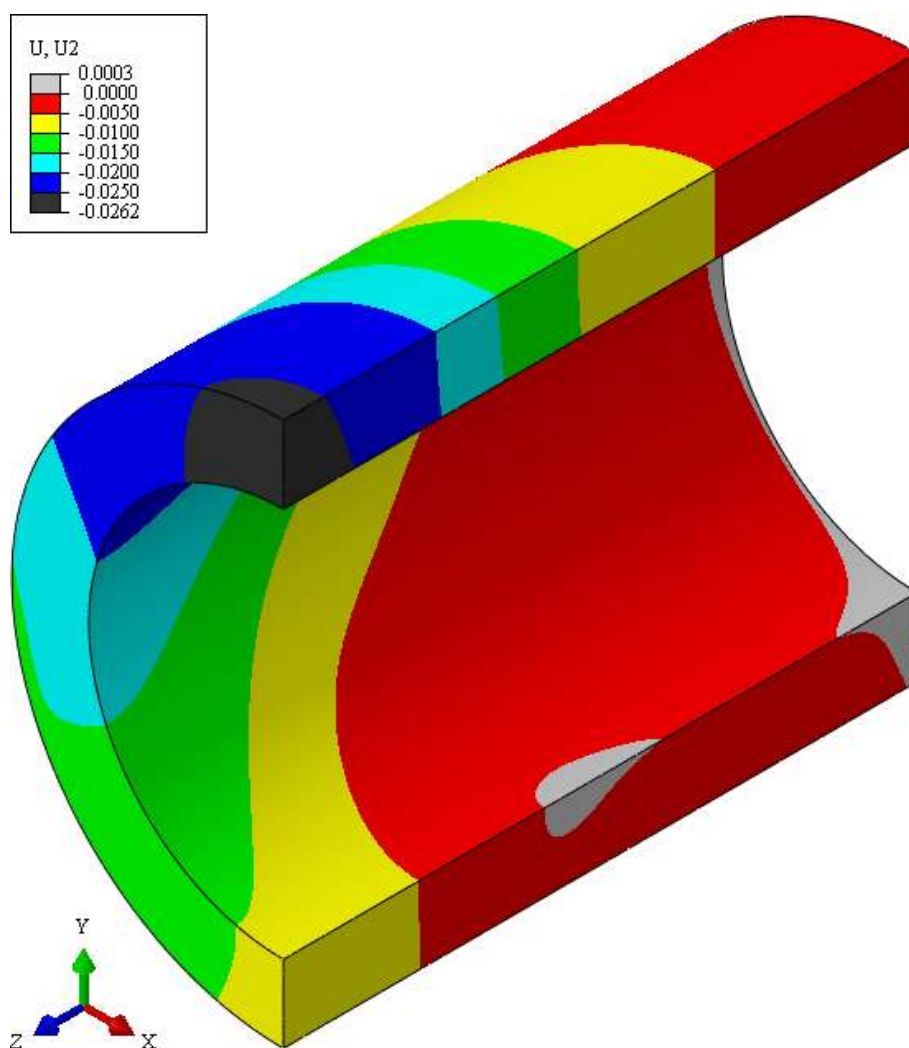
Na temelju dobivenih rezultata odabrana je osovinica s unutaršnjim promjerom od 21,5 mm. Zadovoljen je kriterij maksimalnog progiba [Slika 81.]:

$$\Delta w = 26,2 \mu\text{m} < 28 \mu\text{m}, \quad (32)$$

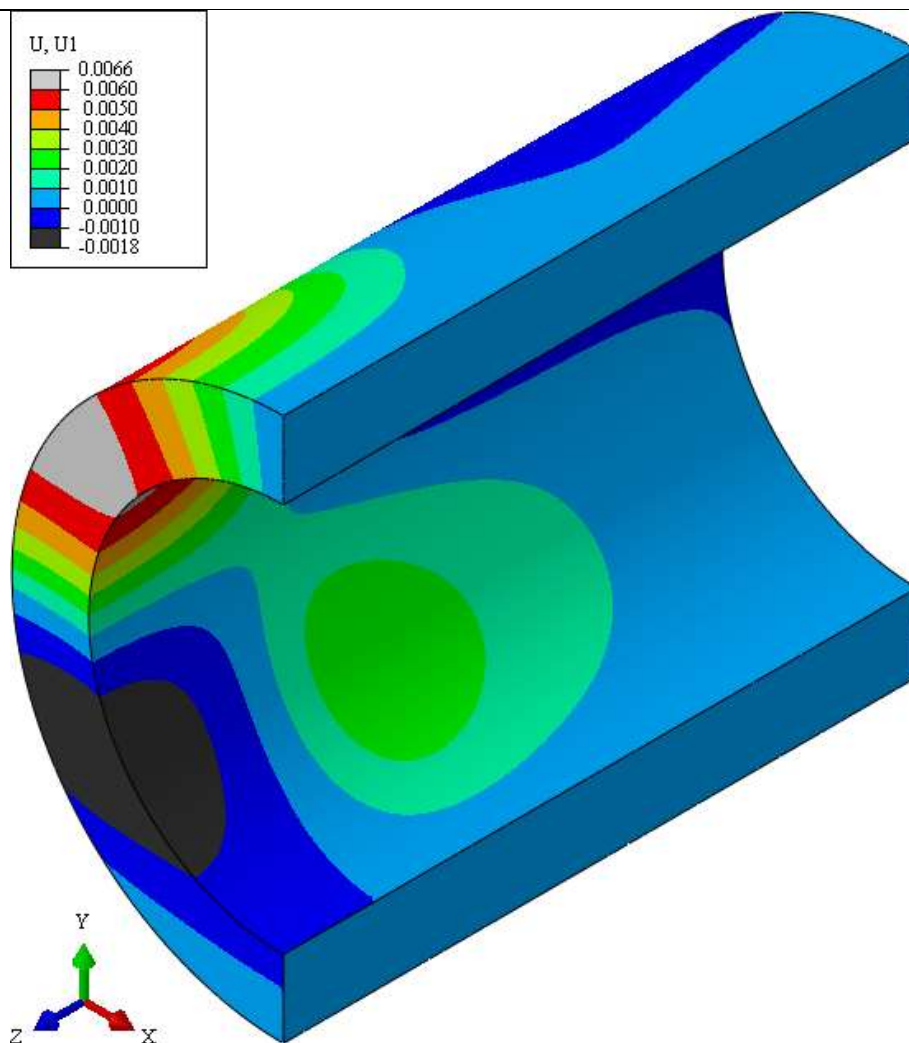
kao i kriterij maksimalne ovalne deformacije [Slika 82.]:

$$\Delta D_{KB} = 13,2 \mu\text{m} < 27 \mu\text{m}, \quad (33)$$

dok je za određivanje faktora sigurnosti s obzirom na zamornu čvrstoću potrebno uzeti u obzir i vlačno opterećenje uslijed inercijske sile klipnjače i ubrzanja osovinice [Slika 83.], zajedno s izmijenjenom površinom elastičnih temelja [Slika 84.].



Slika 81. Vertikalni pomaci osovinice uslijed tlačnog opterećenja



Slika 82. Horizontalni pomaci osovinice uslijed tlačnog opterećenja

Raspodjele ekvivalentnog i maksimalnog apsolutnog glavnog naprezanja za tlačno i vlačno opterećenje, kao i za mirujuću osovinicu izloženu samo kontaktnom tlaku prikazane su na [Slika 85., Slika 86.].

Može se uočiti da čvor s najvećim ekvivalentnim naprežanjem pri tlačnom opterećenju klipnjače ujedno ima i najnižu sigurnost, s najvećom vrijednošću srednog naprežanja i najvećom amplitudom naprežanja (od 197,4 MPa za vlačno opterećenje klipnjače do 425,6 MPa za tlačno opterećenje klipnjače). Povoljno je da je najveće apsolutno naprežanje za visokoopterećeni dio osovinice za sve slučajeve opterećenja istog (negativnog) predznaka, te se za svojstva materijala po [47] dobiva zadovoljavajuća sigurnost osovinice s obzirom na zamornu čvrstoću:

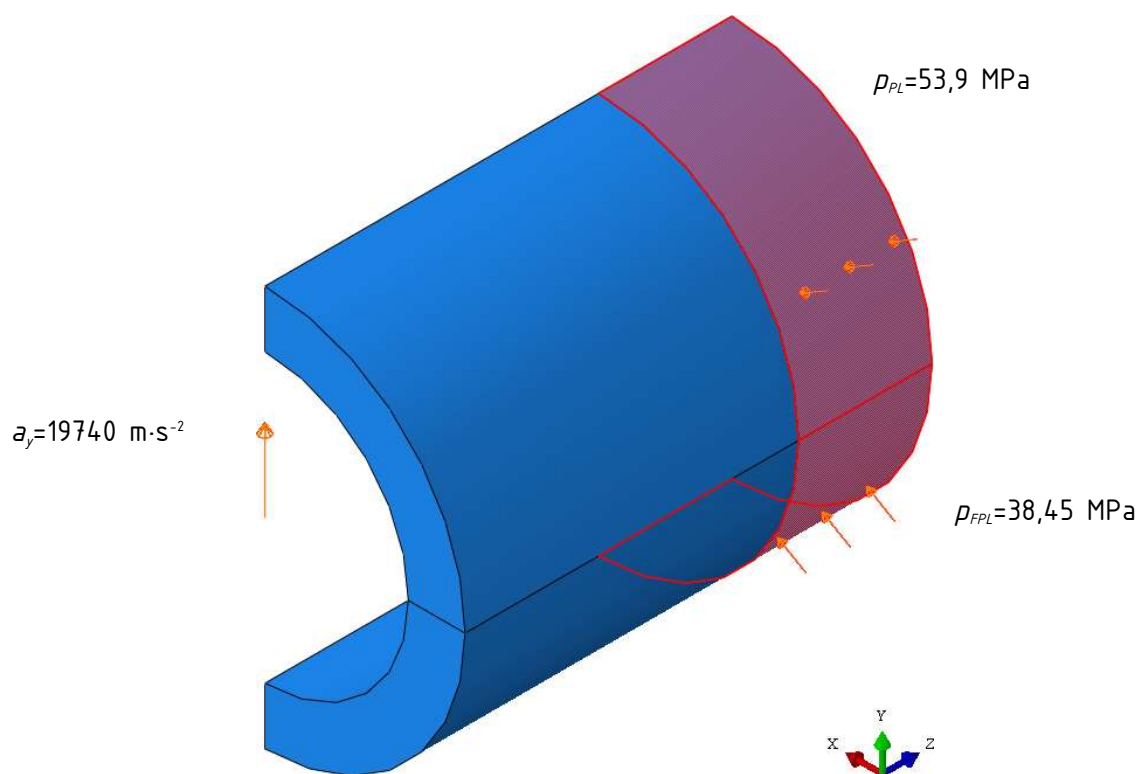
$$S=1,95>S_{min}. \quad (34)$$

Osim smanjenja osovinice postignuto je i smanjenje kontaktnog tlaka u velikoj glavi:

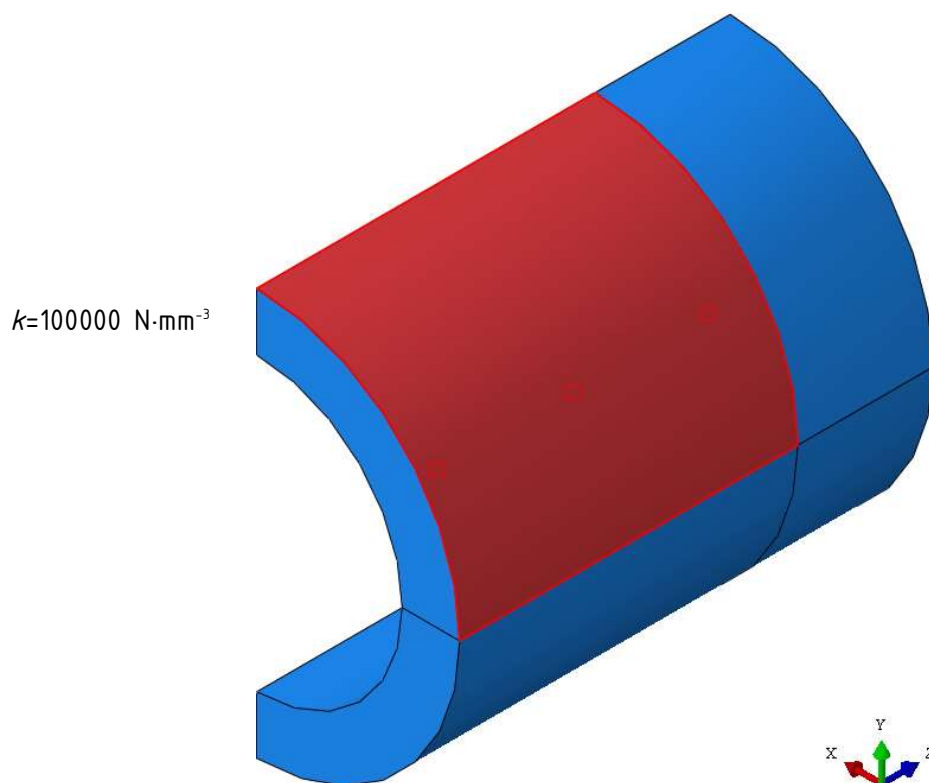
$$p_{PL}=53,9 \text{ MPa,}$$

(35)

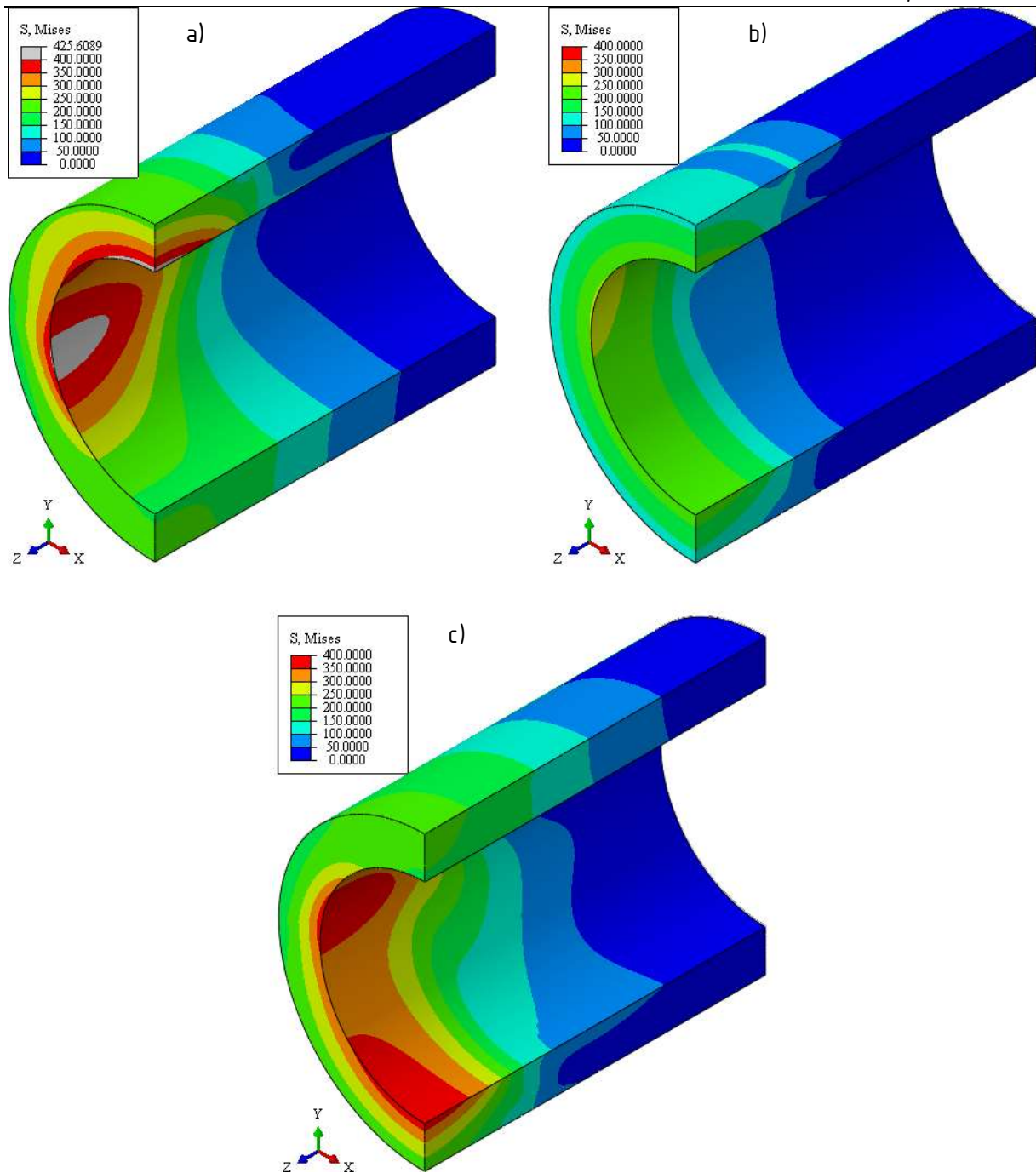
čime je dodatno povećana sigurnost klipnjače.



Slika 83. Zadana opterećenja za vlačno opterećenje klipnjače



Slika 84. Elastični temelji osovinice za slučaj vlačnog opterećenja klipnjače

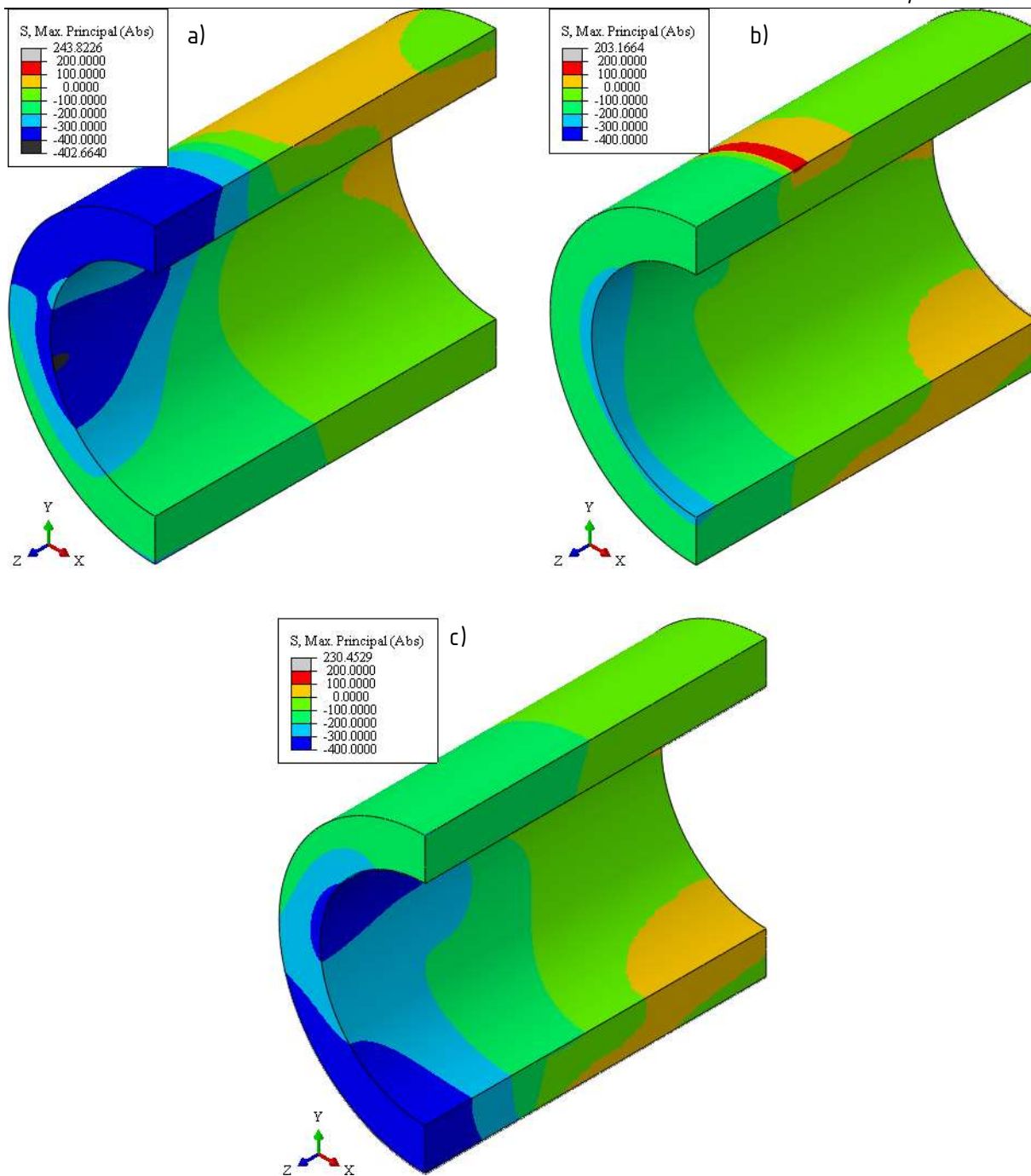


Slika 85. Raspodjela ekvivalentnog napreznja za a) tlačno opterećenje, b) samo djelovanje kontaktnog tlaka i c) vlačno opterećenje

Na tako dobivenom modelu su u Adamsu određene sile na ležajevima, te je dobiveno proračunsko opterećenje:

$$P_{ef}=20500 \text{ N}, \tag{36}$$

koje je znatno veće od početne vrijednosti zbog mase osovinice klipnjače. U [Tablica 21.] su prikazani iznova izračunati parametri važni za izbor prikladnog ležaja.



Slika 86. Raspodjela maksimalnog apsolutnog glavnog naprezanja za a) tlačno opterećenje, b) samo djelovanje kontaktnog tlaka i c) vlačno opterećenje

Tablica 21. Glavne karakteristike razmatranih ležajeva za modificirani model [44]

Ležaj	DL 28 20	DL 30 20	DL 30 25	DL 35 20	DL 40 20
L_{10h}, h	698,5	790,9	1651	1049	1326
s_0	5,746	6,156	8,175	7,189	8,223

Može se uočiti da kriterij minimalnog nazivnog radnog vijeka zadovoljavaju samo ležajevi DL 30 25 i DL 40 20. DL 40 20 omogućuje užu izvedbu prstena-nosača klipnjača, ali zbog većeg promjera osovinice povećava vanjski promjer prstena-nosača klipnjača i povećava opterećenje na komponentama mehanizma za uravnoteženje. Veći vanjski promjer također zahtijeva veću veliku glavu, a time i veću masu klipnjače, zbog čega je u konačnici zadržan originalno odabrani ležaj DL 30 25. Dovršen model klipnjače s ležajem male glave i osovinicom prikazan je na [Slika 87].



Slika 87. Klipnjača s osovinicom i ležajem male glave u a) aksonometriji i b) aksonometriji punog presjeka

5. ANALIZA NAPREZANJA SPOREDNIH KOMPONENTI

U ovome poglavlju je metodom konačnih elemenata provedena analiza sporednih komponenti mehanizma, nakon što su određena opterećenja, dimenzije klipnjače, kritični slučajevi opterećenja i odabrani ležajevi. Također je provjerena nosivost čeonog ozubljenja i kliznog ležaja prstena-nosača klipnjača.

5.1. Određivanje dimenzija mehanizma za ostvarivanje uniformnog gibanja

Za egzaktno određivanje sila u pomoćnim članovima mehanizma bilo bi potrebno provesti nelinearnu tranzijentnu analizu s kontaktom između pomoćnih članova, vanjskog prstena i prstena-nosača klipnjača, što je računalno suviše zahtjevno.

Umjesto toga su sile u pomoćnim članovima mehanizma procijenjene uz zanemarenje savojnog opterećenja, pretpostavku da vanjski prsten može prenijeti samo moment i da su vanjski prsten i prsten-nosač klipnjača idealno kruti. Uz te pretpostavke se pomoćni članovi mogu promatrati kao rotirajuće paralelno spojene opruge, te je udio tangencijalne krutosti pojedine opruge u ukupnoj tangencijalnoj krutosti u danom trenutku jednak udjelu u prenesenom momentu. Uz pomoć jednostavne trigonometrije se za dani model na temelju momenta na prstenu-nosaču klipnjača [Slika 88.] primjenom (18) dobiva kritično proračunsko opterećenje ležaja pomoćnog člana u prstenu-nosaču klipnjača za nazivni okretni moment i maksimalnu brzinu vrtnje:

$$P_{ef} = \left(\frac{\sum_j |\omega_{PLj}| \cdot P_j^{\frac{10}{3}}}{\sum_j |\omega_{PLj}|} \right)^{\frac{3}{10}} = 584,2 \text{ N}, \quad (37)$$

koja uključuje i opterećenje uslijed rotacije pomoćnog člana. Proračunska brzina vrtnje n_{ef} iznosi:

$$n_{ef} = 6000 \text{ min}^{-1}. \quad (38)$$

Zbog potrebe za veoma kompaktnim ležajevima ponovno su razmatrani samo igličasti valjni ležajevi [Tablica 22.], te je odabran ležaj HK 0810 kao najmanji ležaj koji zadovoljava uvjet (20).

Tablica 22. Glavne karakteristike razmatranih ležajeva [48]

Oznaka	B , mm	d , mm	D , mm	C , N	C_0 , N	L_{10h} , h	s_0
HK 0908	8	9	13	3520	3900	1106	6,676
HK 0810	10	8	12	3690	4050	1294	6,933
HK 0910	10	9	13	4130	4800	1884	8,216

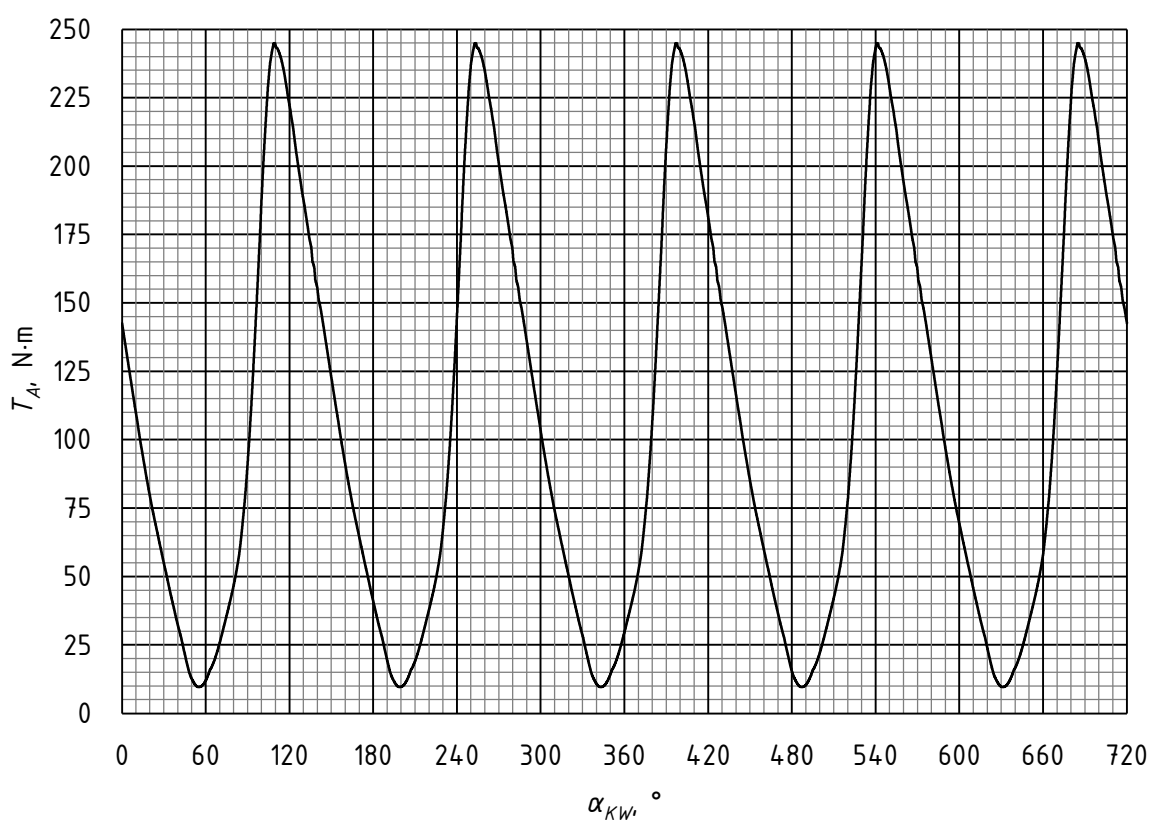
S obzirom na to da je za vršno opterećenje nominalno naprezanje u pomoćnom članu uslijed savijanja i vlačno-tlačnog opterećenja bitno niže od 100 MPa, nema potrebe za numeričkom analizom naprezanja tog strojnog dijela.

Kako je opterećenje ležajeva na vanjskom prstenu niže od opterećenja ležajeva na prstenu-nosaču klipnjača, može se i za tu poziciju odabrati ležaj HK 0810.

Za vanjski prsten je predviđeno spajanje s kućištem evolventnim zupčastim profilom DIN 5480 - 300 × 6 × 48 × 9H 11a. Tolerancijska polja su odabrana po preporukama iz [49], kojima je osigurana minimalna bočna zračnost između zuba i uzubine od 216 μm i minimalna udaljenost tjemena i nasuprotnog korijena od 55 μm. Tako odabranim tolerancijskim poljima spriječeno je zaglavljivanje pri radijalnom pomaku vanjskog prstena. Uzmu li se u obzir i zračnosti igličastih ležajeva od 20 μm [48], osigurana je veća zračnost od zračnosti ležaja letećeg rukavca, pa je onemogućeno preuzimanje radijalnih sila mehanizmom za uravnoteženje.

Nosivost vanjskog prstena kontrolirana je po izrazu i dopuštenim vrijednostima iz [50]:

$$p = \frac{2 \cdot k_e \cdot T_A}{h \cdot l_f \cdot m \cdot z^2} = 0,886 \text{ MPa} \ll p_{dop} = 80 \text{ MPa}. \quad (39)$$



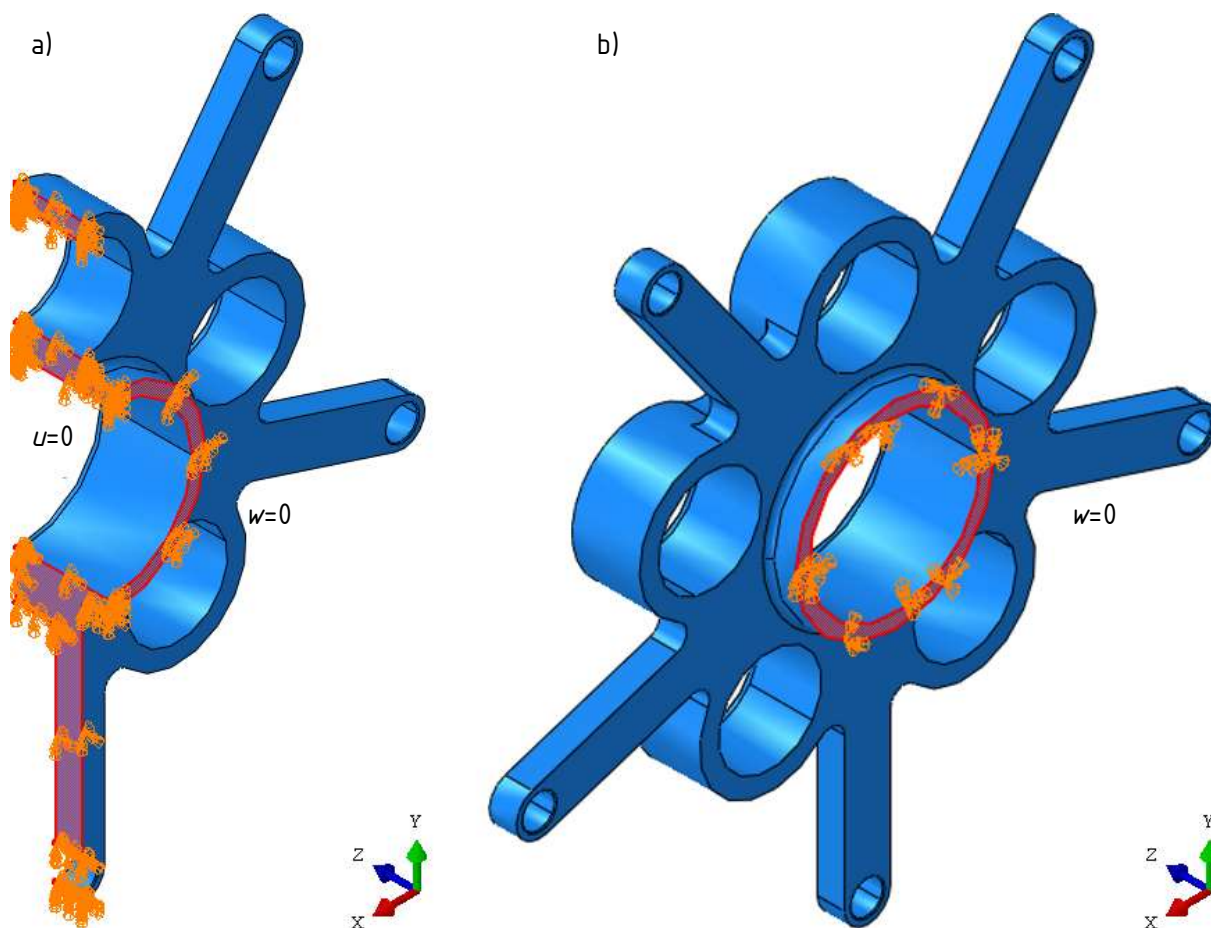
Slika 88. Moment na prstenu-nosaču klipnjača T_A za nazivni okretni moment u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}

5.2. Analiza naprezanja prstena-nosača klipnjača

Analogno proračunu klipnjače formiran je fiktivan ciklus koji objedinjuje maksimalno vlačno i tlačno opterećenje preneseno osovinicom klipa, pri čemu se maksimalno tlačno opterećenje poklapa s maksimalnim momentom prenesenim pomoćnim članovima, maksimalno bočno opterećenje preneseno osovinicom klipnjače i maksimalno savojno opterećenje prihvata pomoćnog člana. Zbog toga je odabran relativno nizak minimalan potreban faktor sigurnosti u odnosu na dinamičku čvrstoću:

$$S_{min}=1,5. \quad (40)$$

Za sve navedene slučajeve može se pretpostaviti jednolika raspodjela opterećenja po ležajevima, što omogućuje zadavanje rubnih uvjeta simetrije [Slika 89.] Time je značajno smanjena potreba za računalnim resursima. Zbog numeričke efikasnosti su uklonjena i mala zaobljenja i skošenja na mjestima na kojima nije očekivan značajan utjecaj na polje naprezanja.



Slika 89. Rubni uvjeti s a) dvije ravnine simetrije i b) jednom ravninom simetrije

Kako bi se izbjegle singularnosti zbog rubnih uvjeta, radijalni pomaci u odnosu na leteći rukavac ograničeni su elastičnim temeljima na polovici glavine kliznog ležaja, tako da reakcijska sila djeluje na istom pravcu kao i rezultatno aktivno opterećenje. Za kombinacije opterećenja za koje nije primjenjiva dvostruka simetrija je zakret oko letećeg rukavca ograničen elastičnim temeljima postavljenim na glavinama ležajeva HK 0810 [Slika 90.], kojima su dodijeljene znatno niže krutosti jer služe samo uravnoteženju malih zakretnih momenata izazvanih numerikom.

Spoj prstena-nosača klipnjača s ležajevima nije simuliran nego modeliran kontaktnim pritiskom dobivenim analitičkim proračunom. Tolerancijska polja glavina ležajeva odabrana su po [3] i [43]. Na temelju izraza (17) kontaktni tlak za igličaste ležajeve HK 0810 i glavinu tolerancijskog polja N5 iznosi:

$$P_{HK\ 0810}=53,3\ \text{MPa}, \quad (41)$$

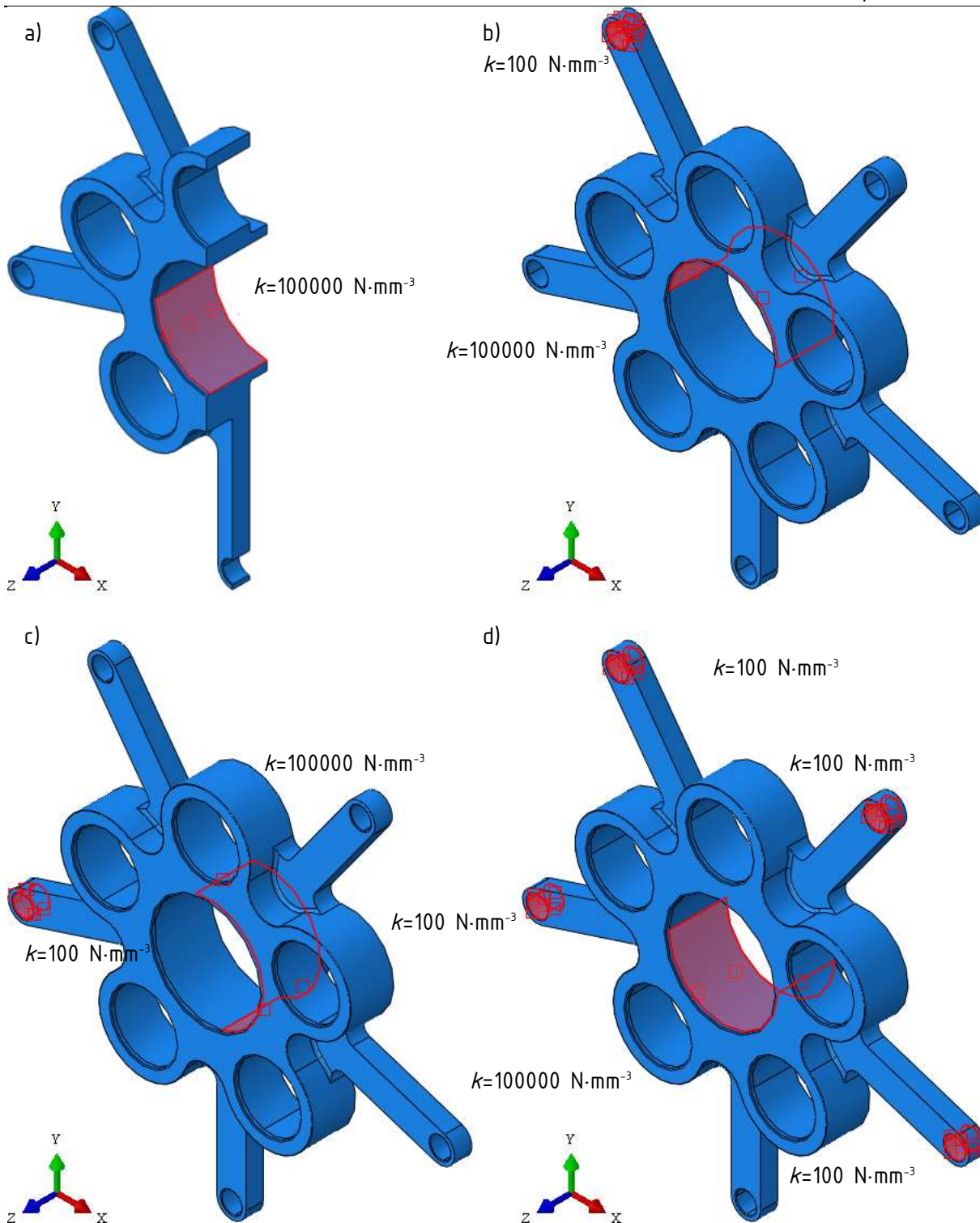
za igličaste ležajeve DL 30 25 iznosi i glavinu tolerancijskog polja N6 iznosi:

$$P_{DL\ 30\ 25}=20,4\ \text{MPa}, \quad (42)$$

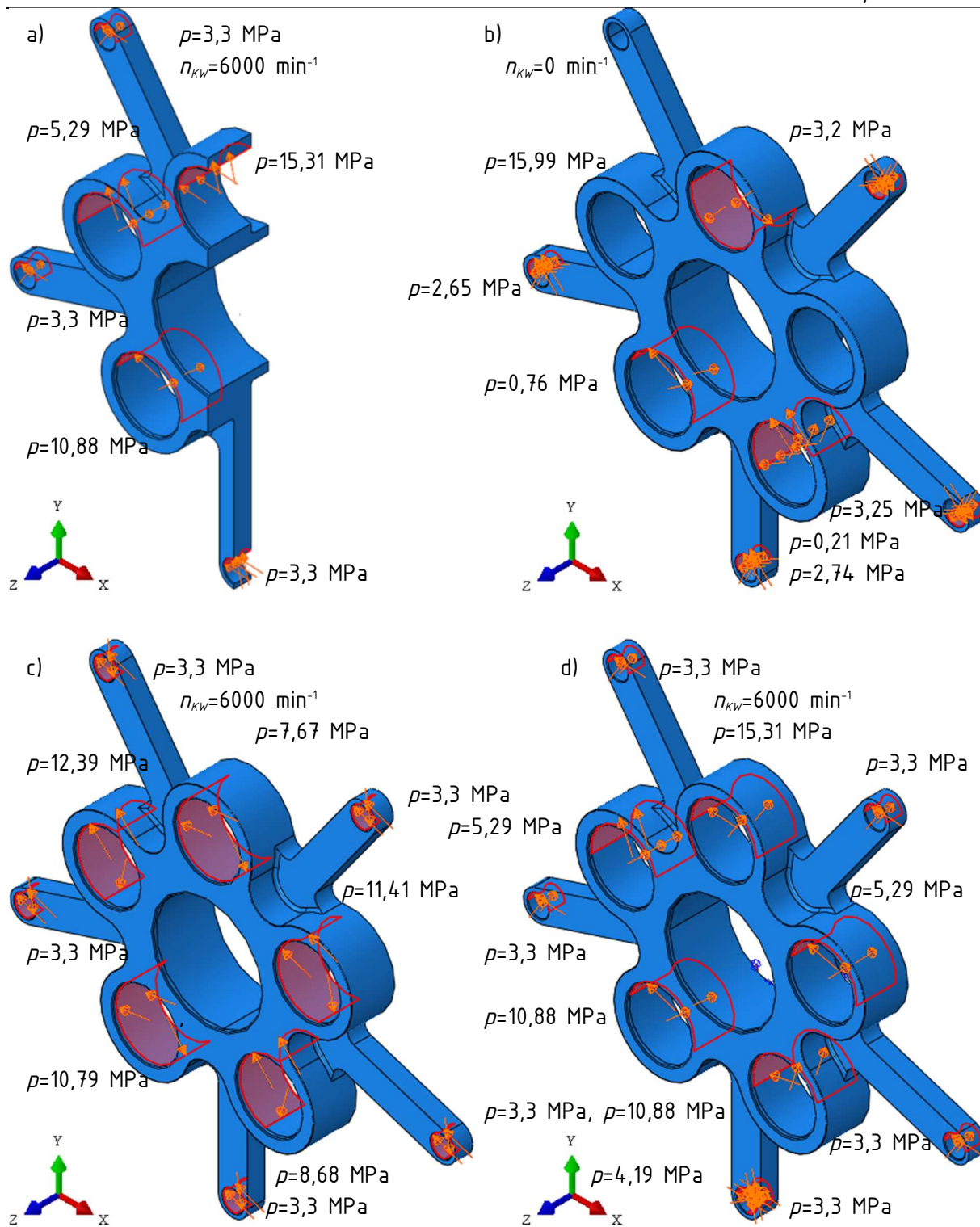
dok je kontaktni tlak na spoju s kliznim ležajem za dosjed H6/s6 jednak:

$$P_{HZ}=8,78\ \text{MPa}. \quad (43)$$

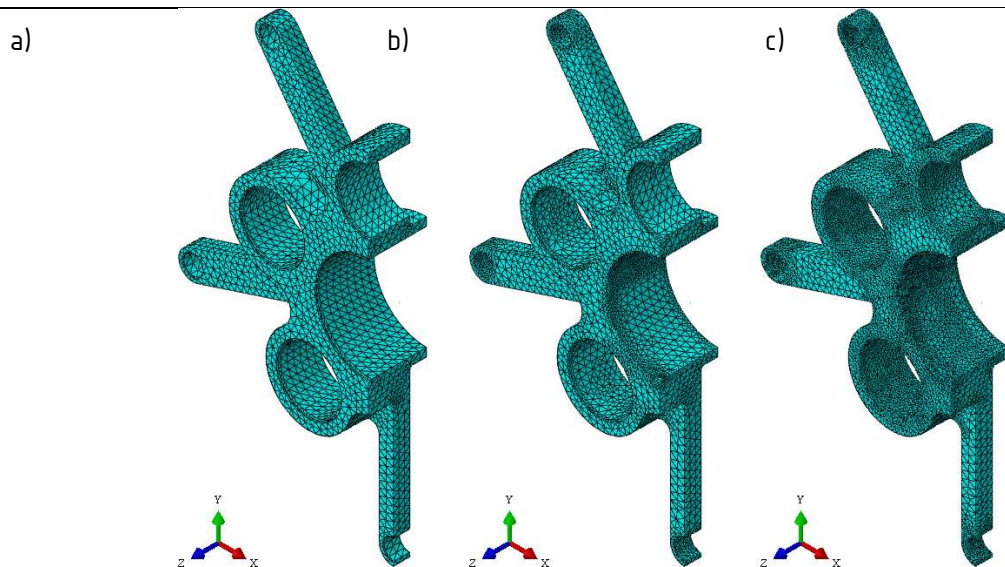
Inercijski efekti su uzeti u obzir dodavanjem brzine vrtnje oko koordinatnog sustava postavljenog na os koljenastog vratila. Opterećenje uslijed inercijskih sila klipnjača, osovinica i pomoćnih članova dodijeljeno je na temelju ubrzanja iz [Slika 61., Slika 62.], a opterećenje uslijed sila plinova na temelju [Slika 58.] Zadana opterećenja prikazana su na [Slika 91.], pri čemu su zbog preglednosti izostavljeni simbolički prikazi opterećenja uslijed brzine vrtnje i kontaktni tlakovi ležajeva. Konvergencija rješenja je osigurana adaptivnim umrežavanjem s ciljem dobivanja jednolike raspodjele energetske greške niže od 2%. Generirane mreže s adaptivnim umrežavanjem prikazane su na [Slika 92., Slika 93., Slika 94. i Slika 95.], a tablični prikaz konvergencije dan je na [Tablica 23.].



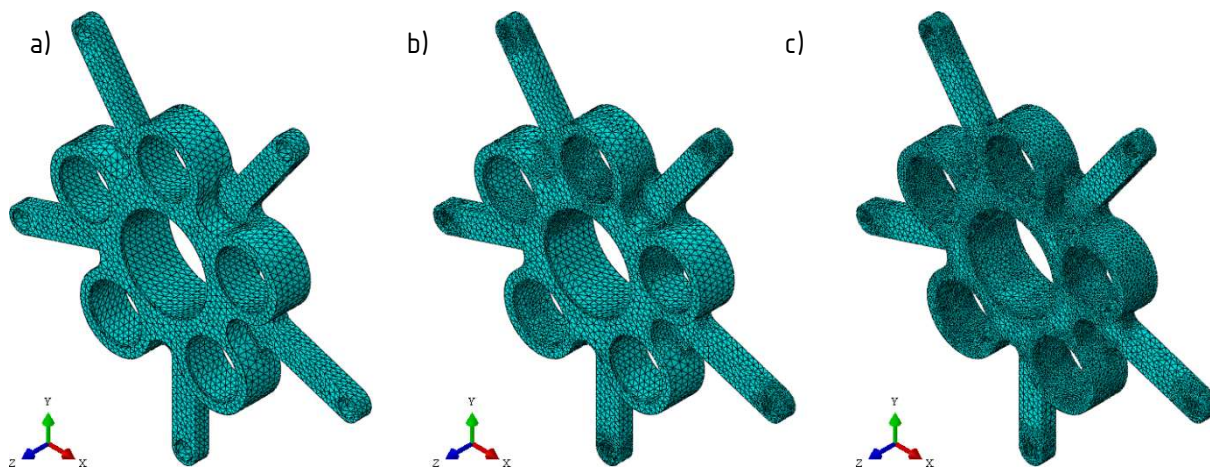
Slika 90. Elastični temelji za kombinaciju a) maksimalnog vlačnog, b) maksimalnog tlačnog, c) maksimalnog bočnog i d) maksimalnog savojnog opterećenja



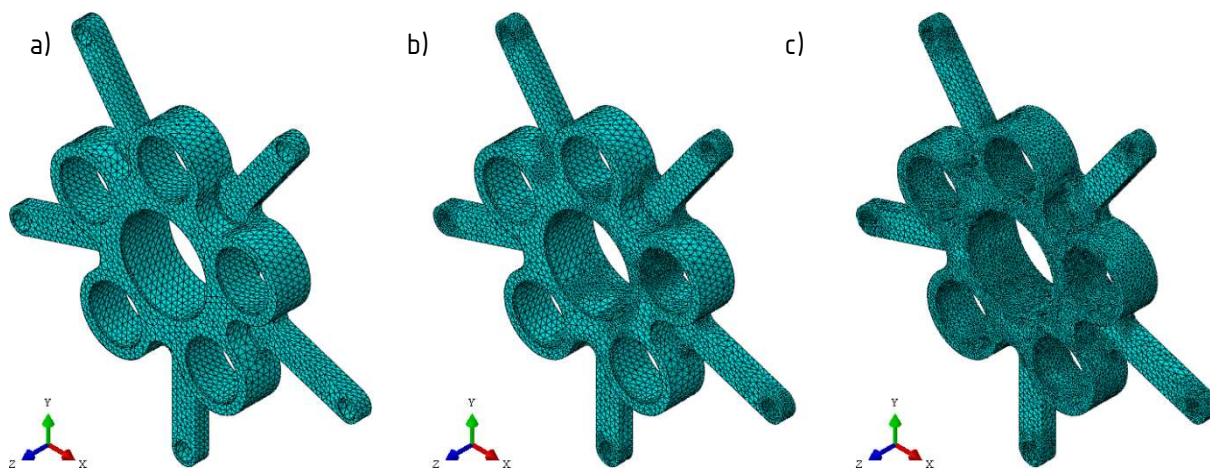
Slika 91. Zadano opterećenje za a) maksimalni vlak, b) maksimalni tlak, c) maksimalnu bočnu silu, d) maksimalno savijanje



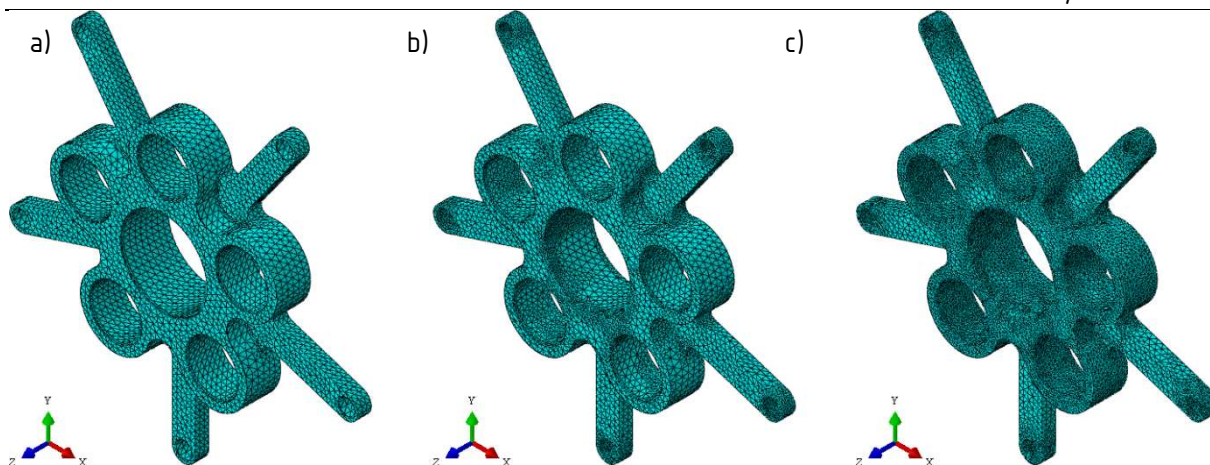
Slika 92. Mreže generirane za slučaj maksimalnog vlačnog opterećenja od a) 20487, b) 40386 i c) 149335 C3D10 elemenata



Slika 93. Mreže generirane za slučaj maksimalnog tlačnog opterećenja od a) 39912, b) 109302 i c) 319419 C3D10 elemenata



Slika 94. Mreže generirane za slučaj maksimalnog bočnog opterećenja od a) 40236, b) 82634 i c) 311369 C3D10 elemenata

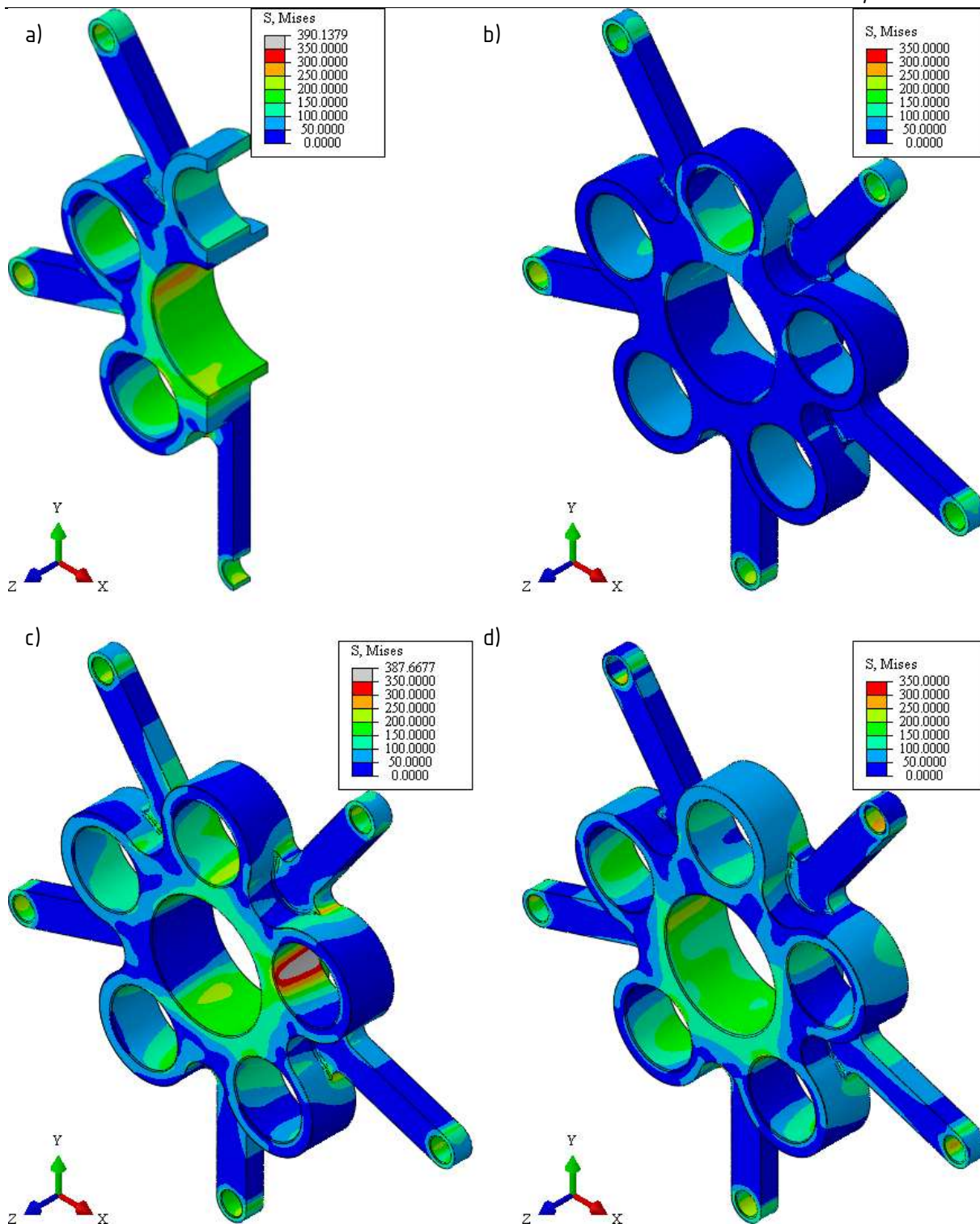


Slika 95. Mreže generirane za slučaj maksimalnog savojnog opterećenja od a) 39976, b) 83533 i c) 288644 C3D10 elemenata

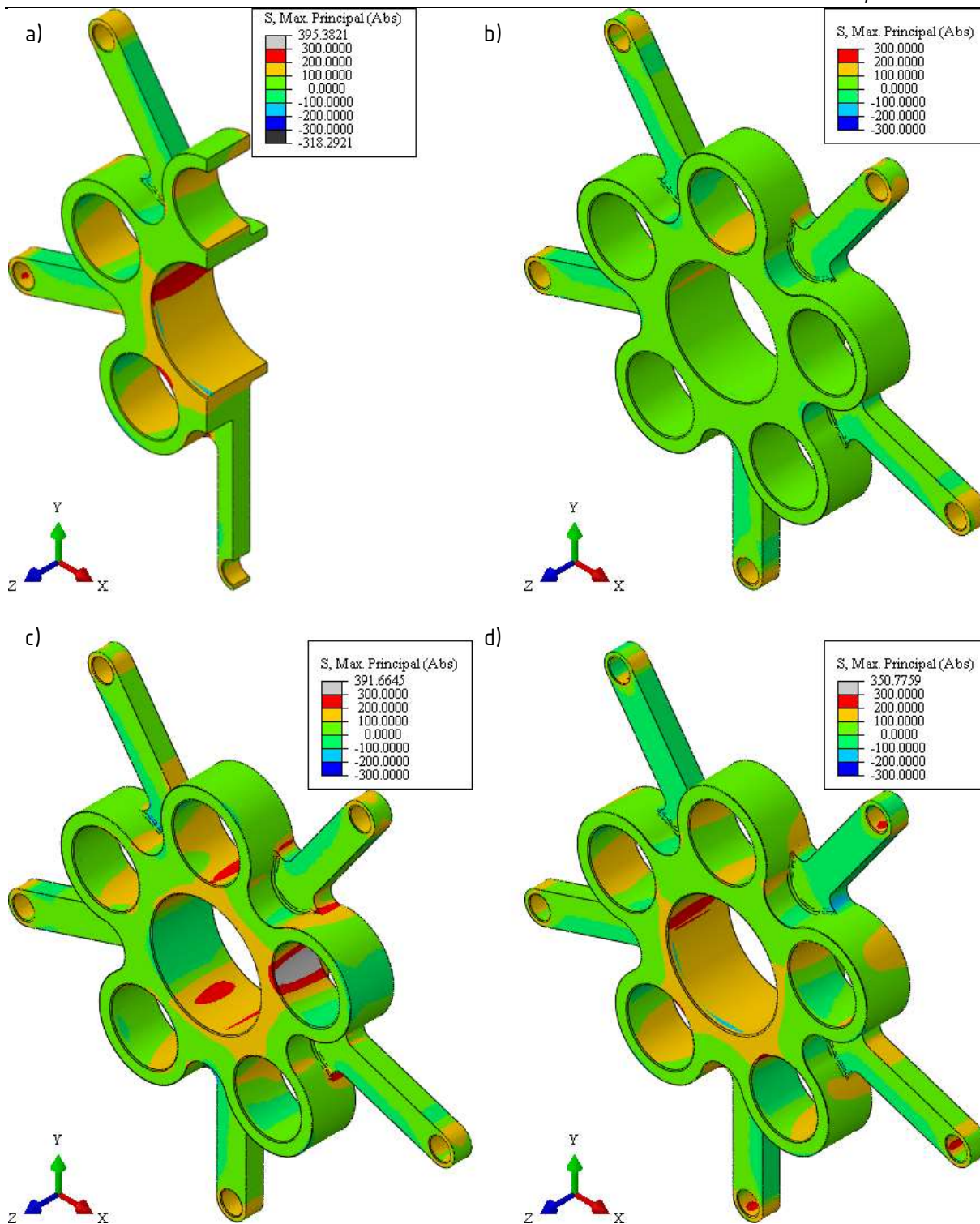
Tablica 23. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i energetske greške za promatrane kombinacije opterećenja prstena-nosača klipnjače

Slučaj opterećenja				
Maksimalno vlačno opterećenje	n	20487	40386	149335
	S_{max} MPa	380,5	386,1	390,1
	κ	0,063	0,037	0,014
Maksimalno tlačno opterećenje	n	39912	109302	319419
	S_{max} MPa	236,1	236,2	236,9
	κ	0,075	0,033	0,014
Maksimalno bočno opterećenje	n	40236	82634	311369
	S_{max} MPa	384,2	385,6	387,7
	κ	0,066	0,037	0,014
Maksimalno savojno opterećenje	n	39976	83533	288644
	S_{max} MPa	325,7	332,7	345,7
	κ	0,068	0,035	0,014

Za sve kombinacije opterećenja je postignuta zadovoljavajuće niska energetska greška, a male promjene u vršnom ekvivalentnom naprezanju dodatno potvrđuju konvergiranost rješenja. Raspodjele ekvivalentnog naprezanja i po apsolutnoj vrijednosti najvećeg glavnog naprezanja prikazane su na [Slika 96., Slika 97.].



Slika 96. Ekvivalentno naprezanje za slučaj a) maksimalnog vlačnog, b) maksimalnog tlačnog, c) maksimalnog bočnog i d) maksimalnog savojnog opterećenja

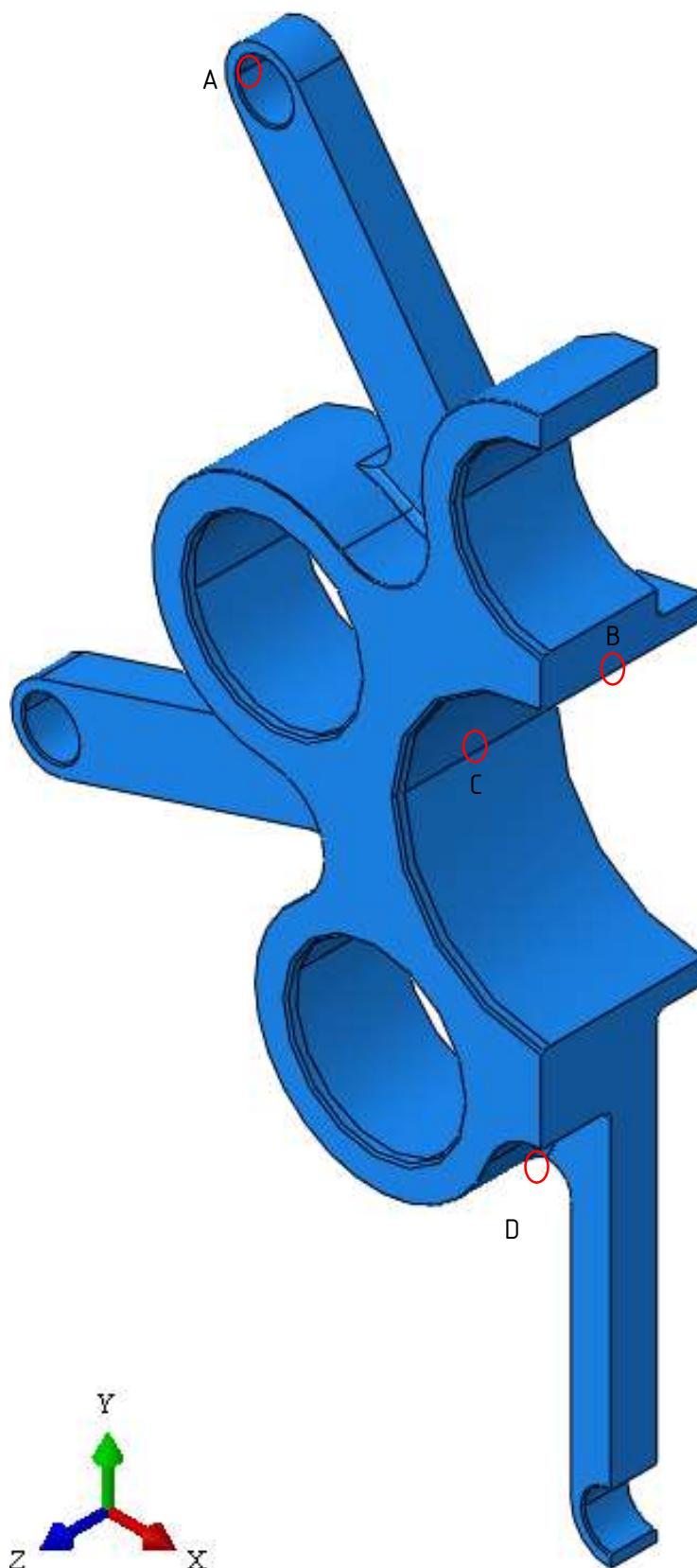


Slika 97. Po apsolutnom iznosu najveće glavno naprezanje za slučaj a) maksimalnog vlačnog, b) maksimalnog tlačnog, c) maksimalnog bočnog i d) maksimalnog savojnog opterećenja

Može se uočiti da se najveća naprezanja javljaju na prijelaznim radiusima prihvaća pomoćnih članova i u glavinama ležajeva DL 30 25.

Kako bi se mogla odrediti kritična mjesta s obzirom na dinamičku čvrstoću komponente, ekvivalentnom naprezanju je dodijeljen predznak ovisno o apsolutno najvećem glavnom

naprezanju. Potencijalno kritična mjesta istaknuta su na [Slika 98.], a u [Tablica 24.] je dan pregled faktora sigurnosti za po [3] odabrani materijal 42CrMo4, sa svojstvima po [47].



Slika 98. Potencijalno kritična mjesta po pitanju zamorne čvrstoće

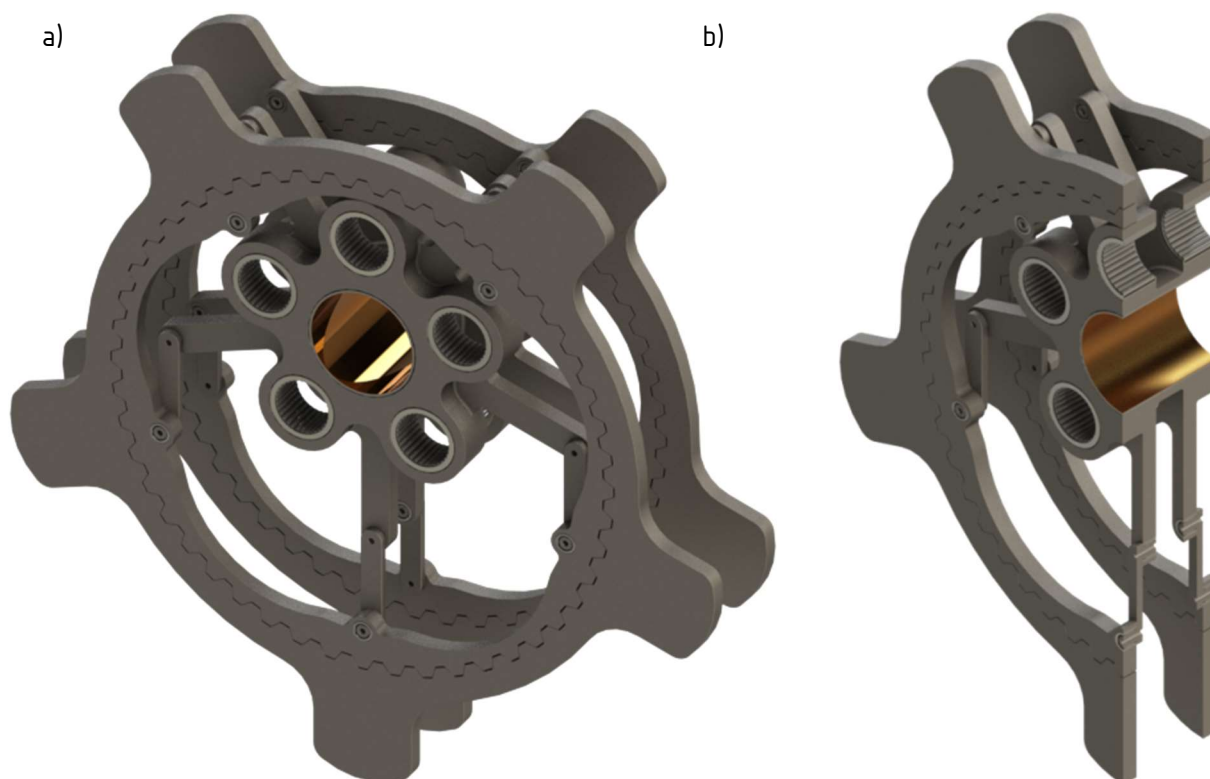
Tablica 24. Sigurnosti s obzirom na dinamičku čvrstoću za 42CrMo4 po [47]

Mjesto	S_{max} , MPa	S_{min} , MPa	S
A	234,2	40,2	3,12
B	387,7	-61,2	1,66
C	265,5	-34,6	2,45
D	390,1	-45,3	1,68

Može se zaključiti da su kritične točke na glavinama ležajeva DL 30 25, što se poklapa s [13]. Minimalni ostvareni faktor sigurnosti je viši od traženog:

$$S > S_{min} \quad (44)$$

te u tom pogledu prsten-nosač klipnjača zadovoljava. Proračun i dokaz nosivosti se može smatrati dovršenim za potrebe ovoga rada, iako postoji prostor za dodatno optimiranje oblika – primjerice povećavanjem prijelaznog zaobljenja prihvaća pomoćnog člana. Dovršen model prstena-nosača klipnjača s ležajevima i mehanizmom za uravnoteženje gibanja prikazan je na [Slika 99.].



Slika 99. Prsten-nosač klipnjača s mehanizmom za uravnoteženje u a) izometriji i b) aksonometriji punog presjeka

5.3. Određivanje dopuštenog opterećenja ležaja letećeg rukavca

Nosivost kliznog ležaja osim o dimenzijama ležaja ovisi i o mazivu. Svojstva odabranog maziva ExxonMobil Mobil 1 5W-50 na maksimalnoj predviđenoj radnoj temperaturi od 100 °C prikazana su u [Tablica 25.] zajedno s karakterističnim dimenzijama kliznog ležaja.

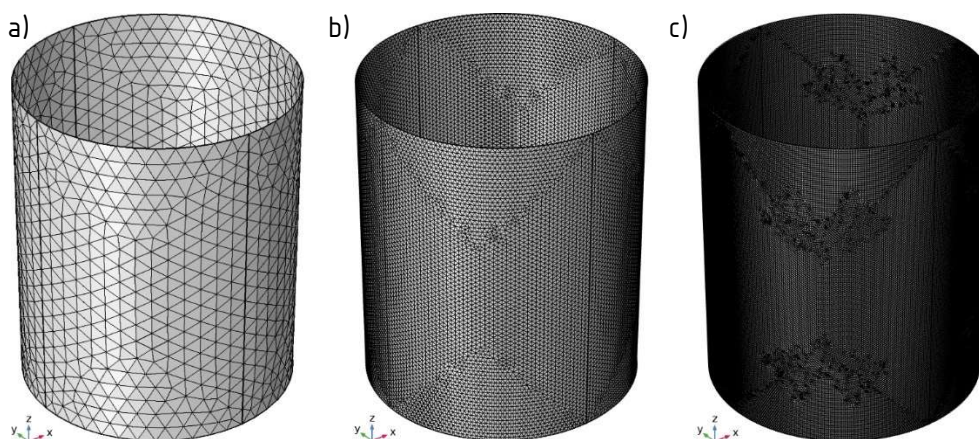
Tablica 25. Svojstva odabranog maziva [51] i karakteristične dimenzije kliznog ležaja

ρ , kg·m ⁻³	859
μ , Pa·s	0,01503
D , mm	60
Z , μ m	60
B , mm	70

Dodijeljena zračnost rezultira relativnom prisnošću na gornjoj granici tipičnog raspona za klizne ležajeve na koljenastom vratilu [52], što je konzervativno.

Za dopušteno opterećenje se može uzeti ono opterećenje koje rezultira debljinom uljnog filma od približno 2 μ m, koja se općenito uzima kao granična u preliminarnim proračunima bez involviranja elastohidrodinamike [52].

U COMSOL Multiphysicsu je provedena numerička analiza nosivosti pri maksimalnoj brzini vrtnje i opterećenju od 470 kN. Zbog nepoznatog iznosa aeracije maziva i numeričke složenosti tranzijentnog proračuna postavljeni model daje linearnu zavisnost nosivosti o brzini vrtnje, pa odabrano opterećenje odgovara opterećenju od 78 kN pri minimalnoj brzini vrtnje od 1000 min⁻¹. Konvergencija minimalne debljine uljnog filma praćena je i prikazana u [Tablica 26.]. Generirane mreže od 2208, 31328, 126704 trokutnih konačnih elemenata prikazane su na [Slika 100.].



Slika 100. Generirane mreže od a) 2208, b) 31328 i c) 126704 elemenata

Tablica 26. Konvergencija minimalne debljine uljnog filma

$d_{Fmin}, \mu m$	n
2,00	2208
2,00	31328
2,00	126704

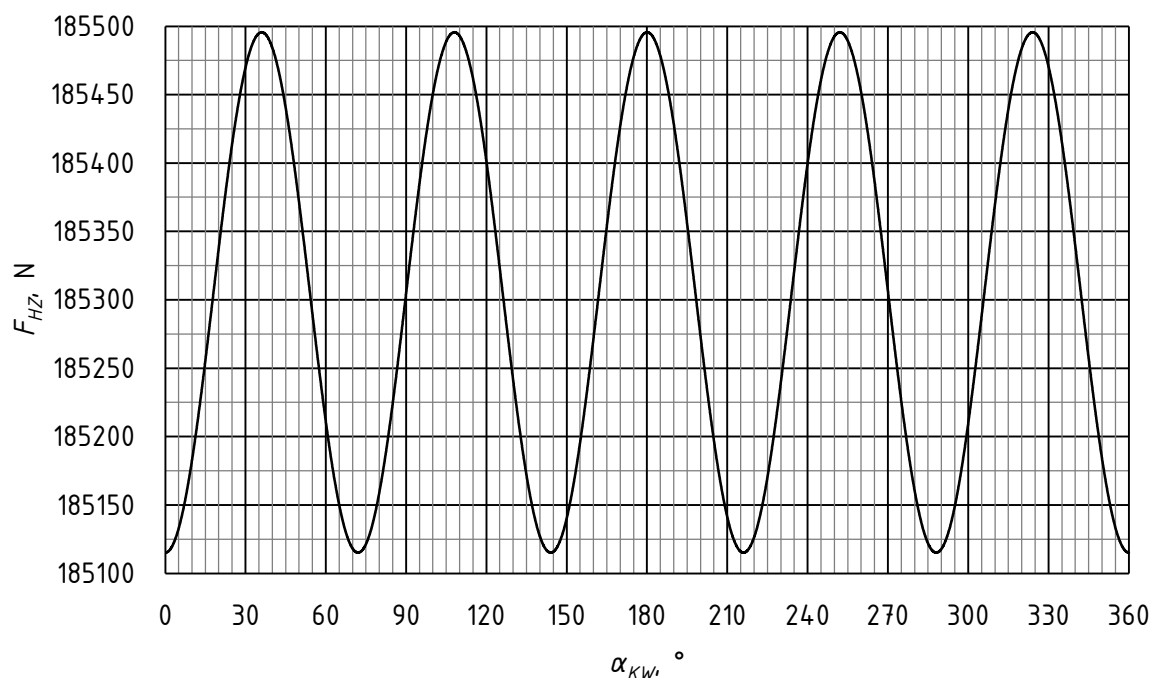
Kako znatnim povećanjem finoće mreže nije došlo do promjene u rezultatu, rješenje se može smatrati konvergiranim. Raspodjela debljine uljnog filma za mrežu od 126704 elemenata je prikazana na [Slika 102].

Dobivena minimalna debljina filma od 2,00 μm implicira da je odabrano opterećenje od 470 kN na granici nosivosti, te se može označiti kao maksimalno dopušteno.

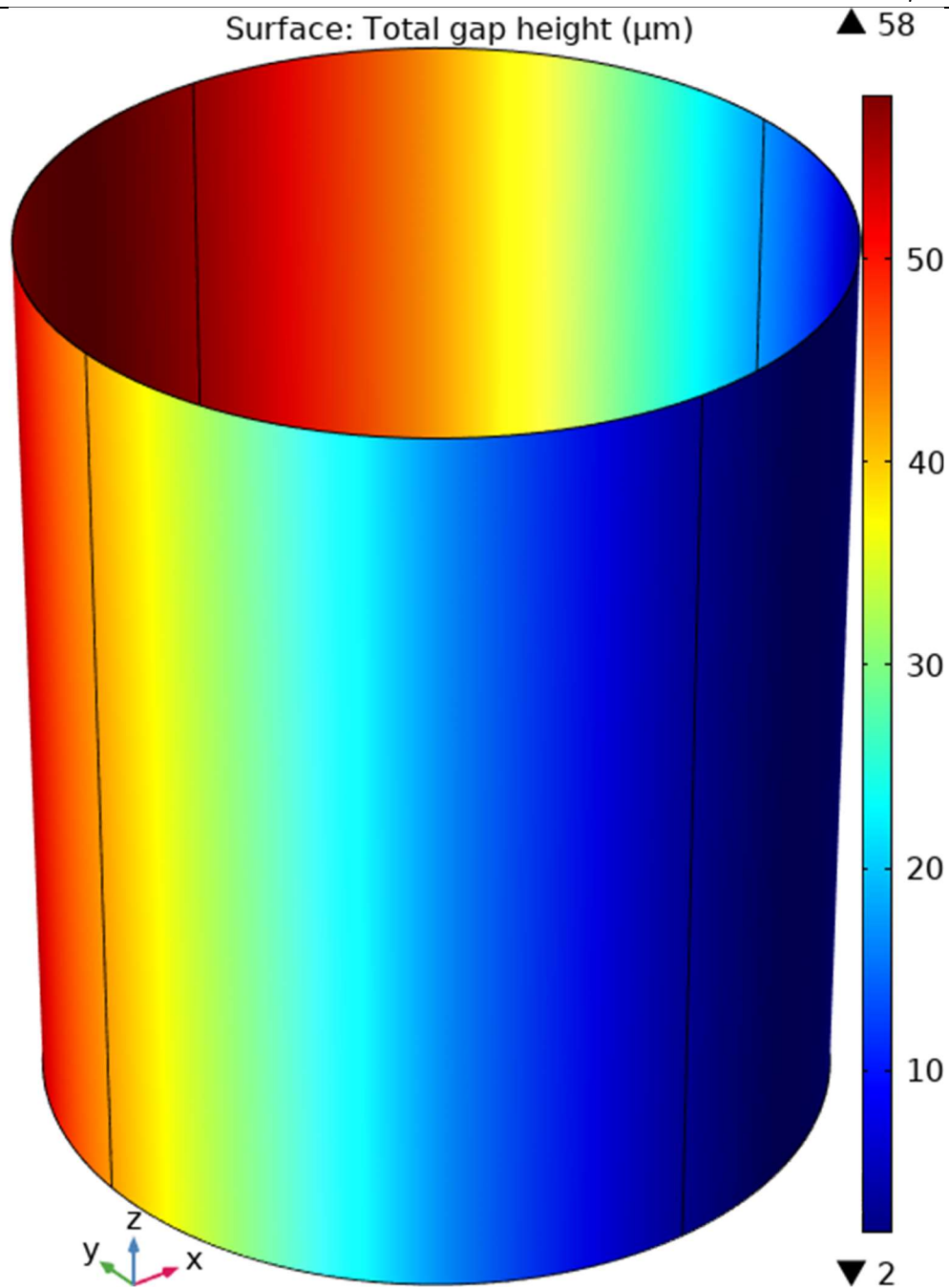
Mjerodavno opterećenje na ležaju određeno je silom plinova pri nižim brzinama vrtnje [Slika 58.] i inercijskim silama pri većim brzinama vrtnje [Slika 101]. Najniži faktor sigurnosti za klizni ležaj letećeg rukavca postignut je pri maksimalnoj brzini vrtnje i iznosi:

$$S=2,462, \quad (45)$$

što je zadovoljavajuće.



Slika 101. Sila na ležaju letećeg rukavca u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW} pri n_{max}



Slika 102. Debljina filma za opterećenje od 470 kN pri 6000 min⁻¹

5.4. Kontrola čeonog ozubljenja

S obzirom na neprimjerenost klinastog vratila za prijenos poprečne sile i savojnog momenta [53] i povećane dimenzije i masu pri odabiru stezne glavine, najbolji odabir za spoj višedijelnog koljenastog vratila je čeono ozubljenje. Imajući na umu da se simuliranjem čeonog ozubljenja znatno povećava računaska složenost numeričke analize naprezanja i imajući na umu da je mjesto spoja relativno daleko od potencijalno kritičnih mjesta na koljenastom vratilu, spoj komponenti

vratila zasebno je kontroliran analitičkim proračunom, dok je za numeričku analizu naprezanja čeonog ozubljenja zamijenjeno jednodijelnim vratilom.

Proračun čeonog ozubljenja za leteći rukavac je znatno složeniji od tipičnog proračuna spojke zbog dodatnog opterećenja poprečnom silom i značajnim momentom savijanja. Proračun je proveden po [54] i obuhvaća provjeru sigurnosti od zamornog loma zuba, plastičnih deformacija i nosivosti obaju bokova svakog zuba, diskretizirano po tangentsnom kutu luka korijena zuba u koracima od $0,1^\circ$ i po promjeru u koracima od 0,1 mm. Zbog iznimne opsežnosti proračuna su u nastavku dani samo ključni izrazi za provedbu proračuna. Zaintersirane čitatelje se upućuje na [54] za temeljit izvod proračuna i vizualizaciju veličina koje se u njemu pojavljuju.

Iz geometrije ozubljenja dobivaju se veličine:

$$g_H = \frac{d_H}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{z_H'} \quad (46)$$

$$H_H = \frac{g_H}{\tan \alpha_H'} \quad (47)$$

$$u_H = r_H \left(\frac{1}{\sin \alpha_H} - 1 \right) \quad (48)$$

$$h_H = H_H - 2 \cdot u_H - s_H \quad (49)$$

$$L_{1H} = h_H - s_H \quad (50)$$

$$L_H = \frac{L_{1H}}{\cos \alpha_H'} \quad (51)$$

$$h_{LH} = \frac{H_H}{2} \cdot (1 - [\tan \alpha_H]^2) - \frac{r_H \sqrt{2}}{2 \cdot \sin \alpha_H'} \quad (52)$$

$$s_{FH} = 2 \cdot g_H - r_H \cdot \sqrt{2} \quad (53)$$

$$A_{FH} = \frac{L_H(d_{mH} + b_H) + L_H(d_{mH} - b_H)}{2} \cdot b_H \quad (54)$$

Za proizvoljno opterećenje se normalna sila na zub može razdvojiti na aksijalnu i tangencijalnu komponentu:

$$F_{tH} = F_{nH} \cos \alpha_H \quad (55)$$

$$F_{dH} = F_{nH} \sin \alpha_H \quad (56)$$

Usljed prednaprezanja, aksijalnog opterećenja spoja, momenta savijanja, momenta torzije i poprečne sile nastaju normalne sile:

$$F_{nFVH} = \frac{F_{VH}}{2 \cdot z_H' \sin \alpha_H'} \quad (57)$$

$$F_{nFaH} = \frac{F_{aH}}{2 \cdot z_H' \sin \alpha_H'} \quad (58)$$

$$F_{nMbH} = \frac{2 \cdot M_{bH} \sin(\varphi_H - \varphi_{0MbH})}{d_{mH} \cdot z_H \sin \alpha_H}, \quad (59)$$

$$F_{nMtH} = \frac{M_{tH}}{d_{mH} \cdot z_H \cos \alpha_H}, \quad (60)$$

$$F_{nFqH} = \frac{F_{qH}}{z_H \sin \alpha_H} \cdot \left[\sin(\varphi_H - \varphi_{0FqH}) \right]^3, \quad (61)$$

koje se mogu podijeliti na simetrično i asimetrično opterećenje:

$$F_{nsH} = F_{nFvH} + F_{nFaH} + F_{nMbH}, \quad (62)$$

$$F_{naH} = F_{nMtH} + F_{nFqH}, \quad (63)$$

iz kojih se dobivaju normalne sile na bokovima:

$$F_{n1H} = F_{nsH} + F_{naH}, \quad (64)$$

$$F_{n2H} = F_{nsH} - F_{naH}. \quad (65)$$

Potom se računaju faktori koncentracije naprezanja i izduženja, te mjesta najvećih naprezanja.

Za kut zahvata:

$$\alpha_H = 30^\circ, \quad (66)$$

vrijedi:

$$Y_{smaxcH} = 0,529 + 0,538 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH}0,019}} + 1,526 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH}0,393}}, \quad (67)$$

$$Y_{smaxtH} = 0,733 + 2,98 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH}0,306}} + 2,591 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH}0,026}}, \quad (68)$$

$$Y_{sampcH} = 1,367 + 1,092 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH}0,078}}, \quad (69)$$

$$Y_{samtH} = 2,56 - 6,441 \cdot \left(\frac{r_H}{s_{FH}} \right)^{1,134}, \quad (70)$$

$$\psi_{cH} = 0,203 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH}0,106}} + 2,181 + 0,552 \cdot \frac{r_H}{s_{FH}}, \quad (71)$$

$$\psi_{tH} = 2,897 + 0,585 \cdot \sin \left(\pi \cdot \frac{\frac{r_H}{s_{FH}} + 0,297}{0,277} \right), \quad (72)$$

$$\theta_{maxcH} = 47,525^\circ + 5,753 \cdot \sin \left(\pi \cdot \frac{\frac{r_H}{s_{FH}} + 0,822}{0,612} \right), \quad (73)$$

$$\theta_{maxtH} = 54,326^\circ + 3,823 \cdot \sin \left(\pi \cdot \frac{\frac{r_H}{s_{FH}} + 0,517}{0,39} \right), \quad (74)$$

a za:

$$\alpha_H = 20^\circ, \quad (75)$$

vrijedi:

$$Y_{smaxcH} = -6,14 + 8,413 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH} 3,075}} + 1,872 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH} 0,034}}, \quad (76)$$

$$Y_{smaxtH} = 2,072 + 2,515 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH} 0,023}} + 1,669 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH} 0,098}}, \quad (77)$$

$$Y_{sampcH} = 1,428 + 1,523 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH} 0,063}}, \quad (78)$$

$$Y_{samtH} = 3,33 - 3,082 \cdot \left(\frac{r_H}{s_{FH}}\right)^{0,402}, \quad (79)$$

$$\psi_{cH} = 0,423 \cdot e^{-\frac{r_H}{s_{FH} 0,036}} + 2,112 + 0,21 \cdot \frac{r_H}{s_{FH}}, \quad (80)$$

$$\psi_{tH} = 3,232 + 1,173 \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\frac{r_H}{s_{FH}} + 0,63}{0,519}\right), \quad (81)$$

$$\theta_{maxcH} = 47,346^\circ + 8,834 \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\frac{r_H}{s_{FH}} + 0,664}{0,536}\right), \quad (82)$$

$$\theta_{maxtH} = 47,874^\circ + 4,798 \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\frac{r_H}{s_{FH}} + 0,467}{0,386}\right). \quad (83)$$

S tako dobivenim faktorima moguće je odrediti nazivna napreznja:

$$\sigma_{bdstH} = \frac{6 \cdot F_{tsH} \cdot h_{LH}}{b_H \cdot s_{FH}^2} - \frac{F_{dsH}}{b_H \cdot s_{FH}}, \quad (84)$$

$$\sigma_{bdscH} = -\frac{6 \cdot F_{tsH} \cdot h_{LH}}{b_H \cdot s_{FH}^2} - \frac{F_{dsH}}{b_H \cdot s_{FH}}, \quad (85)$$

$$\tau_{msH} = \frac{F_{tsH}}{b_H \cdot s_{FH}}, \quad (86)$$

$$\sigma_{bdatH} = \frac{6 \cdot F_{taH} \cdot h_{LH}}{b_H \cdot s_{FH}^2} - \frac{F_{daH}}{b_H \cdot s_{FH}}, \quad (87)$$

$$\sigma_{bdacH} = -\frac{6 \cdot F_{taH} \cdot h_{LH}}{b_H \cdot s_{FH}^2} - \frac{F_{daH}}{b_H \cdot s_{FH}}, \quad (88)$$

$$\tau_{maH} = \frac{F_{taH}}{b_H \cdot s_{FH}}, \quad (89)$$

$$\sigma_{nSH} = \frac{F_{tsH} \cdot (12 \cdot [1 - \nu^2])^{0,25}}{\pi \cdot b_H^{1,5} \cdot \sqrt{d_{mH} \frac{\pi}{z_H}}} \cdot z_H \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2 \cdot z_H}\right) \cdot \sqrt{\sin \frac{\pi}{z_H}}, \quad (90)$$

na temelju kojih se računa ekvivalentno napreznje. Lokalno napreznje se dobiva pomoću izraza:

$$\sigma_{FRtH} = \sigma_{vntH} \frac{L_H(d_H)}{L_H(d_{mH})} \cdot (Y_{smaxtH} + Y_{samtH} \cos[\psi_{tH} \cdot \{\theta - \theta_{maxtH}\}] - 1), \quad (91)$$

$$\sigma_{FRcH} = \sigma_{vncH} \frac{L_H(d_H)}{L_H(d_{mH})} \cdot (Y_{smaxcH} + Y_{sampcH} \cos[\psi_{cH} \cdot \{\theta - \theta_{maxcH}\}] - 1), \quad (92)$$

$$\sigma_{FSH} = \sigma_{nSH} (3,8 - 0,045 \cdot z_H) \cdot \cos(1,2 \cdot [\theta - 90^\circ]), \quad (93)$$

te se na temelju izraza:

$$\sigma_{F1H} = \frac{F_{nsH}}{|F_{nsH}|} \cdot (\sigma_{FRstH} + \sigma_{FRscH} + 2 \cdot \sigma_{FSH}) + \frac{F_{naH}}{|F_{naH}|} \cdot (\sigma_{FRatH} - \sigma_{FRacH}), \quad (94)$$

$$\sigma_{F2H} = \frac{F_{nsH}}{|F_{nsH}|} \cdot (\sigma_{FRstH} + \sigma_{FRscH} + 2 \cdot \sigma_{FSH}) - \frac{F_{naH}}{|F_{naH}|} \cdot (\sigma_{FRatH} - \sigma_{FRacH}), \quad (95)$$

dobivaju rezultatna napreznja u korijenu. Potom se provjerava odvajanje bokova. Mora vrijediti:

$$\min(F_{n1mH} + F_{n1aH}) > 0, \quad (96)$$

$$\min(F_{n2mH} + F_{n2aH}) > 0. \quad (97)$$

Slijedi provjera sigurnosti korijena od zamornog loma:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{bW}}{|\sigma_{F1a}| \cdot 1,3^{-1} + 0,03 \cdot \sigma_{F1m} \left(1 + \frac{\sigma_{F1m}}{|\sigma_{F1m}|}\right)}, \quad (98)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{bW}}{|\sigma_{F2a}| \cdot 1,3^{-1} + 0,03 \cdot \sigma_{F2m} \left(1 + \frac{\sigma_{F2m}}{|\sigma_{F2m}|}\right)}, \quad (99)$$

provjera sigurnosti od trajne deformacije:

$$S_{FS1} = \frac{\sqrt{\sigma_S \cdot E_{FeC} \cdot \epsilon_{zul}}}{|\sigma_{F1max}|}, \quad (100)$$

$$S_{FS2} = \frac{\sqrt{\sigma_S \cdot E_{FeC} \cdot \epsilon_{zul}}}{|\sigma_{F2max}|}, \quad (101)$$

te provjera nosivosti bokova:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_S \cdot A_{FH}}{\max(F_{n1H})}, \quad (102)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_S \cdot A_{FH}}{\max(F_{n2H})}. \quad (103)$$

Uz to je potrebno provjeriti sigurnost vijka od trajnih deformacija:

$$S_{FS1V} = \frac{\sigma_S \cdot A_j}{F_{VH}}. \quad (104)$$

U [Tablica 27.] dane su odabrane dimenzije čeonog ozubljenja, a u [Tablica 28.] je navedeno opterećenje ozubljenja.

Tablica 27. Odabrane dimenzije čeonog ozubljenja

α_{H_i} , °	z_H	D_{aH_i} , mm	b_{H_i} , mm	r_{H_i} , mm	s_{H_i} , mm	A_{j_i} , mm ²
20	2552	60	16,5	0,3	0,3	452,4

Tablica 28. Odabrane dimenzije čeonog ozubljenja

$M_{tH_{2i}}$, N·mm	$M_{tH_{1i}}$, N·mm	$M_{bH_{2i}}$, N·mm	$M_{bH_{1i}}$, N·mm	φ_{0MbH_i} , °	$F_{qH_{2i}}$, N	$F_{qH_{1i}}$, N	φ_{0MbH_i} , °	F_{VH_i} , N
238600	214500	253100	1404000	0	4448	83750	90	180000

Odabran je materijal 42CrMo4 s parametrima po [47], [54]:

$$\sigma_{bW} = 495 \text{ MPa}, \quad (105)$$

$$\sigma_S = 900 \text{ MPa}, \quad (106)$$

$$\epsilon_{zul} = 0,02. \quad (107)$$

Spoj je pozicioniran uz rub letećeg rukavca zbog nižih savojnih momenata, što rezultira većom sigurnošću, odnosno nižim potrebnim dimenzijama, po uzoru na [Slika 15.].

Izračunati su faktori sigurnosti uspoređeni s minimalnim potrebnim sigurnostima po [55] za ravno ozubljenje:

$$S_{F1}=4,048 \gg 1,4, \quad (108)$$

$$S_{F2}=3,812 \gg 1,4, \quad (109)$$

$$S_{FS1}=1,673 > 1,2, \quad (110)$$

$$S_{FS2}=2,015 > 1,2, \quad (111)$$

$$S_{H1}=3,999 \gg 1,2, \quad (112)$$

$$S_{H2}=3,933 \gg 1,2, \quad (113)$$

$$S_{FS+V}=2,262 > 1,2. \quad (114)$$

Za odabrane dimenzije i zadano opterećenje spoj s čeonim ozubljenjem ima zadovoljavajuću nosivost.

6. ANALIZA NAPREZANJA KOLJENASTOG VRATILA

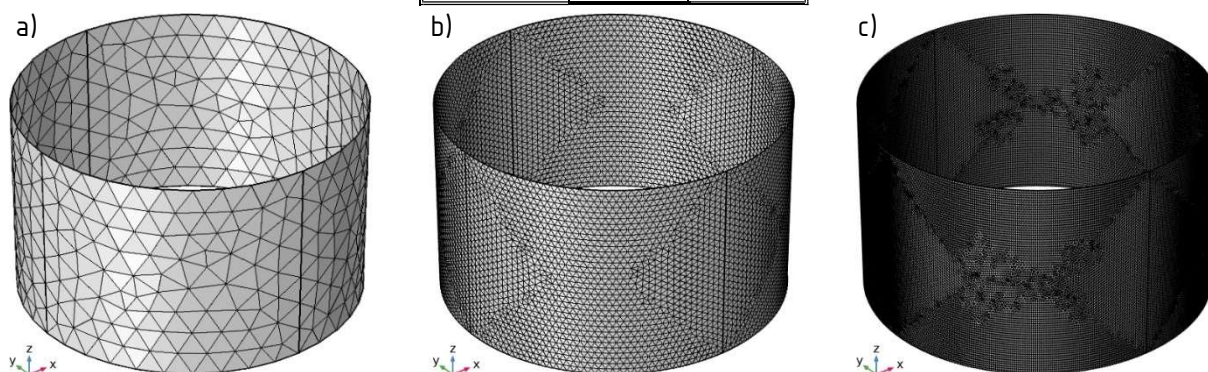
U ovome poglavlju provedena je analiza napreznja koljenastog vratila metodom konačnih elemenata, nakon određivanja opterećenja, dimenzija klipnjače i sporednih komponenti mehanizma, dimenzioniranja ležajeva koljenastog vratila, uvođenja potrebnih pojednostavljenja i određivanja kritičnih slučajeva opterećenja.

6.1. Određivanje dopuštenog opterećenja ležajeva koljenastog vratila

Za svojstva maziva po [Tablica 25.] i karakteristične dimenzije kliznog ležaja po [Tablica 29.] je u COMSOL Multiphysicsu je provedena numerička analiza nosivosti pri minimalnoj brzini vrtnje od 1000 min^{-1} i opterećenju od 28 kN. Konvergencija minimalne debljine uljnog filma praćena je i prikazana u [Tablica 30.]. Generirane mreže od 820, 11440, 63096 trokutnih konačnih elemenata prikazane su na [Slika 103.].

Tablica 29. Svojstva odabranog maziva [51] i karakteristične dimenzije kliznog ležaja

D , mm	Z , μm	B , mm
60	60	35



Slika 103. Generirane mreže od a) 820, b) 11440 i c) 63096 elemenata

Tablica 30. Konvergencija minimalne debljine uljnog filma

d_{Fmin} , μm	n
2,01	820
2,00	11440
2,00	63096

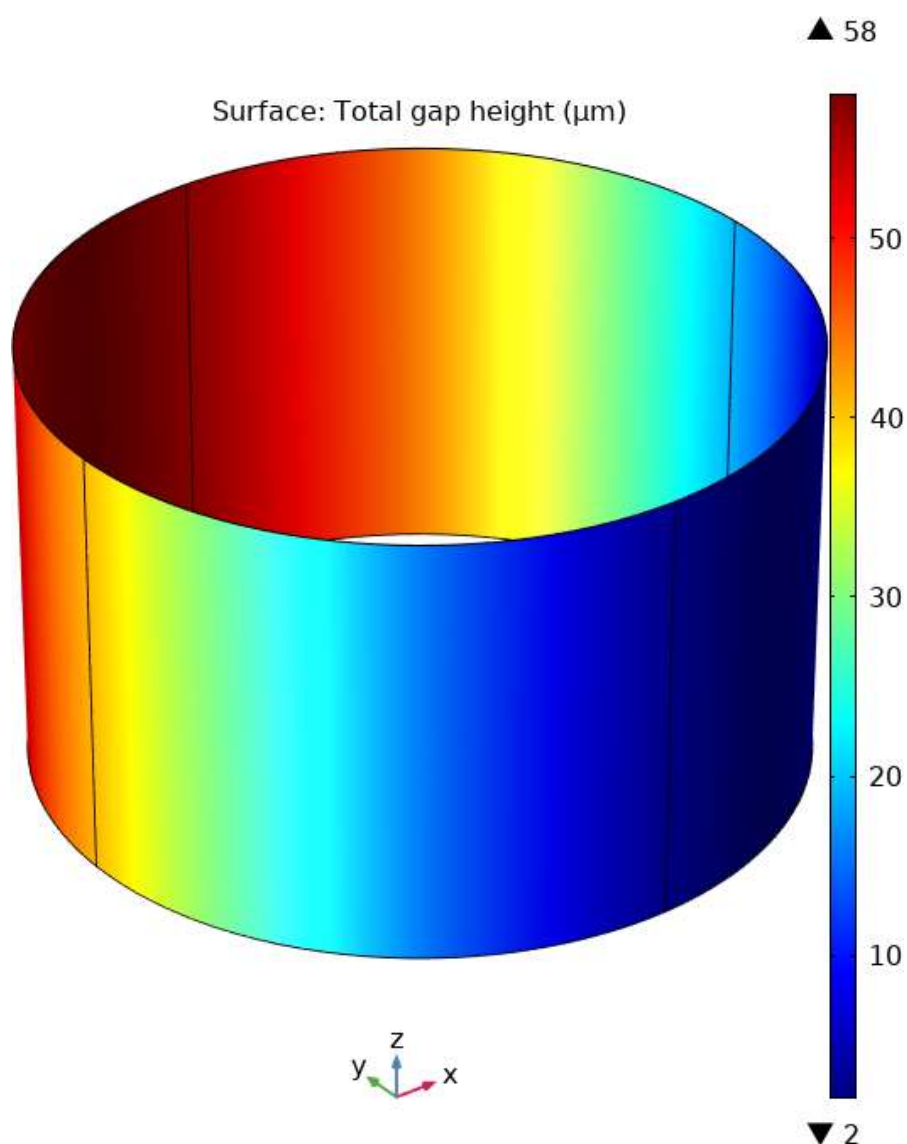
Kako znatnim povećanjem finoće mreže nije došlo do promjene u rezultatu, rješenje se može smatrati konvergiranim. Raspodjela debljine uljnog filma za mrežu od 63096 elemenata je prikazana na [Slika 102].

Dobivena minimalna debljina filma od 2,00 μm implicira da je odabrano opterećenje od 28 kN na granici nosivosti, te se može označiti kao maksimalno dopušteno.

Mjerodavno opterećenje određeno je silom plinova pri nižim brzinama vrtnje [Slika 58.]. Najniži faktor sigurnosti za klizni ležaj letećeg rukavca postignut je pri minimalnoj brzini vrtnje od 1000 min^{-1} i iznosi:

$$S=2,001, \quad (115)$$

što je zadovoljavajuće.



Slika 104. Debljina filma za opterećenje od 28 kN pri 1000 min^{-1}

6.2. Uvedena pojednostavljenja

Zbog niskog opterećenja stupnjevi koljenastog vratila s klinastim profilima nisu simulirani, nego proračunati analitički na temelju izraza i dopuštenih vrijednosti po [50]:

$$p_N = \frac{4 \cdot k_{bc} \cdot T_{KW} \cdot 0,2}{d_{1N} \cdot l_{1N} \cdot i_N \cdot (d_{2N} - d_{1N})} = 15,27 \text{ MPa} \ll p_{dop} = 35 \text{ MPa}, \quad (116)$$

$$p_G = \frac{4 \cdot k_{bc} \cdot T_{KW}}{d_{1G} \cdot l_{1G} \cdot i_G \cdot (d_{2G} - d_{1G})} = 16,48 \text{ MPa} \ll p_{dop} = 35 \text{ MPa}, \quad (117)$$

pri čemu je pretpostavljeno maksimalno opterećenje kraja koji prenosi moment na razvodni mehanizam od 20% maksimalnog torzijskog momenta, odnosno 100% za kraj koji prenosi moment na zamašnjak i prijenosnik.

Zbog složenosti geometrije čeonog ozubljenja ono nije simulirano, već je leteći rukavac promatran kao jedna cjelina. Vijčani spoj također nije simuliran, nego modeliran trapeznom raspodjelom smičnog naprezanja po površini na kojoj je u realnoj izvedbi narezan navoj. Inercijski efekti uslijed mase vijka modelirani su pomoću tlačnog opterećenja na površini za narezivanje navoja. Zanemareno je malo odstupanje centra mase koljenastog vratila od središnje plohe, te je na njoj vratilo razdvojeno na dva odvojeno simulirana dijela zbog ograničenih računalnih resursa. Kako bi se unatoč uvedenom pojednostavljenju dobili konzervativni rezultati za opterećenje bočnom silom je zadano opterećenje bočnom silom dvostruko veće od stvarnog, kao da svaki kraj koljenastog vratila preuzima puni moment torzije.

Kontaktne tlak uslijed uprešavanja aluminijskih cjevčica i tlak ulja u sustavu su zanemareni.

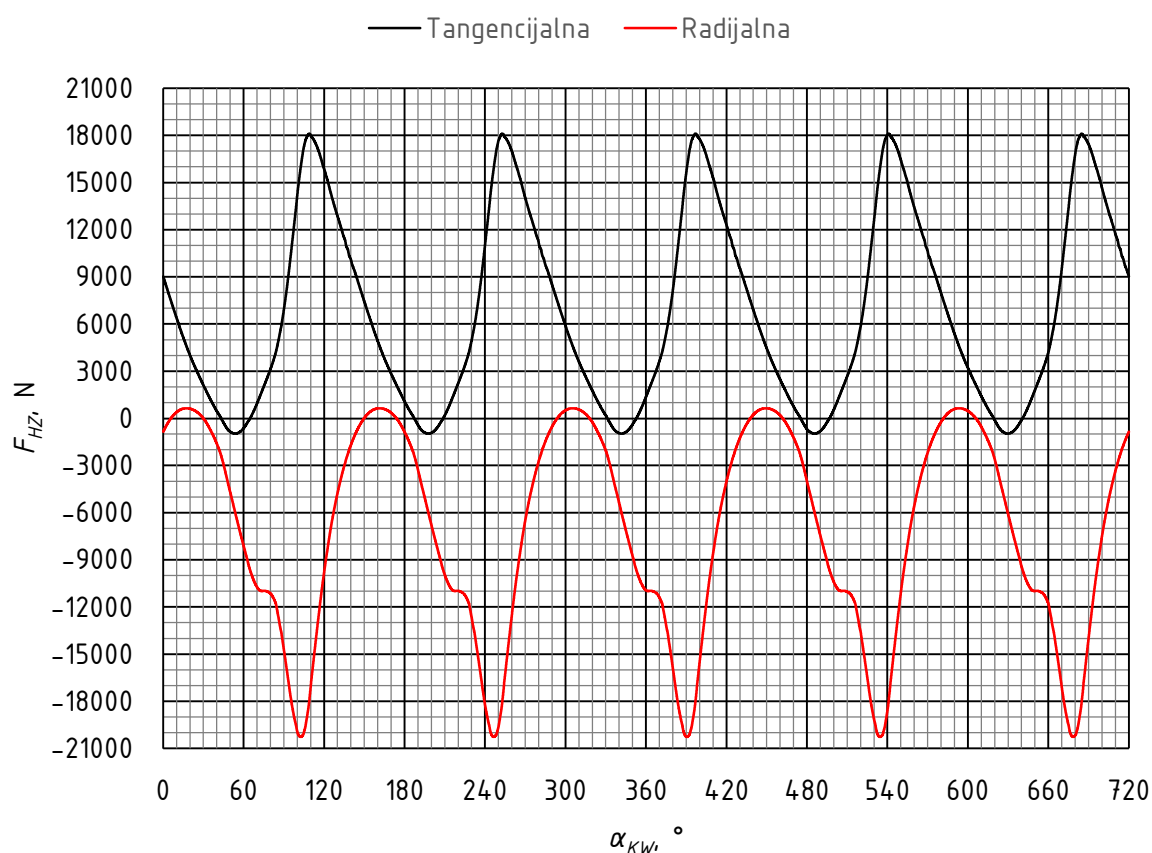
6.3. Analiza naprezanja koljenastog vratila

Kao što je prikazano na [Slika 101.], inercijske sile na koljenasto vratilo djeluju gotovo konstantnim iznosom i orijentacijom za danu brzinu vrtnje. U kombinaciji s tangencijalnim i radijalnim komponentama sile plinova u lokalnom koordinatnom sustavu koljenastog vratila [Slika 105.], generirana su četiri slučaja opterećenja za minimalno i maksimalno savojno opterećenje, te za minimalni i maksimalni moment torzije [Tablica 31.]. Opterećenja pri nižim brzinama vrtnje nisu kritična, s obzirom da je amplituda opterećenja jednaka uz nižu srednju vrijednost.

Odabran je minimalni faktor sigurnosti u odnosu na dinamičku čvrstoću:

$$S_{min} = 2. \quad (118)$$

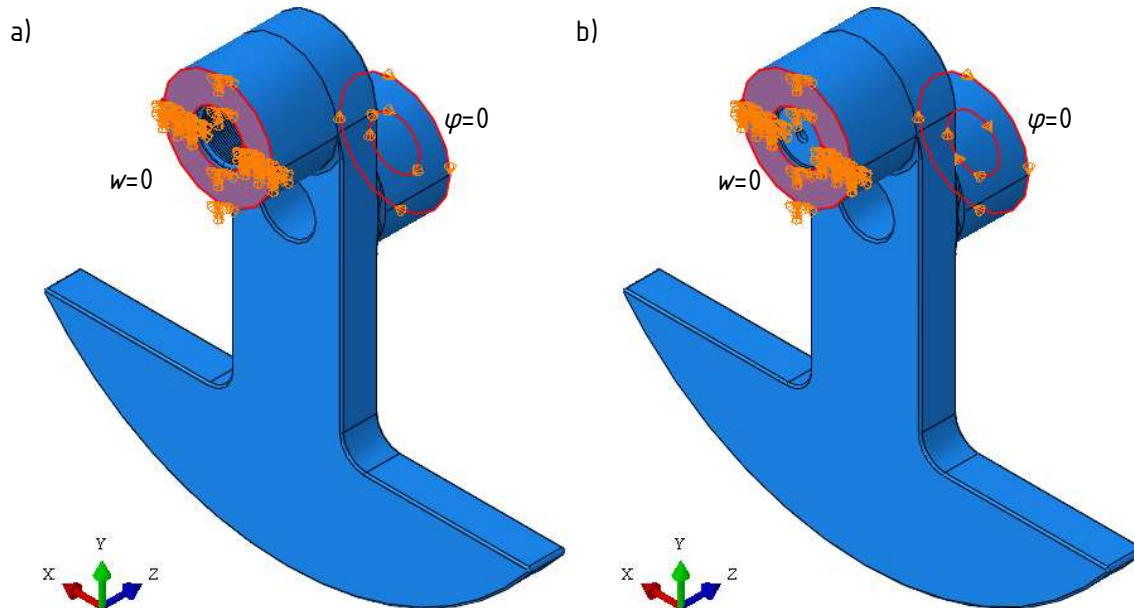
Uz navedena pojednostavljena se može iskoristiti rubni uvjet simetrije na polovičnim modelima koljenastog vratila. Time je značajno smanjena potreba za računalnim resursima. Zbog numeričke efikasnosti su uklonjena i mala zaobljenja i skošenja na mjestima na kojima nije očekivan značajan utjecaj na polje naprezanja. Zakret modela je spriječen eliminacijom cirkularnih pomaka na rubovima rukavaca [Slika 106.]. Kako bi se izbjegle singularnosti zbog rubnih uvjeta, radijalni pomaci su ograničeni elastičnim temeljima na rukavcima glavnih ležajeva [Slika 107.]. Pretpostavljena je uniformna raspodjela tlaka uslijed inercijskih sila i sile plinova na pripadnu polukružnu površinu letećeg rukaca. Smično opterećenje uslijed prednaprezanja zadano je u inkrementima od 18,36 MPa sve do 183,6 MPa, kako bi se izbjegle singularnosti zbog naglog porasta opterećenja na granicama zadanih površina. Inercijski efekti uslijed gibanja koljenastog vratila simulirani su zadavanjem brzine vrtnje oko osi koljenastog vratila. Zadana opterećenja prikazana su na [Slika 108., Slika 109.], pri čemu su zbog preglednosti izostavljeni simbolički prikazi opterećenja uslijed brzine vrtnje, te je prikazana samo srednja vrijednost smičnog opterećenja.



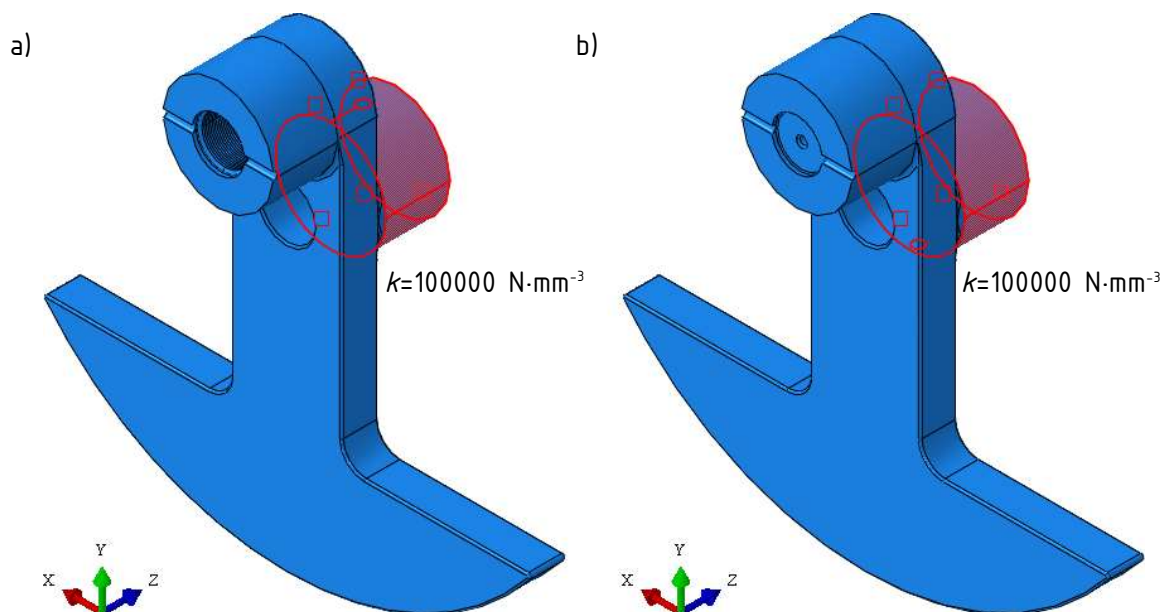
Slika 105. Ovisnost radijalne i tangencijalne komponente sila plinova na leteći rukavac koljenastog vratila u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila α_{KW}

Tablica 31. Opterećenja korištena za analizu koljenastog vratila

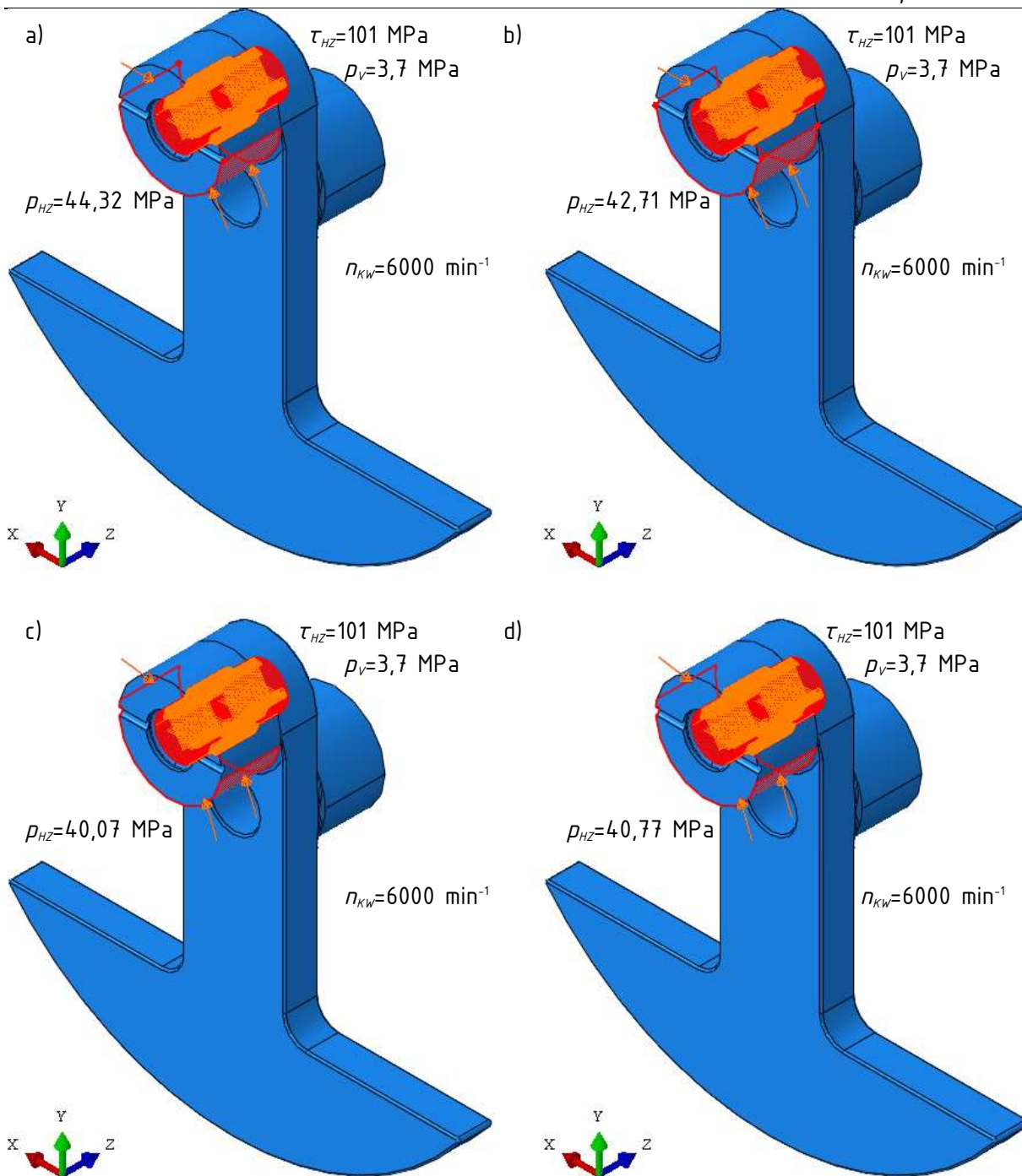
Varijanta opterećenja	α_{Kw} , °	ω_{Kw} , rad·s ⁻¹	ρ_{Hz} , MPa	ρ_v , MPa	β_{Hz} , °	τ_{Hz} , MPa
Maksimalno savojno opterećenje	19,4	628,3	44,32	3,70	2,43	101,00
Minimalno torzijsko opterećenje	53,5	628,3	42,71	3,70	-0,49	101,00
Minimalno savojno opterećenje	102,7	628,3	40,07	3,70	10,99	101,00
Maksimalno torzijsko opterećenje	108,6	628,3	40,77	3,70	12,23	101,00



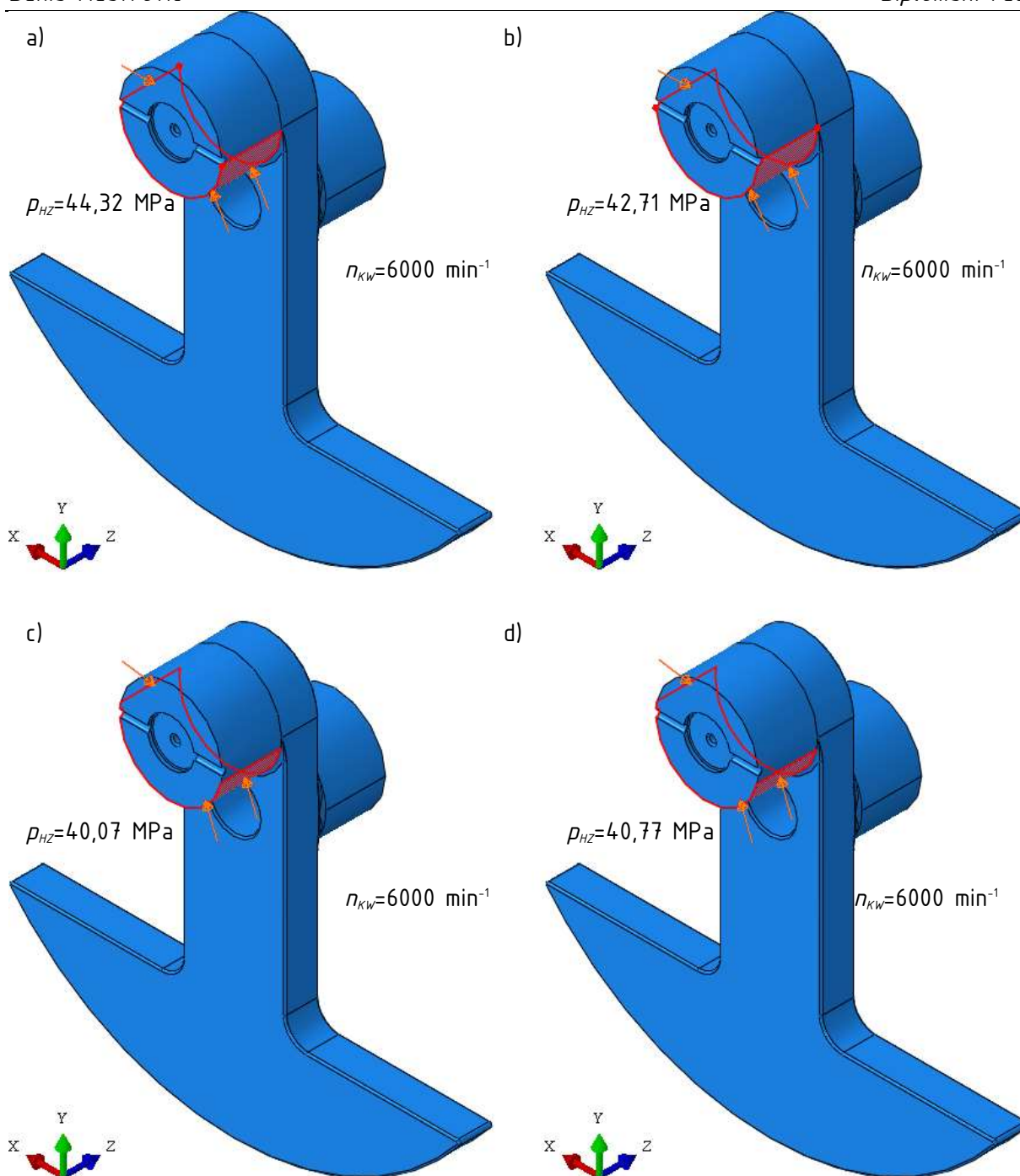
Slika 106. Rubni uvjeti za koljenasto vratilo a) dio s prijenosom na razvodni mehanizam, b) dio s prijenosom na zamašnjak



Slika 107. Elastični temelji za koljenasto vratilo a) dio s prijenosom na razvodni mehanizam, b) dio s prijenosom na zamašnjak

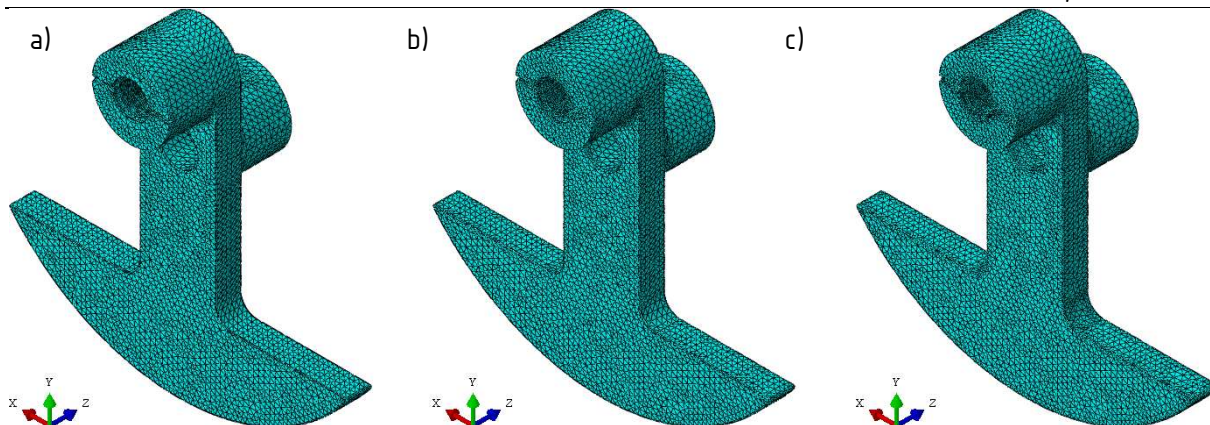


Slika 108. Zadano opterećenje na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja

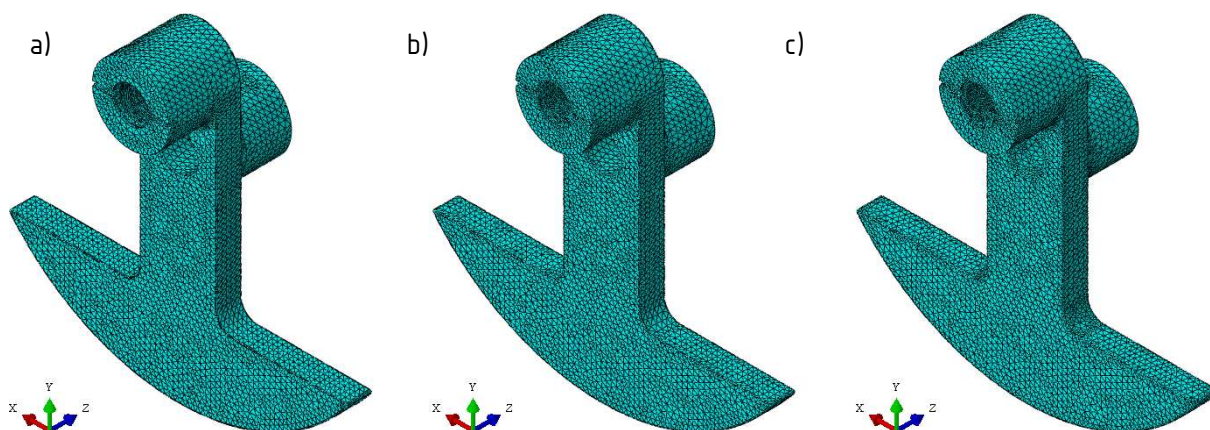


Slika 109. Zadano opterećenje na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja

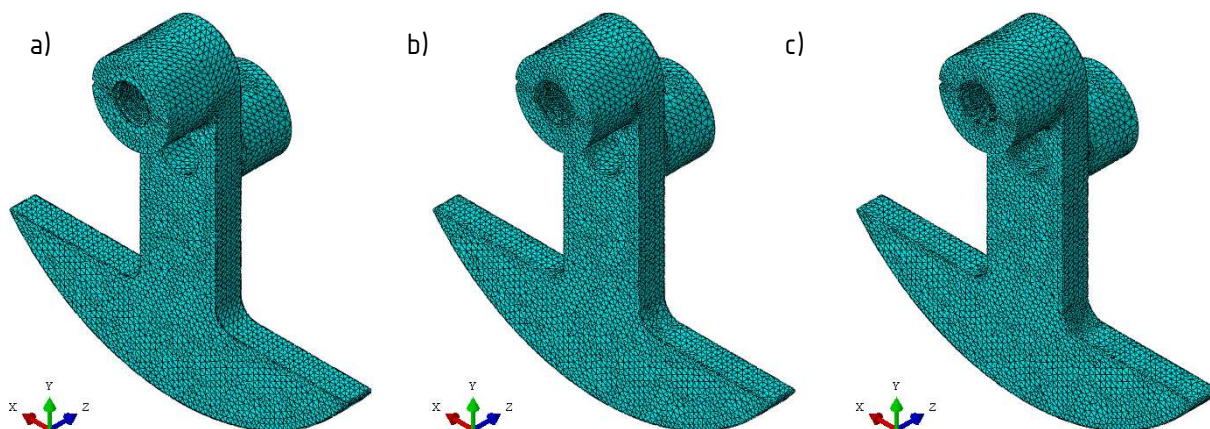
Konvergencija rješenja je osigurana adaptivnim umrežavanjem s ciljem dobivanja jednolike raspodjele energetske greške niže od 3%. Generirane mreže s adaptivnim umrežavanjem prikazane su na [Slika 110., Slika 111., Slika 112., Slika 113., Slika 114., Slika 115., Slika 116. i Slika 117.], a tablični prikaz konvergencije dan je na [Tablica 32., Tablica 33.].



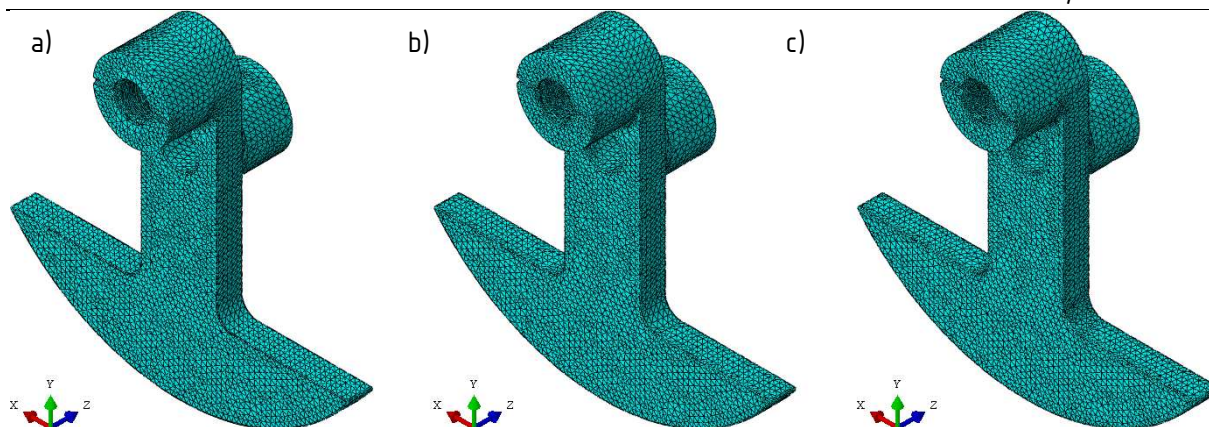
Slika 110. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj maksimalnog savojnog opterećenja od a) 93453, b) 151044 i c) 172058 C3D10 elemenata



Slika 111. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj minimalnog torzijskog opterećenja od a) 93923, b) 152499 i c) 171593 C3D10 elemenata



Slika 112. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj minimalnog savojnog opterećenja od a) 102440, b) 159770 i c) 190553 C3D10 elemenata

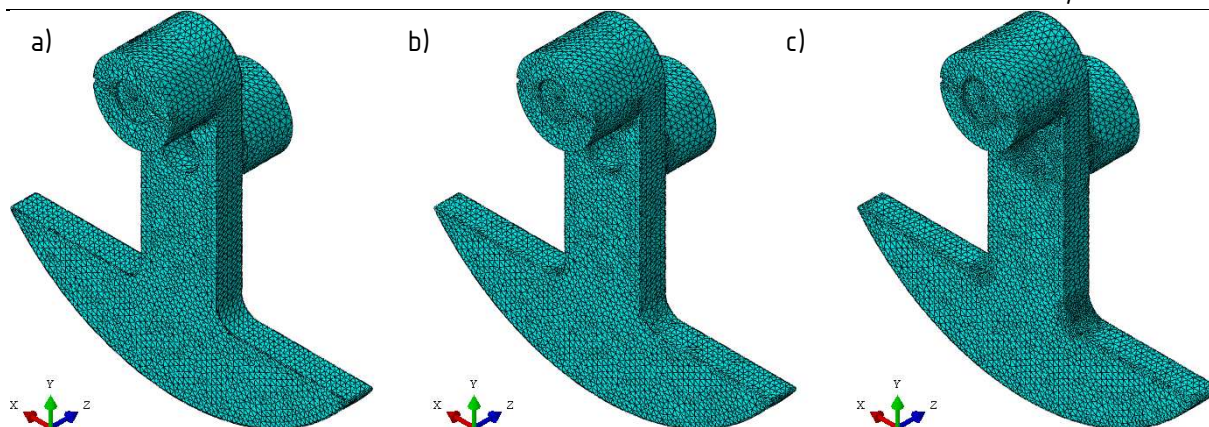


Slika 113. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj maksimalnog torzijskog opterećenja od a) 92104, b) 148392 i c) 166190 C3D10 elemenata

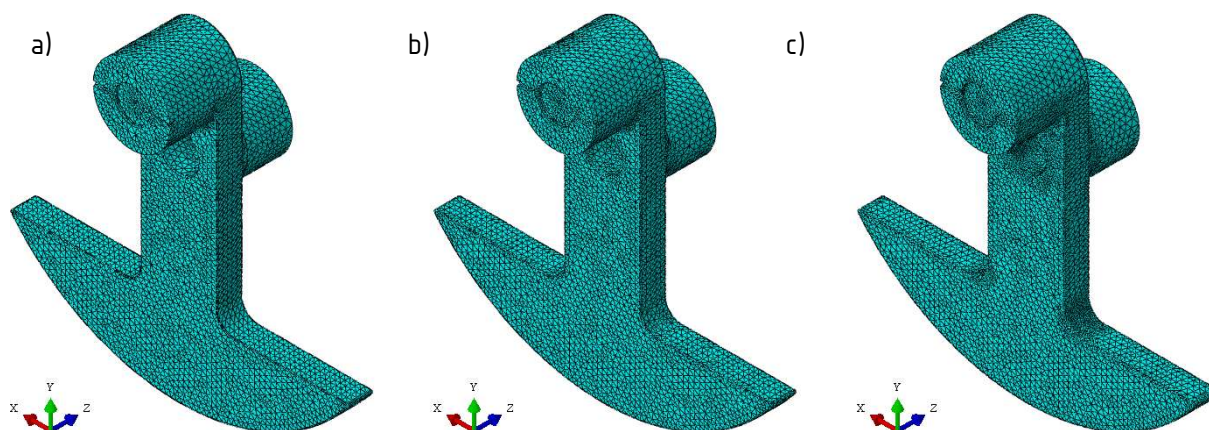
Tablica 32. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i energetske greške za promatrane slučajeve opterećenja dijela koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam

Slučaj opterećenja				
Maksimalno savojno opterećenje	n	93453	151044	172058
	S_{max} , MPa	426,4	427,1	428,2
	κ	0,047	0,033	0,027
Minimalno torzijsko opterećenje	n	93923	152499	171593
	S_{max} , MPa	423,0	423,9	424,2
	κ	0,047	0,033	0,027
Minimalno savojno opterećenje	n	102440	159770	190553
	S_{max} , MPa	422,2	424,2	434,1
	κ	0,045	0,029	0,025
Maksimalno torzijsko opterećenje	n	92104	148392	166190
	S_{max} , MPa	423,8	425,2	426,1
	κ	0,048	0,033	0,027

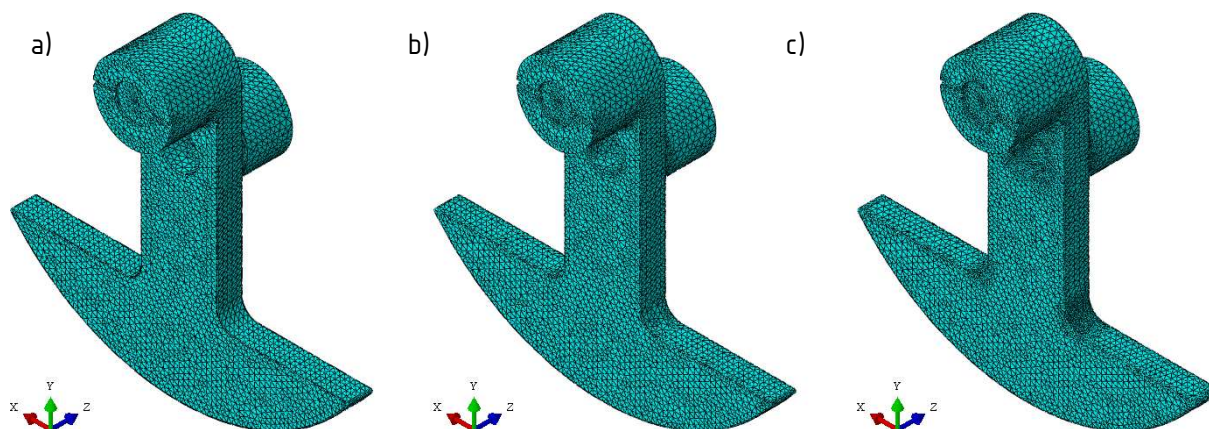
Za slučaj minimalnog savojnog opterećenja na dijelu s prijenosom na razvodni mehanizam se unatoč minimalnom opterećenju pojavljuje maksimalno naprezanje, što se zbog mjesta pojavljivanja najvećeg ekvivalentnog naprezanja može pripisati načinu zadavanja opterećenja. Bez uvođenja ULTRACLOAD-podrutine se takvi numerički artefakti ne mogu posve ukloniti.



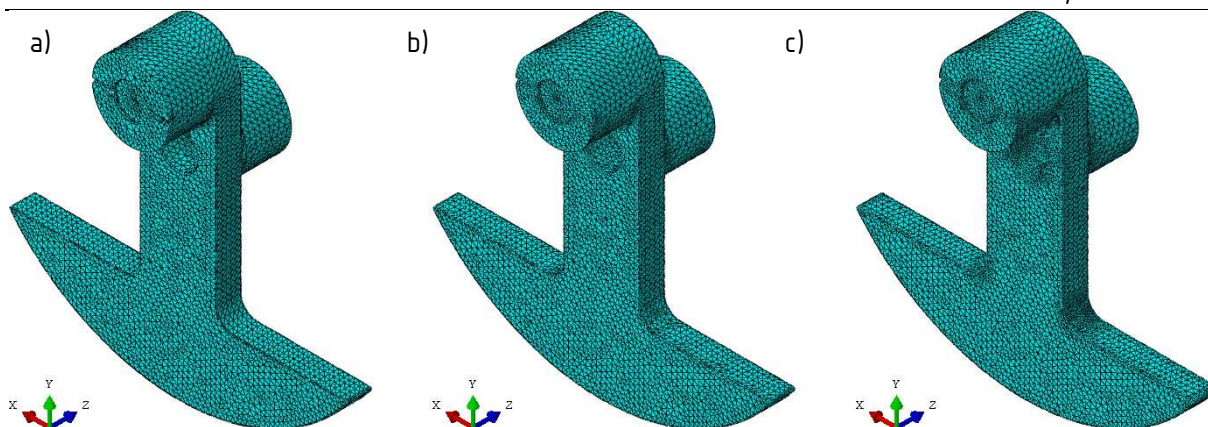
Slika 114. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj maksimalnog savojnog opterećenja od a) 102592, b) 121654 i c) 200194 C3D10 elemenata



Slika 115. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj minimalnog torzijskog opterećenja od a) 101711, b) 119400 i c) 193557 C3D10 elemenata



Slika 116. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak mehanizam za slučaj minimalnog savojnog opterećenja od a) 101317, b) 120776 i c) 199563 C3D10 elemenata



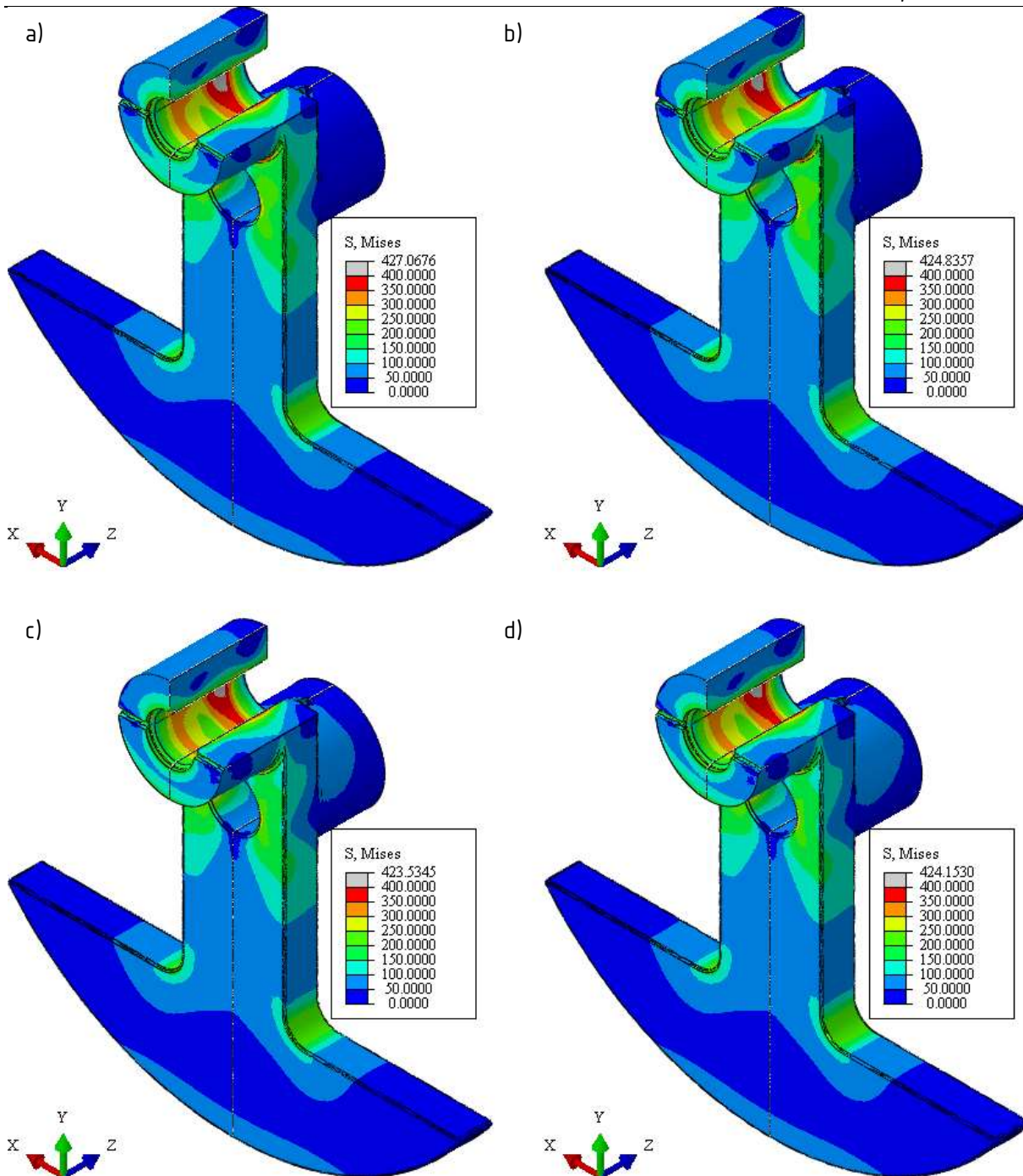
Slika 117. Mreže generirane za dio koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak mehanizam za slučaj maksimalnog torzijskog opterećenja od a) 101109, b) 119461 i c) 198780 C3D10 elemenata

Tablica 33. Konvergencija vršnog ekvivalentnog naprezanja i energetske greške za promatrane slučajeve opterećenja dijela koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak

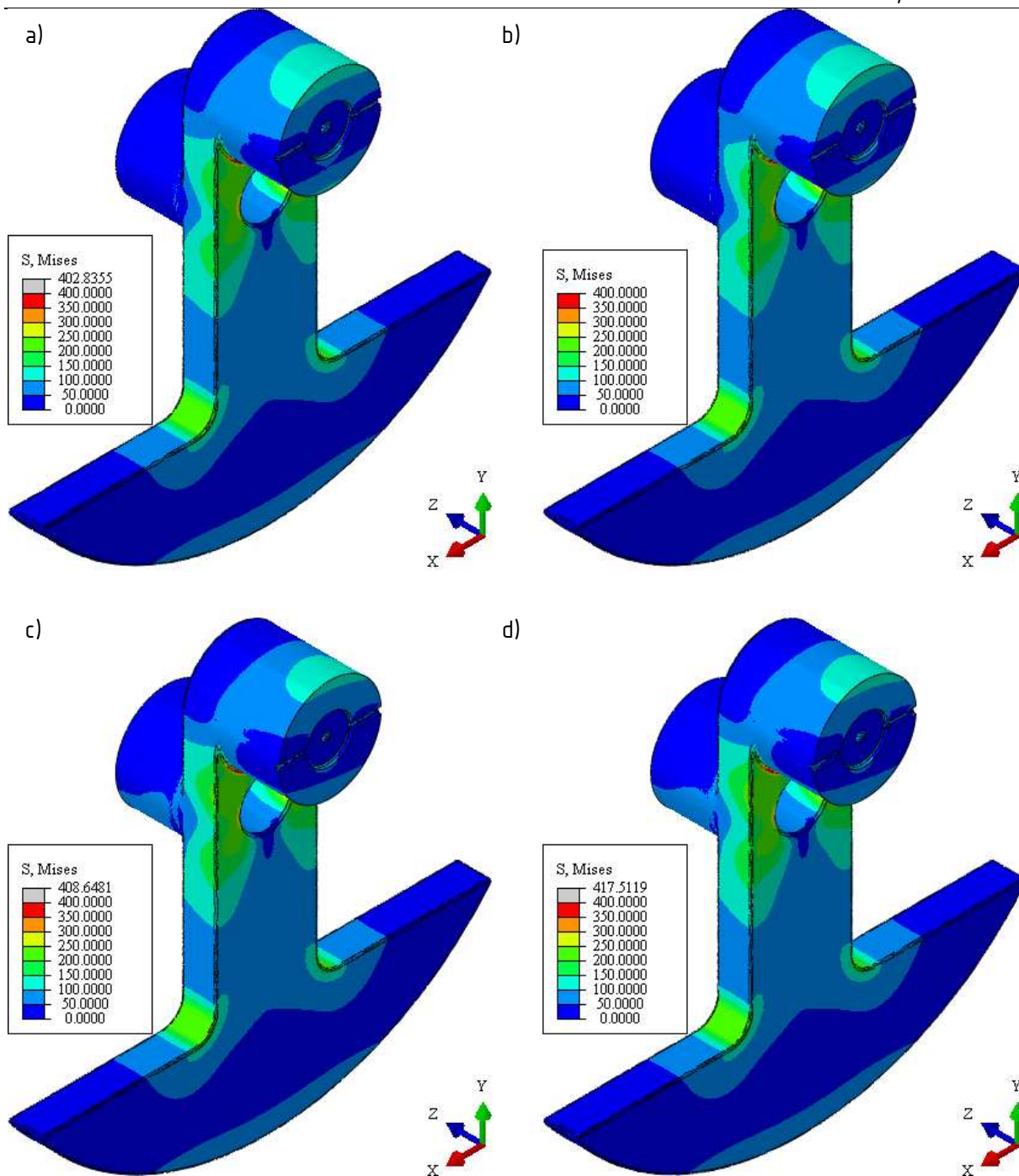
Slučaj opterećenja				
Maksimalno savojno opterećenje	n	102592	121654	200194
	S_{max} , MPa	416,1	405,6	402,8
	κ	0,048	0,033	0,017
Minimalno torzijsko opterećenje	n	101711	119400	193557
	S_{max} , MPa	409,1	400,5	396,2
	κ	0,049	0,033	0,017
Minimalno savojno opterećenje	n	101317	120776	199563
	S_{max} , MPa	411,8	410,2	408,6
	κ	0,049	0,033	0,017
Maksimalno torzijsko opterećenje	n	101109	119461	198780
	S_{max} , MPa	425,6	419,7	417,
	κ	0,049	0,033	0,017

Za sve kombinacije opterećenja je postignuta zadovoljavajuće niska energetska greška, a male promjene u vršnom ekvivalentnom naprezanju dodatno potvrđuju konvergiranost globalnog rješenja.

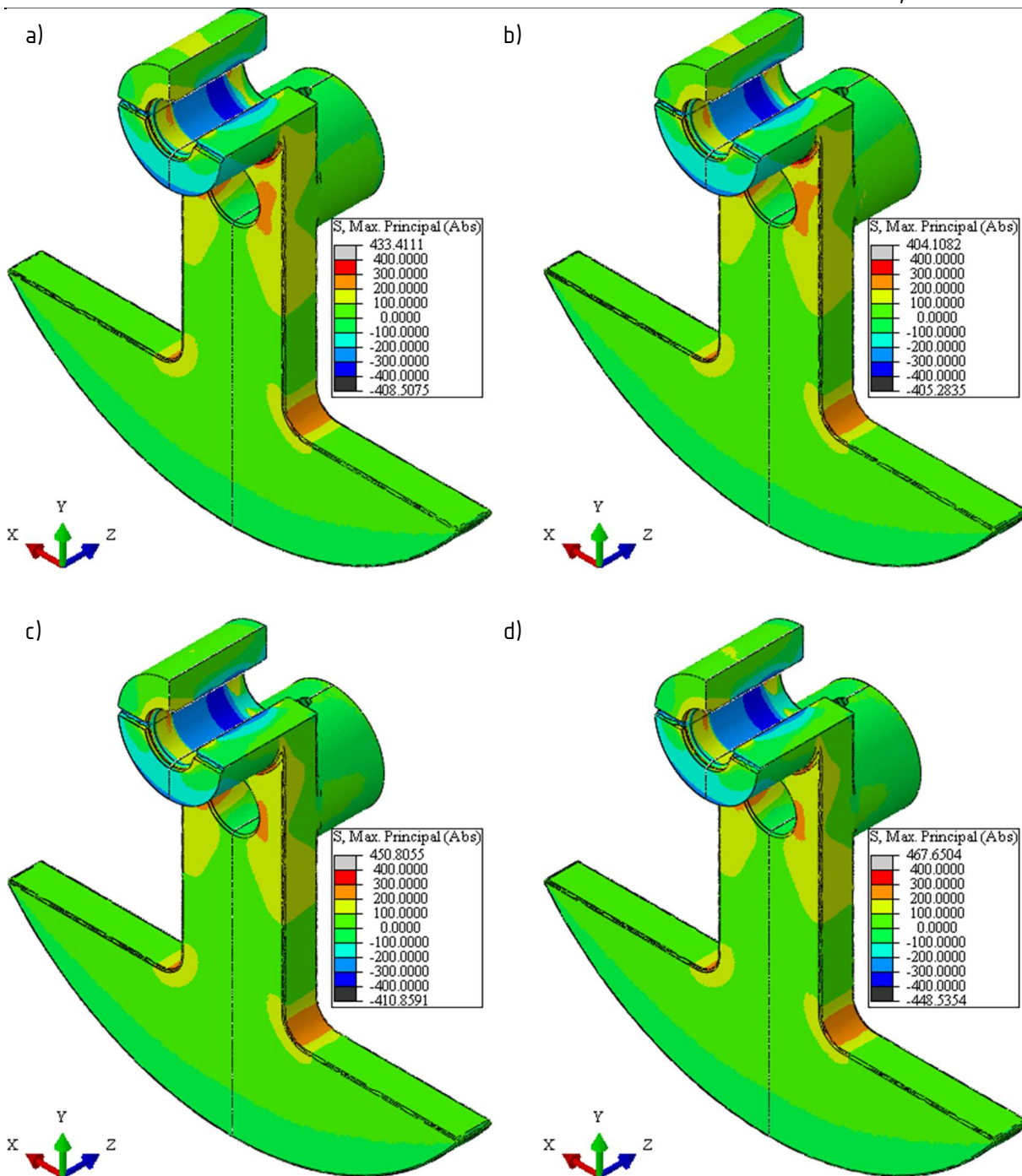
Raspodjele ekvivalentnog naprezanja i po apsolutnoj vrijednosti najvećeg glavnog naprezanja prikazane su na [Slika 118., Slika 119., Slika 120., Slika 121.].



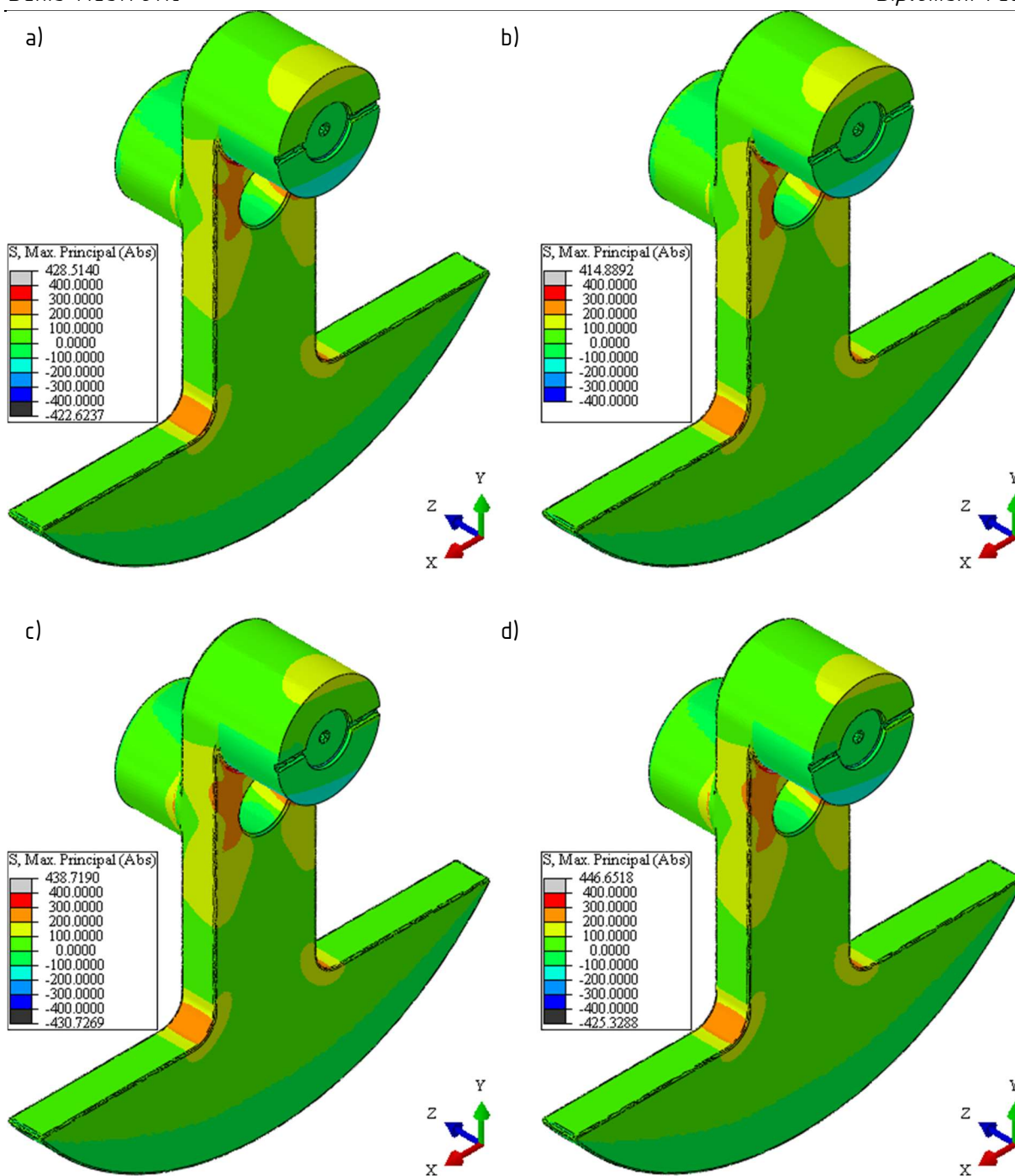
Slika 118. Raspodjela ekvivalentnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja



Slika 119. Raspodjela ekvivalentnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja



Slika 120. Raspodjela najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na razvodni mehanizam za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja

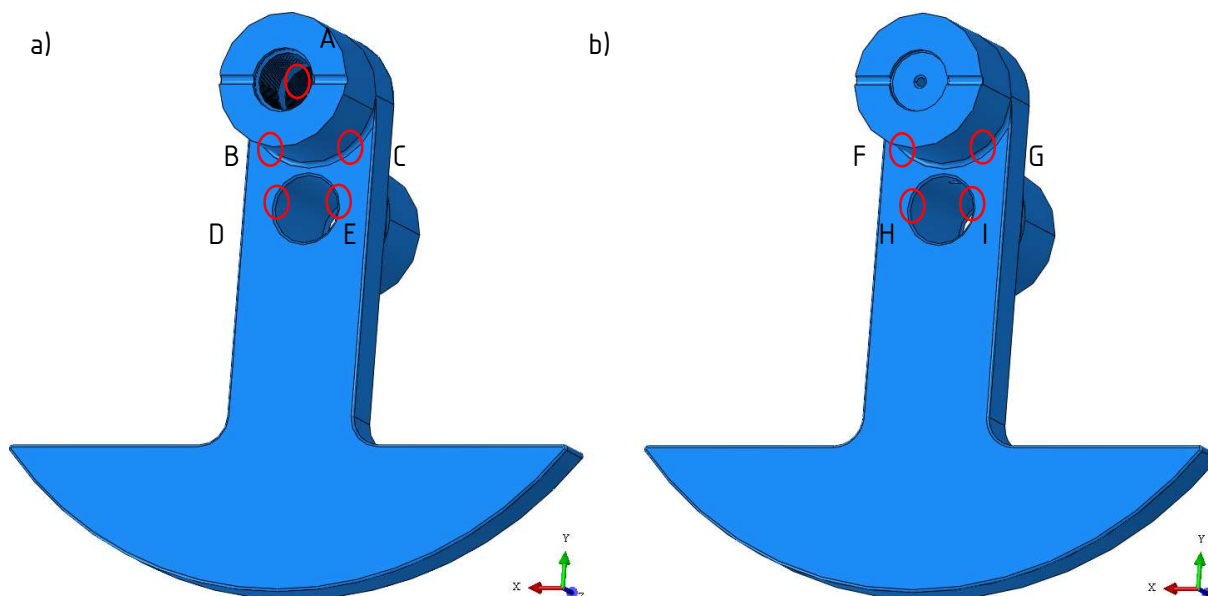


Slika 121. Raspodjela najvećeg apsolutnog glavnog naprezanja na dijelu koljenastog vratila s prijenosom na zamašnjak za slučaj a) maksimalnog savojnog, b) minimalnog torzijskog, c) minimalnog savojnog i d) maksimalnog torzijskog opterećenja

Može se uočiti da se raspodjele naprezanja ne razlikuju značajno za promatrane slučajeve opterećenja, što je i očekivano s obzirom na dominantnost gotovo konstantnog opterećenja inercijskim silama. Uočljivo je rasterećenje prijelaznog radijusa centralnim uvrtnom.

Kako bi se mogla odrediti kritična mjesta s obzirom na dinamičku čvrstoću, ekvivalentnom naprezanju je dodijeljen predznak ovisno o apsolutno najvećem glavnom naprezanju. Potencijalno

kritična mjesta istaknuta su na [Slika 122.], a u [Tablica 34.] je dan pregled faktora sigurnosti za odabrani materijal 42CrMo4, sa svojstvima po [47].



Slika 122. Potencijalno kritična mjesta po pitanju zamorne čvrstoće na dijelu a) s prijenosom na razvodni mehanizam i b) s prijenosom na zamašnjak

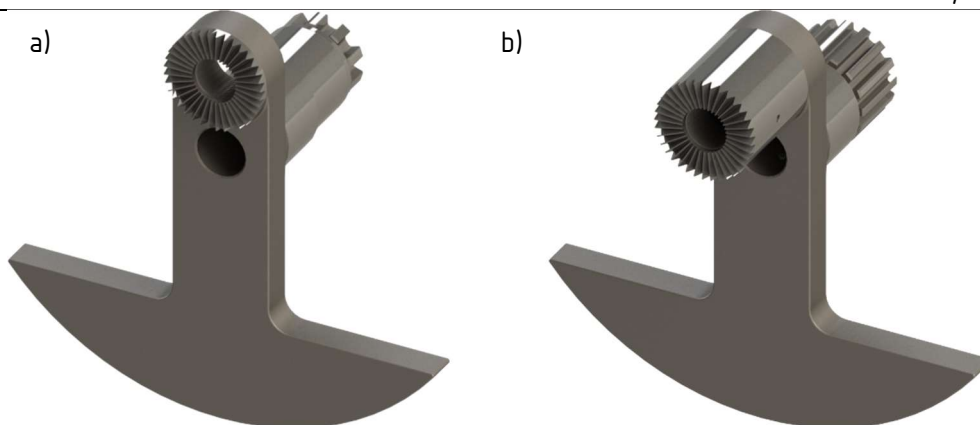
Tablica 34. Sigurnost s obzirom na dinamičku čvrstoću za 42CrMo4 po [47]

Mjesto	A	B	C	D	E	F	G	H	I
S_{max} , MPa	428,2	347,1	305,6	371,2	371,7	417,5	342,7	402,8	389,3
S_{min} , MPa	398,6	281,0	241,2	338,3	324,0	332,1	272,4	363,3	351,4
S	2,10	2,59	2,95	2,42	2,42	2,16	2,63	2,15	2,31

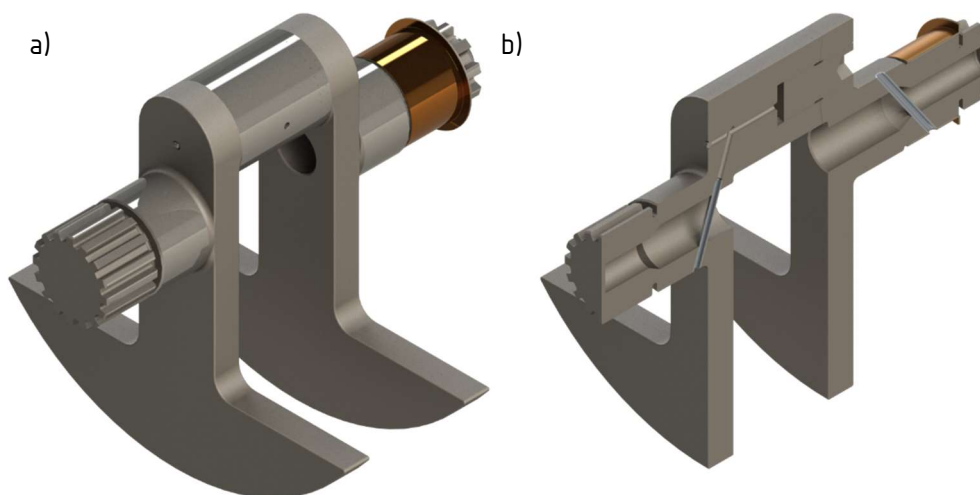
Kao što je i očekivano, zbog niske amplitude ciklusa naprezanja je sigurnost s obzirom na zamornu čvrstoću jednaka sigurnosti s obzirom na trajne deformacije. Minimalni ostvareni faktor sigurnosti je viši od traženog:

$$S > S_{min} \quad (119)$$

te u tom pogledu koljenasto vratilo zadovoljava. Po [3] zbog velike krutosti klipnjača nema potrebe za provjerom stabilnosti, te se proračun i dokaz nosivosti klipnjače i klipnog mehanizma može smatrati dovršenim za potrebe ovoga rada. Konačne verzije dijelova koljenastog vratila prikazane su na [Slika 123.], sklop koljenastog vratila na [Slika 124.], a sklop čitavog klipnog mehanizma na [Slika 125.].



Slika 123. Izometrijski prikaz dijelova koljenastog vratila a) s prijenosom na razvodni mehanizam i b) s prijenosom na zamašnjak



Slika 124. Aksonometrijski prikaz a) sklopa koljenastog vratila i b) punog presjeka koljenastog vratila



Slika 125. Izometrijski prikaz dovršenog sklopa klipnog mehanizma

7. ZAKLJUČAK

U ovome radu dan je pregled konstrukcijskih rješenja zvjezdastih motora bez glavne klipnjače te je za jedno od opisanih rješenja provedena numerička analiza klipnog mehanizma primjenom metode konačnih elemenata, pri čemu je osobita pozornost posvećena klipnjači i koljenastom vratilu.

Najprije je uspoređena uravnoteženost zvjezdastih motora s i bez glavne klipnjače te je dokazana slaba uravnoteženost klipnog mehanizma zvjezdastog motora s glavnom klipnjačom za optimalne inercijske karakteristike koljenastog vratila.

Nakon pregleda predloženih rješenja za poboljšavanje uravnoteženosti odabrano je Kahnovo rješenje sa zračnošću na strani kućišta, za koje je provedena analiza naprezanja komponenti. Opterećenje na komponentama klipnog mehanizma uslijed inercijskih karakteristika komponenti određeno je pomoću numeričkih analiza dinamike više tijela u programskom paketu *Adams*, dok je tlak u cilindru uslijed izgaranja procijenjen na temelju literature.

Numerička analiza naprezanja klipnjače provedena je za vlačno, tlačno i savojno opterećenje. Nakon promjene načina uležištenja i manjih modifikacija oblika klipnjače postignuta je zadovoljavajuća sigurnost klipnjače s obzirom na zamornu čvrstoću. Zaključeno je da za odabrane parametre mehanizma savojno opterećenje još nema značajan utjecaj na sigurnost s obzirom na zamornu čvrstoću klipnjače, te da su kritična mjesta na velikoj i maloj glavi klipnjače. Potom je optimiran oblik osovinice klipnjače variranjem unutarnjeg promjera, vodeći računa o kriterijima čvrstoće i krutosti. Za tako dobiven podsklop dokazana je zadovoljavajuća nosivost odabranih igličastih ležajeva.

Potom su dimenzionirane komponente mehanizma za uravnoteženje, te je provjerena nosivost valjnih ležajeva i spoja s evolventnim ozubljenjem. Zatim je provedena numerička analiza prstena-nosača klipnjača za slučajeve maksimalnog vlačnog i tlačnog opterećenja klipnjače, maksimalne bočne sile na glavine osovinica klipnjača i maksimalnog momenta torzije. Pokazano je da su s obzirom na zamornu čvrstoću najugroženija mjesta glavina letećeg rukavca i prijelazni radijusi prihvata pomoćnih članova. Provjerena je i nosivost kliznog ležaja letećeg rukavca u programskom paketu *COMSOL Multiphysics*, te je analitički dokazana nosivost čeonog ozubljenja na letećem rukavcu.

Nakon provjere nosivosti kliznih ležajeva koljenastog vratila je provedena numerička analiza naprezanja koljenastog vratila za slučajeve maksimalnog i minimalnog savojnog i torzijskog opterećenja. Utvrđeno je da je vratilo zvjezdastog motora podvrgnuto veoma povoljnom ciklusu naprezanja, s niskom amplitudom naprezanja i dominantnim mirujućim opterećenjem za visoke (kritične) brzine vrtnje. Kritičnim s obzirom na zamornu čvrstoću pokazali su se prijelazi s letećeg rukavca na rame koljenastog vratila, centralni uvrtili i područje s narezanim navojem u letećem rukavcu.

Bilo bi zanimljivo nastaviti s detaljnijom konstrukcijskom razradom, analizom vibracija zvjezdastog motora, primjenjivosti prigušivača s usklađenim masama, te usporediti najbolje rješenje bazirano na planetarnom prijenosniku s odabranim rješenjem po pitanju ukupne mase i dimenzija sustava. Također bi bilo interesantno provesti tranzijentnu analizu za klizne ležajeve i proširiti provedene analize uvođenjem elastohidrodinamike i kavitacije uslijed aeracije.

LITERATURA

- [1] Schrön, H.: Die Dynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag GmbH, Beč, 1947.
- [2] <https://www.bimmerarchiv.de/images/resize.php?img=6058>, zadnji put pristupljeno 26. VII. 2021.
- [3] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D.: Konstrukcije motora, Zagreb, 2015.
- [4] <https://i.redd.it/b3ev4b9pcvez.jpg>, zadnji put pristupljeno 26. VII. 2021.
- [5] <https://getoutlines.com/blueprints/9286/1931-porsche-type-12-limousine-blueprints>, zadnji put pristupljeno 7. VIII. 2021.
- [6] <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/31/Monaco-Trossi1935.jpg>, zadnji put pristupljeno 26. VII. 2021.
- [7] <https://i.redd.it/wume7oaupnv21.jpg>, zadnji put pristupljeno 26. VII. 2021.
- [8] http://www.termikas.com/site_images/yak-54/Yak_54_4.jpg, zadnji put pristupljeno 26. VII. 2021.
- [9] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2016/08/zvezda-m504-56-cyl.jpg>, zadnji put pristupljeno 26. VII. 2021.
- [10] Mickel, E., Sommer, P., Wiegand, H.: Berechnung und Gestaltung der Triebwerke schnellaufender Kolbenkraftmaschinen, Springer-Verlag GmbH, Berlin, 1942.
- [11] Орлов, П. И.: Конструкция и расчет деталей авиационных двигателей, Часть I, Государственное издательство оборонной промышленности, Москва, 1940.
- [12] McCutcheon, K. D.: No Short Days; The Struggle to Develop the R-2800 *Double-Wasp* Crankshaft, Aircraft Engine Historical Society, 2002.
- [13] Бурзер, И. А., Дружинин, Н. И., Житомирский, В. К., Кумуль, М. Я., Куцаев, С. И., Петрусевич, А. И., Пугачев, И. А., Серенсен, С. В., Смольянинов, И. К., Сыромятинкова, Т., А., Тетельдаум, И. М., Ширяев, В. Н.: Авиационные поршневые двигатели; Кинематика, динамика и расчет на прочность, Государственное издательство оборонной промышленности, Москва, 1950.
- [14] Рыбальчик, В. С., Поляков, С. В., Герасименко, В. Ф.: Теория поршневых авиационных двигателей, Военное издательство Министерства обороны Союза ССР, Москва, 1955.
- [15] Raymond, R. J.: Crankpin Bearings in High Output Aircraft Piston Engines; The Evolution of their Design and Loading, Aircraft Engine Historical Society, 2015.
- [16] Meštrović, D.: Seminarski rad iz Računalne dinamike konstrukcijskih sustava, Zagreb, 2022.

- [17] Sorensen, C. D.: Kinematic Relations Between Master and Slave Cylinders in Radial Engines, Brigham Young University, Provo, 2008.
- [18] <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=f6d0bebbfc7248838243b7fa141431ba&n=1>, zadnji put pristupljeno 2. XI. 2021.
- [19] <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6554>, zadnji put pristupljeno 2. XI. 2021.
- [20] <http://matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=0b329941c6ce4bc8adcc6dd998b9627f&ckck=1>, zadnji put pristupljeno 2. XI. 2021.
- [21] van Basshuysen, R., Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor; Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, Springer Fachmedien GmbH, Wiesbaden, 2017.
- [22] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 5401 – 2002–08: Kugeln für Wälzlager und allgemeinen Industriebedarf, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2002.
- [23] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 3760 – 1996–09: Radial-Wellendichtringe, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1996.
- [24] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 5464 – 1965–09: Keilwellen-Verbindungen mit geraden Flanken; Schwere Reihe, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1965.
- [25] Sharpe, J. S.: US2264484, United States Patent Office, Alexandria, 1941.
- [26] Jäger, V.: US4194404, United States Patent Office, Alexandria, 1980.
- [27] Kahn, B.: US2122745, United States Patent Office, Alexandria, 1938.
- [28] Moore, V.: US2442875, United States Patent Office, Alexandria, 1948.
- [29] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2014/01/nordberg-12-cylinder-radial-crankshaft.jpg>, zadnji put pristupljeno 22. IX. 2021.
- [30] Тимошенко, И. М.: RU2262601, Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Москва, 2005.
- [31] Sharpe, J. S.: US2378507, United States Patent Office, Alexandria, 1945.
- [32] Wallace, J.: Design of aeroplane engines, Benn Brothers Ltd., London, 1920.
- [33] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2014/01/nordberg-11-cylinder-radial-crankshaft.jpg>, zadnji put pristupljeno 23. IX. 2021.
- [34] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2014/09/marchetti-mp-cam-action.jpg>, zadnji put pristupljeno 22. IX. 2021.
- [35] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2021/08/fairchild-camenez-447-b-drawing.jpg>, zadnji put pristupljeno 22. IX. 2021.

-
- [53] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 5466-1 – 2000-10: Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen; Teil 1: Grundlagen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2000.
- [54] Grams, S.: Beanspruchung und Tragfähigkeit von Plankerbverzahnungen mit zentraler und dezentraler Verschraubung, Dresden, 2016.
- [55] KISSsoft AG: KISSsoft Release 03/2018 Benutzerhandbuch, Bubikon, 2018.

PRILOZI

- I. CD-R disk