

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

*Seminarski rad iz Računalne dinamike  
konstrukcijskih sustava*

Nastavnik:

doc. dr. sc. Dario Zlatař, mag. ing. mech.

Student:

Denis Meštrović

Zagreb, 2021.

**SADRŽAJ**

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	II
POPIS TABLICA .....	V
POPIS OZNAKA .....	VI
1. UVOD .....	1
2. OBICNI ZVJEZDASTI MOTOR .....	6
2.1. Tipična konstrukcijska rješenja .....	6
2.2. Kinematika običnog zvjezdastog motora .....	21
2.3. Izrada modela običnog zvjezdastog motora .....	34
2.4. Dinamika običnog zvjezdastog motora .....	51
3. PREDLOŽENA RJEŠENJA ZA ELIMINACIJU NEUNIFORMNOSTI GIBANJA KLIPOVA .....	76
3.1. Rješenja bazirana na (anti)paralelogramskim mehanizmima .....	76
3.2. Rješenja bazirana na planetarnim prijenosnicima .....	82
3.3. Rješenja bazirana na intervencijama u topologiju klipnjača .....	92
4. ODABRANI MEHANIZAM .....	98
4.1. Kinematika odabranog rješenja .....	98
4.2. Izrada modela odabranog rješenja .....	106
4.3. Dinamika odabranog rješenja .....	111
5. ZAKLJUČAK .....	133
LITERATURA .....	134

## 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 Volkswagen s peterocilindričnim zvjezdastim motorom [5].....	2
Slika 4.	Trkaći automobil Monaco-Trossi sa šesnaesterocilindričnim dvorednim dvotaktnim zvjezdastim motorom [6].....	3
Slika 5.	Wright R-3350 <i>Duplex-Cyclone</i> s <i>turbo-compoundingom</i> [7].....	4
Slika 6.	Sportski zrakoplov Jakovljev Jak-54 s deveterocilindričnim zvjezdastim motorom [8].....	5
Slika 7.	Tri motora tipa Zvezda 504B pogone hrvatske raketne topovnjače RTOP-11 i RTOP-12 [9].....	5
Slika 8.	Numeracija cilindara jednorednih zvjezdastih motora s a) 3, b) 5, c) 7 i d) 9 cilindara [1] .....	6
Slika 9.	Shematski prikaz izvedbi bregastog bubenja deveterocilindričnog četverotaktnog zvjezdastog motora: a) smjer vrtnje suprotan smjeru koljenastog vratila, b) smjer vrtnje u smjeru koljenastog vratila [10].....	7
Slika 10.	Razvodni mehanizam s oscilirajućim košuljicama zvjezdastog motora Bristol <i>Hercules</i> [11].....	8
Slika 11.	Poprečni presjek četrnaesterocilindričnog dvorednog zrakoplovnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 14K <i>Mistral Major</i> s izbušenim koljenastim vratilom [13].....	9
Slika 12.	Koljenasto vratilo motora Bristol <i>Pegasus</i> sa steznom glavinom [12].....	10
Slika 13.	Pokusna verzija koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> sa steznim glavinama [14].....	10
Slika 14.	Leteći rukavac koljenastog vratila BMW-ovog zvjezdastog motora s formiranim klinovima (Rudge-Whitworthov spoj) [12] .....	11
Slika 15.	Originalna izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> spojenog klinastim vratilima [14].....	11
Slika 16.	Usavršena izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> spojenog čeonim ozubljenjem [14].....	12
Slika 17.	Detalj ramena s čeonim ozubljenjem usavršene izvedbe koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 <i>Double-Wasp</i> spojenog čeonim ozubljenjem [14].....	12
Slika 18.	Prikaz spoja Hirthovim ozubljenjem s alatom za pritezanje diferencijalnog vijka [12].....	13
Slika 19.	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 [14] .....	13
Slika 20.	Prigušivač s usklađenom masom po Sarazinu [17] .....	15
Slika 21.	Prigušivač s usklađenom masom po Salomonu, korišten u ranijim verzijama Pratt & Whitneyjevih motora [17] .....	16
Slika 22.	Shema podmazivanja dvorednog četrnaesterocilindričnog zvjezdastog motora M-82 [18] .....	18
Slika 23.	Klizni ležajevi fiksirani na letećim rukavcima Bristolovog dvorednog zvjezdastog motora [19].....	19
Slika 24.	Detalj dovoda ulja kliznom ležaju sekundarne klipnjače [12].....	20
Slika 25.	Kinematska shema klipnog mehanizma običnog zvjezdastog motora [20].....	22
Slika 26.	Preklopljene krivulje ovisnosti položaja klipova $x_{Ki}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	27
Slika 27.	Preklopljene krivulje ovisnosti nagiba klipnjača $\alpha_{Pi}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	28
Slika 28.	Preklopljene krivulje ovisnosti brzina klipova $x_{Ki}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	29
Slika 29.	Preklopljene krivulje ovisnosti ubrzanja klipova $x_{Ki}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	30
Slika 30.	Preklopljene krivulje ovisnosti relativnih brzina vrtnje u ležajevima velikih glava klipnjača $\omega_{PLi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	32
Slika 31.	Trajektorije velikih glava klipnjača.....	33
Slika 32.	Glavne dimenzije klipa [26].....	35
Slika 33.	Kontaktna površina između klipa i osovinice [21].....	37
Slika 34.	Dopuštena ovalna deformacija osovinice $\Delta D_{KB}$ u ovisnosti o promjeru klipa $D_K$ [21] .....	38
Slika 35.	Dopušteni progib osovinice $\Delta w$ u ovisnosti o promjeru klipa $D_K$ [21].....	39
Slika 36.	Karakteristične dimenzije za proračun osiguravajućega prstena [21].....	40
Slika 37.	Osovinica osigurana prstenom s kukom i pripadnim utorom u klipu [32] .....	41
Slika 38.	Renderirani klip, klipni prsteni i osovinica s pripadnim aksijalnim osiguranjem u a) izometriji i b) izometriji polovičnog presjeka.....	42
Slika 39.	Sekundarna klipnjača u a) izometriji i b) u izometriji punog presjeka.....	44
Slika 40.	Primarna klipnjača u izometriji.....	45
Slika 41.	Izometrija djelomičnog presjeka prihvatačnog dijela primarne klipnjače .....	46

Slika 42.	Sklop koljenastog vratila u a) izometriji i b) izometriji punog presjeka .....	48
Slika 43.	Prvi dio koljenastog vratila.....	49
Slika 44.	Drugi dio koljenastog vratila .....	49
Slika 45.	Klipni mehanizam i kućište inicijalnog modela zvjezdastog motora u izometriji.....	50
Slika 46.	Kinematičke veze između a) kućišta i podloge, b) koljenastog vratila i kućišta, c) primarne klipnjače i letećeg rukavca, d) sekundarne i primarne klipnjače, e) klipa i klipnjače, f) klipa i kućišta.....	52
Slika 47.	Redundantna kinematska ograničenja .....	53
Slika 48.	Reonomno kinematsko ograničenje u vidu zadane brzine vrtnje koljenastog vratila $n_{max}$ .....	54
Slika 49.	Dovršen model za analizu dinamike običnog zvjezdastog motora.....	55
Slika 50.	Odstupanje numerički dobivenog ubrzanja od analitičkog za klip 4 $\Delta x K_4$ pri $n_{max}$ u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	56
Slika 51.	Kreiranje varijable modela u Adamsu .....	58
Slika 52.	Evaluiranje modela u Adamsu.....	59
Slika 53.	Ovisnost maksimalne inercijske sile na koljenastom vratilu $F_{inmaxKW}$ o masi koljenastog vratila $m_{KW}$ za konstantan $e_{KW}$ .....	59
Slika 54.	Ovisnost inercijske sile na koljenastom vratilu $F_{inKW}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	60
Slika 55.	Ovisnost maksimalne inercijske sile na kućištu $F_{inmaxG}$ o masi koljenastog vratila $m_{KW}$ za konstantan $e_{KW}$ .....	61
Slika 56.	Model običnog zvjezdastog motora s optimalno uravnoveženim klipnim mehanizmom .....	62
Slika 57.	Preklopljene krivulje ovisnosti komponenti sila po x-osi u malim glavama klipnjača $F_{PBxi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	64
Slika 58.	Preklopljene krivulje ovisnosti komponenti sila po y-osi u malim glavama klipnjača $F_{PByi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	65
Slika 59.	Preklopljene krivulje ovisnosti komponenti sila po x-osi u velikim glavama klipnjača $F_{PLxi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	66
Slika 60.	Preklopljene krivulje ovisnosti komponenti sila po y-osi u velikim glavama klipnjača $F_{PLyi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	67
Slika 61.	Krivulja ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po x-osi $F_{Hzx}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	68
Slika 62.	Krivulja ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po y-osi $F_{Hzy}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	69
Slika 63.	Krivulja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po x-osi $F_{Hlx}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	70
Slika 64.	Krivulja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po y-osi $F_{Hly}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	71
Slika 65.	Krivulja ovisnosti momenta na koljenastom vratilu $T_{KW}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	72
Slika 66.	Krivulja ovisnosti momenta na kućištu $T_G$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	73
Slika 67.	Krivulja ovisnosti komponente sile na kućištu po x-osi $F_{Gx}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$	74
Slika 68.	Krivulja ovisnosti komponente sile na kućištu po y-osi $F_{Gy}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$	75
Slika 69.	Sharpeovo rješenje s tri ručice [40] .....	77
Slika 70.	Varijante paralelogramskog rješenja s: a) dvije, b) osam ručica [41] .....	78
Slika 71.	Kahnovi mehanizmi s povećanom podatljivošću: a) zračnost ostvarena na strani kućišta, b) zračnost ostvarena na strani prstena-nosača klipnjača [42].....	78
Slika 72.	Mooreovo rješenje za povećanje podatljivosti [43] .....	79
Slika 73.	Varijante Kahnovog mehanizma za povećanje podatljivosti: a) s radikalnim utorima, b) s polugom i c) s oprugama [42] .....	80
Slika 74.	Varijante Mooreovog rješenja za povećanje podatljivosti: a) s međučlanom, b) s ozubljenjem [43] ...	80
Slika 75.	Bohnov antiparalelogramski mehanizam [44].....	81
Slika 76.	Rješenje s 1U prijenosnikom [45] .....	83
Slika 77.	Pojednostavljeni prikaz rješenja s 1V prijenosnikom .....	85
Slika 78.	Rješenje s 2U prijenosnikom [46].....	87
Slika 79.	3V mehanizam Cantona i Unnéa [47].....	89
Slika 80.	Bohnov 3V mehanizam [48] .....	90
Slika 81.	Marchettijev motor s bregastim vratilom [49].....	93
Slika 82.	Fairchild-Caminezov motor s bregastim vratilom [50].....	94
Slika 83.	Anzanijevo rješenje koplanarnog i koaksijalnog uležištenja klipnjača [47].....	95

Slika 84.	Klipni mehanizam deveterocilindričnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 9J Le Rhône [52].....	96
Slika 85.	Feltovo rješenje s vodilicama [54].....	97
Slika 86.	Krivilja ovisnosti položaja $i$ -tog klipa $x_{Ki}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	99
Slika 87.	Krivilja ovisnosti nagiba $i$ -te klipnjače $\alpha_{Pi}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	100
Slika 88.	Krivilja ovisnosti brzine $i$ -tog klipa $x_{Ki}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	101
Slika 89.	Krivilja ovisnosti ubrzanja $i$ -tog klipa $x_{Ki}$ o zakretu koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	102
Slika 90.	Krivilja ovisnosti relativne brzine vrtnje u ležaju velike glave $i$ -te klipnjače $\omega_{PLi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	103
Slika 91.	Trajektorije velikih glava klipnjača.....	105
Slika 92.	Izometrija prstena-nosača klipnjača.....	107
Slika 93.	Izometrija pomoćne ručice.....	108
Slika 94.	Prstenovi između kućišta i ručica .....	109
Slika 95.	Klipni mehanizam i kućište inicijalnog modela zvjezdastog motora s uniformnim gibanjem klipova u izometriji.....	110
Slika 96.	Kinematski par prstena-nosača klipnjača i kućišta .....	112
Slika 97.	Redundantna kinematska ograničenja za mehanizam s uniformnim gibanjem.....	113
Slika 98.	Dovršen model za analizu dinamike zvjezdastog motora s uniformnim gibanjem.....	114
Slika 99.	Ovisnost maksimalne inercijske sile na kućištu $F_{inmaxG}$ o masi koljenastog vratila $m_{KW}$ za konstantan $e_{KW}$ .....	116
Slika 100.	Model zvjezdastog motora s uniformnim gibanjem i optimalno uravnoteženim klipnim mehanizmom.....	117
Slika 101.	Krivilja ovisnosti komponente sile po $x$ -osi u maloj glavi $i$ -te klipnjače $F_{PBxi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	120
Slika 102.	Krivilja ovisnosti komponente sile po $y$ -osi u maloj glavi $i$ -te klipnjača $F_{PByi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	121
Slika 103.	Krivilja ovisnosti komponente sile po $x$ -osi u velikoj glavi $i$ -te klipnjače $F_{PLxi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	122
Slika 104.	Krivilja ovisnosti komponente sile po $y$ -osi u velikoj glavi $i$ -te klipnjače $F_{PLyi}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	123
Slika 105.	Krivilja ovisnosti momenta na prstenu-nosaču klipnjača $T_{AR}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	124
Slika 106.	Usporedba ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po $x$ -osi $F_{HZx}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ za neuniformno i uniformno gibanje.....	125
Slika 107.	Usporedba ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po $y$ -osi $F_{HZy}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ za neuniformno i uniformno gibanje.....	126
Slika 108.	Krivilja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po $x$ -osi $F_{HLx}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	127
Slika 109.	Krivilja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po $y$ -osi $F_{HLY}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ .....	128
Slika 110.	Usporedba ovisnosti momenta na koljenastom vratilu $T_{KW}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ za neuniformno i uniformno gibanje.....	129
Slika 111.	Usporedba ovisnosti momenta na kućištu $T_G$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ za neuniformno i uniformno gibanje .....	130
Slika 112.	Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po $x$ -osi $F_{Gx}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ za neuniformno i uniformno gibanje .....	131
Slika 113.	Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po $y$ -osi $F_{Gy}$ o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{KW}$ za neuniformno i uniformno gibanje .....	132

**POPIS TABLICA**

Tablica 1.	Odabrani osnovni parametri klipnog mehanizma.....	21
Tablica 2.	Karakteristične veličine kinematike klipnog mehanizma.....	25
Tablica 3.	Svojstva grupa materijala [23], [24], [25] .....	34
Tablica 4.	Tipični rasponi po [26] i odabrani parametri klipa.....	35
Tablica 5.	Kinematska analiza 1U prijenosnika.....	82
Tablica 6.	Kinematska analiza 1V prijenosnika.....	84
Tablica 7.	Kinematska analiza 2U prijenosnika.....	86
Tablica 8.	Kinematska analiza 2U prijenosnika s unutarnjim ozubljenjem na prstenu-nosaču klipnjača .....	86
Tablica 9.	Kinematska analiza 2V prijenosnika.....	88
Tablica 10.	Kinematska analiza 3V prijenosnika.....	88
Tablica 11.	Kinematska analiza 3U prijenosnika .....	90
Tablica 12.	Kinematska analiza 4U prijenosnika.....	91
Tablica 13.	Karakteristične veličine kinematike odabranog mehanizma.....	104

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$a$	mm	Razmak između oslonaca
$a_{maxi}$	$m \cdot s^{-2}$	Maksimalno ubrzanje $i$ -tog klipa
$b_p$	mm	Širina klipnjače
$b_{SR}$	mm	Širina osiguravajućega prstena osovinice
$D_B$	mm	Promjer puškice
$D_K$	mm	Promjer klipa
$D_{KB}$	mm	Vanjski promjer osovinice klipa
$D_{KBi}$	mm	Unutarnji promjer osovinice klipa
$D_R$	mm	Promjer valjka
$D_{SR}$	mm	Vanjski promjer neopterećenoga osiguravajućega prstena
$D_{SRN}$	mm	Promjer utora osiguravajućega prstena osovinice
$E_{AI}$	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
$F_{\bar{G}x}$	N	Komponenta sile na kućištu po $x$ -osi
$F_{\bar{G}y}$	N	Komponenta sile na kućištu po $y$ -osi
$F_{HLx}$	N	Komponenta sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po $x$ -osi
$F_{HLy}$	N	Komponenta sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po $y$ -osi
$F_{HZx}$	N	Komponenta sile u ležaju letećeg rukavca po $x$ -osi
$F_{HZy}$	N	Komponenta sile u ležaju letećeg rukavca po $y$ -osi
$F_{in}$	N	Sila inercije
$F_{inKW}$	N	Sila inercije na koljenastom vratilu
$F_{inmaxG}$	N	Maksimalni iznos sile inercije na kućištu
$F_{inmaxKW}$	N	Maksimalni iznos sile inercije na koljenastom vratilu
$F_{Kmax}$	N	Maksimalna sila na čelo klipa
$F_{PBxi}$	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
$H$	mm	Nominalni hod klipa
$H_{FS}$	mm	Visina plamenoga pojasa
$H_i$	mm	Efektivni hod $i$ -tog klipa
$H_K$	mm	Kompresijska visina klipa
$H_{KR1}$	mm	Visina prvoga klipnoga prstena

$H_s$	mm	Visina pojasa karika
$J_R$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Moment inercije valjka
$L_A$	mm	Duljina oslonaca osovinice klipa
$L_d$	mm	Duljina dilatirajućega dijela klipa
$L_g$	mm	Ukupna duljina klipa
$L_{KB}$	mm	Duljina osovinice klipa
$L_{KBf}$	mm	Duljina skošenja osovinice klipa
$L_p$	mm	Duljina primarne klipnjače
$L_s$	mm	Ukupna duljina plašta klipa
$L_{s_1}$	mm	Duljina sekundarne klipnjače
$L_u$	mm	Duljina donjega dijela plašta klipa
$L_v$	mm	Duljina progibanja
$M_b$	N·mm	Moment savijanja
$m_K$	kg	Masa klipa bez klipnih prstenova i osovinice
$m_{KW}$	kg	Masa koljenastog vratila
$m_R$	kg	Masa valjka
$N$	/	Broj cilindara
$n_G$	$\text{min}^{-1}$	Maksimalna brzina vrtnje osiguravajućih prstenova
$n_{KW}$	$\text{min}^{-1}$	Brzina vrtnje koljenastog vratila
$n_{max}$	$\text{min}^{-1}$	Maksimalna brzina vrtnje motora
$n_N$	$\text{min}^{-1}$	Brzina vrtnje bregastog bubenja
$n_{Pi}$	$\text{min}^{-1}$	Brzina vrtnje $i$ -tog pomoćnog planetarnog zupčanika
$n_R$	$\text{min}^{-1}$	Brzina vrtnje prstena-nosača klipnjače
$n_U$	$\text{min}^{-1}$	Brzina vrtnje sunčanog zupčanika s unutarnjim ozubljenjem
$n_V$	$\text{min}^{-1}$	Brzina vrtnje sunčanog zupčanika s vanjskim ozubljenjem
$p$	MPa	Bočni tlak
$p_{GD}$	bar	Tlok plina u cilindru
$q$	/	Broj harmonika
$R_{KB}$	mm	Radijus zaobljenja osovinice klipa
$R_s$	mm	Udaljenost između osi ležaja sekundarne klipnjače i letećeg rukavca
$S_{KB}$	/	Sigurnost od zamornog loma osovinice klipa
$s$	mm	Minimalna debljina čela klipa
$T_{AR}$	N·m	Moment na prstenu-nosaču klipnjače
$T_G$	N·m	Moment na kućištu
$T_{KW}$	N·m	Moment na koljenastom vratilu
$t$	s	Vrijeme
$t_{SR}$	mm	Debljina osiguravajućega prstena osovinice
$V_{DMTi}$	$\text{mm}^3$	Volumen $i$ -tog cilindra u donjoj mrtvoj točki
$V_{GMTi}$	$\text{mm}^3$	Volumen $i$ -tog cilindra u gornjoj mrtvoj točki
$V_{GMTn}$	$\text{mm}^3$	Nominalni volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki

$V_{hi}$	$\text{mm}^3$	Radni volumen $i$ -tog cilindra
$V_{ti}$	$\text{mm}^3$	Mrtvi volumen $i$ -tog cilindra uslijed pomaka položaja gornje mrtve točke
$v_m$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Srednja brzina klipa pri maksimalnoj brzini vrtnje motora
$v_{max}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Maksimalna brzina $i$ -tog klipa
$w$	$\text{mm}$	Progib
$x$	$\text{mm}$	Koordinata po $x$ -osi
$x_{Ki}$	$\text{mm}$	Položaj $i$ -tog klipa
$\dot{x}_{Ki}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Brzina $i$ -tog klipa
$\ddot{x}_{Ki}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	Ubrzanje $i$ -tog klipa
$y$	$\text{mm}$	Koordinata po $y$ -osi
$Z_n$	/	Broj bregova bregastog bubnja
$Z_{pi}$	/	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
$\alpha_{kw}$	°	Kut zakreta koljenastog vratila u odnosu na gornju mrtvu točku klipa 1
$\alpha_{pi}$	°	Kut nagiba klipnjače $i$ -tog cilindra
$\alpha_{Pimax}$	°	Maksimalni kut nagiba klipnjače $i$ -tog cilindra
$\alpha_{ri}$	°	Kut između $i$ -tog cilindra i spojnica rukavca i $i$ -te klipnjače
$\alpha_{si}$	°	Kut između glavne klipnjače i spojnica letećeg rukavca i sekundarne klipnjače $i$ -tog klipa
$\alpha_{zi}$	°	Kut između osi $i$ -tog cilindra i spojnice osi koljenastog vratila i osi letećeg rukavca
$\Delta D_{KB}$	$\mu\text{m}$	Ovalna deformacija osovinice klipa
$\Delta w$	$\mu\text{m}$	Progib osovinice klipa
$\Delta x_{KIDMT}$	$\text{mm}$	Odstupanje $i$ -tog klipa od nominalnog položaja donje mrtve točke
$\Delta x_{KIGMT}$	$\text{mm}$	Odstupanje $i$ -tog klipa od nominalnog položaja gornje mrtve točke
$\Delta \alpha_i$	°	Odstupanje $i$ -tog klipa od uniformnog faznog pomaka
$\varepsilon$	/	Nominalni stupanj kompresije
$\varepsilon_i$	/	Efektivni stupanj kompresije $i$ -tog cilindra
$\lambda_p$	/	Omjer nominalnog hoda i dvostrukе duljine primarne klipnjače
$\lambda_r$	/	Omjer udaljenosti između osi ležaja sekundarne klipnjače i letećeg rukavca i duljine sekundarne klipnjače
$\lambda_s$	/	Omjer nominalnog hoda i dvostrukе duljine sekundarne klipnjače
$\nu_{Al}$	/	Poissonov faktor aluminijске legure
$\nu_{CuPbSn}$	/	Poissonov faktor olovne bronce
$\nu_{FeC}$	/	Poissonov faktor čelika

$\Pi_k$	/	$k$ -ta pomoćna veličina
$\rho_{Al}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Gustoća aluminijske legure
$\rho_{CuPbSn}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Gustoća olovne bronce
$\rho_{FeC}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Gustoća čelika
$\sigma_{eKB}$	MPa	Ekvivalentno naprezanje osovinice klipa
$\sigma_{Wzd}$	MPa	Dinamička čvrstoća za izmjenično vlačno-tlačno opterećenje
$\sigma_{\Delta D}$	MPa	Narezanje u osovinici uslijed ovalne deformacije
$\sigma_{\Delta w}$	MPa	Narezanje u osovinici uslijed savijanja
$\omega_{Ki}$	$^{\circ} \cdot \text{s}^{-1}$	Kutna brzina u ležaju male glave klipnjače $i$ -tog cilindra
$\omega_{Kw}$	$^{\circ} \cdot \text{s}^{-1}$	Kutna brzina koljenastog vratila
$\omega_{Pi}$	$^{\circ} \cdot \text{s}^{-1}$	Kutna brzina u ležaju velike glave klipnjače $i$ -tog cilindra
$\omega_{Pli}$	$^{\circ} \cdot \text{s}^{-1}$	Relativna kutna brzina u ležaju velike glave klipnjače $i$ -tog klipa

## 1. UVOD

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. Povjesno su sve do pojave mlažnih 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].

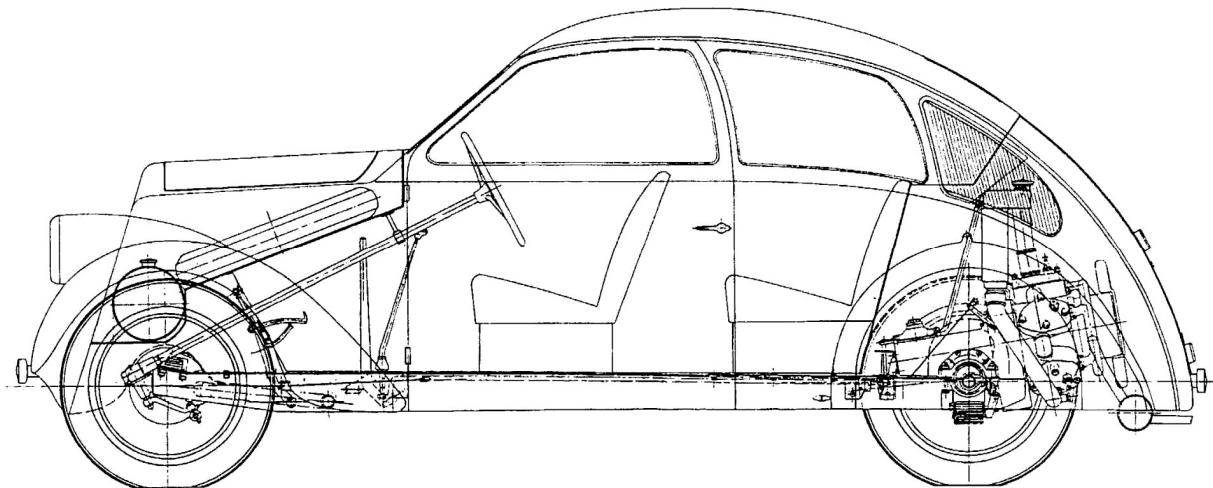


Slika 1. Deveterocilindrični zrakoplovni zvjezdasti motor BMW 132 [2]

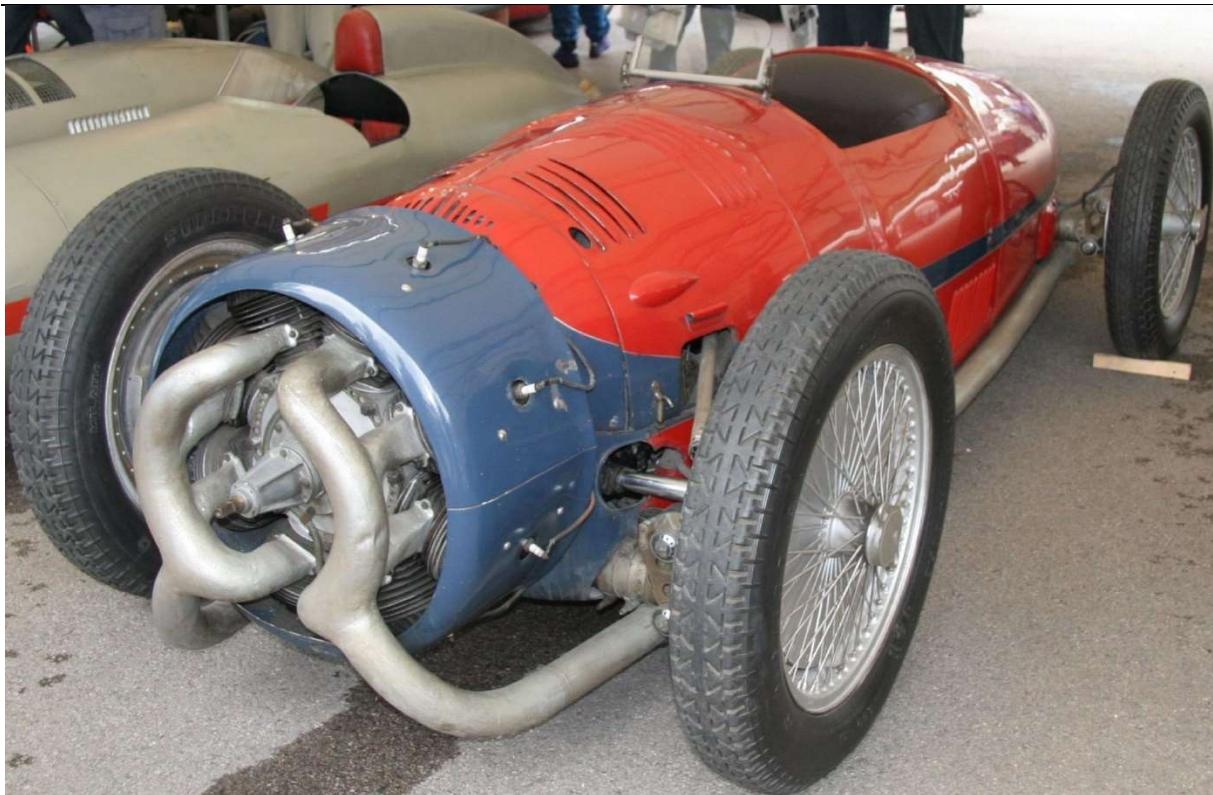
Zračnim hlađenjem osigurana je povećana robusnost i viša specifična snaga motora [3], zbog čega su zvjezdasti motori osobito često bili korišteni u vojnim zrakoplovima, tenkovima [Slika 2.], ali i u putničkim [Slika 3.] i trkaćim automobilima [Slika 4.]



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

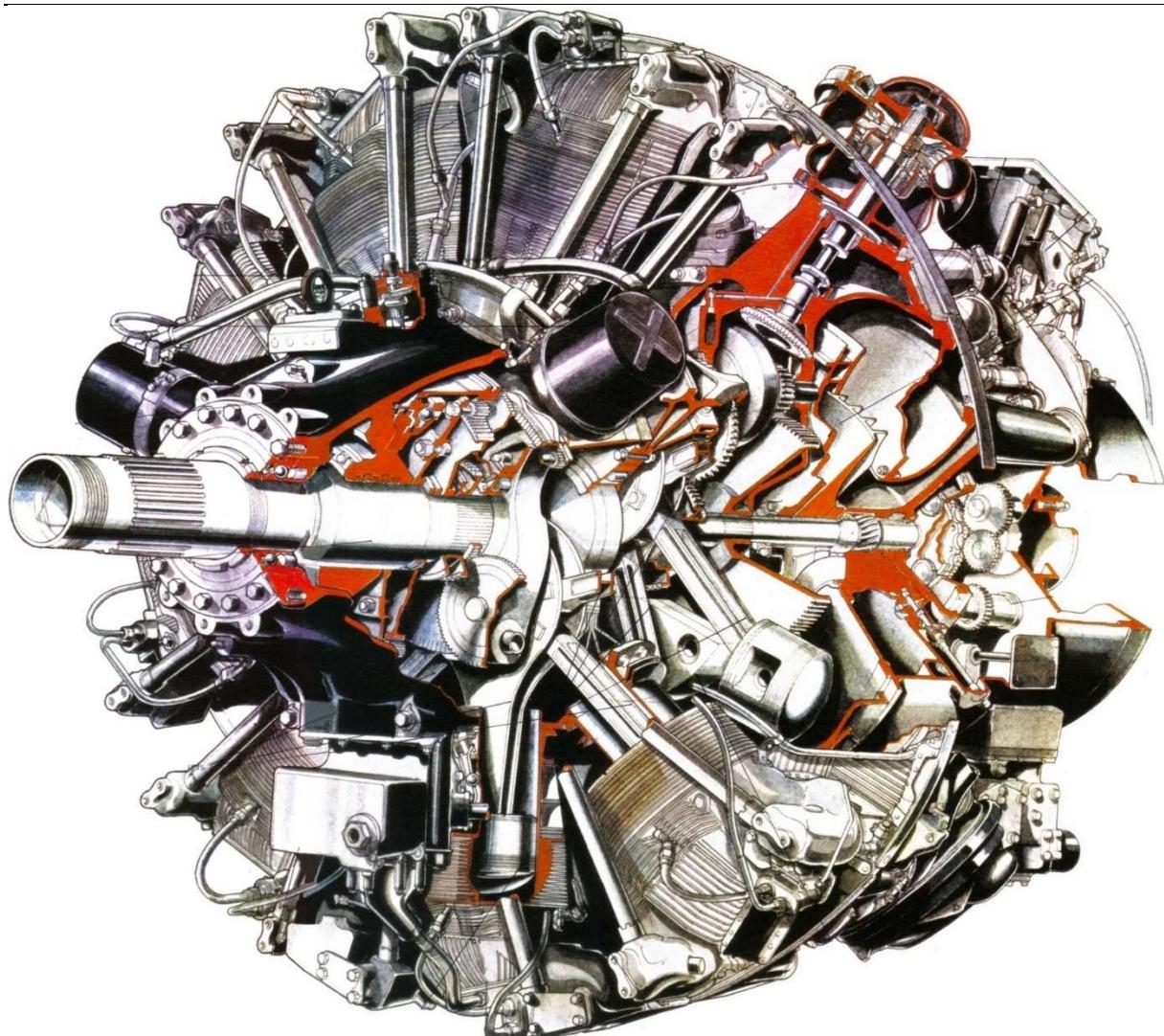


Slika 3. Zündappov prototip Volkswagen s peterocilindričnim zvjezdastim motorom [5]



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.

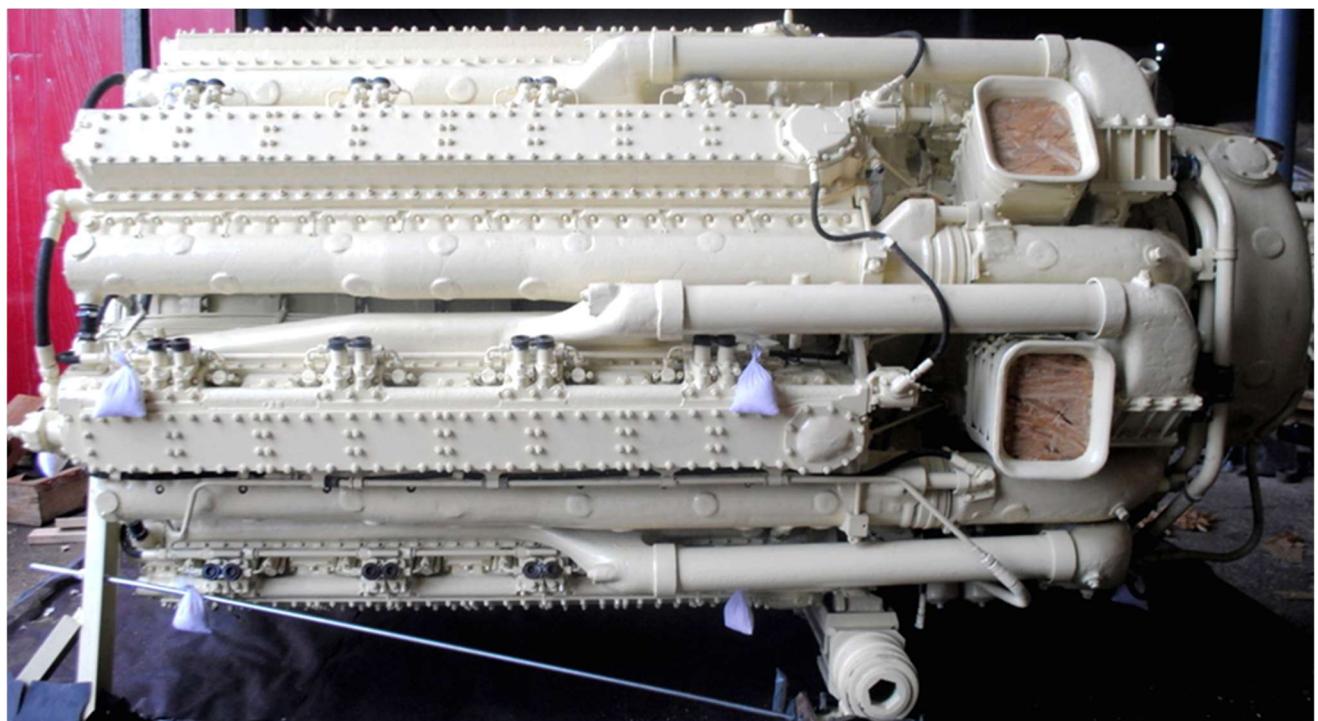


Slika 5. Wright R-3350 *Duplex-Cyclone s turbo-compoundingom* [7]

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 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]

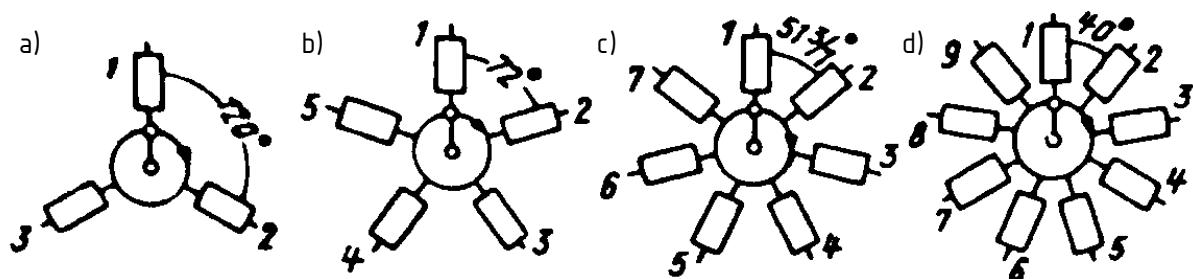
U sklopu ovog rada pokazane su konstruktivne posebnosti zvjezdastih motora s posebnim fokusom na eliminaciju neuniformnosti gibanja klipnog mehanizma.

## 2. OBIČNI ZVJEZDASTI MOTOR

U ovome poglavlju dan je pregled tipičnih konstrukcijskih rješenja korištenih u običnim zvjezdastim motorima, te opis kinematike i numerička analiza dinamike klipnog mehanizma iz koje proizlazi zadaća ovoga rada.

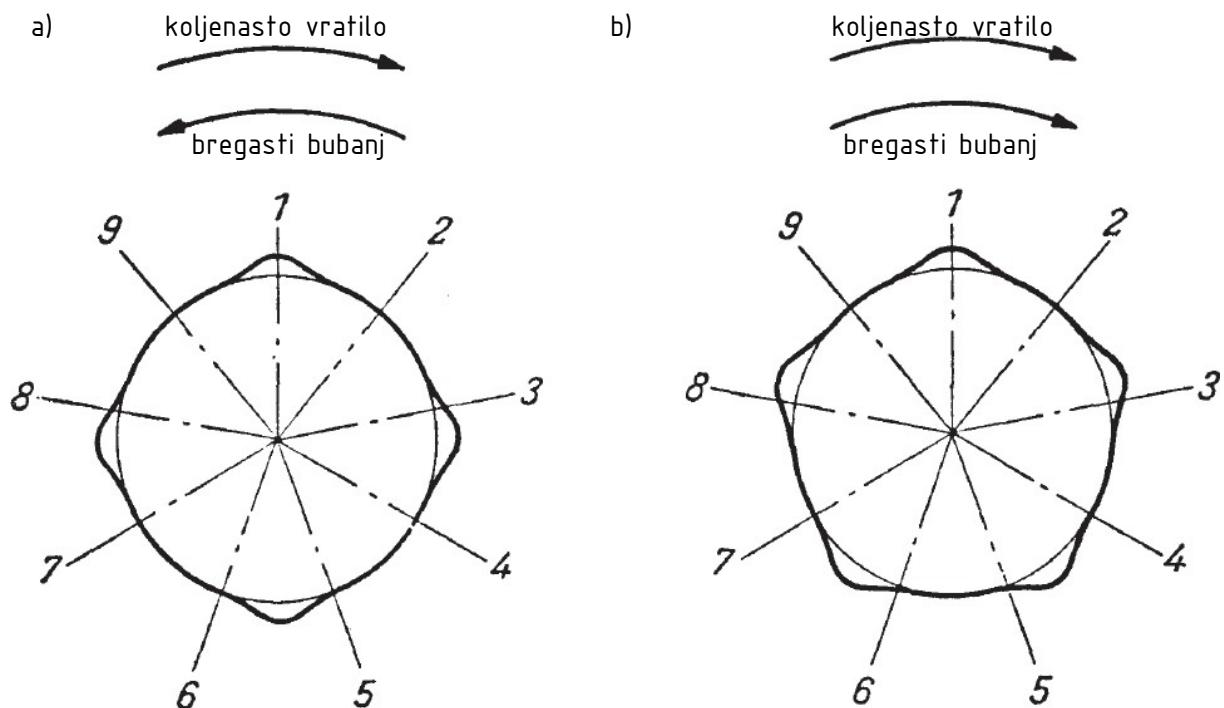
### 2.1. Tipična konstrukcijska rješenja

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 jednoredne izvedbe na koje je ovaj rad ograničen, uobičajeno je numerirati cilindre u smjeru vrtnje koljenastog vratila [Slika 8.]. [1]



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

Za razliku od četverotaktnih rednih i V-motora, razvodni mehanizam četverotaktnih zvjezdastih motora nema bregasto vratilo, nego bregasti bubanj (njem. *Nockentrommel*) koaksijalan s koljenastim vratilom. Razlikuju se izvedbe sa smjerom vrtnje bubenja u smjeru i suprotno od smjera vrtnje koljenastog vratila, što utječe na broj potrebnih bregova i brzinu vrtnje bubenja [Slika 9.].



Slika 9. Shematski prikaz izvedbi bregastog bubnja deveterocilindričnog četverotaktnog zvjezdastog motora: a) smjer vrtnje suprotan smjeru koljenastog vratila, b) smjer vrtnje u smjeru koljenastog vratila [10]

Po [10], za suprotni smjer vrtnje bubnja i koljenastog vratila vrijedi:

$$Z_N = \frac{N-1}{2}, \quad (1)$$

$$n_N = \frac{n_{KW}}{N-1}, \quad (2)$$

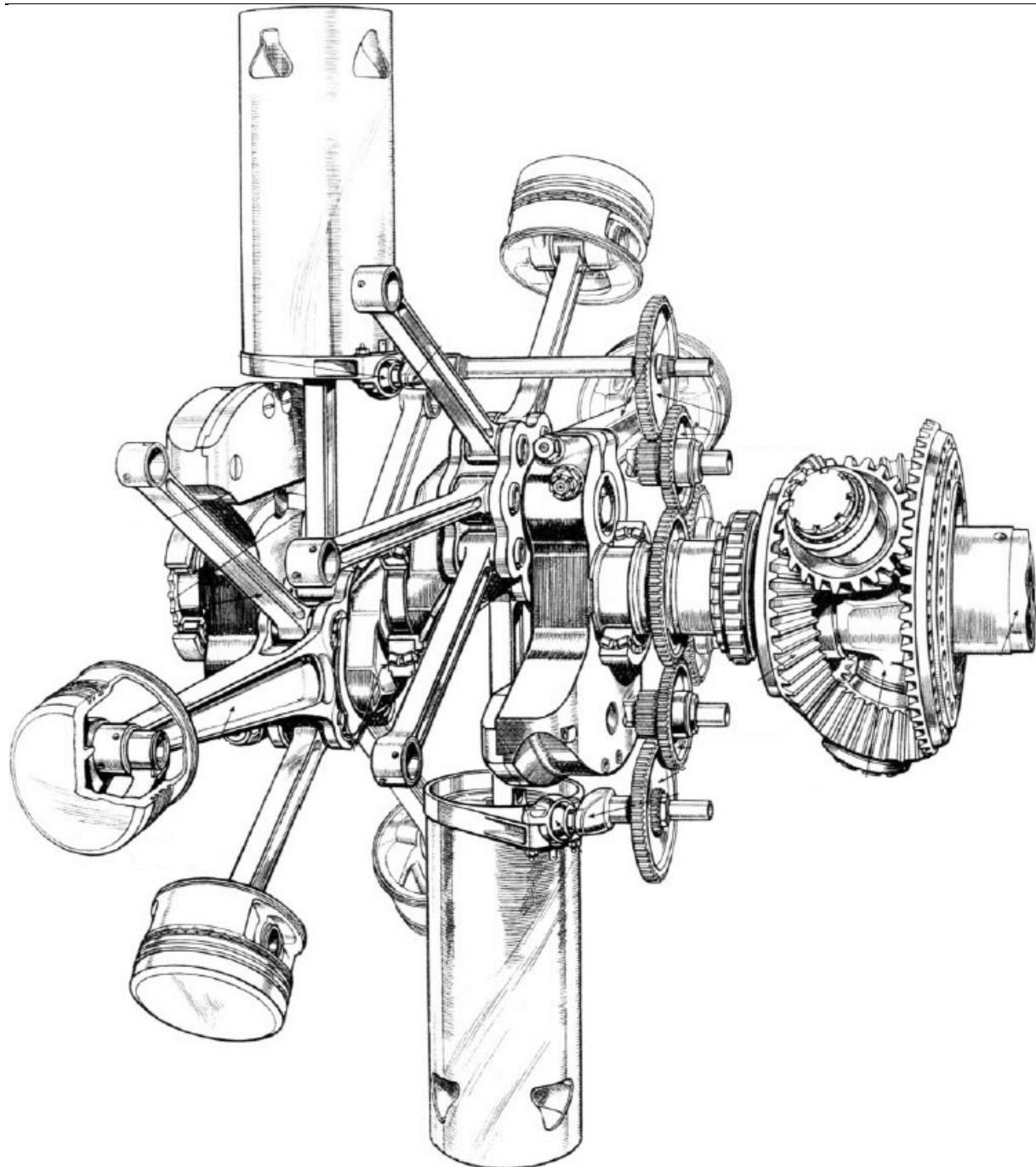
dok za isti smjer vrtnje bubnja i koljenastog vratila vrijedi:

$$Z_N = \frac{N+1}{2}, \quad (3)$$

$$n_N = \frac{n_{KW}}{N+1}, \quad (4)$$

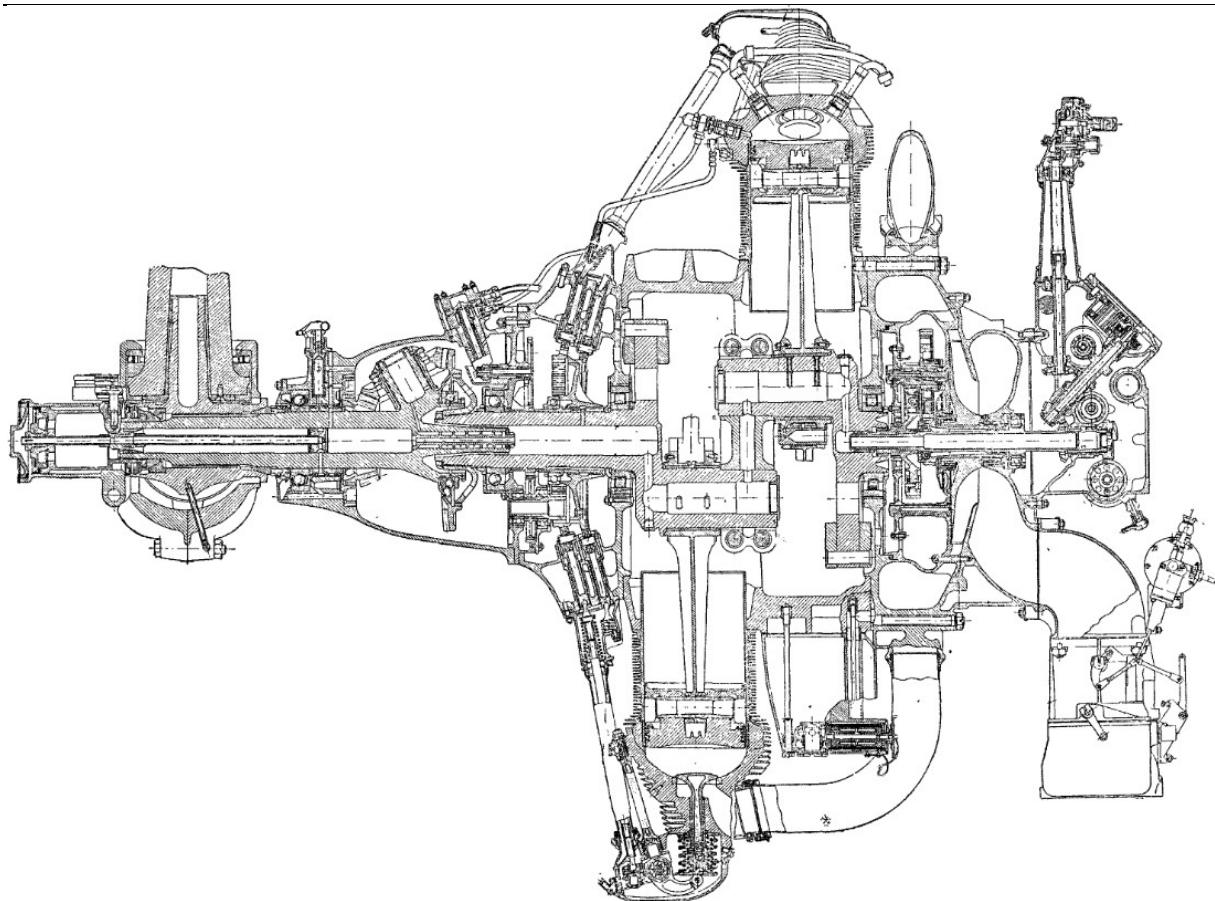
pri čemu je  $Z_N$  broj bregova na bregastom bubnju,  $N$  broj cilindara,  $n_N$  brzina vrtnje bregastog bubnja, a  $n_{KW}$  brzina vrtnje koljenastog vratila.

Zbog svog povijesnog značaja valja istaknuti i razvodni mehanizam pomoću oscilirajućih cilindarskih košuljica (eng. *sleeve valve*), korišten od britanskog proizvođača zrakoplovnih zvjezdastih motora Bristol. Glavne prednosti navedenog mehanizma leže u većim protočnim presjecima, povoljnijem vrtložnom strujanju zraka pri usisu i ublažavanju lokalnih temperaturnih maksimuma oko ispušnih kanala. Zbog značajno veće složenosti [Slika 10.] i više (specifične) mase, razvodni mehanizam s oscilirajućim košuljicama napušten je nakon Drugog svjetskog rata. [11]



Slika 10. Razvodni mehanizam s oscilirajućim košuljicama zvjezdastog motora Bristol *Hercules* [11]

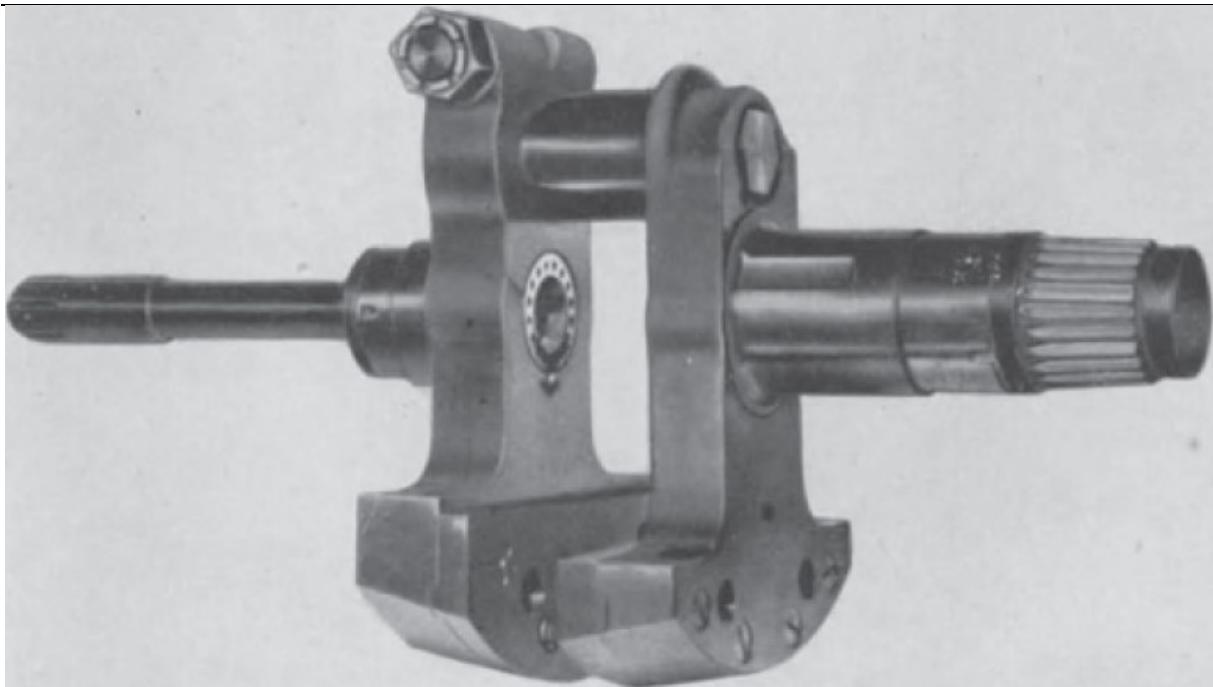
Zyjezdasti motori u pravilu imaju višedijelnu izvedbu koljenastog vratila. Jedan od glavnih razloga za tu konstruktivnu posebnost je nedostatak prostora za dvodijelnu izvedbu ležišta na glavnoj klipnjači [12]. Uobičajena konstrukcijska rješenja za spajanje dijelova koljenastog vratila su steznim spojem, steznom glavinom, klinastim vratilima i čeonim ozubljenjem. Elementi koljenastog vratila često su izbušeni s ciljem smanjenja mase [Slika 11.].



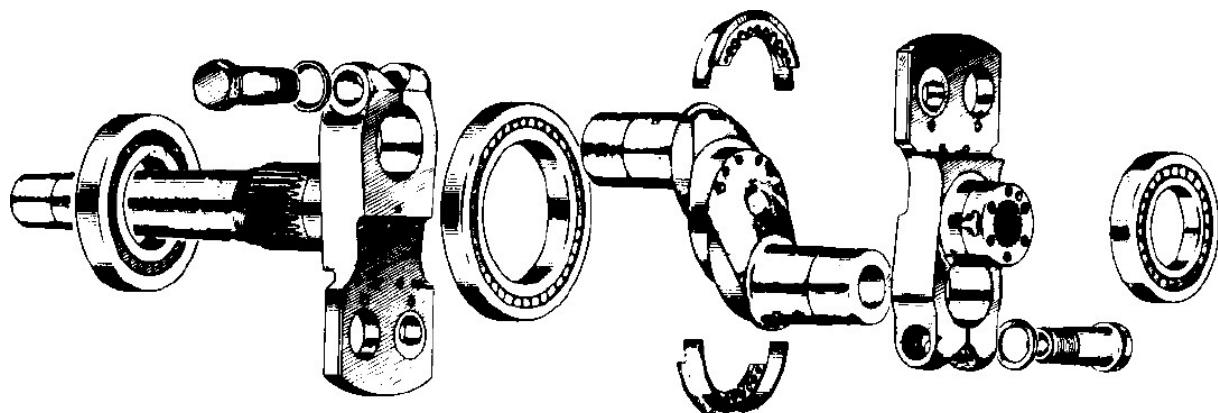
Slika 11. Poprečni presjek četrnaesterocilindričnog dvorednog zrakoplovnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 14K *Mistral Major* s izbušenim koljenastim vratilom [13]

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 [12] je preklop preporučljivo odabratи 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 12., Slika 13.], zbog dobre krutosti spoja i razmjerno jednostavne rastavlјivosti i ponovne sastavlјivosti klipnog mehanizma. [3], [12], [14]

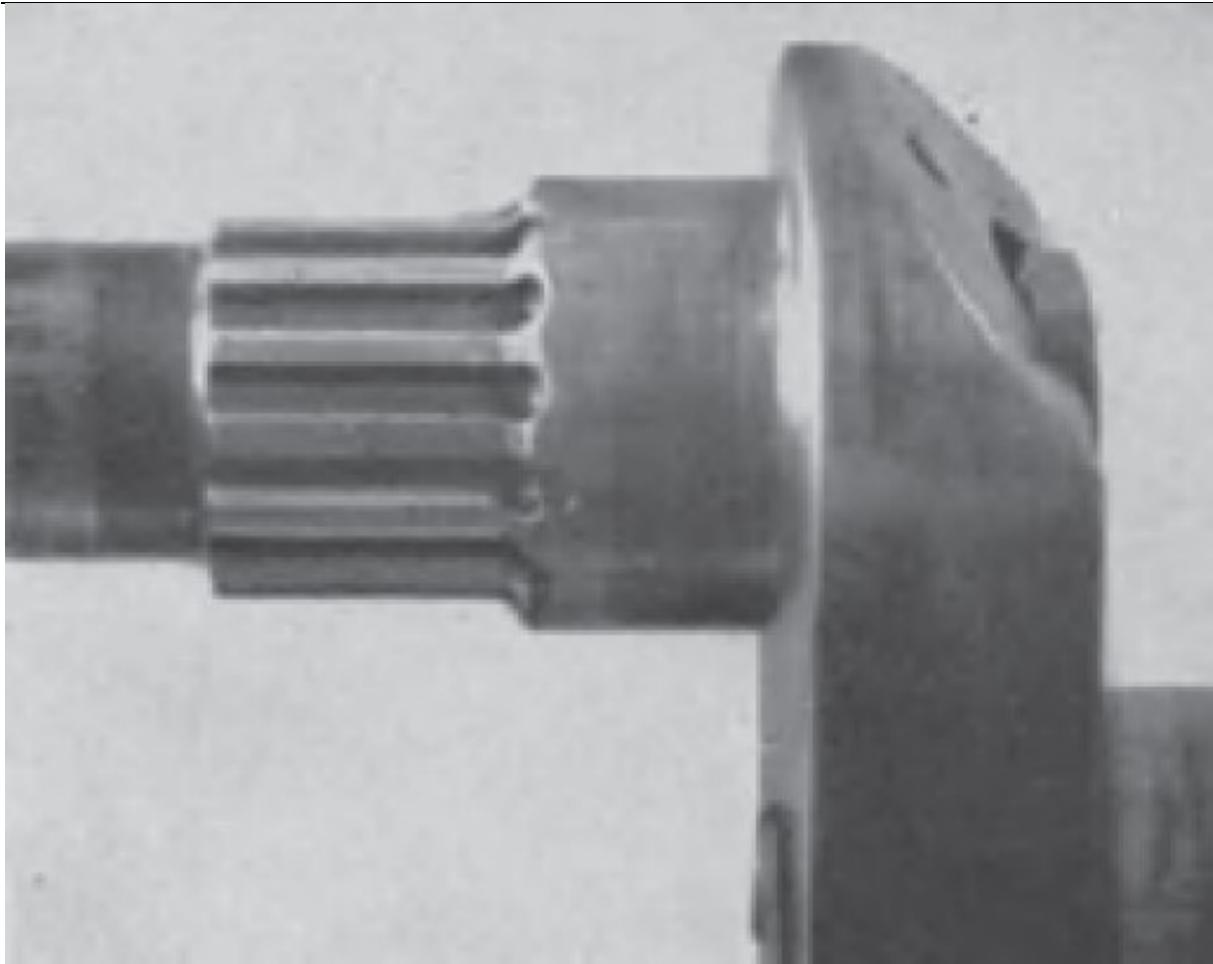


Slika 12. Koljenasto vratilo motora Bristol *Pegasus* sa steznom glavinom [12]

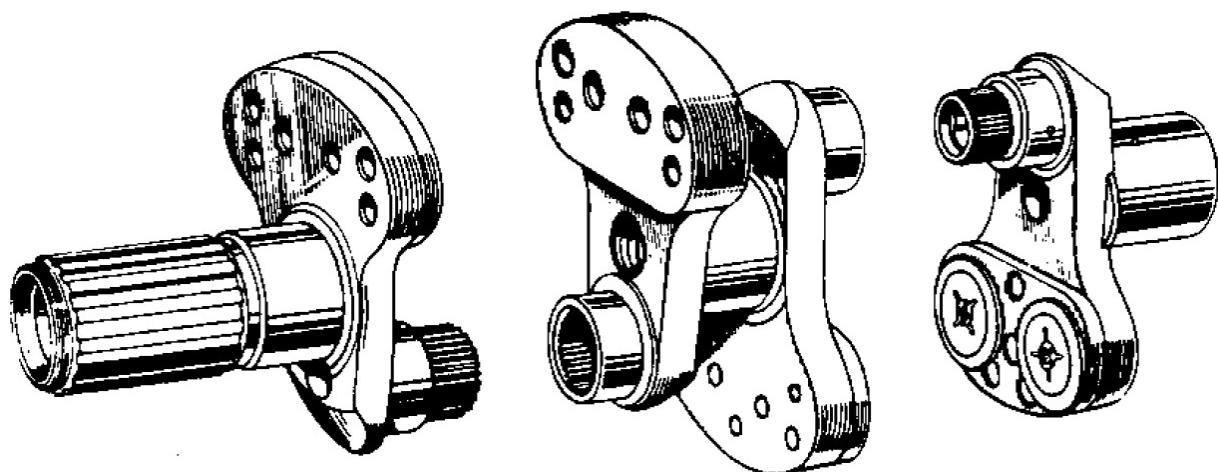


Slika 13. Pokusna verzija koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* sa steznim glavinama [14]

Izvedbe s klinastim vratilima za ravnomjernu raspodjelu momenta po klinovima obično imaju više od 10 klinova na rukavcu [Slika 14.]. Spojevi klinastim vratilima [Slika 15.] imaju bitno nižu krutost od izvedbi sa steznim glavinama ili čeonim ozubljenjem. Visoka opterećenost klinova i zarezno djelovanje izazvano samim oblikom klina nepovoljno utječe na zamornu čvrstoću spoja. [12], [14]



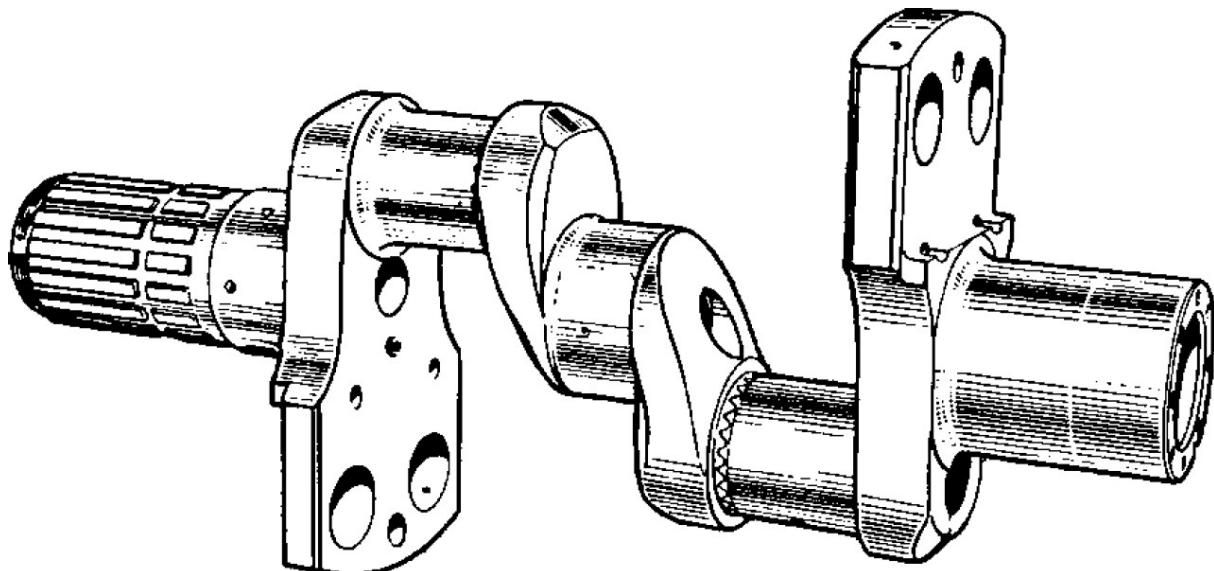
Slika 14. Leteći rukavac koljenastog vratila BMW-ovog zvjezdastog motora s formiranim klinovima (Rudge-Whitworthov spoj) [12]



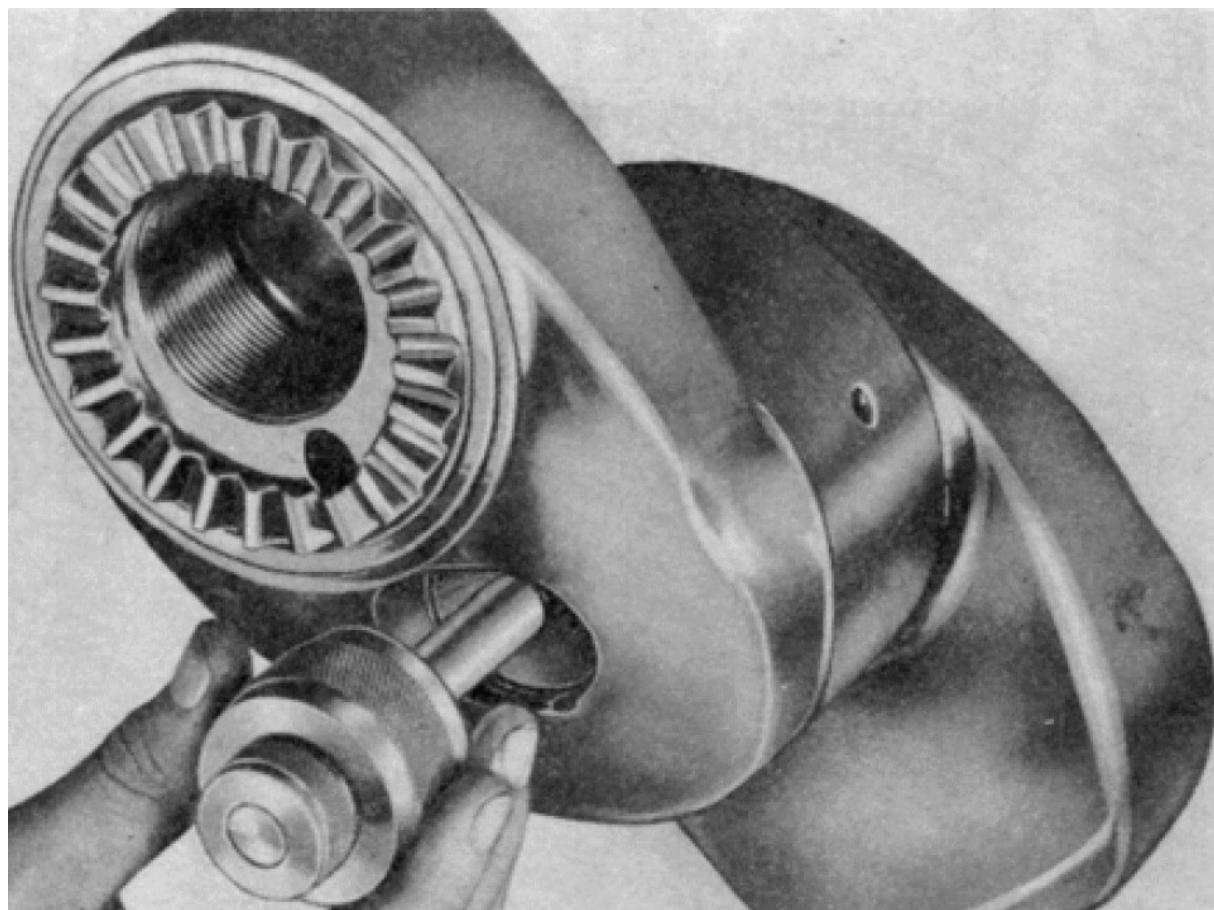
Slika 15. Originalna izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* spojenog klinastim vratilima [14]

Najveću krutost i najveću nosivost imaju spojevi s čeonim ozubljenjem [Slika 16., Slika 17.], poput Hirthovog ozubljenja. Uobičajeno se ozubljeni elementi pritežu diferencijalnim vijkom [Slika 18.], a brušenje letećih rukavaca se izvodi tek nakon dovršene montaže koljenastog vratila. Zbog

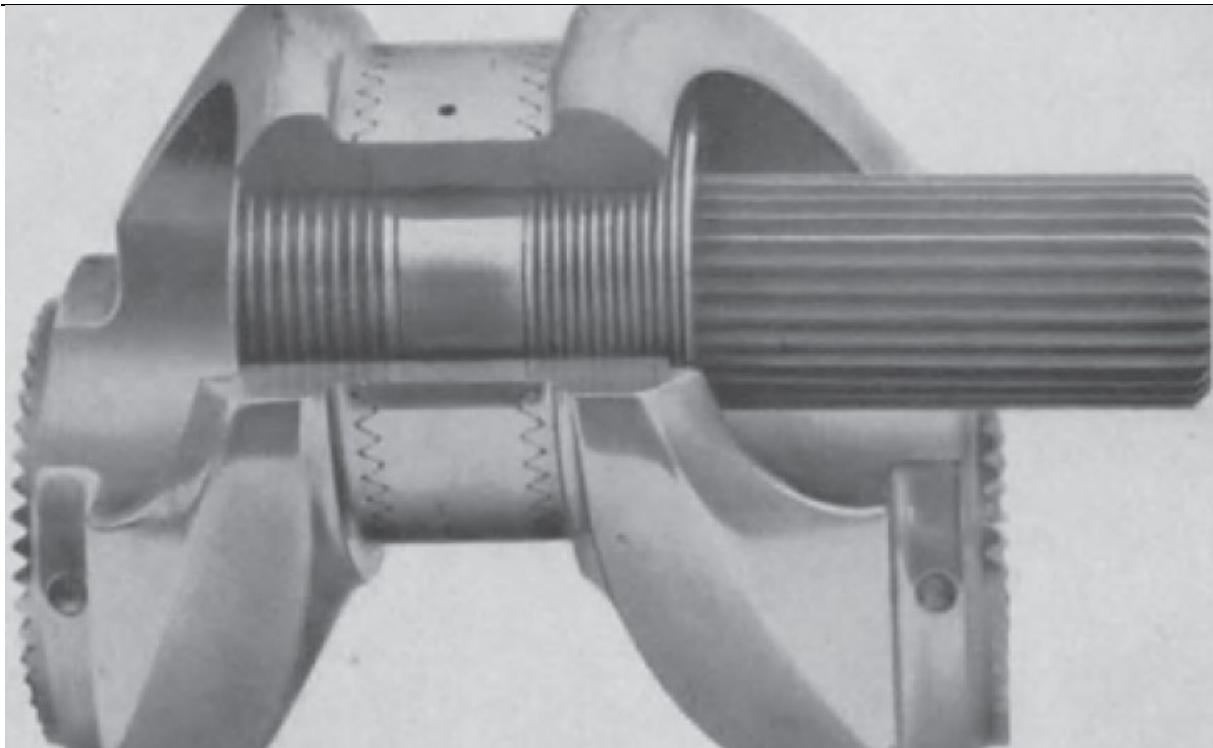
dodatne krutosti diferencijalnog vijka spoj ima veću krutost od izbušenog jednodijelnog letećeg rukavca [Slika 19.]. [12], [14]



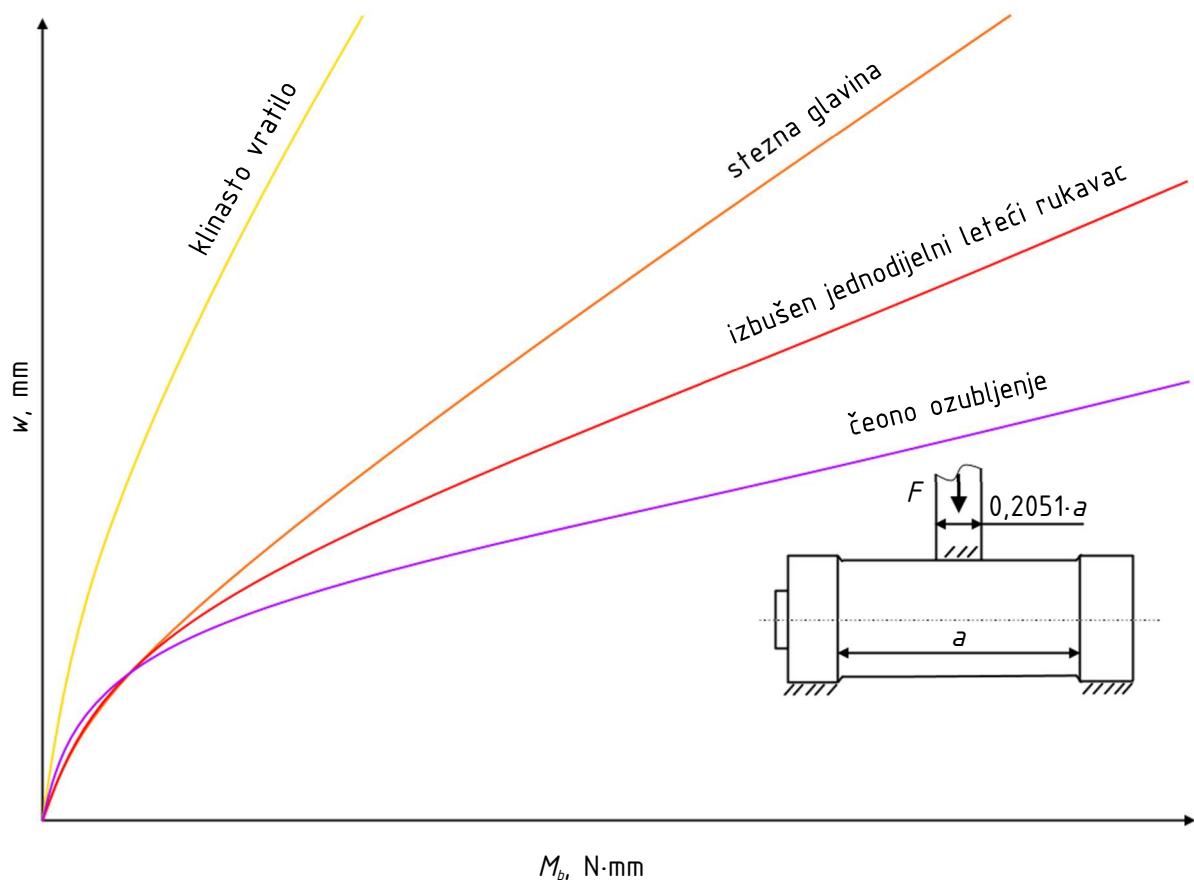
Slika 16. Usavršena izvedba koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* spojenog čeonim ozubljenjem [14]



Slika 17. Detalj ramena s čeonim ozubljenjem usavršene izvedbe koljenastog vratila motora Pratt & Whitney R-2800 *Double-Wasp* spojenog čeonim ozubljenjem [14]



Slika 18. Prikaz spoja Hirthovim ozubljenjem s alatom za pritezanje diferencijalnog vijka [12]



Slika 19. 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 [14]

Kako su zrakoplovni zvjezdasti motori u pravilu kruto povezani s elisom – montiranom izravno na koljenastom vratilu ili preko zupčanika reduktora, potrebno je promatrati cijeli sustav kako bi se dobila točna slika vibracijskog odziva koljenastog vratila. Za razliku od zrakoplovnih motora, automobilski (i tenkovski) motori su spojkom ili pretvaračem momenta povezani s gonjenim elementima, zahvaljujući čemu nema značajne interakcije između motora i gonjenih elemenata po pitanju torzijskih vibracija [15].

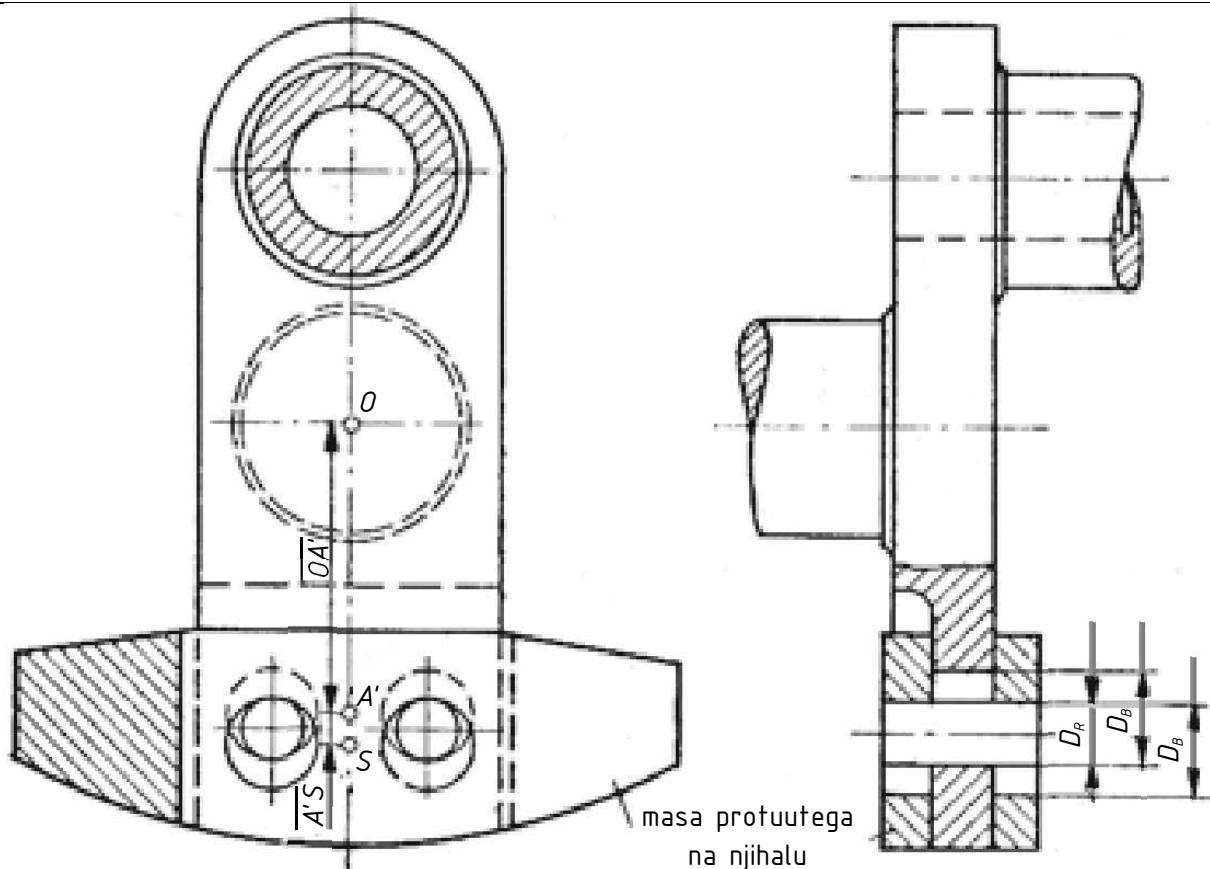
Na nekim od prikazanih ilustracija izvedbi koljenastih vratila mogu se uočiti prihvati na ramenima za montažu protuutega [Slika 13., Slika 16], koji se često oblikuju tako da dio ili čitava masa protuutega služi kao prigušivač s usklađenom masom na bazi centrifugalnog njihala. Prednosti u odnosu na viskozno prigušivanje torzijskih vibracija su viši stupanj djelovanja sustava i uspješno suzbijanje vibracija izazvanih  $q$ -tim harmonikom kroz čitav raspon brzina vrtnje, a nedostatak slabog prigušivanja vibracija s frekvencijom pobude različitom od  $q$ -toga harmonika ne igra veliku ulogu, s obzirom na uzak raspon brzine vrtnje zrakoplovnog motora i potrebu za ublažavanjem prisilnih vibracija samo jednog harmonika. Problem može predstavljati uležištenje elemenata njihala, zbog poteškoća pri uspostavi dovoljne debljine filma za hidrodinamičko podmazivanje pri brzom oscilatornom gibanju s razmjerno malim kušnjim pomacima. [16]

Najzastupljenije su izvedbe po Sarazinu [Slika 20.] i po Salomonu [Slika 21.]. Za eliminaciju vibracija izazvanih  $q$ -tim harmonikom za Sarazinovo njihalo mora vrijediti odnos:

$$q^2 = \frac{\overline{OA'}}{\overline{A'S}} \quad (5)$$

$$\overline{A'S} = D_B - D_R, \quad (6)$$

pri čemu je  $A'$  zamišljena točka hvatišta njihala, točka  $S$  težište njihala, točka  $O$  točka na osi vratila,  $D_B$  promjer puškice i  $D_R$  promjer valjka. Prednost Sarazinove izvedbe njihala kao zglobnog četverokuta je da je sila na kontaktu između valjka i puškice uvijek normalna na površinu, čime je osigurano da njihalo uvijek radi u režimu trenja valjanja. [17]



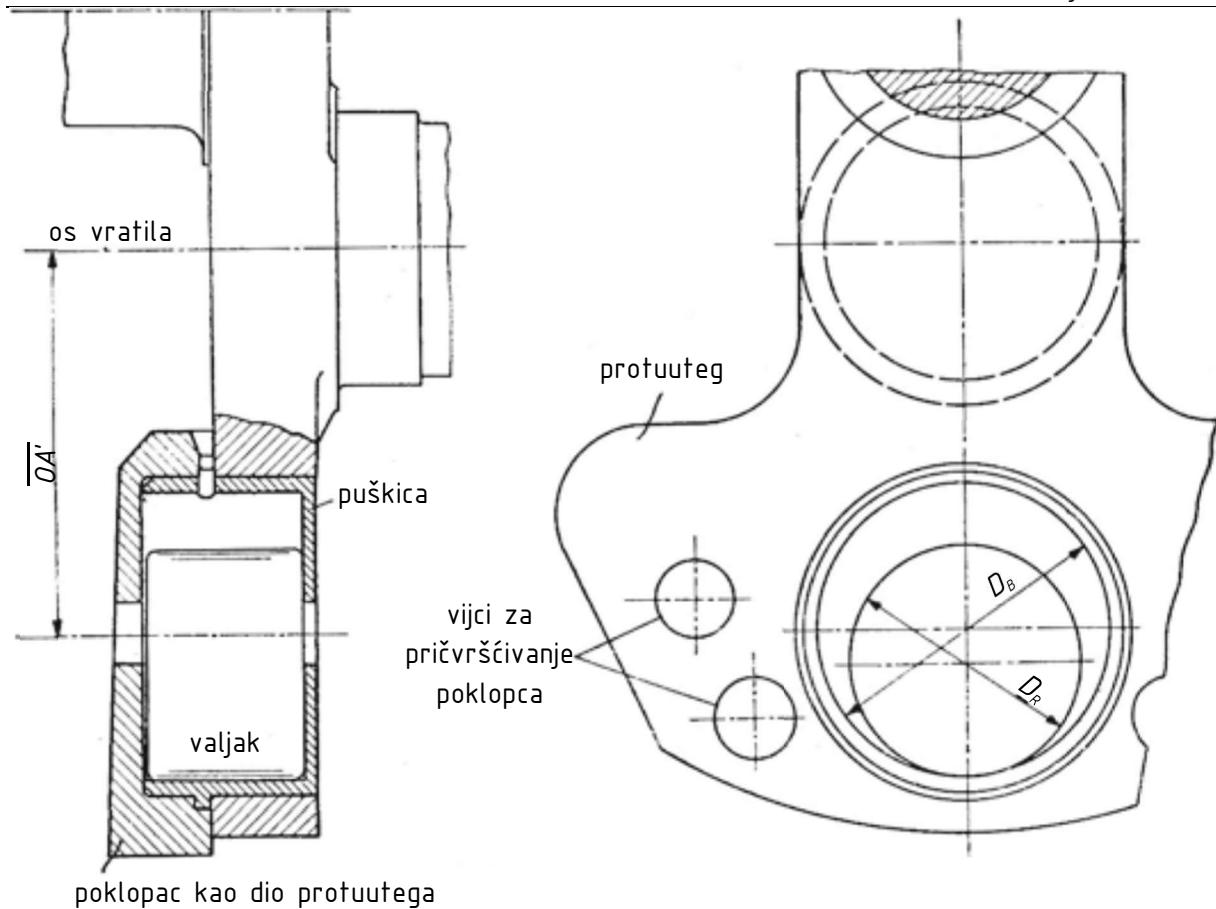
Slika 20. Prigušivač s usklađenom masom po Sarazinu [17]

Salomonova izvedba je ograničena trenjem, odnosno opasnošću od proklizavanja na kontaktu valjka i puškice. Međutim, postoji mogućnost konstruiranja prigušivača s dva stupnja slobode, čime se mogu eliminirati vibracije izazvane dvama različitim harmonicima. Za eliminaciju vibracija izazvanih  $q$ -tim harmonikom za Salomonovo njihalo mora vrijediti odnos:

$$q^2 = \frac{\overline{OA'}}{\overline{A'S} \left( 1 + \frac{4 \cdot J_R}{D_B^2 \cdot m_R} \right)}, \quad (7)$$

$$\overline{A'S} = D_B - D_R, \quad (8)$$

pri čemu su, uz oznake identične za Sarazinovo njihalo,  $J_R$  moment tromosti valjka i  $m_R$  masa valjka. [17]



Slika 21. Prigušivač s uskladenom masom po Salomonu, korišten u ranijim verzijama Pratt & Whitneyjevih motora [17]

Tipična shema podmazivanja zvjezdastog motora dana je na [Slika 22.]

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 22.]) 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) dospijeva do razvodnog mehanizma stražnjeg reda cilindara. Provrtom (11) ulje teče u leteći rukavac i kroz uprešane cjevčice (12) podmazuje klizni ležaj primarne klipnjače, iz kojeg se ulje zahvaljujući centrifugalnoj sili radijalno odvodi u osovinice (13), te kroz otvore na osovinicama podmazuje klizne ležajeve sekundarnih klipnjača. Ulje potom

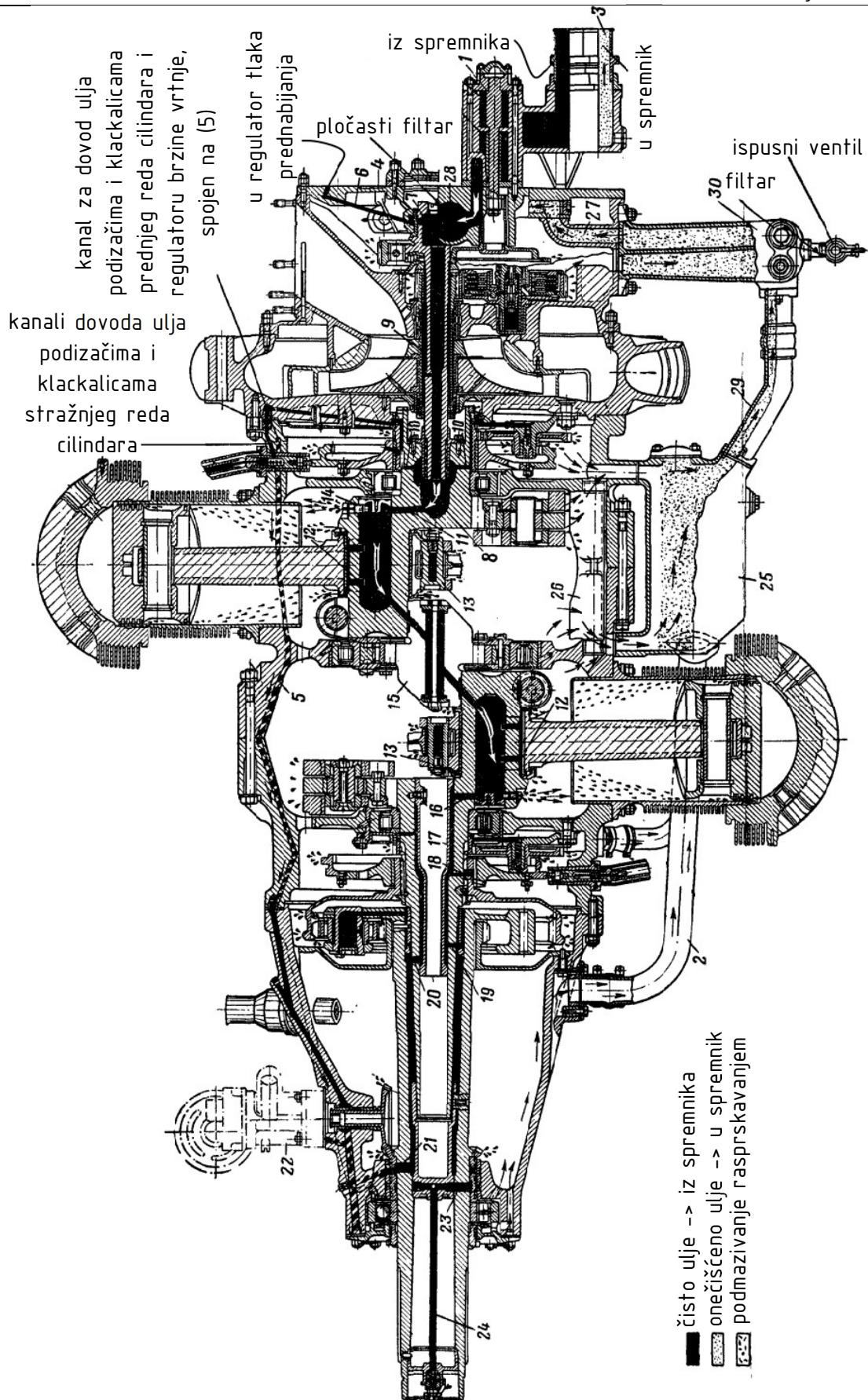
istječe kroz zazore na ležajevima i kroz sapnicu pričvršćenu na leteći rukavac koljenastog vratila (14), te pada na i podmazuje stijenke cilindara, klipova i male glave klipnjača.

Do prednjeg dijela koljenastog vratila ulje dospijeva 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 protutoga 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 povraćnu granu (3) struji prema hladnjaku i spremniku ulja. [18]

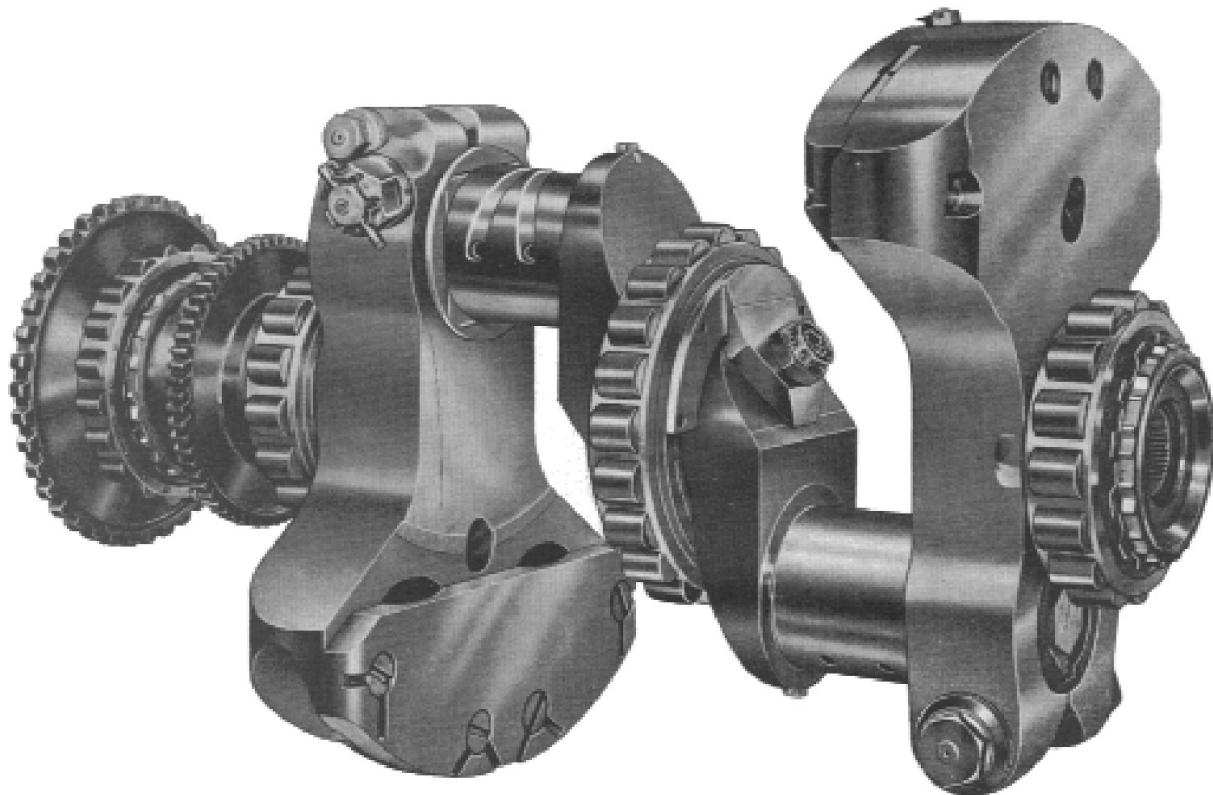


Slika 22. Shema podmazivanja dvorednog četraesterocilindričnog zvjezdastog motora M-82 [18]

Zanimljivo je da i najnaprednije izvedbe zvjezdastih motora imaju valjno uležišteno koljenasto vratilo, što se može objasniti jednostavnosću montaže na rukavce višedijelnih koljenastih vratila, manjom potrebnom količinom maziva, manjom potrebnom krutošću rukavca, nižim zahtjevima za čistoćom maziva i nižom ugradbenom duljinom. [12]

Zbog udarnog karaktera opterećenja ležaja velike glave klipnjače i potrebe za laganom i kompaktnom izvedbom su one uobičajeno uležištene na letećim rukavcima pomoću kliznih ležajeva.

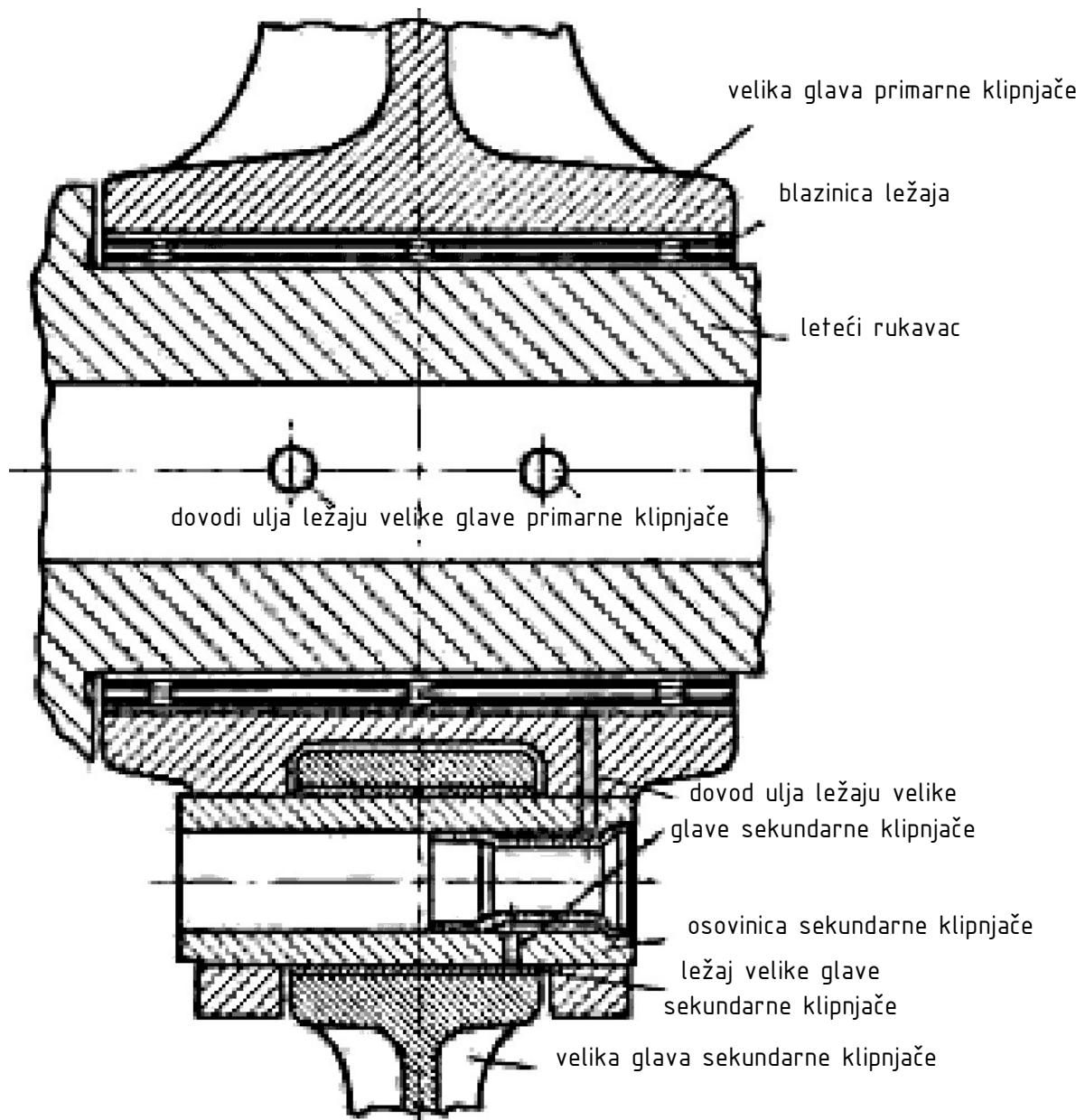
Još jednu zanimljivost predstavlja invertiranje ležajne površine kliznog ležaja letećeg rukavca i njegovo fiksiranje na rukavcu, umjesto velike glave primarne klipnjače [Slika 23.]. Uzimajući u obzir uobičajenost višedijelnih izvedbi koljenastog vratila za zvjezdaste motore, takvo rješenje ni po čemu nije složenije od tradicionalnog, ali znatno produljuje životni vijek ležaja po pitanju zamora, s obzirom na to da je amplituda opterećenja na danoj točki ležajne površine daleko niža.



Slika 23. Klizni ležajevi fiksirani na letećim rukavcima Bristolovog dvorednog zvjezdastog motora [19]

Valja istaknuti zahvate na podmazivanju velikih glava sekundarnih klipnjača na izvedbama veće specifične snage, poput motora M-82 prikazanog na [Slika 22.], s ciljem pomicanja mješovitog režima trenja na osovinicama sekundarnih klipnjača prema tekućem trenju. Rani zvjezdasti motori nisu imali decidirane kanale kojima bi se ležajevi sekundarnih 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 [19]. Kako bi se pospješilo podmazivanje kliznog ležaja dovodom ulja kanalom kroz osovinicu, u pravilu se osovinica fiksira u glavnoj klipnjači, što ujedno povećava i nosivost ležaja. Poziciju dovoda, odnosno odvoda ulja potrebno je pažljivo odabratи kako ne bi došlo do prekidanja nosivog uljnog filma za vrijeme djelovanja najvećih opterećenja na ležaju [12].



Slika 24. Detalj dovoda ulja kliznom ležaju sekundarne klipnjače [12]

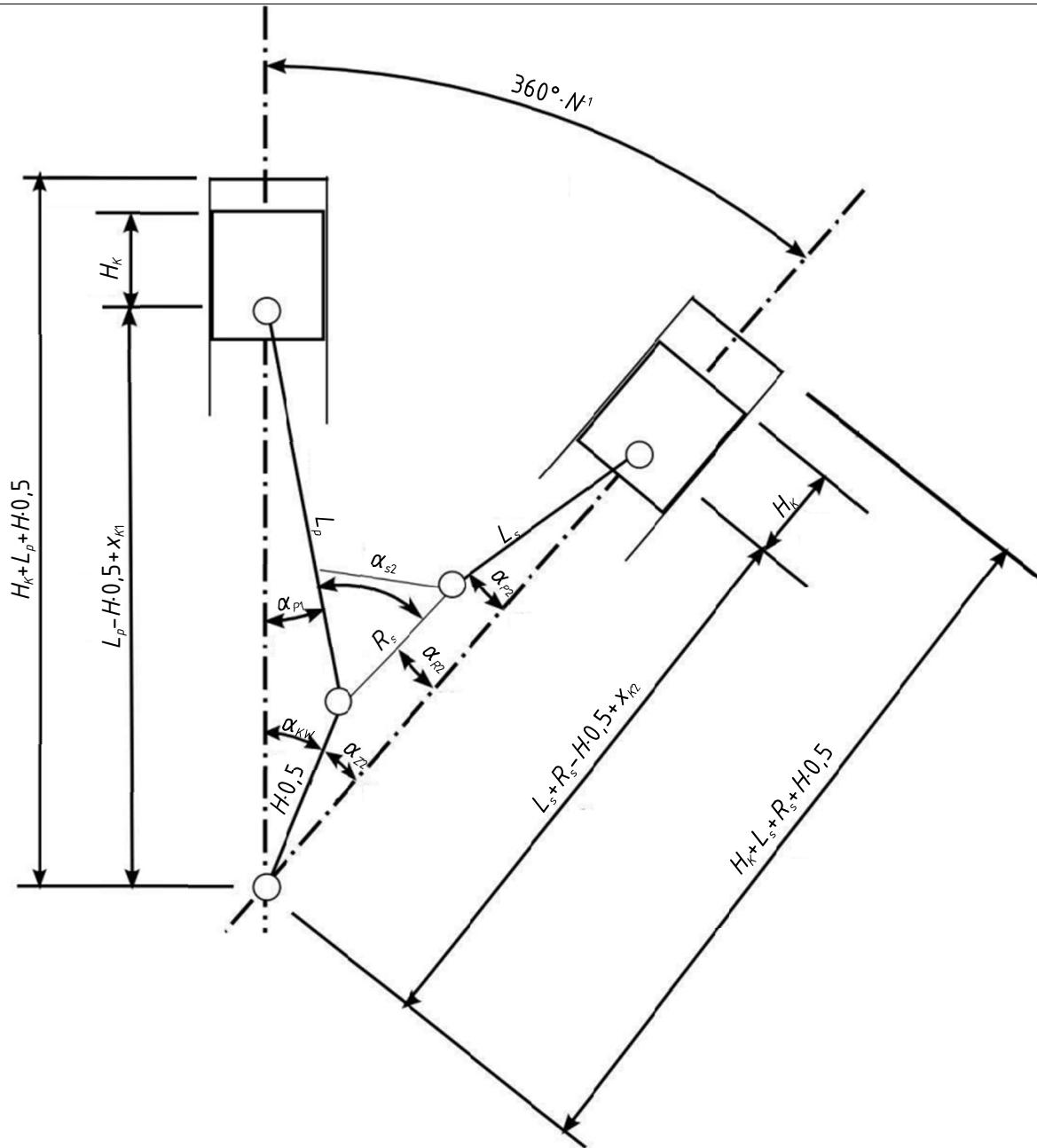
## 2.2. Kinematika običnog zvjezdastog motora

Već prikazane posebnosti klipnog mehanizma običnih zvjezdastih motora odražavaju se i na njegovoj kinematici, što je u nastavku prikazano na primjeru Ottovog atmosferskog peterocilindričnog zvjezdastog motora s parametrima po [Tablica 1]. Efekti eventualnog dezaksiranja klipova su zanemareni.

**Tablica 1. Odabrani osnovni parametri klipnog mehanizma**

$D_k$ , mm	80
$H$ , mm	100
$L_p$ , mm	240
$L_s$ , mm	190
$N$	5
$n_{max}$ , min <sup>-1</sup>	6000
$V_m$ , m·s <sup>-1</sup>	20
$\varepsilon$	10

Kinematska shema klipnog mehanizma dana je na [Slika 25.].



Slika 25. Kinematska shema klipnog mehanizma običnog zvjezdastog motora [20]

Samo za klip glavne klipnjače (tj. klip cilindra 1) vrijedi uobičajena formula za ovisnost položaja klipa  $x_{K1}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$ :

$$x_{K1} = 0,5 \cdot H \cos(\alpha_{KW}) + L_p \cdot \cos(\alpha_{P1}) + 0,5 \cdot H - L_p, \quad (9)$$

pri čemu je kut nagiba primarne klipnjače  $\alpha_{P1}$  jednak:

$$\alpha_{P1} = \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot H \sin(\alpha_{KW})}{L_p}\right). \quad (10)$$

Zbog preglednosti je poželjno uvesti pomoćnu veličinu  $\lambda_p$ :

$$\lambda_p = \frac{H}{2 \cdot L_p}, \quad (11)$$

te se uvrštavanjem izraza (10) i (11) dobiva:

$$x_{K1} = L_p \cdot \left[ \lambda_p \cdot \cos(\alpha_{KW}) + \lambda_p - 1 + \left( 1 - [\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^2 \right)^{0,5} \right]. \quad (12)$$

Brzina klipa 1  $\dot{x}_{K1}$  dobiva se lančanim deriviranjem izraza (12):

$$\dot{x}_{K1} = \frac{dx_{K1}}{dt} = \frac{d\alpha_{KW}}{dt} \cdot \frac{dx_{K1}}{d\alpha_{KW}}, \quad (13)$$

što je za slučaj konstantne kutne brzine koljenastog vratila  $\omega_{KW}$ :

$$\omega_{KW} = \text{konst.}, \quad (14)$$

jednako:

$$\dot{x}_{K1} = \omega_{KW} \cdot L_p \cdot \left[ -\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW}) - \frac{\lambda_p^2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha_{KW})}{2 \cdot (1 - [\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^2)^{0,5}} \right]. \quad (15)$$

Analogno se ubrzanje klipa 1  $\ddot{x}_{K1}$  dobiva lančanim deriviranjem izraza (15):

$$\ddot{x}_{K1} = \frac{d\dot{x}_{K1}}{dt} = \frac{d\alpha_{KW}}{dt} \cdot \frac{d\dot{x}_{K1}}{d\alpha_{KW}}, \quad (16)$$

pa se uz uvrštavanje izraza (14) dobiva:

$$\ddot{x}_{K1} = \omega_{KW}^2 \cdot L_p \cdot \left[ \frac{-\lambda_p \cdot \cos(\alpha_{KW}) \cdot (1 - [\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^2)^{1,5} - \lambda_p^2 \cdot \cos(2 \cdot \alpha_{KW}) - [\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^4}{(1 - [\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^2)^{1,5}} \right]. \quad (17)$$

Za  $i$ -ti klip spojen na sekundarnu klipnjaču se ovisnost položaja klipa  $x_{Ki}$  o kutu zakreća koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$  može izraziti kao:

$$x_{Ki} = 0,5 \cdot H \cdot (\cos(\alpha_{zi}) + 1) + L_s \cdot (\cos(\alpha_{pi}) - 1) + R_s \cdot (\cos(\alpha_{ri}) - 1). \quad (18)$$

Uz pretpostavku da vrijedi:

$$\alpha_{si} = \frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N}, \quad (19)$$

te se uz pomoćnu veličinu iz izraza (11) i pomoćne izraze:

$$\lambda_s = \frac{H}{2 \cdot L_s}, \quad (20)$$

$$\lambda_r = \frac{R_s}{L_s}, \quad (21)$$

kutevi iz izraza (18) mogu se izraziti kao:

$$\alpha_{zi} = \frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{KW}, \quad (22)$$

$$\alpha_{ri} = \arcsin(\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})), \quad (23)$$

$$\alpha_{pi} = \arcsin \left[ \lambda_s \cdot \sin \left( \frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{KW} \right) + \lambda_r \cdot \lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW}) \right]. \quad (24)$$

Primjenom pomoćnih veličina:

$$\Pi_1 = \cos\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{KW}\right) + 1, \quad (25)$$

$$\Pi_2 = \left(1 - \left[\lambda_s \cdot \sin\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{KW}\right) + \lambda_r \cdot \lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})\right]^2\right)^{0.5} - 1, \quad (26)$$

$$\Pi_3 = \left(1 - \left[\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})\right]^2\right)^{0.5} - 1, \quad (27)$$

s ciljem povećavanja preglednosti, dobiva se izraz:

$$x_{Ki} = L_s \cdot [\lambda_s \cdot \Pi_1 + \Pi_2 + \lambda_r \cdot \Pi_3]. \quad (28)$$

Brzina  $i$ -tog klipa  $\dot{x}_{Ki}$  na sekundarnoj klipnjači dobiva se analogno postupku za klip glavne klipnjače, uz primjenu izraza (14) i pomoćnih veličina:

$$\Pi_4 = \lambda_s \cdot \sin\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{KW}\right), \quad (29)$$

$$\Pi_5 = \left[\lambda_s \cdot \cos\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{KW}\right) - \lambda_r \cdot \lambda_p \cdot \cos(\alpha_{KW})\right] \cdot [\Pi_4 + \lambda_r \cdot \lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})], \quad (30)$$

$$\Pi_6 = \frac{\lambda_p^2 \cdot \lambda_r \cdot \sin(2 \cdot \alpha_{KW})}{(\Pi_3 + 1) \cdot 2}, \quad (31)$$

$$\dot{x}_{Ki} = \omega_{KW} \cdot L_s \cdot \left[\Pi_4 + \frac{\Pi_5}{\Pi_2 + 1} - \Pi_6\right]. \quad (32)$$

Ubrzanje  $i$ -tog klipa  $\ddot{x}_{Ki}$  na sekundarnoj klipnjači dobiva se analogno postupku za klip glavne klipnjače, uz primjenu izraza (14) i pomoćnih veličina:

$$\Pi_7 = \frac{[\Pi_4 + \lambda_r \cdot \lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^2}{\Pi_2 + 1}, \quad (33)$$

$$\Pi_8 = \frac{\left[\lambda_s \cdot \cos\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{KW}\right) - \lambda_r \cdot \lambda_p \cdot \cos(\alpha_{KW})\right]^2}{\Pi_2 + 1}, \quad (34)$$

$$\Pi_9 = \frac{\lambda_r \cdot \lambda_p^2 \cdot \cos(2 \cdot \alpha_{KW})}{\Pi_3 + 1}, \quad (35)$$

$$\ddot{x}_{Ki} = \omega_{KW}^2 \cdot L_s \cdot \left[\lambda_s \cdot (1 - \Pi_1) + \Pi_7 - \Pi_8 - \frac{\Pi_5^2}{[\Pi_2 + 1]^3} - \frac{\Pi_6^2}{\Pi_3 + 1} - \Pi_9\right]. \quad (36)$$

U nastavku su dane preklopljene krivulje ovisnosti položaja  $x_{Ki}$ , kuta nagiba klipnjače  $\alpha_{pi}$ , brzine  $\dot{x}_{Ki}$  i ubrzanja  $\ddot{x}_{Ki}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$  za maksimalnu predviđenu brzinu vrtnje koljenastog vratila  $n_{max}$  [Slika 26.], [Slika 27.], [Slika 28.], [Slika 29.], kao i tablični prikaz duljina efektivnih hodova  $H_i$ , odstupanja u položajima od nominalne gornje  $\Delta x_{KiGM}$  i donje mrtve točke  $\Delta x_{KiDMT}$ , efektivnih kompresijskih omjera  $\varepsilon_i$  za dani nominalni kompresijski omjer  $\varepsilon$ , odstupanja od uniformnog faznog pomaka  $\Delta\alpha_i$ , maksimalni kut nagiba klipnjače  $\alpha_{p_{max}}$  te maksimalne brzine  $|v_{max}|$  i ubrzanja klipova  $|a_{max}|$  za maksimalnu predviđenu brzinu vrtnje koljenastog vratila  $n_{max}$  [Tablica 2.].

Efektivni kompresijski omjer  $\varepsilon_i$  izračunat je na temelju izraza:

$$\varepsilon_i = \frac{V_{DMTi}}{V_{GMTi}} = \frac{V_{GMTn} + V_{Hi} + V_{Ti}}{V_{GMTn}}, \quad (37)$$

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

$$V_{hi} = H_i \frac{D_K^2 \pi}{4}, \quad (38)$$

$V_{Ti}$  mrtvi volumen  $i$ -tog cilindra uslijed pomaka položaja gornje mrtve točke  $\Delta x_{KIGMTi}$ :

$$V_{Ti} = -\Delta x_{KIGMTi} \frac{D_K^2 \pi}{4}, \quad (39)$$

$V_{DMTi}$  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:

$$\varepsilon = \frac{V_{GMTn} + H_i \frac{D_K^2 \pi}{4}}{V_{GMTn}}. \quad (40)$$

Tablica 2. Karakteristične veličine kinematike klipnog mehanizma

$i$	1	2	3	4	5
$H_i$ , mm	100,00	100,07	100,20	100,20	100,07
$\Delta x_{KIGMTi}$ , mm	0,00	-1,22	-0,41	-0,41	-1,22
$\Delta x_{KIDMTi}$ , mm	0,00	-1,29	-0,61	-0,61	-1,29
$\varepsilon_i$	10,00	9,11	9,69	9,69	9,11
$\Delta \alpha_i$ , °	0,0	1,7	2,4	-2,4	-1,7
$\alpha_{Pimaxi}$ , °	12,02	14,58	18,01	18,01	14,58
$ v_{maxi} $ , m·s <sup>-1</sup>	32,09	33,07	35,00	35,00	33,07
$ a_{maxi} $ , m·s <sup>-2</sup>	23852	23498	27238	27238	23498

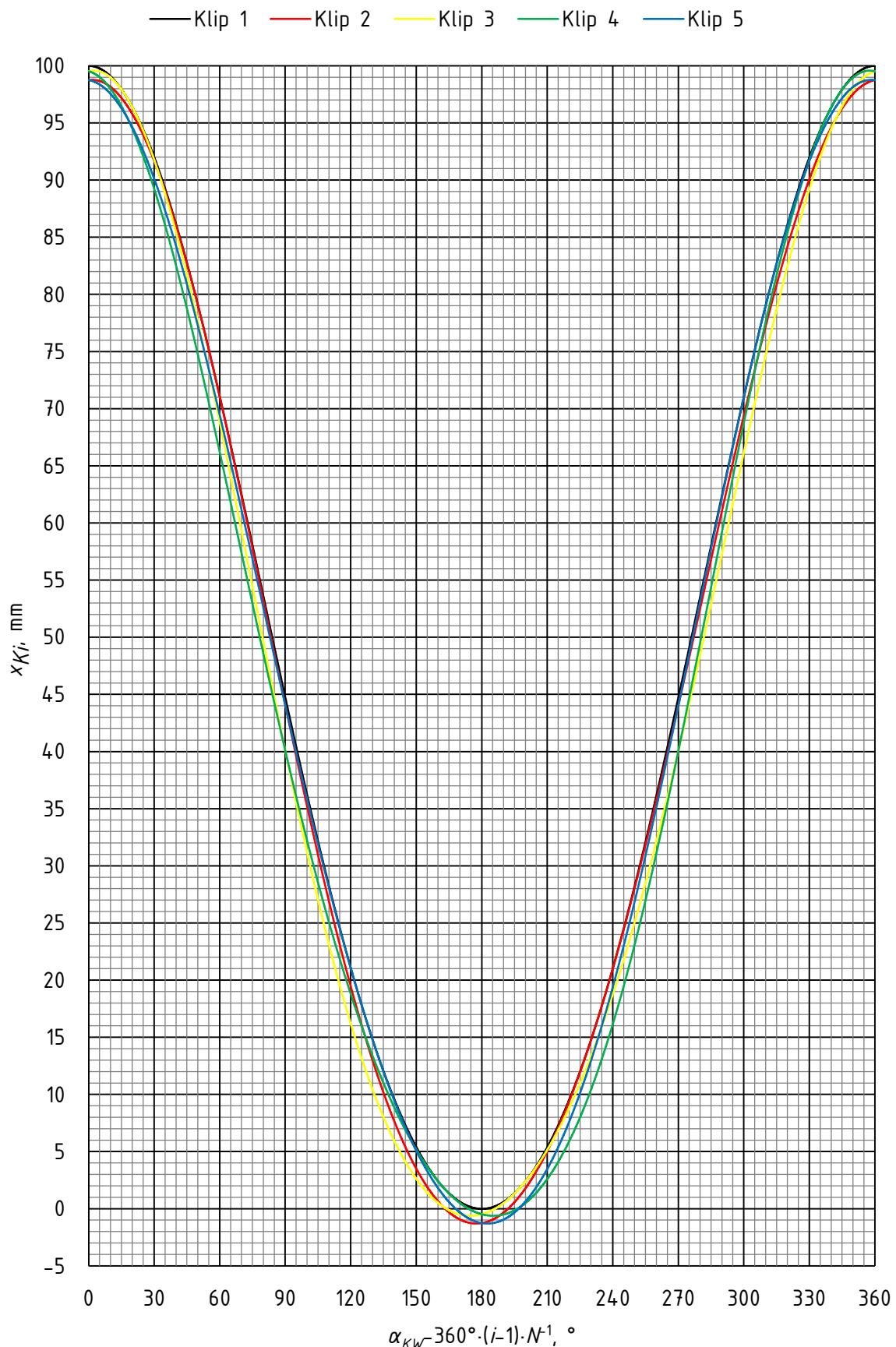
Može se zaključiti da osim očekivanog jednolikog faznog pomaka zbog radijalnog rasporeda cilindara postoji i nejednoliki fazni pomak u postizanju gornje mrtve točke, ovisan o poziciji ležaja velike glave sekundarne klipnjače na primarnoj klipnjači. Uz to su i položaji klipova u gornjoj i donjoj mrtvoj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

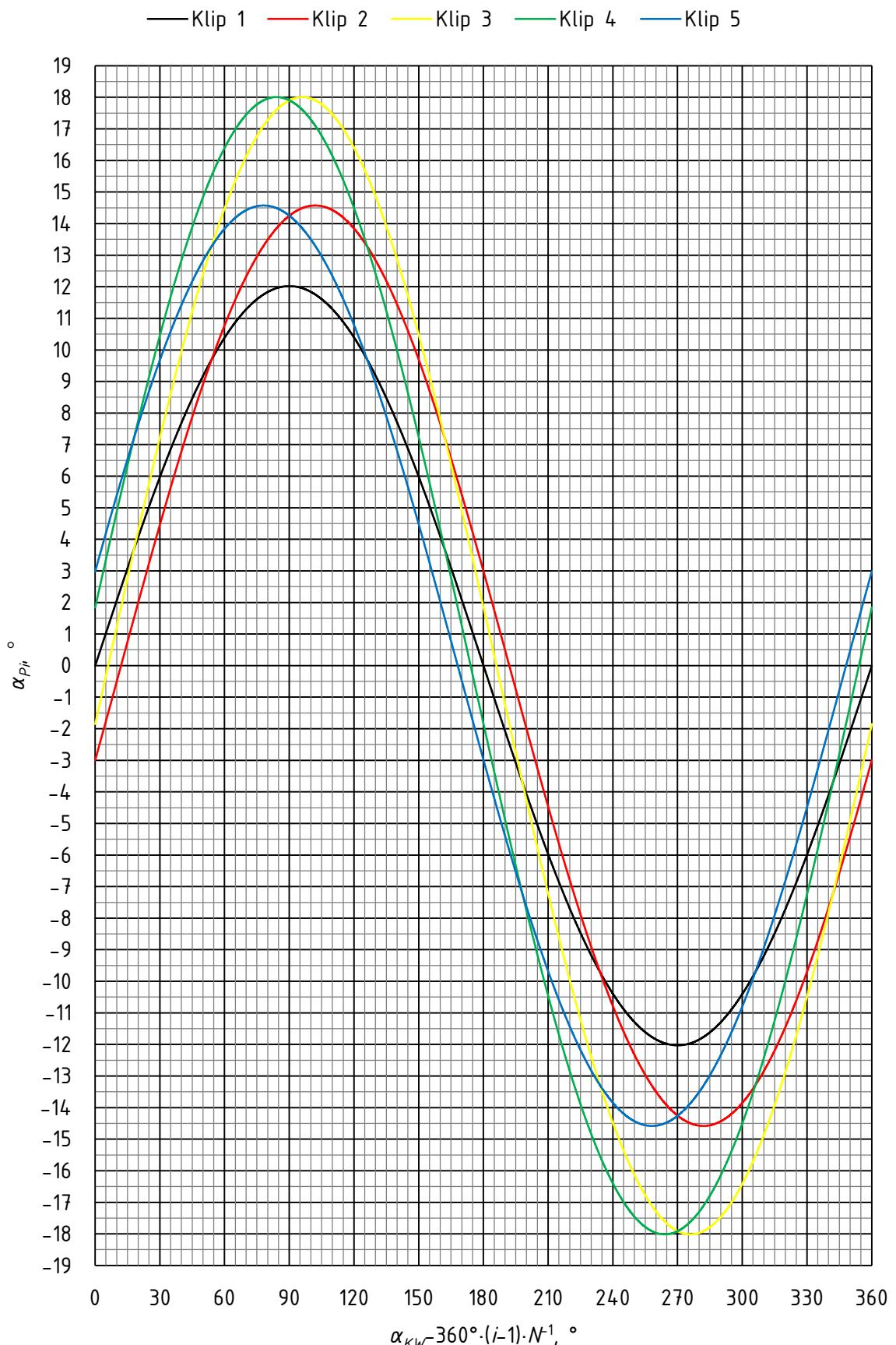
Dakle, obični zvjezdasti motor uz jednoliku raspodjelu ležajeva velikih glava na jednakoj udaljenosti od osi letećeg rukavca u svim cilindrima osim cilindra 1 postiže različite efektivne kompresijske omjere uz istu konstrukciju glave motora. Zanimljivo je da su unatoč većim efektivnim hodovima klipova na sekundarnim 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.

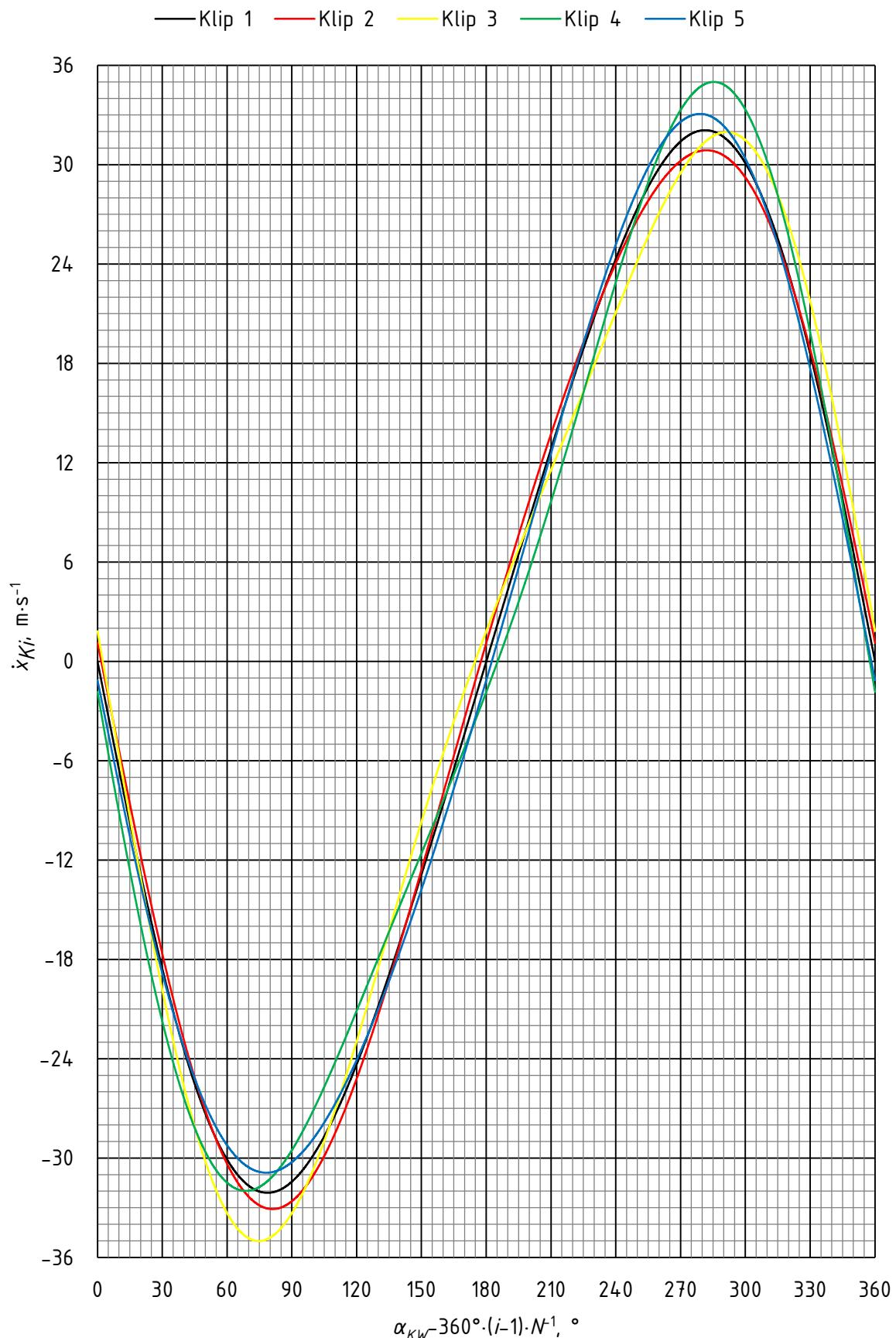
Nejednoliki fazni pomak krivulja rezultira nejednolikim razmacima u paljenju, što posebno kod jednostavnijih sustava paljenja dodatno utječe na tijek izgaranja u cilindru. S obzirom na antisimetričnost faznih pomaka oko osi cilindra 1, svaki cilindar radi u različitom režimu od svih ostalih cilindara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

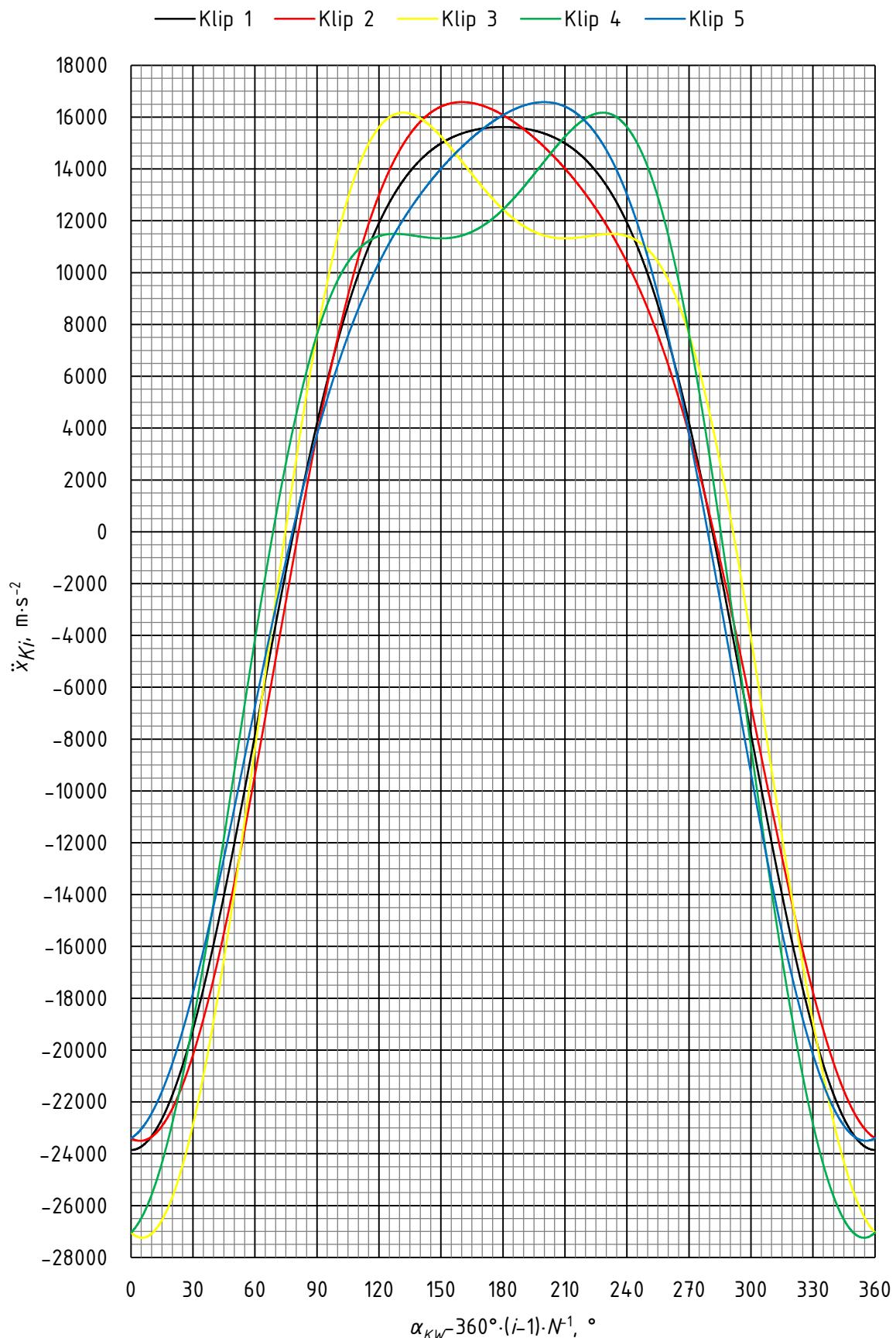
Podaci o maksimalnom kutu nagiba klipnjače daju obrazloženje za atipično velike duljine klipnjača u odnosu na nominalni hod  $H$  [21] – zbog osciliranja glavne klipnjače ostvaruju se daleko veće vrijednosti nagiba sekundarnih klipnjača, pa za uobičajene omjere duljina klipnjača i nominalnog hoda  $H$  postoji opasnost od interferencije sekundarne 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 mjesto velikih glava sekundarnih klipnjača na primarnoj 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 mrvih točaka, čime se povećavaju mogućnosti optimiranja motora uz upotrebu standardnih komponenti i pojednostavljuje razvodni mehanizam i sustav paljenja. [20] Međutim, ostvarivanje potrebnih kuteva  $\alpha_{s,i}$  zahtjeva upotrebu složenijih razdjelnih glava pri izradi, zbog čega, primjerice, M-62 motori građeni pod licencom u Poljskoj imaju samo intervenciju po pitanju parametra  $R_s$ .

Slika 26. Prekopljene krivulje ovisnosti položaja klipova  $x_{Ki}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$

Slika 27. Prekopljene krivulje ovisnosti nagiba klipnjača  $\alpha_{Pi}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$

Slika 28. Preklopljene krivulje ovisnosti brzina klipova  $\dot{x}_{K_i}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{K_W}$

Slika 29. Preklopljene krivulje ovisnosti ubrzanja klipova  $\ddot{x}_{Ki}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{Kw}$

Relativna brzina vrtnje u kliznom ležaju velike glave primarne klipnjača  $\omega_{PL1}$  dobiva se pomoću izraza:

$$\omega_{PL1} = \frac{d\alpha_{KW}}{dt} \cdot \frac{d\alpha_{P1}}{d\alpha_{KW}} + \frac{d\alpha_{KW}}{dt} = \omega_{KW} \cdot \left( 1 + \frac{\lambda_p \cdot \cos(\alpha_{KW})}{\left( 1 - [\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^2 \right)^{0.5}} \right), \quad (41)$$

dok za sekundarne klipnjače izraz glasi:

$$\omega_{PLi} = \frac{d\alpha_{KW}}{dt} \cdot \left( \frac{d\alpha_{P1}}{d\alpha_{KW}} + \frac{d\alpha_{Pi}}{d\alpha_{KW}} \right) = \omega_{KW} \cdot \left( \frac{\lambda_p \cdot \cos(\alpha_{KW})}{\left( 1 - [\lambda_p \cdot \sin(\alpha_{KW})]^2 \right)^{0.5}} - \left( \frac{n_8}{n_2+1} \right)^{0.5} \right). \quad (42)$$

Iz grafičkog prikaza preklopnih krivulja ovisnosti relativnih brzina vrtnje u kliznim ležajevima velikih glava klipnjača  $\omega_{PLi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$  [Slika 30.] može se uočiti inherentna slabost zvjezdastog motora – relativne brzine vrtnje, a time i nosivosti ležajeva, bitno su niže za sekundarne klipnjače. Također se može uočiti da ležajevi klipnjača cilindara najudaljenijih od cilindra 1 imaju najveće relativne brzine vrtnje, s približno dvostrukom amplitudom u odnosu na primarnu klipnjaču. Klipnjače cilindara 2 i 5 rade u najzahtjevnijem režimu, s obzirom na niske relativne brzine vrtnje u neposrednoj okolini gornje mrtve točke.

Trajektorija velike glave primarne klipnjače može se opisati izrazima:

$$x_1 = \sin(\alpha_{KW}) \cdot \frac{H}{2}, \quad (43)$$

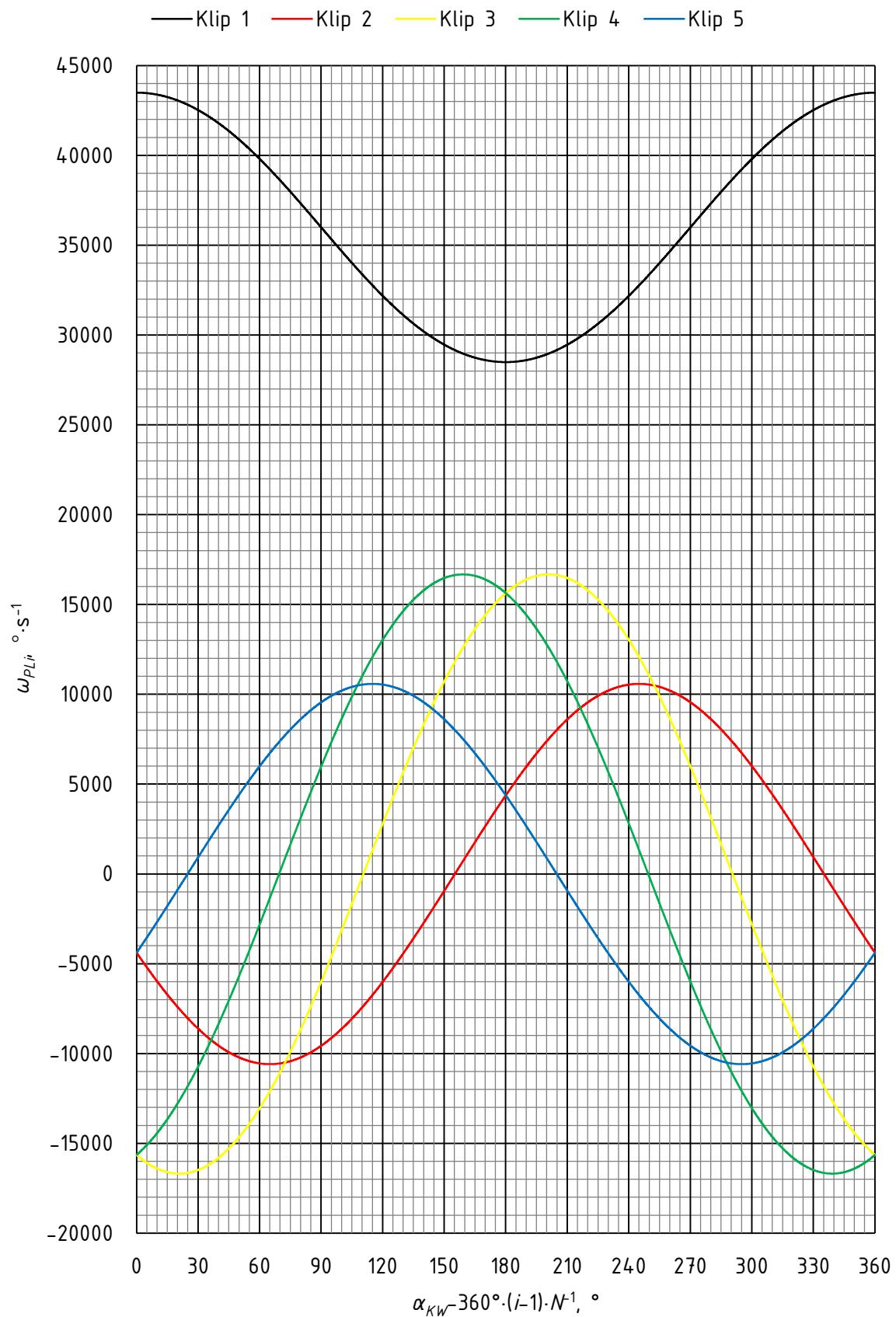
$$y_1 = \cos(\alpha_{KW}) \cdot \frac{H}{2}, \quad (44)$$

pri čemu je  $x_1$  koordinata po  $x$ -osi, a  $y_1$  koordinata po  $y$ -osi. Za sekundarne klipnjače izrazi glase:

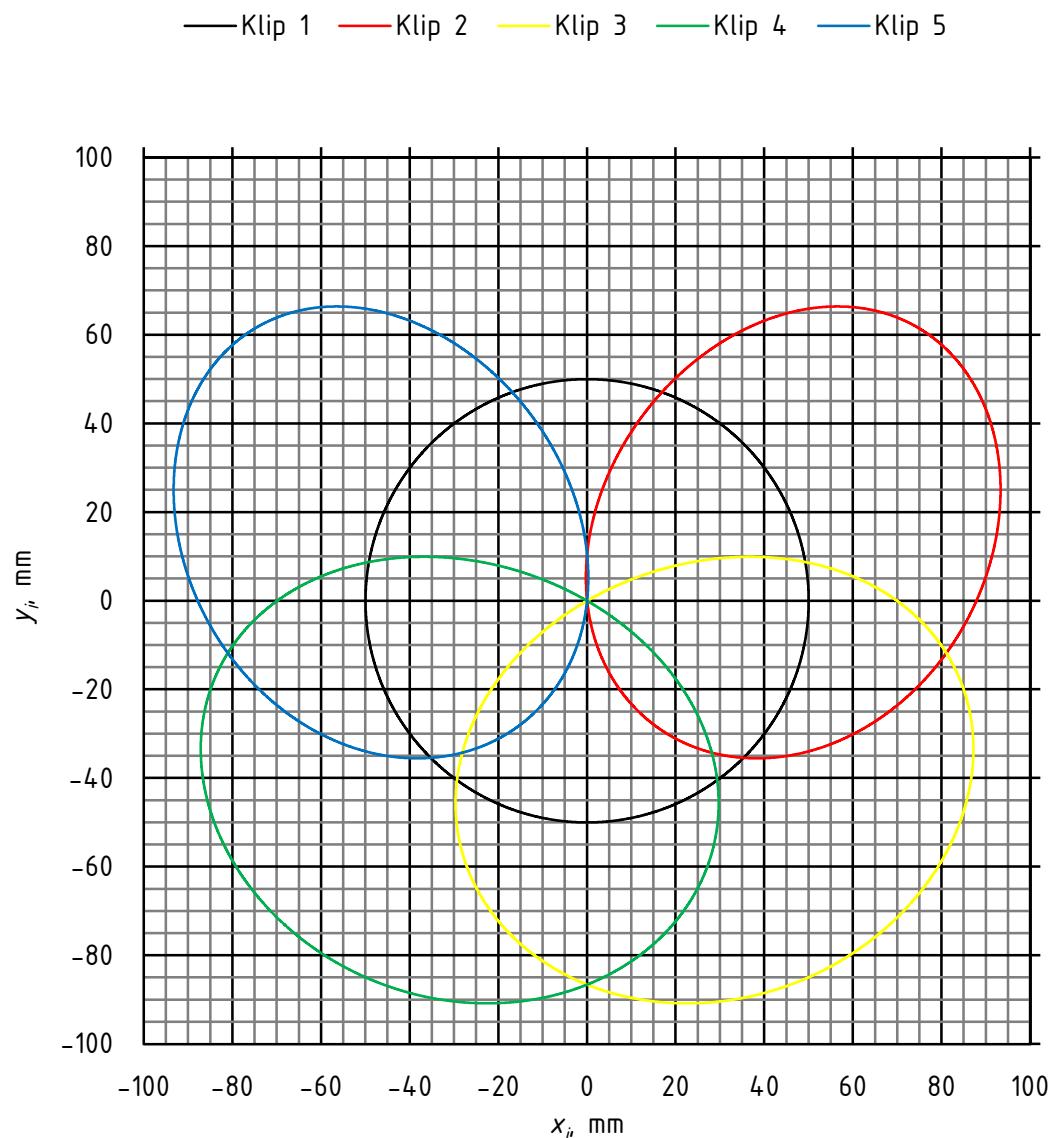
$$x_i = \sin(\alpha_{KW}) \cdot \frac{H}{2} + \sin\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{P1}\right) \cdot R_s, \quad (45)$$

$$y_i = \cos(\alpha_{KW}) \cdot \frac{H}{2} + \cos\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N} - \alpha_{P1}\right) \cdot R_s. \quad (46)$$

Grafički prikaz trajektorija dan je na [Slika 31.]. 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 30. Preklopljene krivulje ovisnosti relativnih brzina vrtnje u ležajevima velikih glava klipnjača  $\omega_{PLi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



Slika 31. Trajektorije velikih glava klipnjača

### 2.3. Izrada modela običnog zvjezdastog motora

Analitički postupak utvrđivanja inercijskih sila rotirajućih i oscilirajućih masa svodi se na podjelu masa klipnog mehanizma na rotacijsku i oscilirajuću masu, razvoj jednadžbi kojima je opisano gibanje u red i računanje parcijalnih sila izazvanih pojedinim harmonicima. [1], [3]

Veliko ograničenje analitičkog postupka je potreba za preciznim razdvajanjem masa pojedinih komponenti u rotirajuće i oscilatorne dijelove, što podrazumijeva apriorno poznavanje geometrijskih karakteristika komponenti. Dobivanje podataka o masi i tromosti dane komponente u današnje vrijeme podrazumijeva izradu modela komponente u CAD-paketu. Imajući na umu jednostavnost povezivanja modela s numeričkim rješavačem koji nije ograničen po broju promatranih harmonika, jasno je da se uz približno jednak napor numeričkim postupkom mogu dobiti bitno preciznije vrijednosti inercijskih sila. Zbog toga je načinjen provizorni model zvjezdastog motora već opisane kinematike u programskom paketu SolidWorks, pri čemu je posebna pažnja posvećena odabiru tipičnih vrijednosti za karakteristične veličine pojedinih elemenata, a time i njihove mase. Jasno je da su tako odabrane dimenzije i konstrukcijska rješenja još uvijek aproksimativnog karaktera, tj. predstavljaju prvu iteraciju klipnog mehanizma u projektiranju zvjezdastog motora.

Pomoću načinjenog modela su u programskom paketu Adams određene inercijske sile koje se javljaju u klipnom mehanizmu, nakon validacije modela pomoću kinematskih veličina.

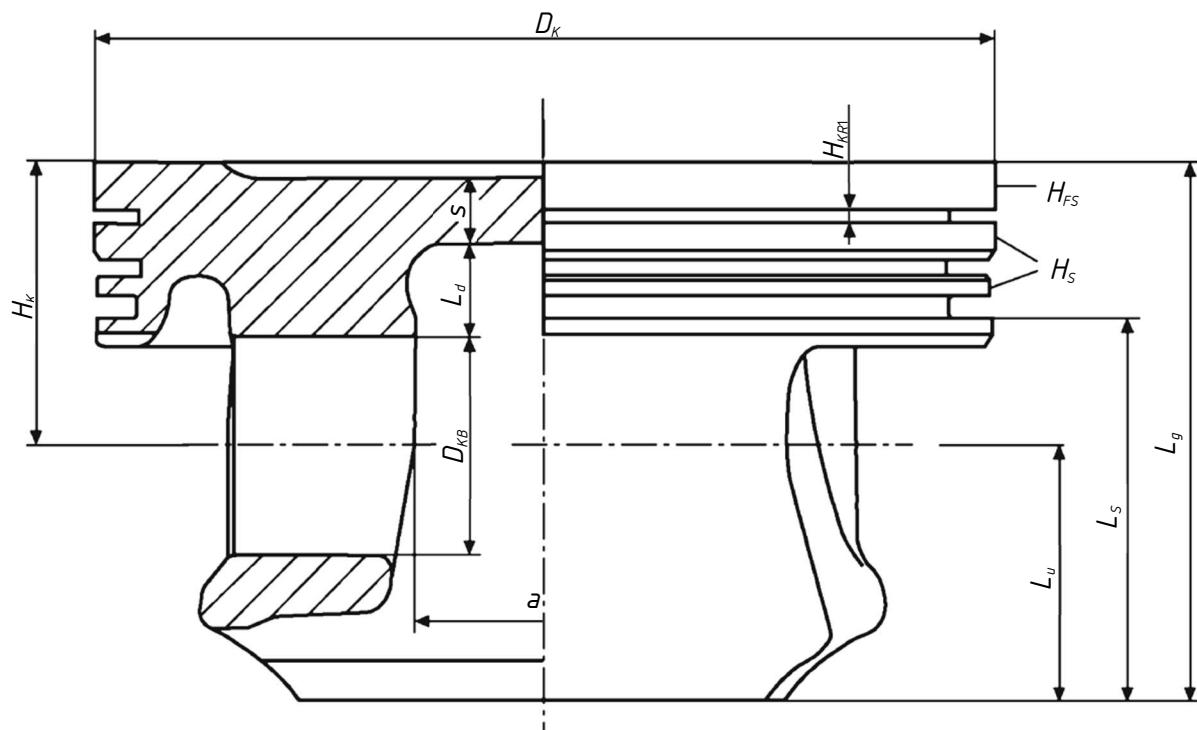
Za klizne ležajeve klipnog mehanizma pretpostavljena je izrada sinteriranjem olovne bronce na čeličnoj podlozi, za klip je pretpostavljena izrada iz aluminijске legure, a za ostale komponente klipnog mehanizma iz (legiranih) čelika. Svojstva navedenih grupa materijala dana su u [Tablica 3.]. Načelno je moguće da između pojedinih legura postoje određena odstupanja od navedenih svojstava, ali je riječ o zanemarivim iznosima za potrebe ovoga rada.

**Tablica 3. Svojstva grupa materijala [23], [24], [25]**

$E_{Al}$ , MPa	75000
$\rho_{Al}$ , kg·m <sup>-3</sup>	2760
$\nu_{Al}$	0,33
$E_{CuPbSn}$ , MPa	117000
$\rho_{CuPbSn}$ , kg·m <sup>-3</sup>	8950

$\nu_{CuPbSn}$	0,34
$E_{FeC}$ , MPa	210000
$\rho_{FeC}$ , kg·m <sup>-3</sup>	7800
$\nu_{FeC}$	0,3

Iako klip uz zanemarenje zračnosti u cilindru i elastičnost komponenti klipnog mehanizma izvodi pravocrtno gibanje koje se može na zadovoljavajući način opisati čestičnim modelom s masom klipa pridruženoj točki u težištu klipa, zbog utjecaja dimenzija klipa na dimenzije osovinice, a time na dimenzije klipnjača, pokazalo se potrebnim izraditi pojednostavljeni trodimenijski model klipa. Pri tome je osobita pažnja posvećena osiguravanju prihvatljivog bočnog tlaka na provrtu za osovinicu i odabiru karakterističnih dimenzija po [Slika 32.] u rasponu tipičnih vrijednosti po [Tablica 4.]. Jasno je da tako dobivene vrijednosti ne moraju nužno odgovarati potpuno funkcionalnom strojnom dijelu zbog veoma složenog opterećenja klipa, ali su tako dobivene inercijske karakteristike zadovoljavajuće za nastavak proračuna. Dimenzije osovinice klipa značajno utječu na dimenzije klipnjača, zbog čega je proveden kontrolni proračun krutosti i čvrstoće osovinice i osiguravajućih prstena.

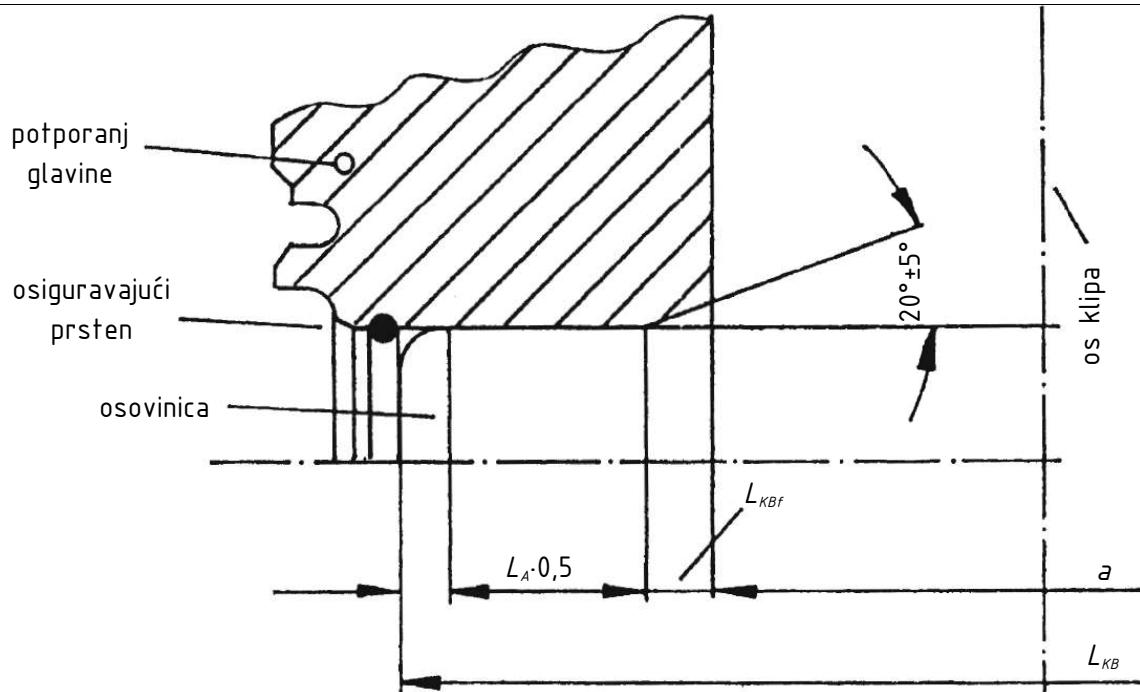


Slika 32. Glavne dimenzije klipa [26]

Tablica 4. Tipični rasponi po [26] i odabrani parametri klipa

Parametar	Tipični raspon		Odabrana vrijednost
	minimalno	maksimalno	
$D_K, \text{ mm}$	65	105	80
$L_g \cdot D_K^{-1}$	0,600	0,700	0,625
$H_K \cdot D_K^{-1}$	0,300	0,450	0,400
$D_{KB} \cdot D_K^{-1}$	0,200	0,260	0,250
$H_{FS}, \text{ mm}$	2	8	4
$H_s \cdot D_K^{-1}$	0,040	0,055	0,041
$H_{KPI}, \text{ mm}$	1,000	1,750	1,500
$L_s \cdot D_K^{-1}$	0,400	0,500	0,425
$a \cdot D_K^{-1}$	0,200	0,350	0,300
$s \cdot D_K^{-1}$	0,060	0,100	0,100
$m_K \cdot D_K^{-3}, \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$	0,400	0,550	0,502

Odabрано је пливajuће улеžиштење осовинце у klipnjači i klipu, s obzirom na то да по [27] u klipnjači uglavlјена осовинице данас више nije suvremena. Konstrukcijski detalji osovinice klipa određeni су по [28], te je za materijal osovinice odabran čelik 31CrMoV9. Po [21], za inicijalni kontrolni proračun ležišta osovinice klipa za plivajuće улеžиштење i cilindrične provrte u klipu izrađenom iz aluminijске legure 2618-T5 [29] bočni tlak  $p$  uslijed djelovanja inercijskih sila i sila plinova mora biti niži od 60 MPa. Pri tome je kontaktna površina definirana po [Slika 33.].



Slika 33. Kontaktna površina između klipa i osovinice [21]

S obzirom na to da nije poznat egzaktni oblik komore za izgaranje i parametri razvodnog mehanizma za motor s karakterističnim dimenzijama odabranim u posljednjemu poglavlju, bez opsežnog numeričkog proračuna koji daleko nadilazi opseg ovoga rada nije moguće numerički odrediti vršni tlak u cilindru. Umjesto toga je za opisanu klasu motora uzeta tipična vršna vrijednost tlaka u cilindru od 55 bar [26]. Utjecaj inercijske sile klipa je zanemaren, što je na strani sigurnosti. Time je maksimalna sila koja djeluje na čelo klipa  $F_{Kmax}$  jednaka:

$$F_{Kmax} = \frac{5,5 \cdot D_K^2 \pi}{4} = 27650 \text{ N}, \quad (47)$$

te je za ukupnu duljinu oslonaca osovinice klipa  $L_A$ :

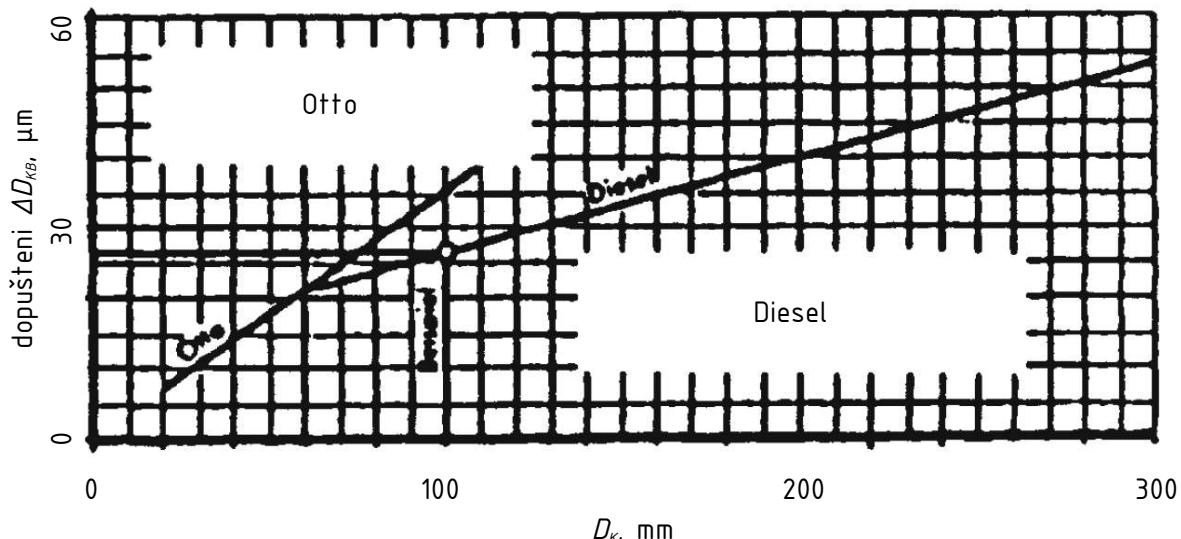
$$L_A = 24,34 \text{ mm}, \quad (48)$$

bočni tlak  $p$  jednak:

$$p = \frac{F_{Kmax}}{D_{KB} \cdot L_A} = 56,79 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}, \quad (49)$$

što je zadovoljavajuće.

Za inicijalni proračun osovinice klipa po [21] predviđena je kontrola ovalnosti, pri čemu je dopuštena vrijednost od 27  $\mu\text{m}$  očitana iz [Slika 34.].



Slika 34. Dopuštena ovalna deformacija osovinice  $\Delta D_{KB}$  u ovisnosti o promjeru klipa  $D_K$  [21]

Za osovinicu s unutarnjim promjerom  $D_{KBi}$  po [28]:

$$D_{KBi}=12 \text{ mm}, \quad (50)$$

duljine  $L_{KB}$ :

$$L_{KB}=55 \text{ mm}, \quad (51)$$

je ovalna deformacija  $\Delta D_{KB}$  jednaka:

$$\Delta D_{KB} = \frac{F_{Kmax}}{8 \cdot E_{FeC} \cdot L_{KB}} \cdot \left( \frac{D_{KB} + D_{KBi}}{D_{KB} - D_{KBi}} \right)^3 = 19,12 \mu\text{m} < 27 \mu\text{m}, \quad (52)$$

što je zadovoljavajuća vrijednost. Provedena je i kontrola progiba osovinice po [21], pri čemu je dopuštena vrijednost progiba osovinice  $\Delta w$  od 28 μm očitana iz [Slika 35.]. Pretpostavljen je slučaj b) s krutim potpornjem ležišta, što je na strani sigurnosti. Za širinu klipnjače  $b_p$ :

$$b_p=20 \text{ mm}, \quad (53)$$

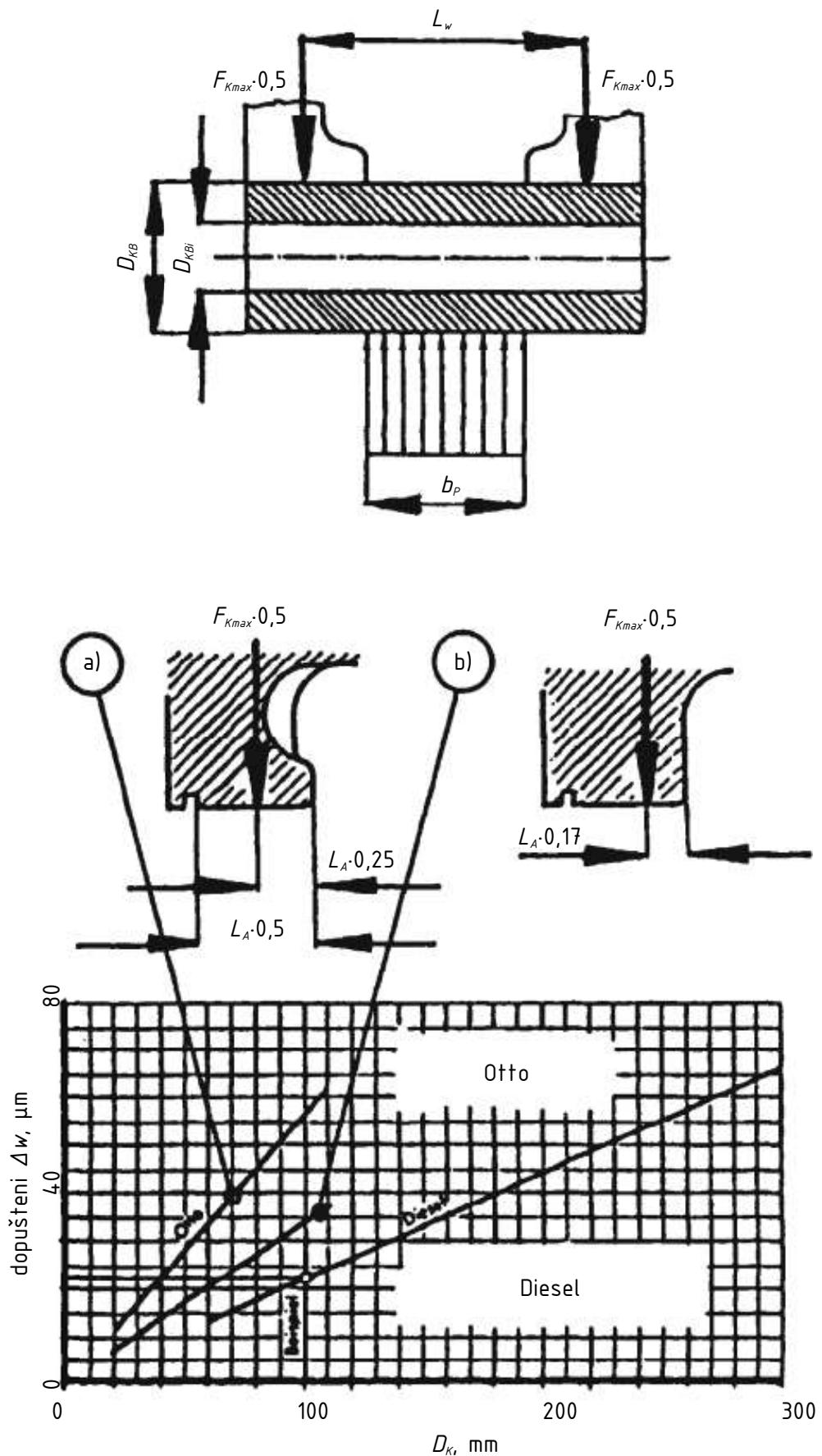
duljinu progibanja  $L_w$ :

$$L_w=38,11 \text{ mm}, \quad (54)$$

progib osovinice  $\Delta w$  iznosi:

$$\Delta w = \left( 1 - \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{b_p}{L_w} \right]^2 + \frac{1}{3} \cdot \left[ \frac{b_p}{L_w} \right]^3 \right) \cdot \frac{4 \cdot F_{Kmax} \cdot L_w^3}{3 \cdot E_{FeC} \cdot \pi \cdot (D_{KB}^4 - D_{KBi}^4)} = 19,56 \mu\text{m} < 28 \mu\text{m}, \quad (55)$$

te se može zaključiti da je krutost osovinice zadovoljavajuća.

Slika 35. Dopushteni progib osovinice  $\Delta w$  u ovisnosti o promjeru klipa  $D_k$  [21]

Za odabrani materijal osovinice je po [30] dinamička čvrstoća za izmjenično vlačno-tlačno opterećenje:

$$\sigma_{Wzd} = 495 \text{ MPa}, \quad (56)$$

linearizirano naprezanje uslijed ovalne deformacije  $\sigma_{\Delta D}$  jednako je po [21]:

$$\sigma_{\Delta D} = \frac{4 \cdot F_{Kmax} \cdot (D_{KB} + D_{KBi})}{3 \cdot (D_{KB} - D_{KBi})^2 \cdot L_{KB}} = 335,1 \text{ MPa}, \quad (57)$$

naprezanje uslijed savijanja osovinice  $\sigma_{\Delta w}$  jednako je po [21]:

$$\sigma_{\Delta w} = \left( 1 - \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{b_P}{L_w} \right]^2 + \frac{1}{3} \cdot \left[ \frac{b_P}{L_w} \right]^3 \right) \cdot \frac{8 \cdot F_{Kmax} \cdot L_w}{\pi \cdot \left( 1 - \left[ \frac{D_{KBi}}{D_{KB}} \right]^4 \right) \cdot D_{KB}^3} = 339,3 \text{ MPa}, \quad (58)$$

a ekvivalentno naprezanje na kritičnom mjestu osovinice dobiva se iz jednadžbe:

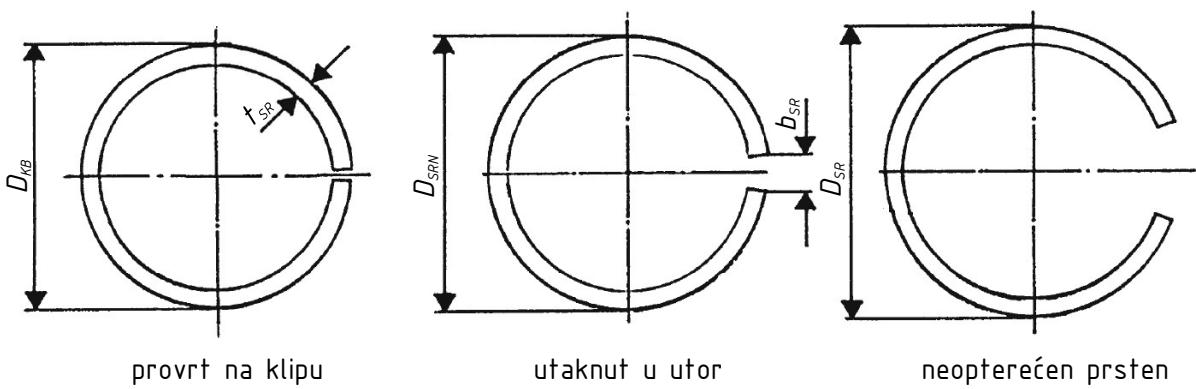
$$\sigma_{eKB} = (\sigma_{\Delta D}^2 + \sigma_{\Delta w}^2 - \sigma_{\Delta D} \cdot \sigma_{\Delta w})^{1/2} = 337,2 \text{ MPa}, \quad (59)$$

pa je faktor sigurnosti od zamornog loma za osovinicu  $S_{KB}$  jednak:

$$S_{KB} = \frac{\sigma_{eKB}}{\sigma_{\Delta w}} = 1,468 \text{ MPa}, \quad (60)$$

što se za potrebe kontrolnog proračuna može smatrati zadovoljavajućim. Za realnu izvedbu bi bilo potrebno provesti dinamičku numeričku analizu sklopa klipa i osovinice, što nadilazi okvir ovoga rada.

Aksijalno osiguranje osovinice u klipu ostvareno je osiguravajućim prstenovima DIN 73130 – C 20 × 1,5. Konstrukcijski detalji utora na klipu i prstenova modelirani su po [31], a kontrola maksimalne brzine vrtnje za prstenove provedena je po [21]. Relevantni parametri za izračun maksimalne brzine vrtnje dani su na [Slika 36].

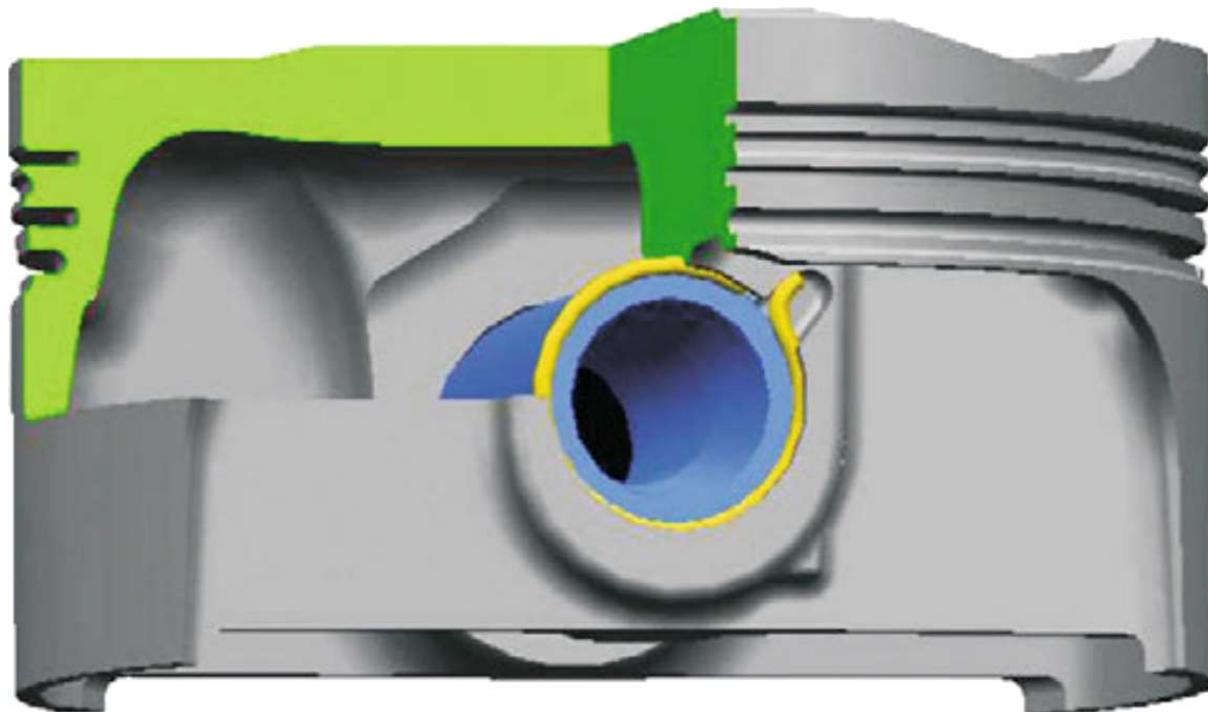


Slika 36. Karakteristične dimenzije za proračun osiguravajućeg prstena [21]

Maksimalna brzina vrtnje za osiguravajuće prstenove  $n_g$  jednaka je:

$$n_G = \frac{30}{\pi} \cdot \left( \frac{E_{FeC} \cdot t_{SR}^2 \cdot (D_{SR} - D_{SRN})}{10 \cdot \left( \frac{H^2}{4+L_S} + \frac{H}{2} \right) \cdot \rho_{FeC} \cdot (t_{SR} - D_{SR}) \cdot (t_{SR} - D_{SRN})^3} \right)^{0,5} = 7075 \text{ min}^{-1}, \quad (61)$$

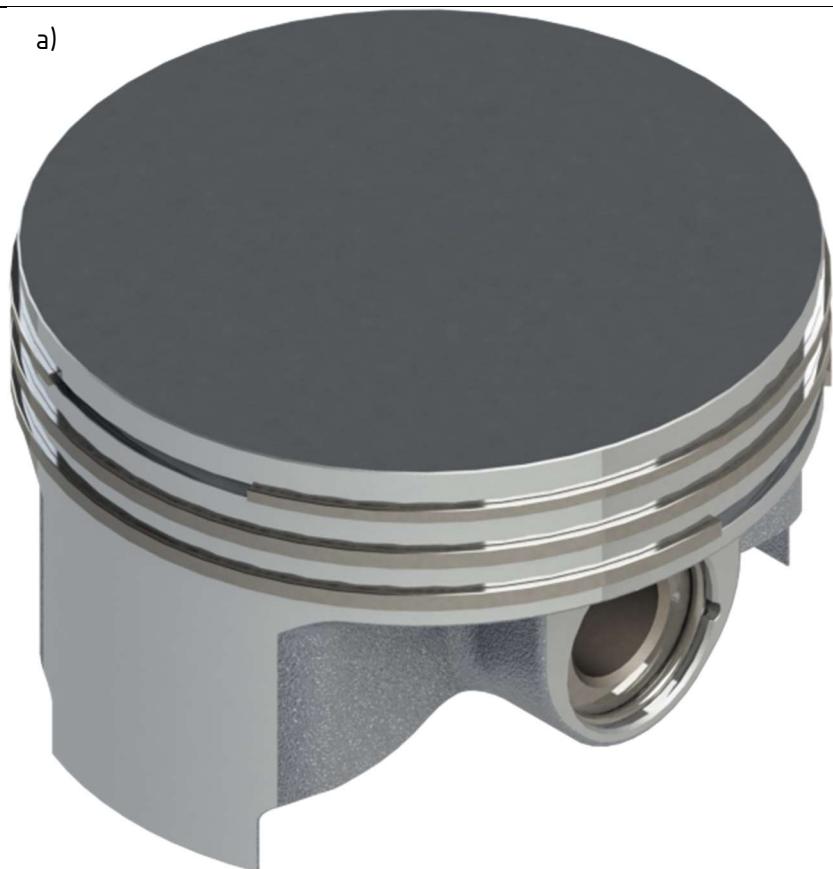
što je formalno zadovoljavajuće za predviđenu maksimalnu brzinu vrtnje  $n_{max}$ , čak i kada se uzmu u obzir najnepovoljnije vrijednosti toleriranih dimenzija po [31], ali bi za realnu izvedbu zbog aproksimacija uvedenih u (61) ovisno o režimu rada i stvarnoj rotaciji osovinice bilo preporučljivo odstupiti od [31] povećanjem debljine osiguravajućega prstena  $t_{SR}$  [21] ili oblikovanjem osiguravajućega prstena s kukom i formiranjem pripadnog utora u klipu [Slika 37.].



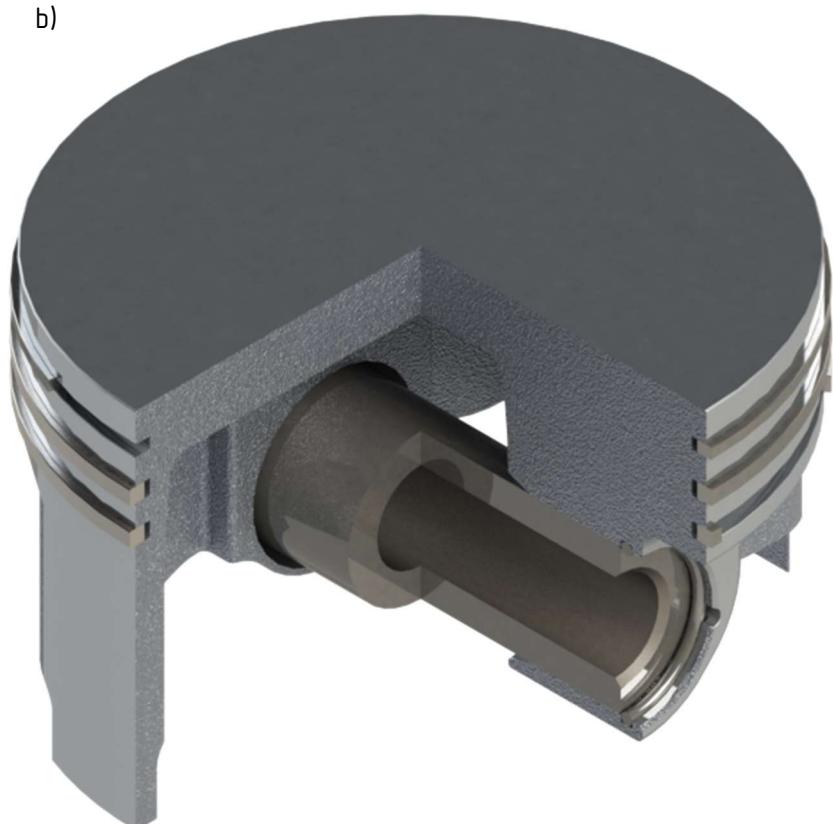
Slika 37. Osovinica osigurana prstenom s kukom i pripadnim utorom u klipu [32]

Prikaz dovršenoga sklopa klipa s klipnim prstenovima, osovinicom i osiguravajućim prstenovima dan je na [Slika 38.].

a)



b)



Slika 38. Renderirani klip, klipni prsteni i osovinica s pripadnim aksijalnim osiguranjem u a) izometriji i b) izometriji polovičnog presjeka

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.

Model sekundarne klipnjače [Slika 39.] ujedno čini i dio modela primarne klipnjače [Slika 40.], kako bi se u nastavku moglo pokazati da neuravnoteženost inercijskih sila nije samo posljedica različitih dimenzija primarne klipnjače. Za razliku od sekundarnih klipnjača koje mogu rotirati oko osovinica u velikim glavama, na primarnoj klipnjači je ukinut taj stupanj slobode rotacije, a umjesto njega dodijeljena rotacija oko letećeg rukavca.

Ležaj male glave klipnjače preuzet je iz [33]. Pri izboru je pozornost posvećena tome da je ležaj originalno konstruiran za relativno suvremen Ottov motor sa sličnim dimenzijama klipa, te je u konačnici odabran ležaj oznake 77 979 690, korišten u Mercedesovim atmosferskim i prednabijenim M271 motorima. Širinom ležaja je ujedno definirana i širina klipnjače (53). Po [3] mora vrijediti:

$$p = \frac{F_{Kmax}}{b_P D_{KB}} = 69,12 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}, \quad (62)$$

što je zadovoljeno. Iz relativno niskog bočnog tlaka koji djeluje na ležaj proizlazi da postoji prostor za dodatno optimiranje dimenzija ležaja, koje u ovom radu zbog složenosti simuliranja静的 neodređenog uležištenja osovine klipa nije provedeno. Također je modeliran provrt na maloj glavi klipnjače za podmazivanje ležaja. Dimenzije ležaja velike glave sekundarne klipnjače odabrane su s obzirom na povoljnije uvjete podmazivanja i jednodijelnu izvedbu nešto manjima u odnosu na uobičajene izvedbe klipnjača. Konačne dimenzije ležaja, kao i poprečni presjeci duž klipnjače određeni su u nastavku 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 po [21] i interferencije klipnjače i košuljice. Osim povećanja mase klipnog mehanizma, posljedica je i pomicanje momentne krivulje prema većim brzinama vrtnje [21].

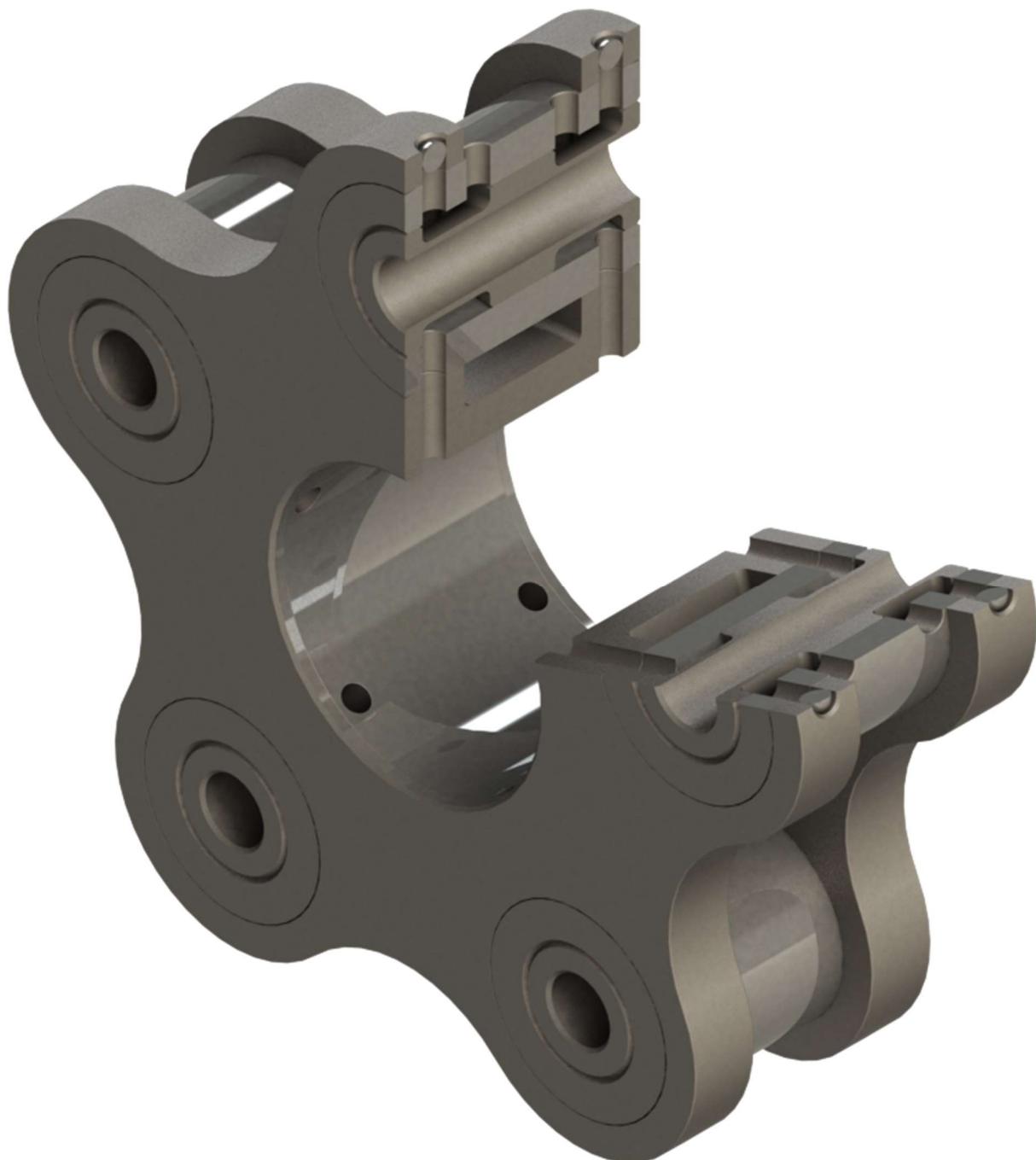


Slika 39. Sekundarna klipnjača u a) izometriji i b) u izometriji punog presjeka



Slika 40. Primarna klipnjača u izometriji

Prihvati dio primarne klipnjače [Slika 41.] s obje strane ima bušene uljne kanale iz ležajnog mesta na letećem rukavcu prema steznim spojem montiranim osovinicama za velike glave klipnjača, zatvorene steznim spojem kuglicama 4 G20 P8 za kuglične ležajeve po [34] 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.



Slika 41. Izometrija djelomičnog presjeka prihvavnog dijela primarne klipnjače

Za koljenasto vratilo odabrana je dvodijelna izvedba [Slika 42.]. S obzirom na neprimjerenost klinastog vratila za prijenos poprečne sile i savojnog momenta [35], povećane dimenzije i masu pri odabiru stezne glavine i složenost osiguravanja prihvatljivog podmazivanja pri odabiru čeonog ozubljenja, odabran je spoj pomoću poligonih profila DIN 32711 – A P3G 20 k6 i DIN 32711 – B P3G 20 H7 [36], zbog svoje kompaktnosti i niskog zareznog djelovanja. I na koljenastom vratilu su bušeni uljni kanali zatvoreni kuglicama 4 G20 P8 za kuglične ležajeve po [34] iz materijala 100Cr6. Dijelovi vratila izvedeni su bušeno, s ciljem smanjenja mase, a dovod ulja kroz šupljine riješen je cjevčicama  $6 \times 1$  EN 10305–4 E355 [37] osiguranim steznim spojem.

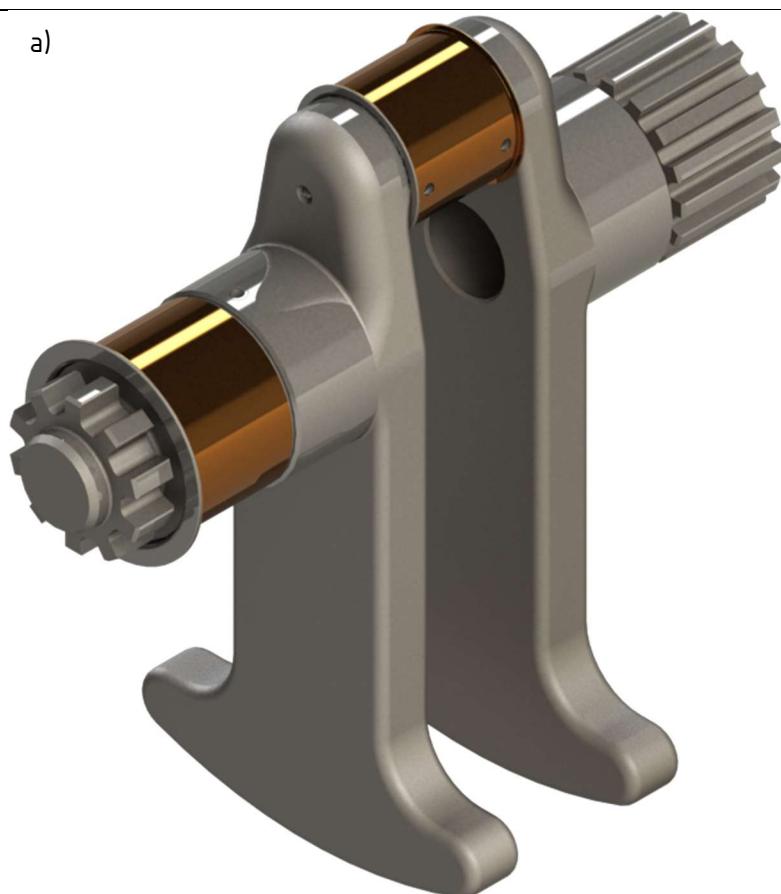
Na prvom dijelu koljenastog vratila s poligonim profilom tipa A P3G [Slika 43.] predviđena je kontaktna površina za poprečni brtveni prsten RWDR DIN 3760 – A30  $\times$  40  $\times$  7 – FKM po [38], klinasti profil DIN 5464 B 10  $\times$  42  $\times$  52 s bočnim centriranjem [39] kao prihvatični element za prvi stupanj reduktora bregastog bubenja, čije je ležajno mjesto klizni ležaj fiksiran na koljenastom vratilu steznim spojem pored rukavca glavnog ležaja.

Na drugom dijelu [Slika 44.] se osim rukavca glavnog ležaja nalazi i klinasti profil DIN 5464 B 16  $\times$  52  $\times$  60 s bočnim centriranjem [39] preko kojeg je predviđen prijenos snage motora.

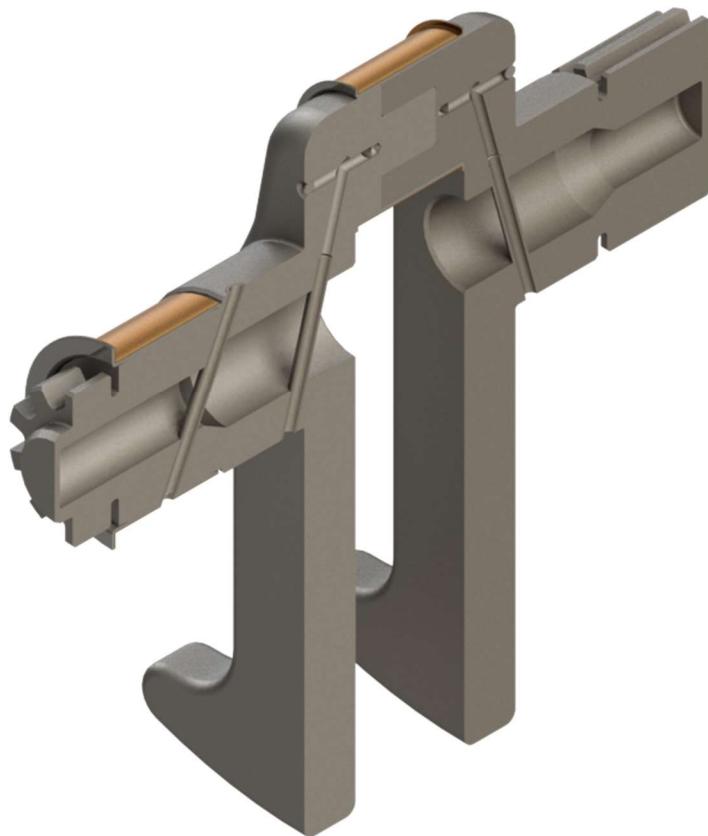
Protututezi vratila su najprije provizorno oblikovani, a primjerena veličina za inicijalni model određena je u neposrednom nastavku. Konačne dimenzije vratila i ležajeva definirane su pri kraju rada.

Za potrebe formiranja kinematskih veza među komponentama mehanizma u Adamsu modelirano je i provizorno kućište, koje je prikazano s ostatkom mehanizma u [Slika 45.].

a)



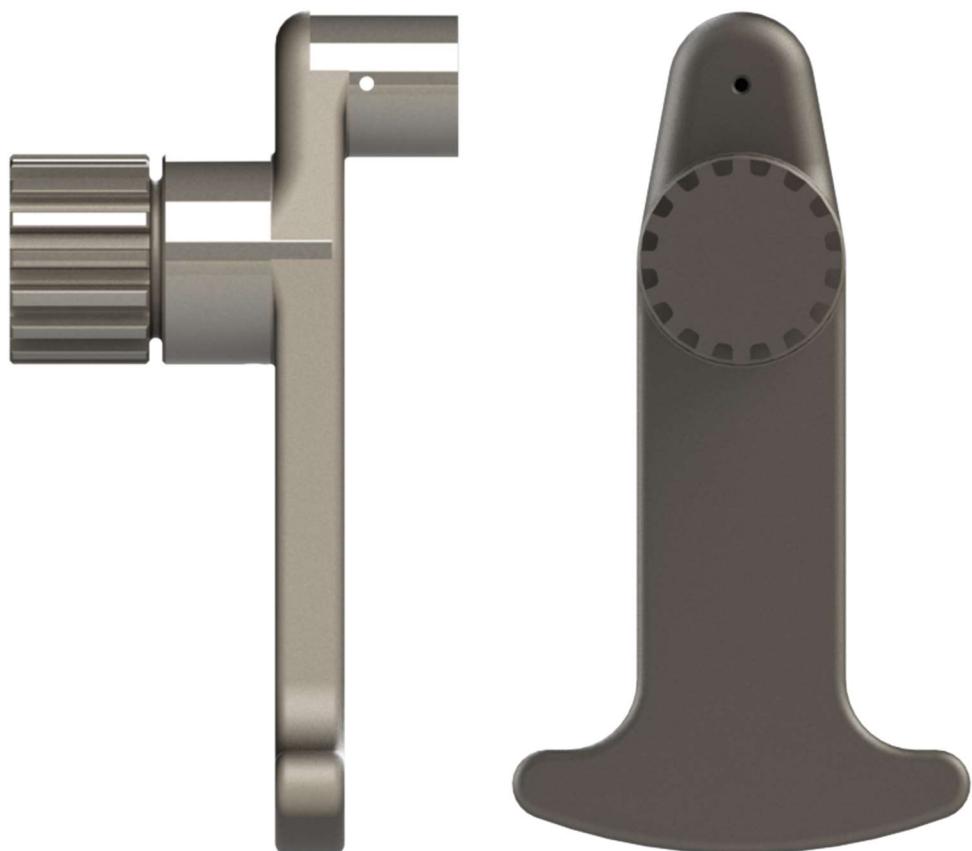
b)



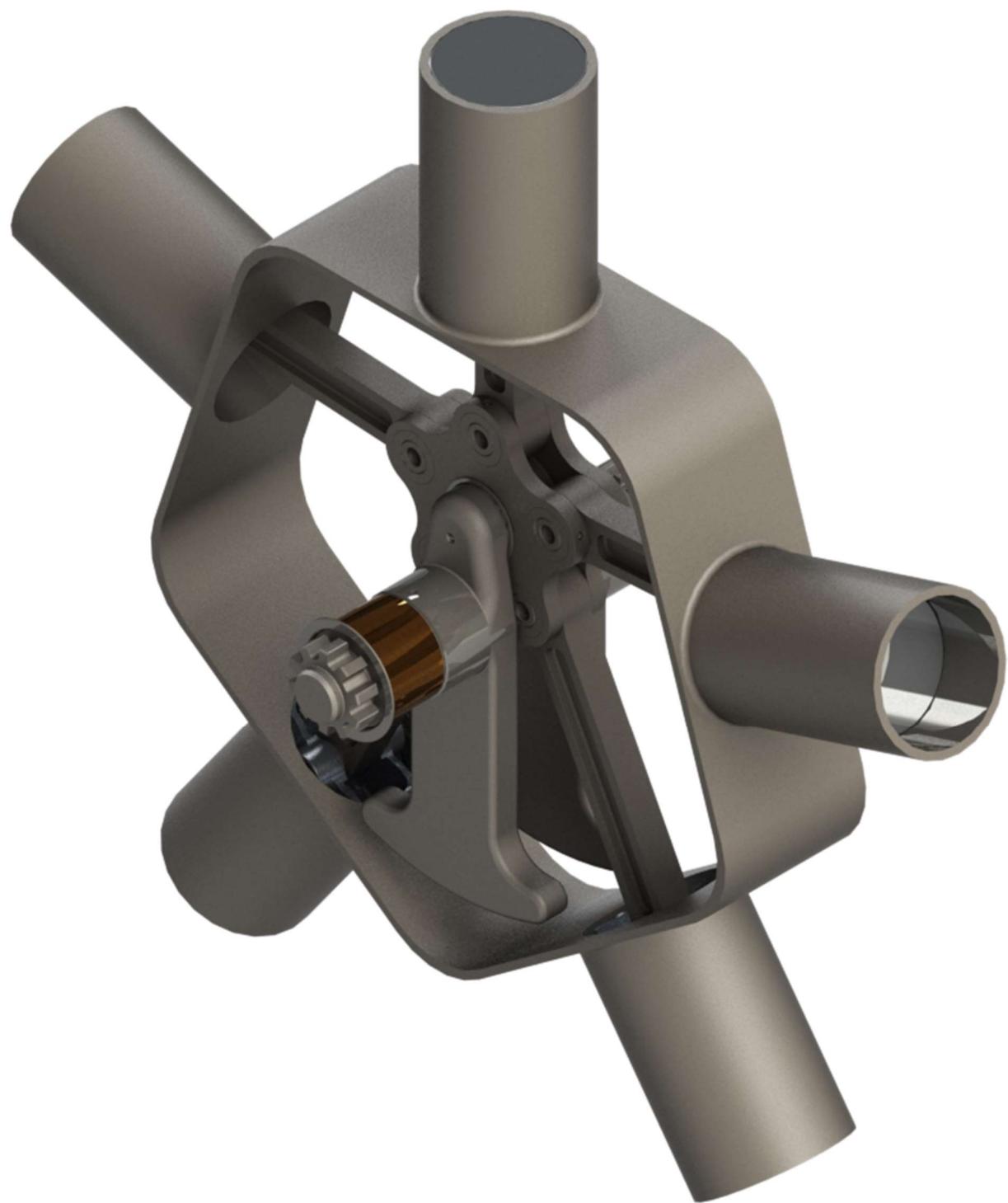
Slika 42. Sklop koljenastog vratila u a) izometriji i b) izometriji punog presjeka



Slika 43. Prvi dio koljenastog vratila



Slika 44. Drugi dio koljenastog vratila



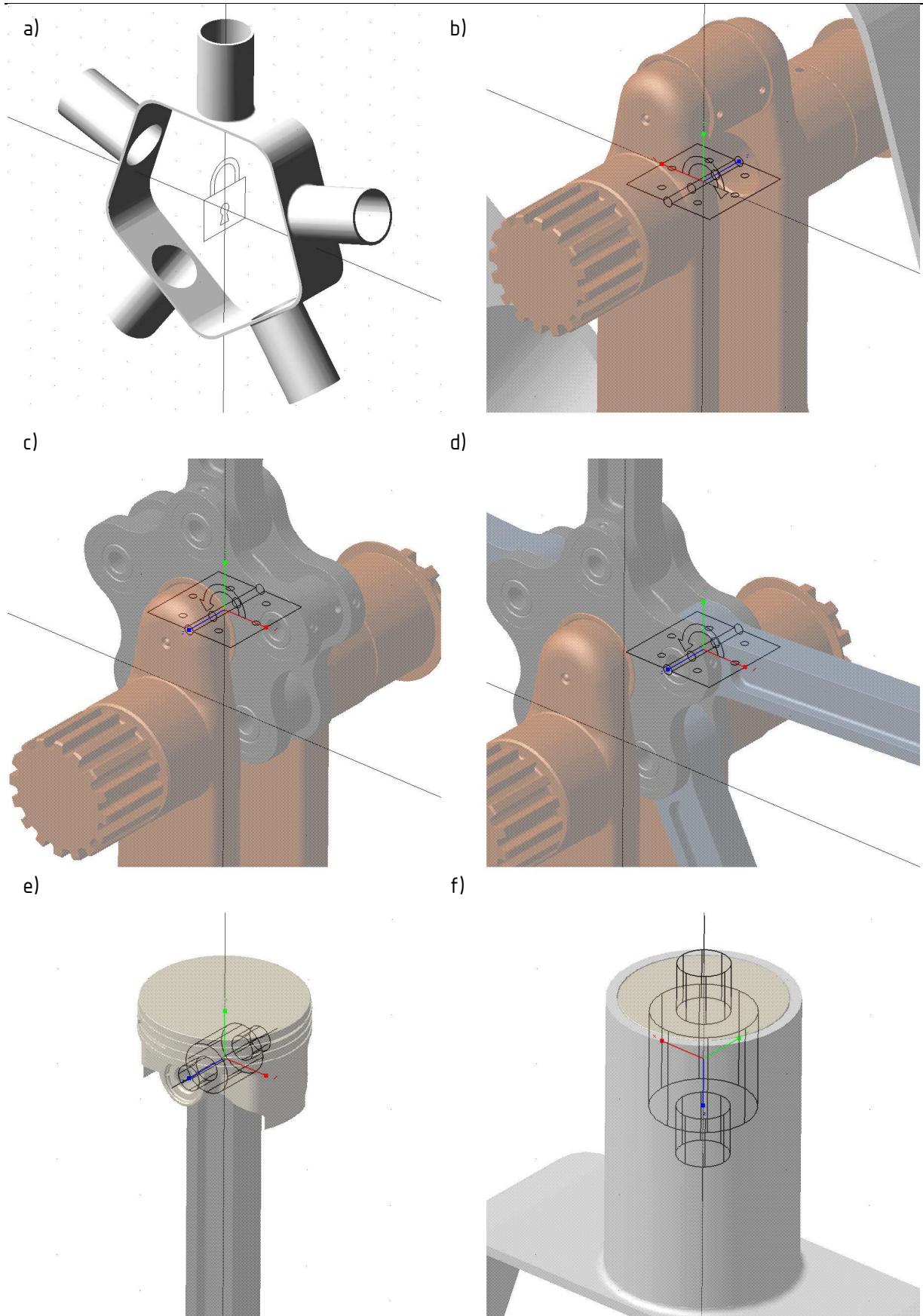
Slika 45. Klipni mehanizam i kućište inicijalnog modela zvjezdastog motora u izometriji

## 2.4. Dinamika običnog zvjezdastog motora

Kako bi se odredile inercijske sile na spojevima komponenti, 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 46.] dodijeljene su holonomne kinematičke veze. 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 primarne klipnjače i koljenastog vratila u središtu letećeg rukavca, odnosno između sekundarnih i primarne klipnjače u središtu pripadne osovine. 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 47.]. Zbog nedostatka sile 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 48.].

Dovršen model za analizu dinamike običnog zvjezdastog motora prikazan je na [Slika 49.].



Slika 46. Kinematičke veze između a) kućišta i podloge, b) koljenastog vratila i kućišta, c) primarne klipnjače i letećeg rukavca, d) sekundarne i primarne klipnjače, e) klipa i klipnjače, f) klipa i kućišta

The screenshot shows a software interface for kinematic constraint verification. The title bar says "Information". The main area displays the following text:

```
VERIFY MODEL: ._7_12_2021

-5 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
12 Moving Parts (not including ground)
10 Cylindrical Joints
  6 Revolute Joints
  1 Fixed Joints
  1 Motions

0 Degrees of Freedom for ._7_12_2021

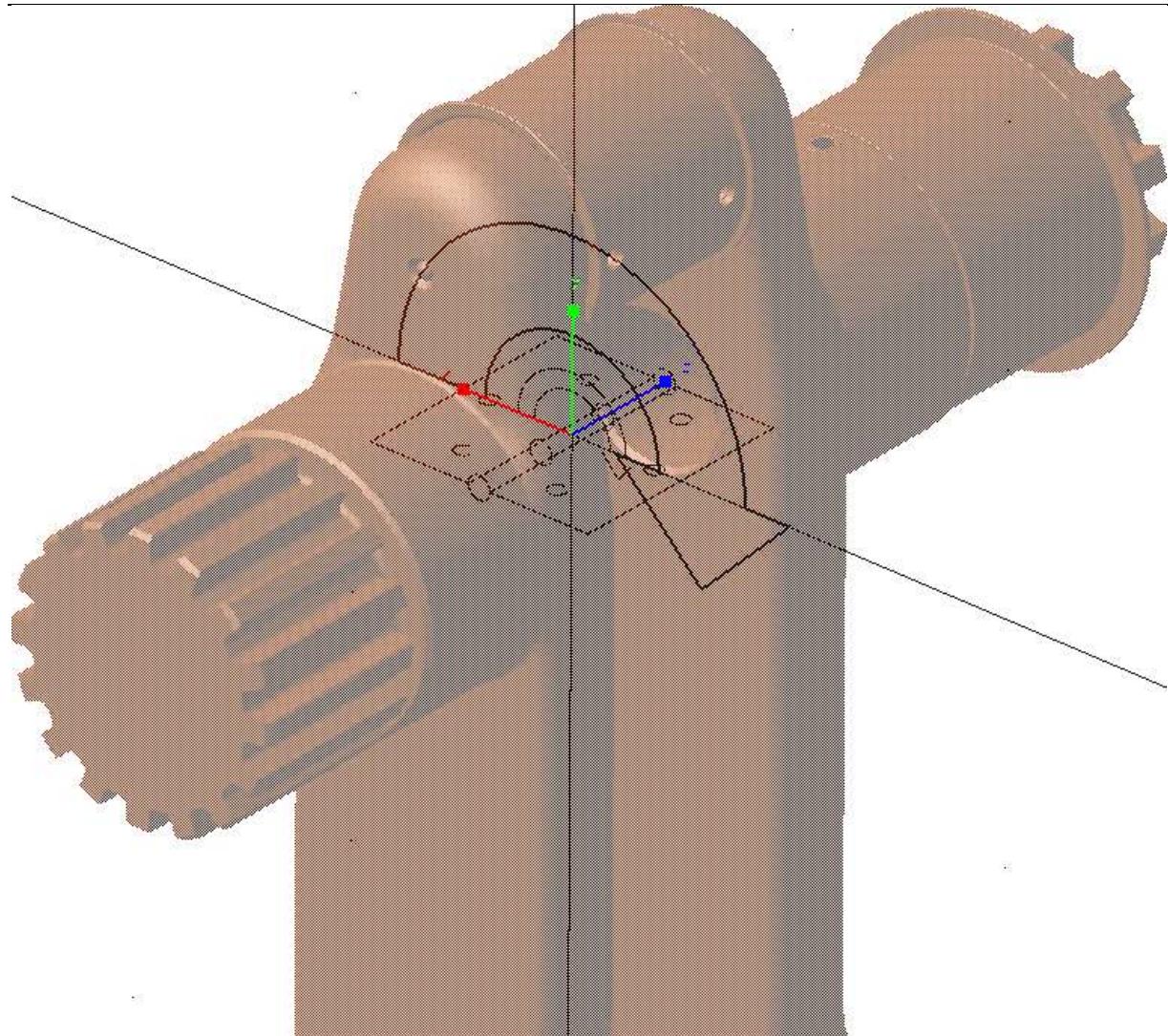
There are 5 redundant constraint equations.

This constraint:                               unnecessarily removes this DOF:

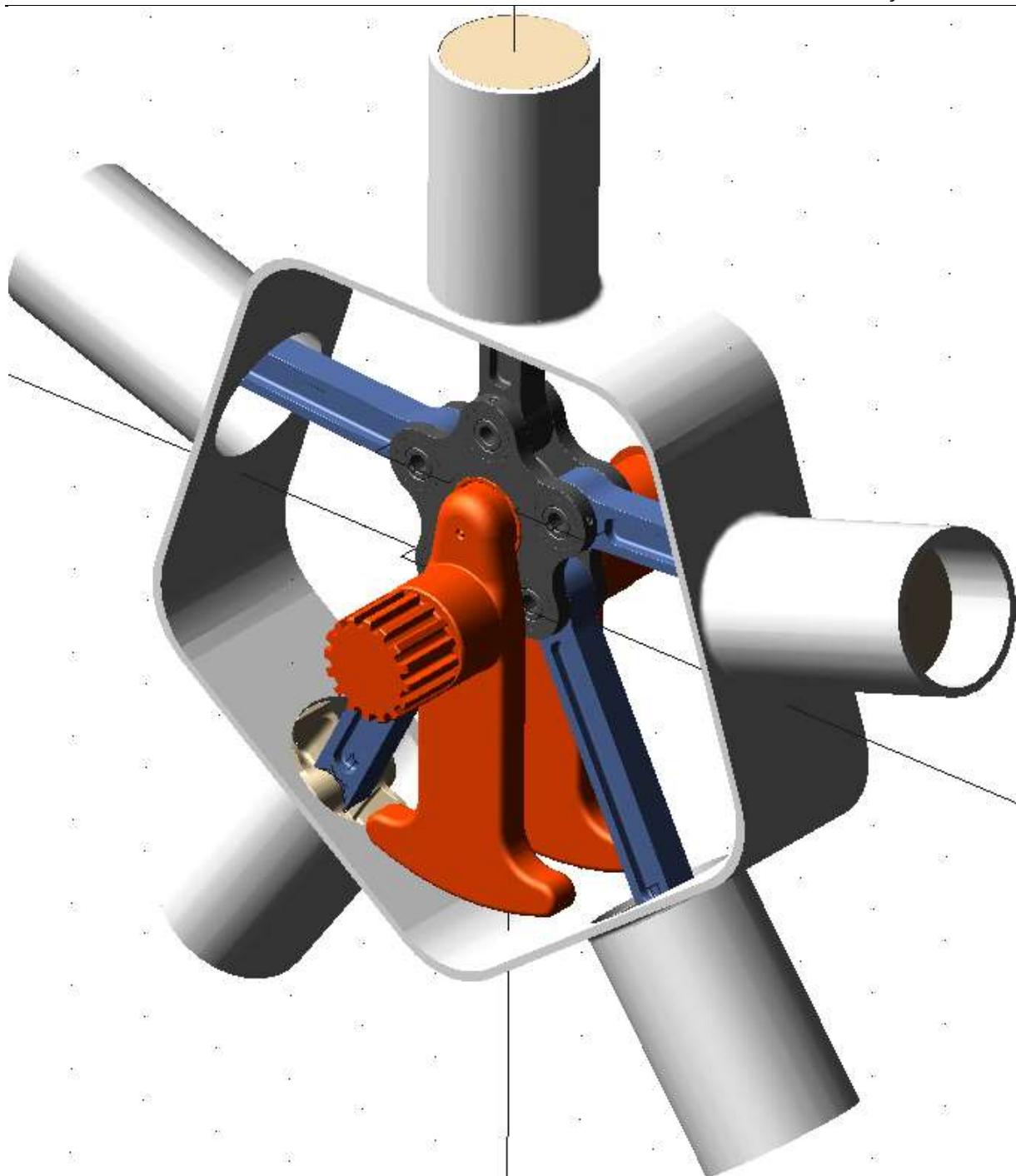
._7_12_2021.Concentric2 (Revolute Joint)   Rotation Between Zi & Yj
._7_12_2021.Concentric1 (Revolute Joint)   Rotation Between Zi & Xj
._7_12_2021.Concentric4 (Revolute Joint)   Rotation Between Zi & Xj
._7_12_2021.Concentric11 (Cylindrical Joint) Rotation Between Zi & Yj
._7_12_2021.Concentric15 (Cylindrical Joint) Rotation Between Zi & Xj

Model verified successfully
```

Slika 47. Redundantna kinematska ograničenja

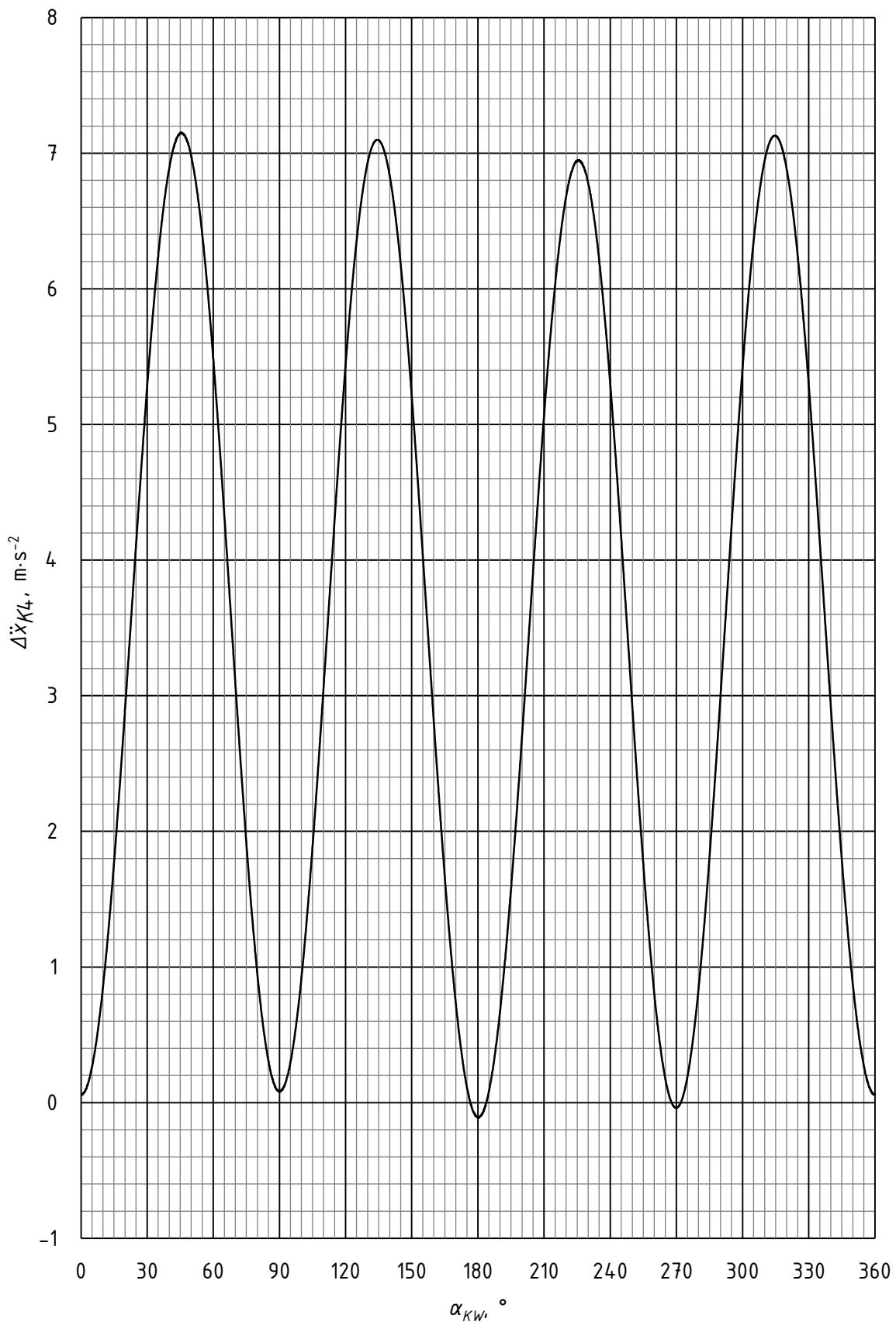


Slika 48. Reonomno kinematsko ograničenje u vidu zadane brzine vrtnje koljenastog vratila  $n_{max}$



Slika 49. Dovršen model za analizu dinamike običnog zvjezdastog motora

Tako dobiven model je validiran utvrđivanjem odstupanja u ubrzaju klipa 4  $\Delta\ddot{x}_{K4}$  pri  $n_{max}$  [Slika 50.]. Vršna odstupanja od svega  $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  se mogu zanemariti bez značajnog utjecaja na točnost izračunatih inercijskih sila, tj. model ima zadovoljavajuću točnost za potrebe ovoga rada.



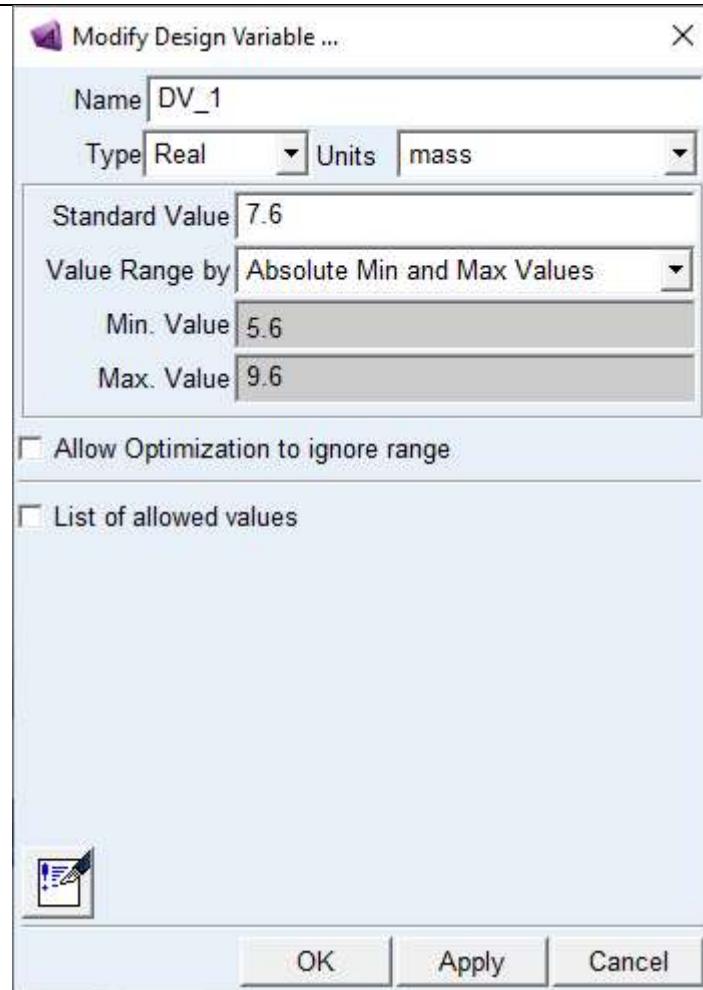
Slika 50. Odstupanje numerički dobivenog ubrzanja od analitičkog za klip 4  $\Delta\ddot{x}_{K4}$  pri  $n_{max}$  u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$

Potom je određen potrebni umnožak ekscentriciteta težišta koljenastog vratila  $e_{kw}$  i pripadne mase  $m_{kw}$  za minimizaciju inercijskih sila na glavnim ležajevima koljenastog vratila za inicijalni model. Pri tome je korišten izraz za inercijsku силу  $F_{in}$  izazvanu ekscentricitetom  $e_{kw}$ :

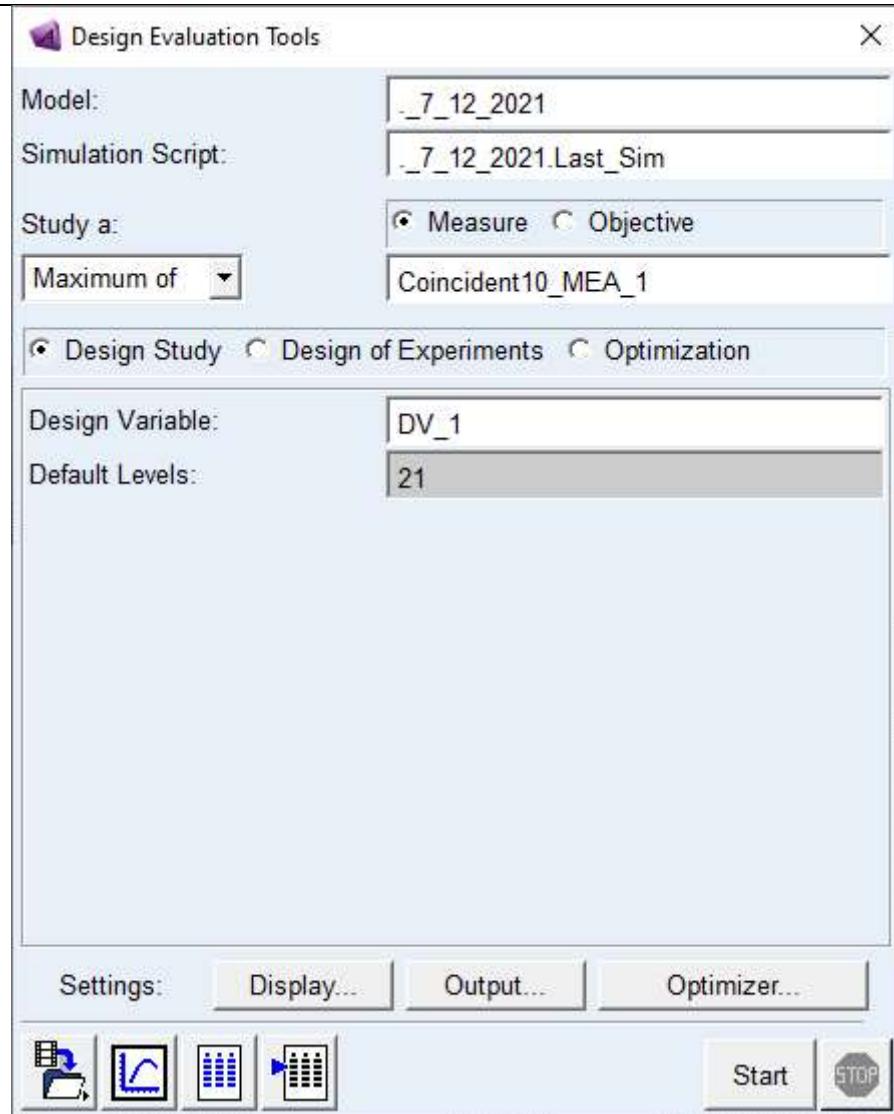
$$F_{in} = m_{kw} e_{kw} \omega_{kw}^2. \quad (63)$$

odnosno mogućnost variranja gustoće tijela u Adamsu stvaranjem variabile modela (eng. *Design Variable*) [Slika 51.] i mjerenjem promjene u maksimumu inercijske sile na glavnom ležaju koljenastog vratila pomoću alata za evaluaciju modela (eng. *Design Evaluation Tools*) [Slika 52.]. Ovisnost maksimalne inercijske sile na koljenastom vratilu  $F_{inmaxkw}$  o masi koljenastog vratila  $m_{kw}$  prikazana je na [Slika 53.]. Za dani ekscentricitet  $e_{kw}$  se dobiva minimalna inercijska sila za koljenasto vratilo mase 6704,69 g. Na [Slika 54.] je vidljivo da je dominantna frekvencija magnitudo sile na glavnim ležajevima koljenastog vratila jednaka dvostrukoj kružnoj frekvenciji koljenastog vratila. Time je dokazana tvrdnja iz [1] da nije postizivo uravnoteženje inercijskih sila II. reda za zvjezdaste motore s primarnom i sekundarnim klipnjačama. S obzirom na porast inercijskih sila kvadratom brzine vrtnje, vjerojatno je jaka neuravnoteženost inercijskih sila II. reda jedan od razloga zbog kojih je brzohodnost zvjezdastih motora povjesno u pravilu osigurana dugim hodom klipova.

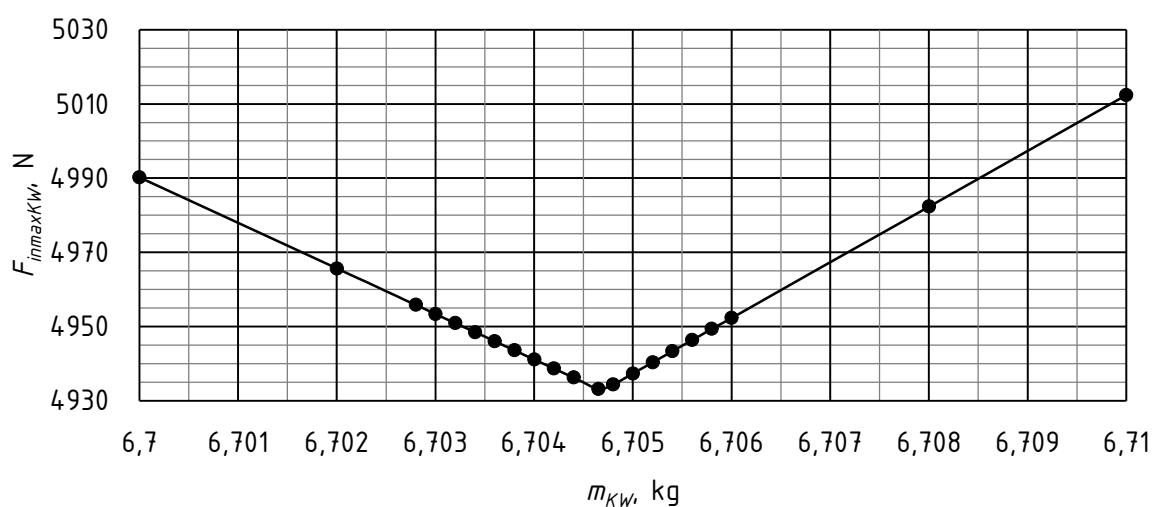
Zbog radikalno postavljenih cilindara na uravnoteženost sila na razini kućišta utječu i bočne sile klipova na košuljice pripadnih cilindara, zbog čega je potrebna veća vrijednost umnoška ekscentriciteta težišta i mase koljenastog vratila za postizanje optimalnog uravnoteženja. Ovisnost maksimalne inercijske sile na kućištu  $F_{inmaxg}$  o masi koljenastog vratila  $m_{kw}$  prikazana je na [Slika 55.]. Za dani ekscentricitet  $e_{kw}$  se dobiva minimalna inercijska sila za koljenasto vratilo mase 6897,32 g. S tim podatkom na umu izmijenjen je oblik protutraga kako bi se ostvario optimalni umnožak ekscentriciteta  $e_{kw}$  i mase koljenastog vratila  $m_{kw}$ , te je konačna verzija klipnog mehanizma običnog zvjezdastog motora prikazana na [Slika 56.].

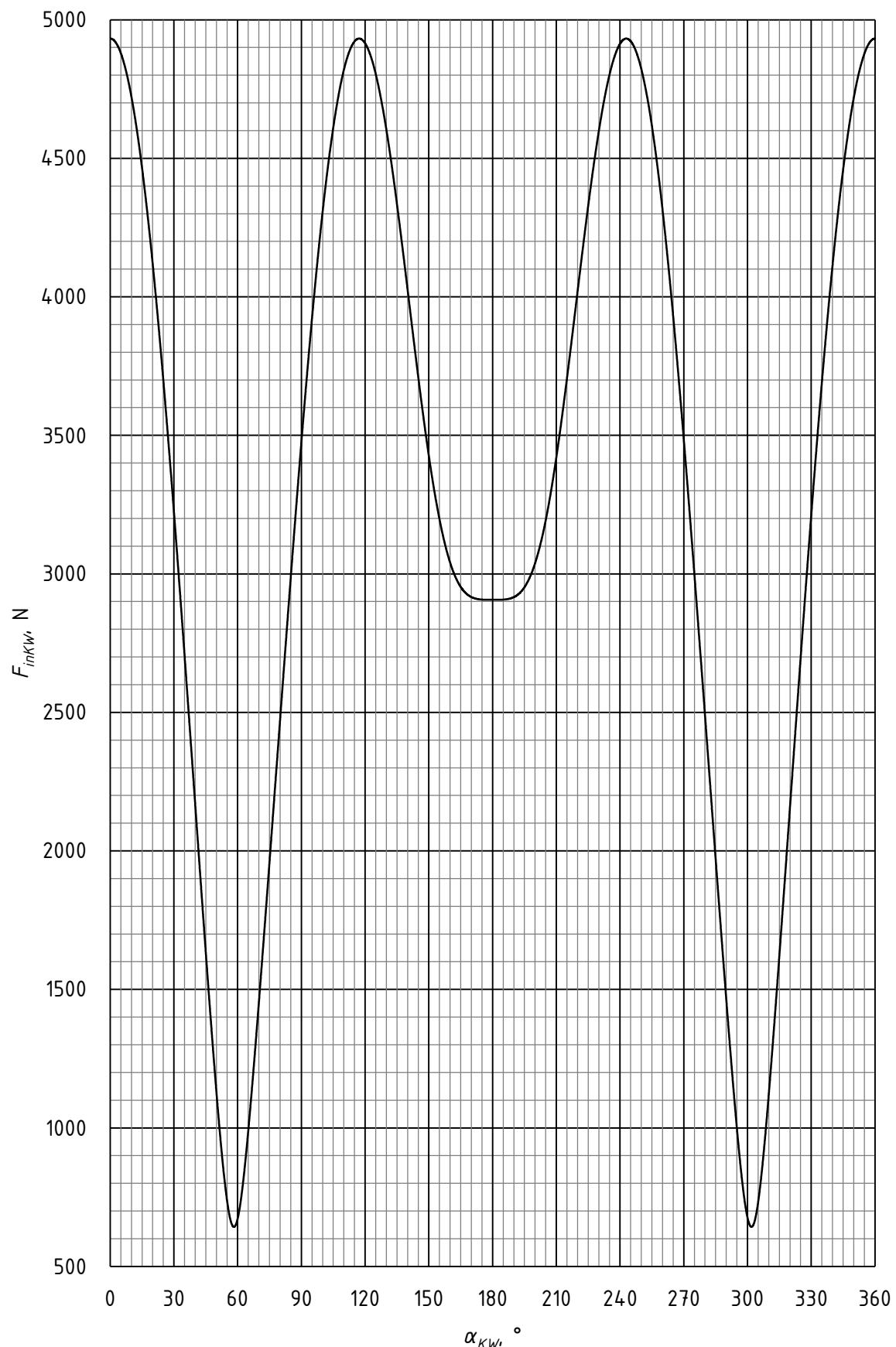


Slika 51. Kreiranje varijable modela u Adamsu

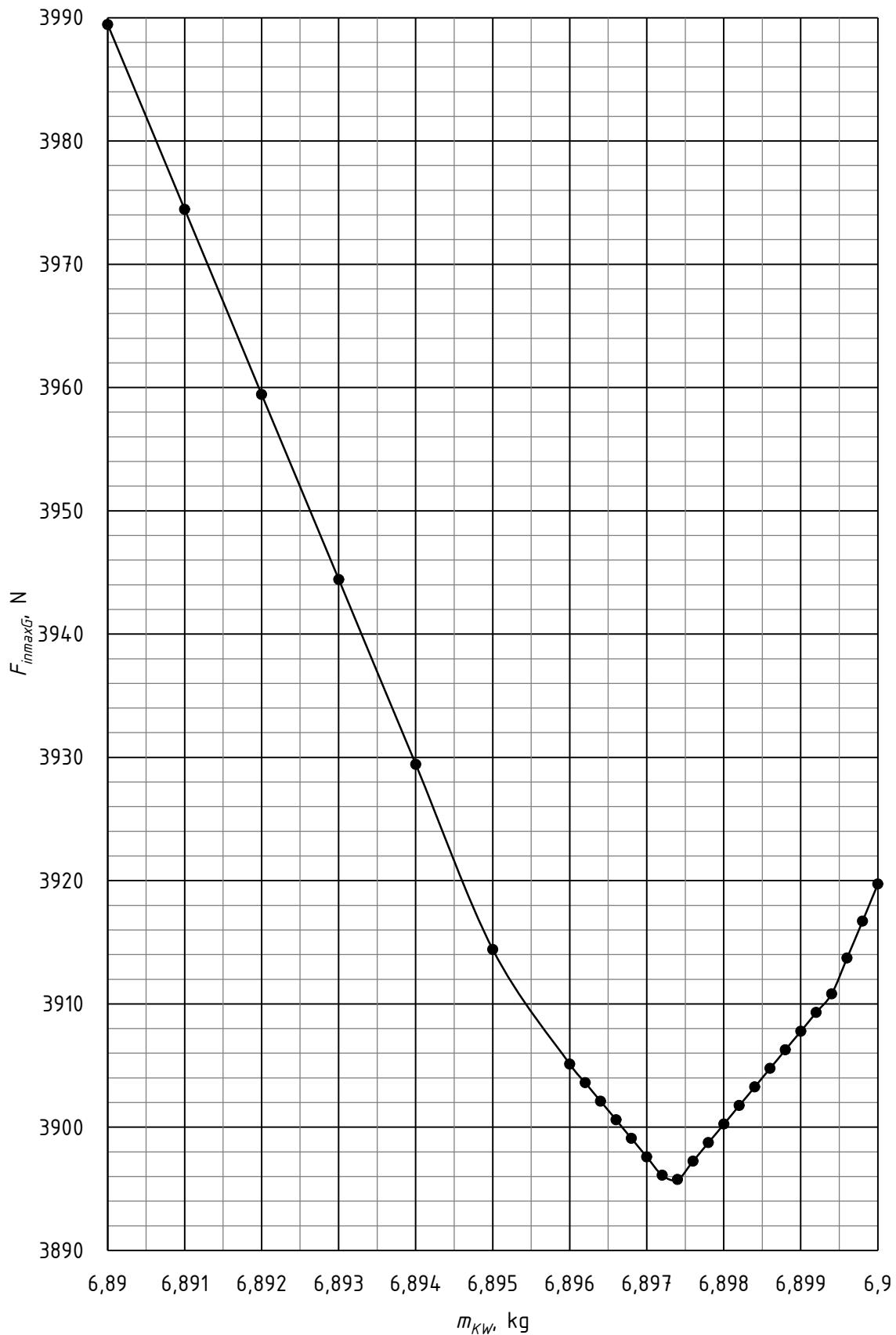


Slika 52. Evaluiranje modela u Adamsu

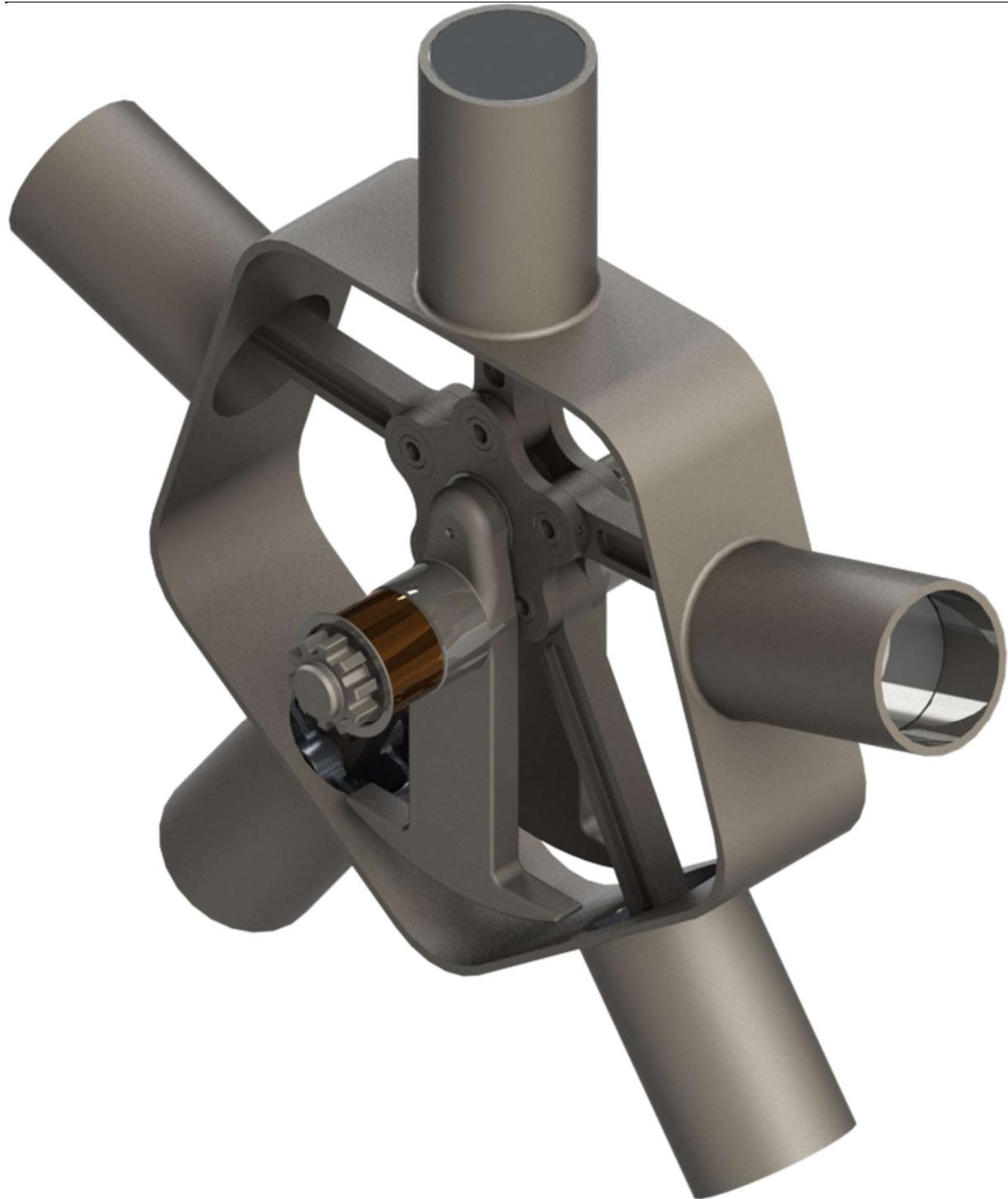
Slika 53. Ovisnost maksimalne inercijske sile na koljenastom vratilu  $F_{inmaxkw}$  o masi koljenastog vratila  $m_{kw}$  za konstantan  $e_{kw}$



Slika 54. Ovisnost inercijske sile na koljenastom vratilu  $F_{inertial}$  o kutu zakreća koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



Slika 55. Ovisnost maksimalne inercijske sile na kućištu  $F_{inmaxG}$  o masi koljenastog vratila  $m_{kw}$  za konstantan  $e_{kw}$



Slika 56. Model običnog zvjezdastog motora s optimalno uravnoteženim klipnim mehanizmom

Zatim su određene sile u malim i velikim glavama klipnjača, u ležaju letećeg rukavca, glavnim ležajevima koljenastog vratila i na kućištu za maksimalnu brzinu vrtnje koljenastog vratila  $n_{max}$ . 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.

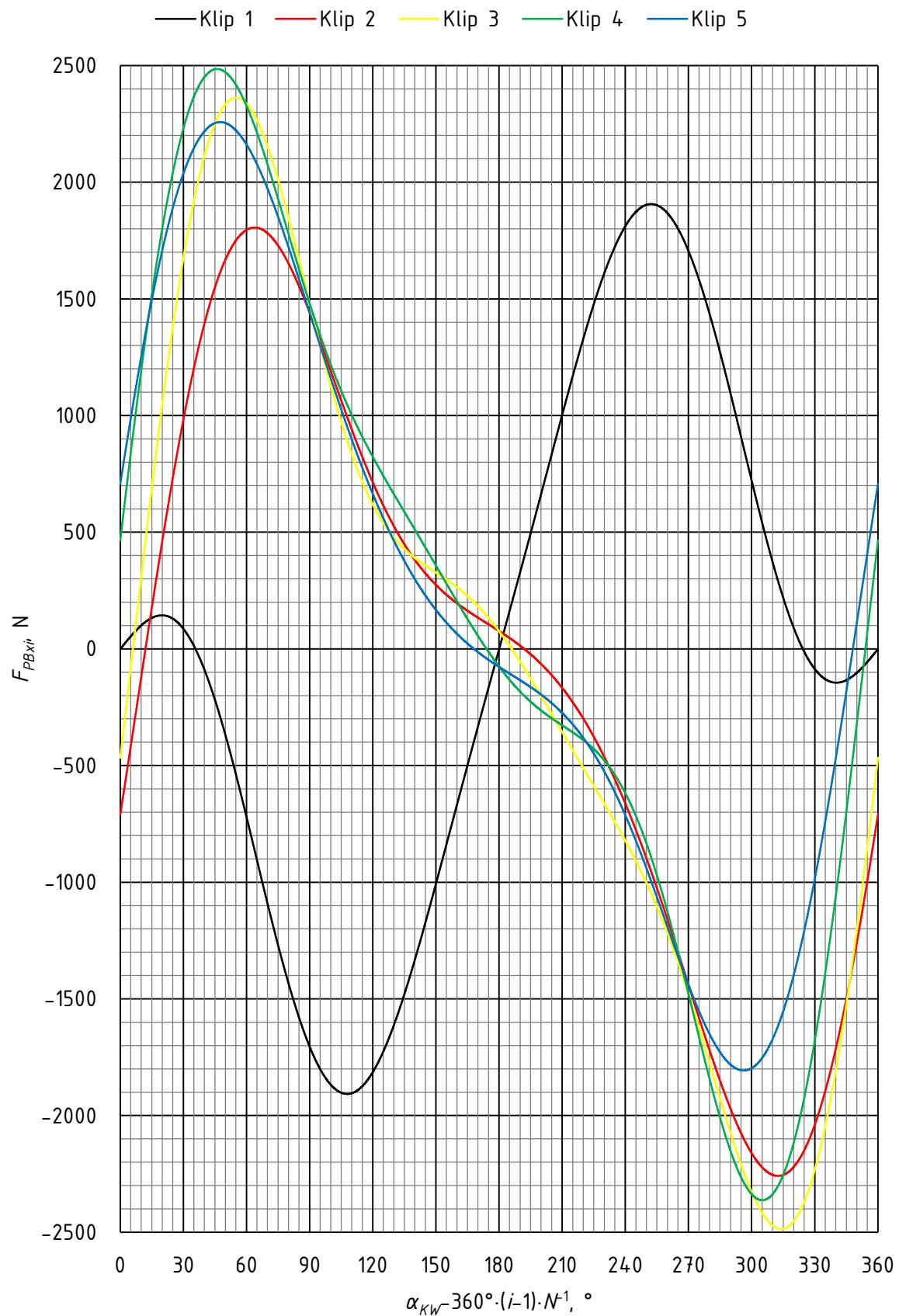
Na [Slika 57.] i [Slika 58.] prikazane su preklopljene krivulje komponenti sile u malim glavama klipnjača. Može se uočiti da je bočna sila  $F_{PBxi}$  na primarnu klipnjaču, a time i klip 1, suprotno usmjereni od ostalih bočnih sila  $F_{PByi}$ , što je posljedica djelovanja klipa 1 kao oslonca primarne klipnjače kojim je spriječen njen zakret uslijed tangencijalnih komponenti sile na prihvativa sekundarnih klipnjača. Za sekundarne klipnjače su bočne sile samo posljedica kutnog ubrzanja klipnjača. Oblik krivulja uzdužnih sila  $F_{PLyi}$  kvalitativno odgovara zrcaljenim krivuljama ubrzanja klipova po [Slika 29.]. Uočljivo je i da su male glave sekundarnih klipnjača opterećenije od male glave primarne klipnjače, te da postoji fazni pomak između krivulja uslijed nejednolikosti gibanja. Bočne sile na velikim glavama klipnjača  $F_{PLxi}$  najveće su za klipnjače pripadne klipovima 3 i 4 [Slika 59.], a uzdužne sile  $F_{PLyi}$  [Slika 60.] su očekivano suprotno usmjereni od uzdužnih sila u malim glavama  $F_{PBxi}$  i uvećane za inercije klipnjača.

Na [Slika 61.] i [Slika 62.] dan je numerički dokaz povoljnosti fiksiranja blazinice na letećem rukavcu – za kritični slučaj opterećenja isključivo inercijskim silama pri  $n_{max}$  najopterećenija točka na blazinici doživljava minimalne oscilacije opterećenja, što je povoljno u kontekstu zamorne čvrstoće materijala blazinice. Uočljivo je da je ležaj letećeg rukavca najopterećeniji na klipnom mehanizmu, što se poklapa s tvrdnjom iz [12] da je primarna klipnjača „usko grlo“ konstrukcije običnog zvjezdastog motora. Poprečna komponenta  $F_{Hx}$  je zanemariva u odnosu na uzdužnu komponentu  $F_{Hy}$ .

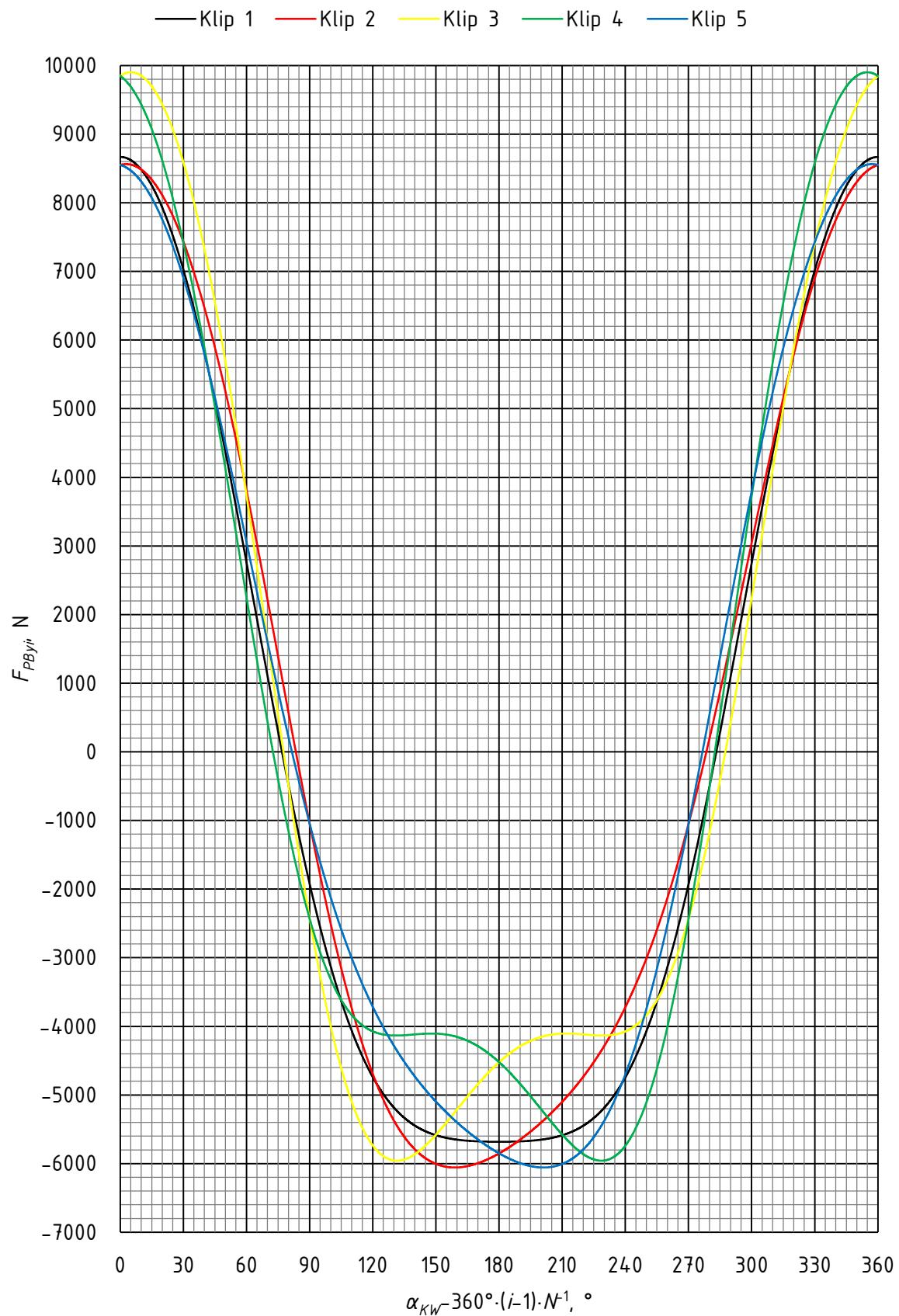
Zbog već opisanog povećanja protuutega uzdužne i poprečne sile na glavnim ležajevima koljenastog vratila  $F_{Hlx}$  i  $F_{Hly}$  ne postižu svoj minimum za danu konfiguraciju, kao što to pokazuju [Slika 63.] i [Slika 64.]. U odnosu na predviđenu maksimalnu silu na čelo klipa  $F_{Kmax}$  inercijske sile poprimaju razmjerno niske vrijednosti, te se može zaključiti da glavni ležajevi nisu osobito ugroženi.

Iz [Slika 65.] i [Slika 66.] se može zaključiti da je već prvi harmonik momenata na koljenastom vratilu  $T_{Kw}$  i kućištu  $T_g$  uslijed oscilatornog gibanja klipnjača neuravnotežen, dok bi za zvjezdasti motor s uniformnim gibanjem klipnjača trebali preostati neuravnoteženi tek elementi  $N$ -tog i višeg reda [1].

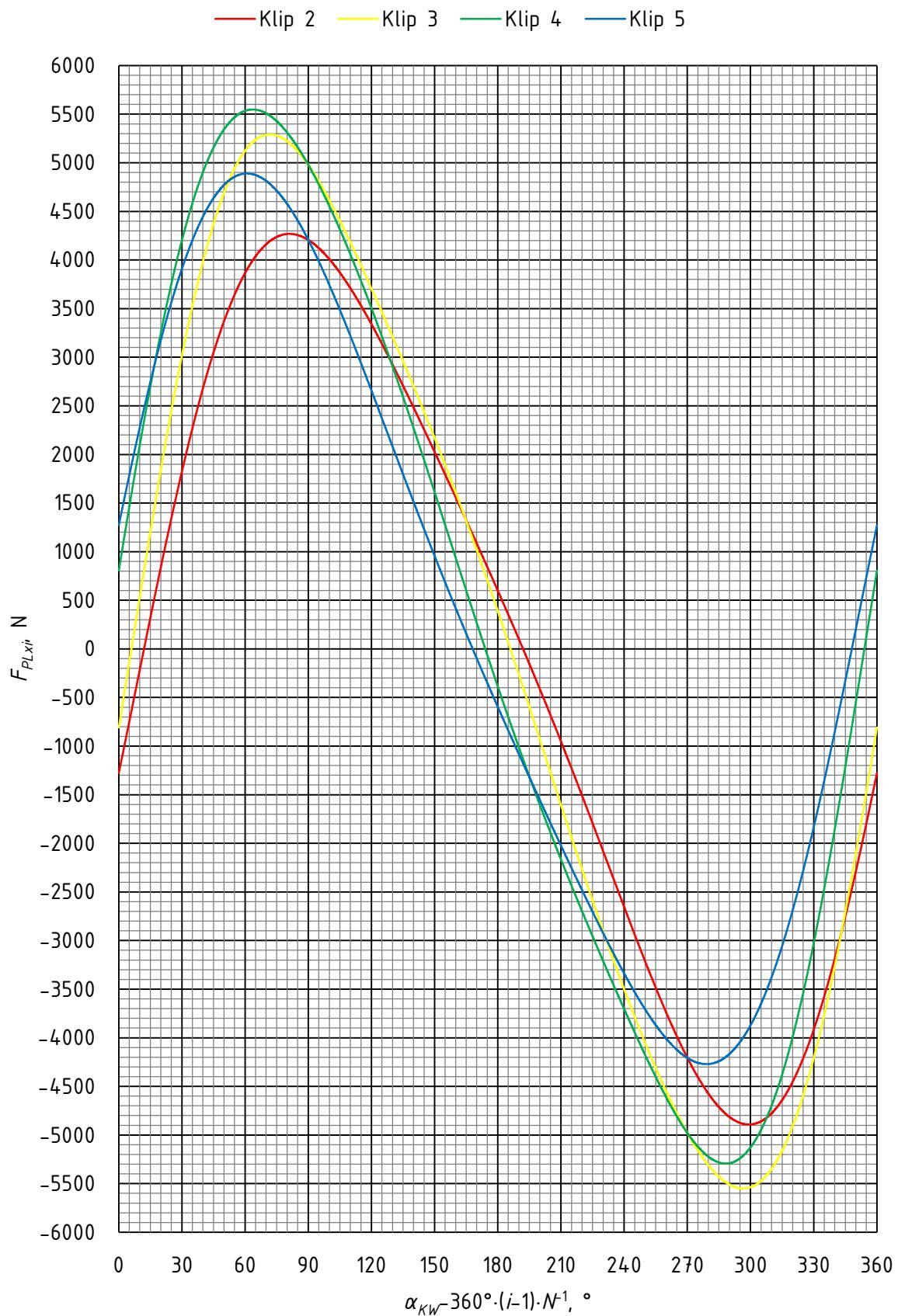
Optimiranjem mase protuutega ostvareno je najbolje postizivo uravnoteženje na razini kućišta [Slika 67.], [Slika 68.], ali preostali elementi II. i višeg reda još uvijek djeluju na kućište silom većom od 10% maksimalne sile na čelo klipa  $F_{Kmax}$ .



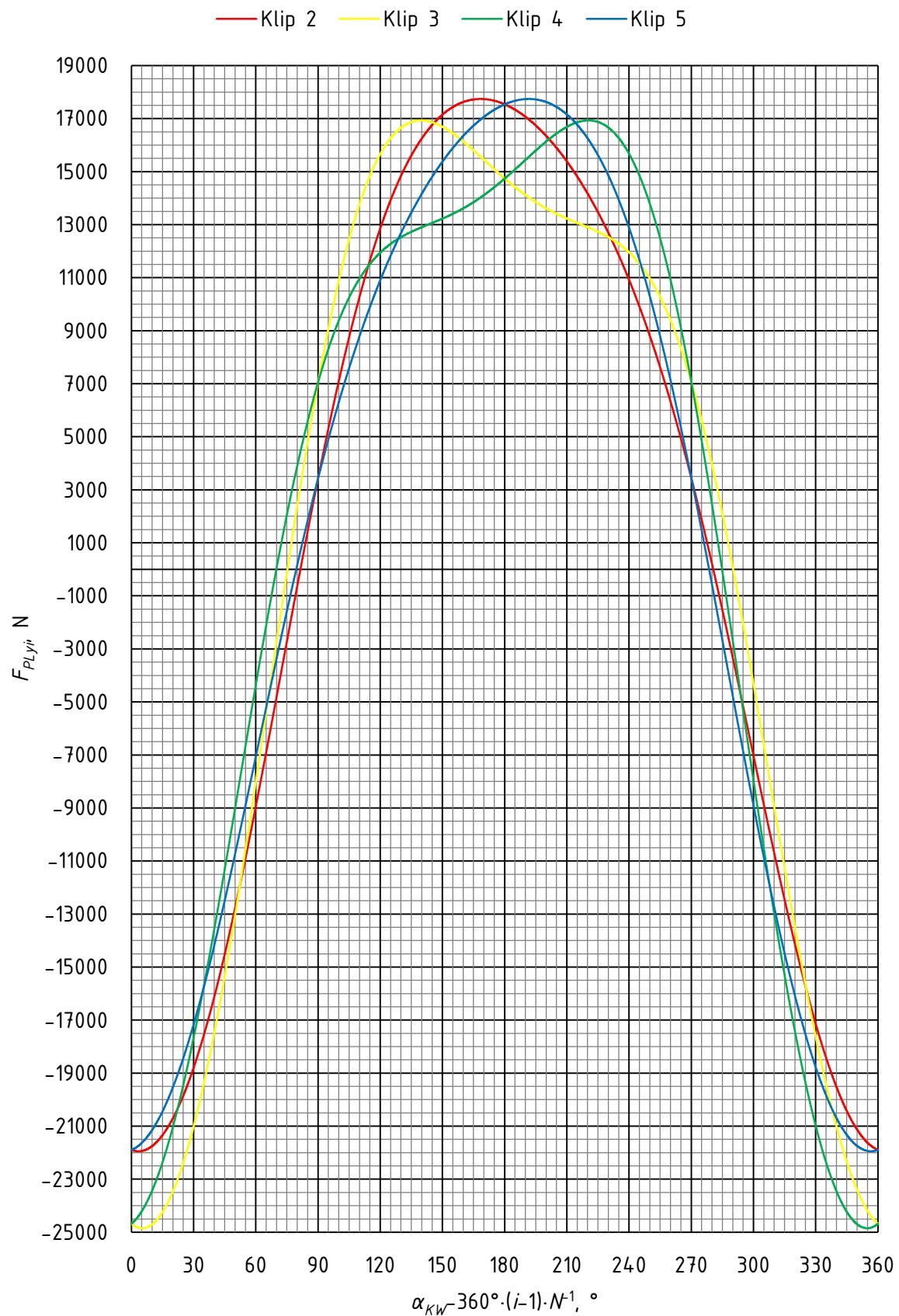
Slika 57. Preklopljene krivulje ovisnosti komponenti sila po  $x$ -osi u malim glavama klipnjača  $F_{PBxi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$



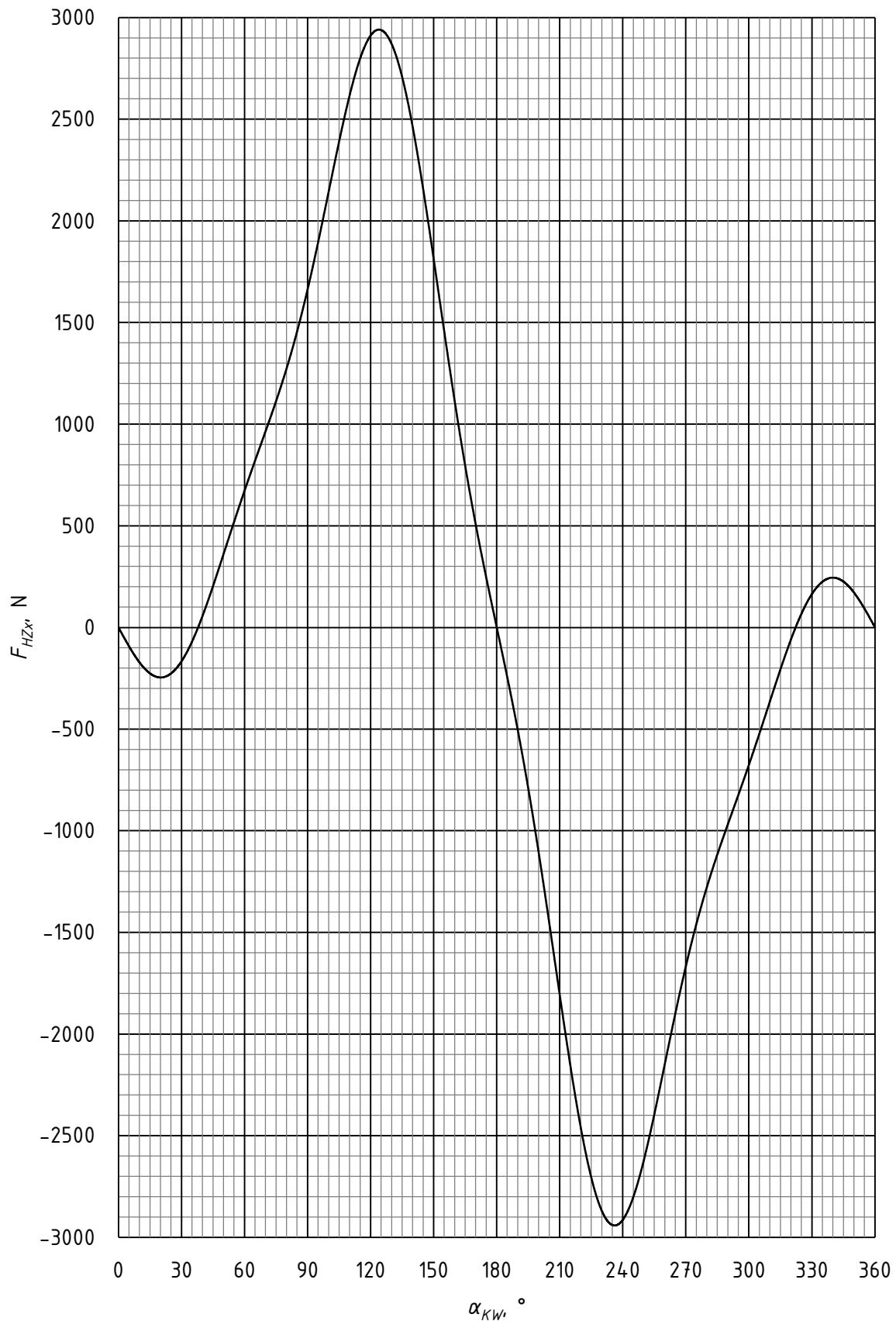
Slika 58. Preklopljene krivulje ovisnosti komponenti sila po  $y$ -osi u malim glavama klipnjača  $F_{PByi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$



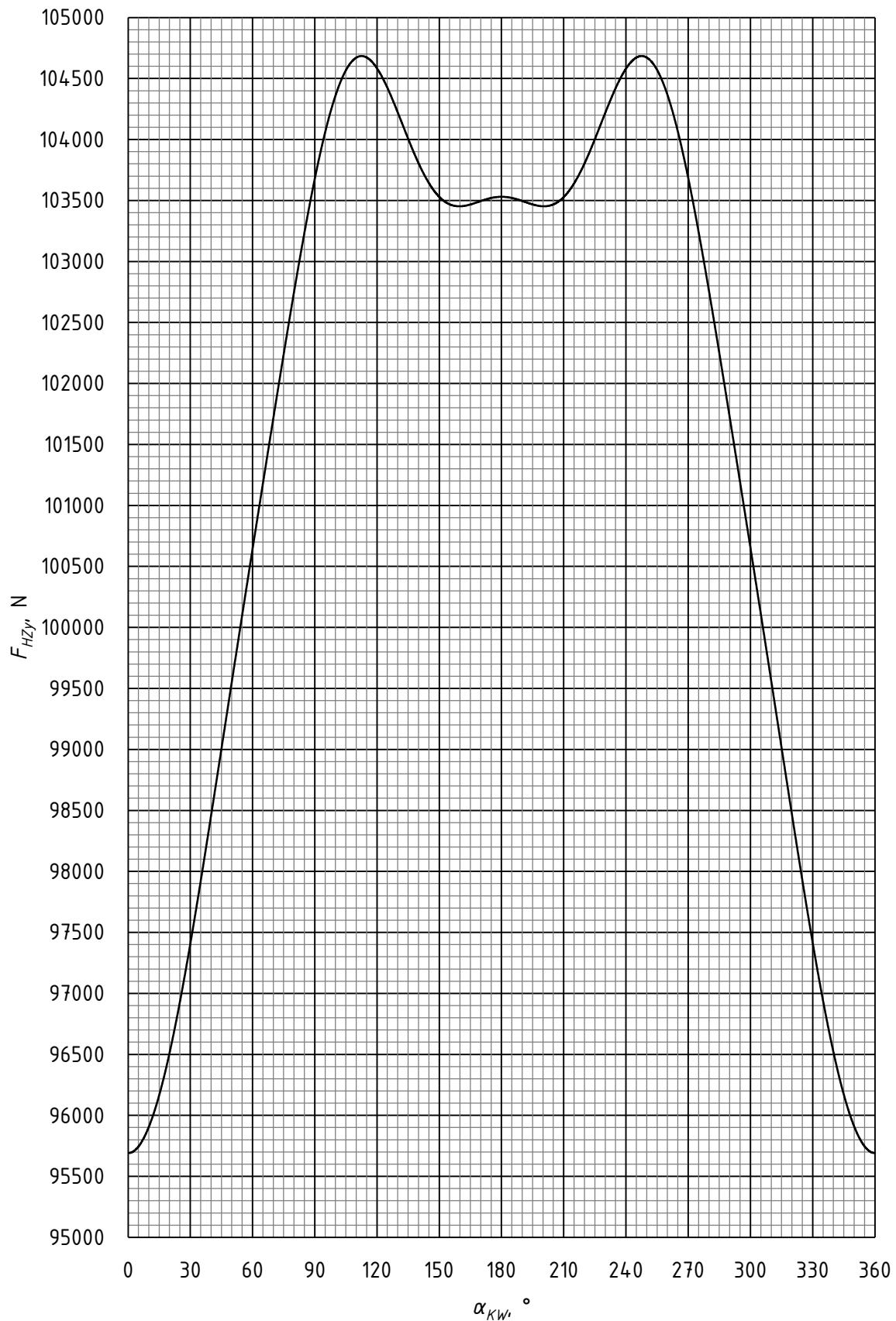
Slika 59. Prekopljene krivulje ovisnosti komponenti sile po x-osi u velikim glavama klipnjača  $F_{PLxi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



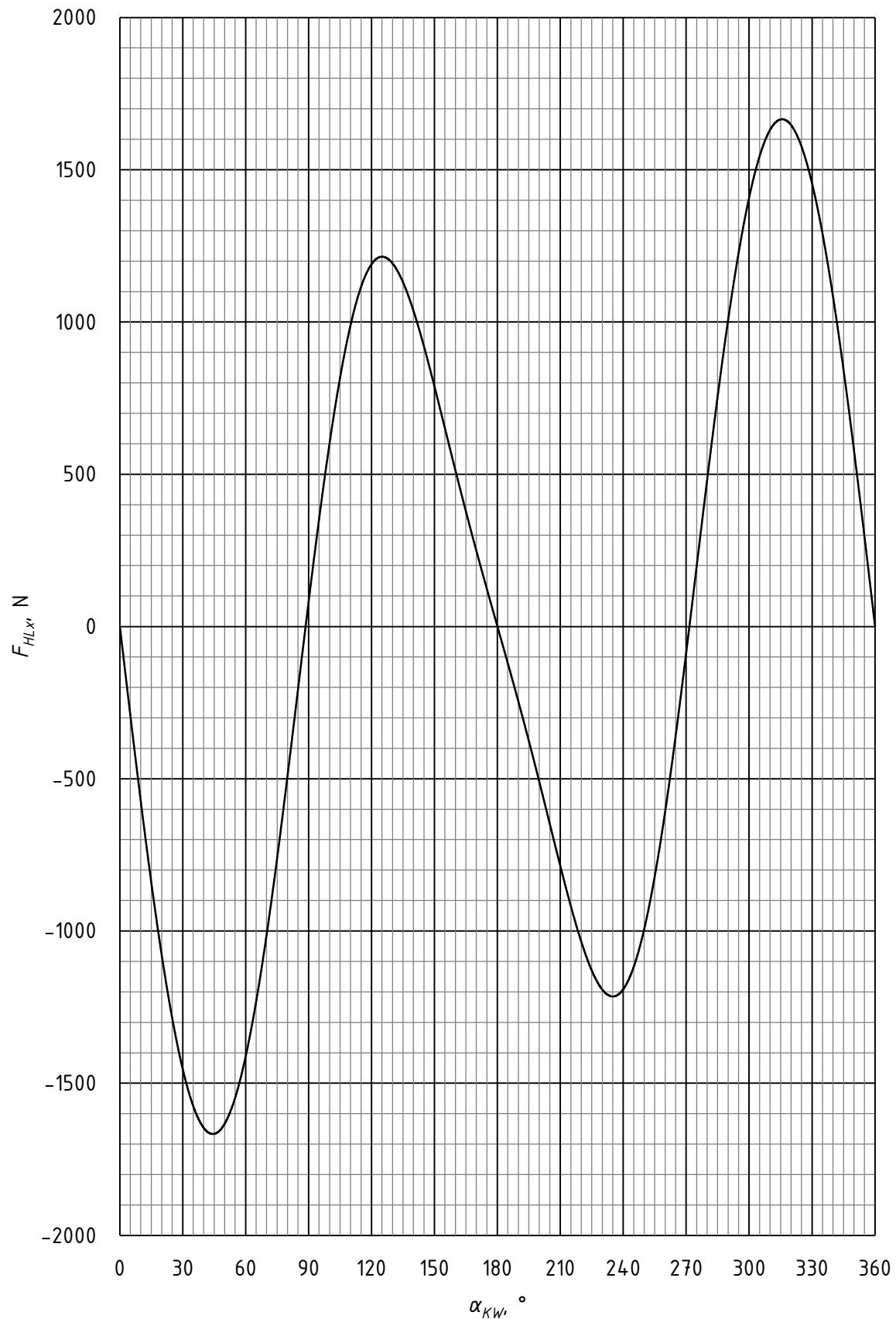
Slika 60. Prekopljene krivulje ovisnosti komponenti sile po  $y$ -osi u velikim glavama klipnjača  $F_{Pl,y}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



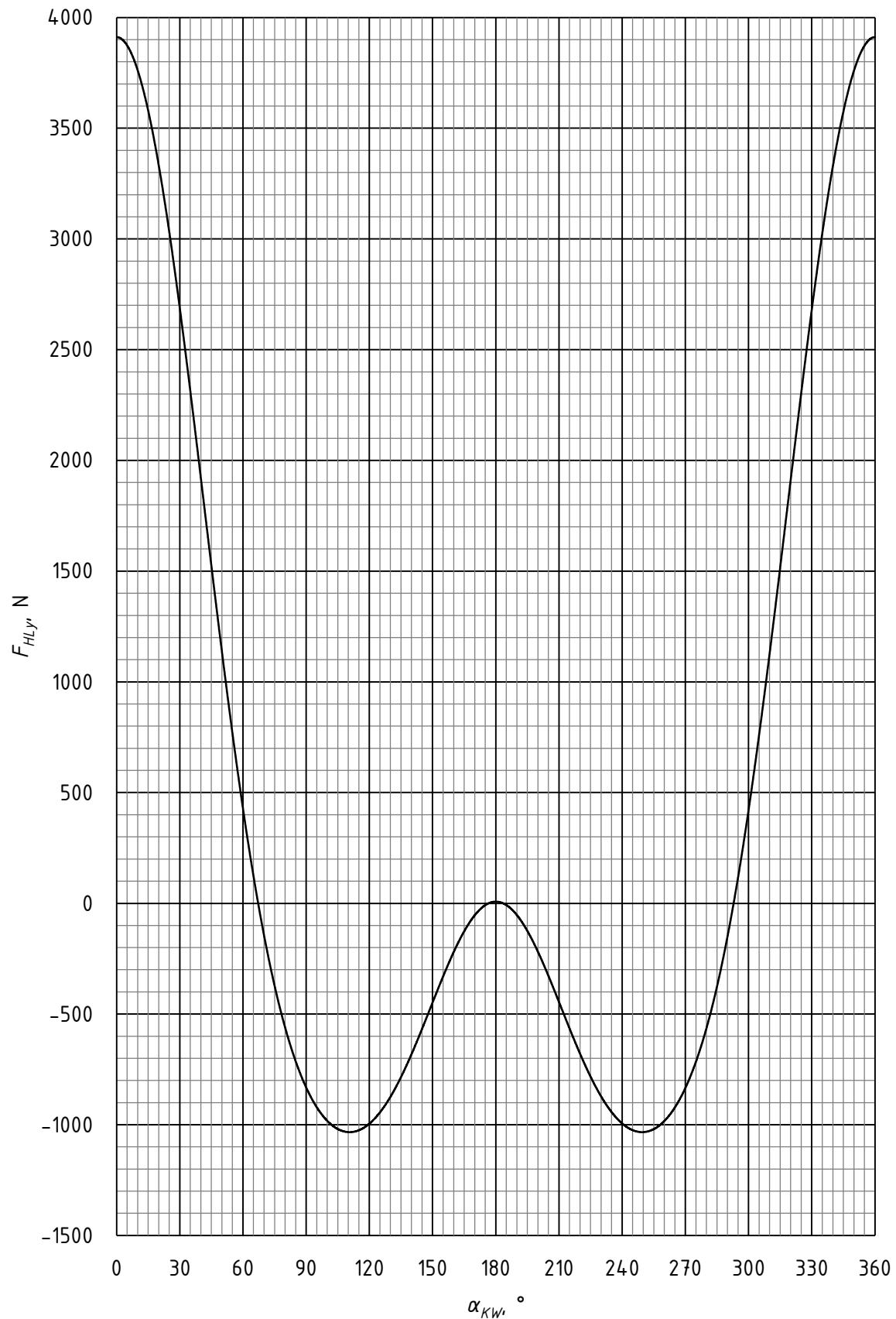
Slika 61. Krivulja ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po x-osi  $F_{Hzx}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$



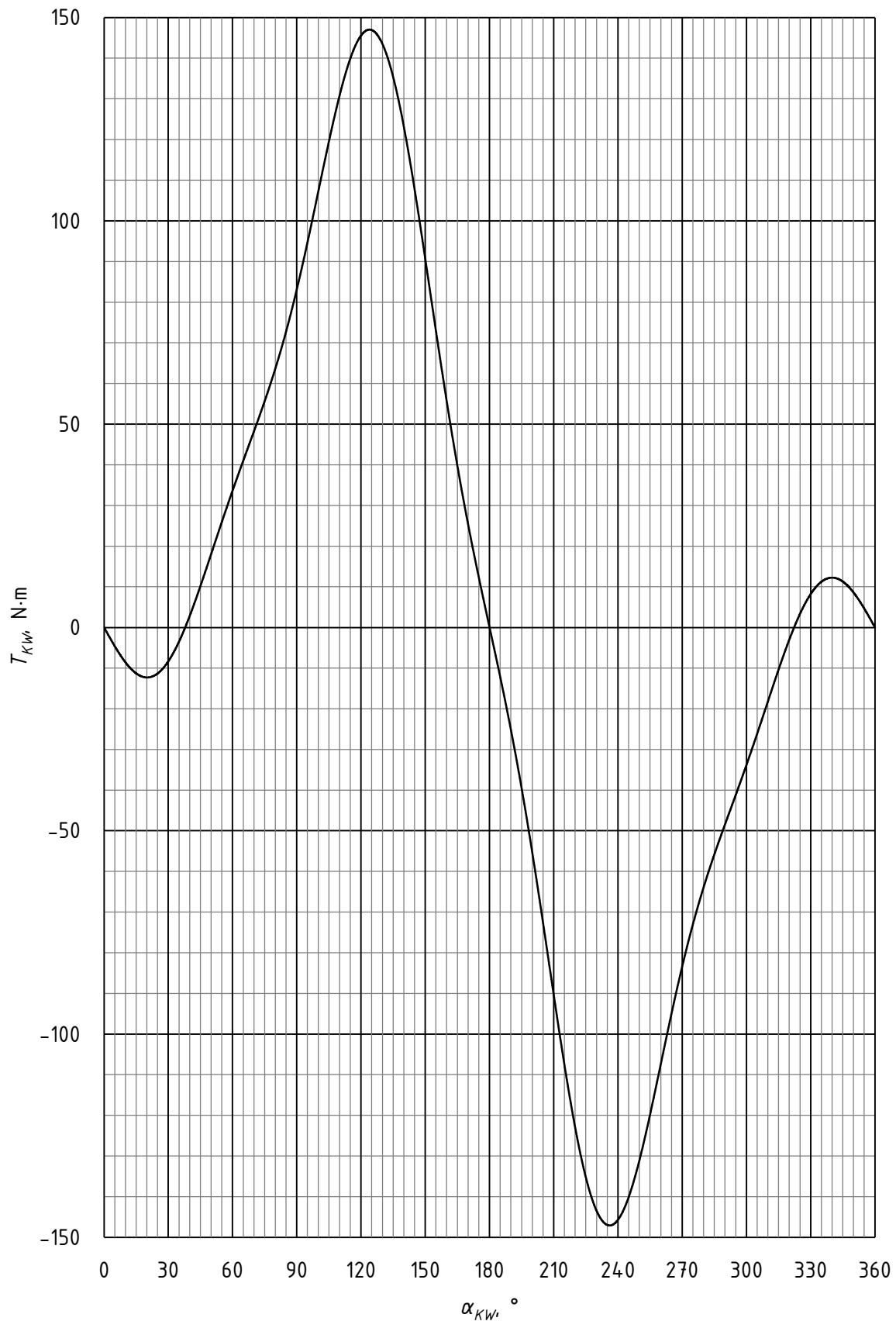
Slika 62. Krivulja ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po  $y$ -osi  $F_{Hzy}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$

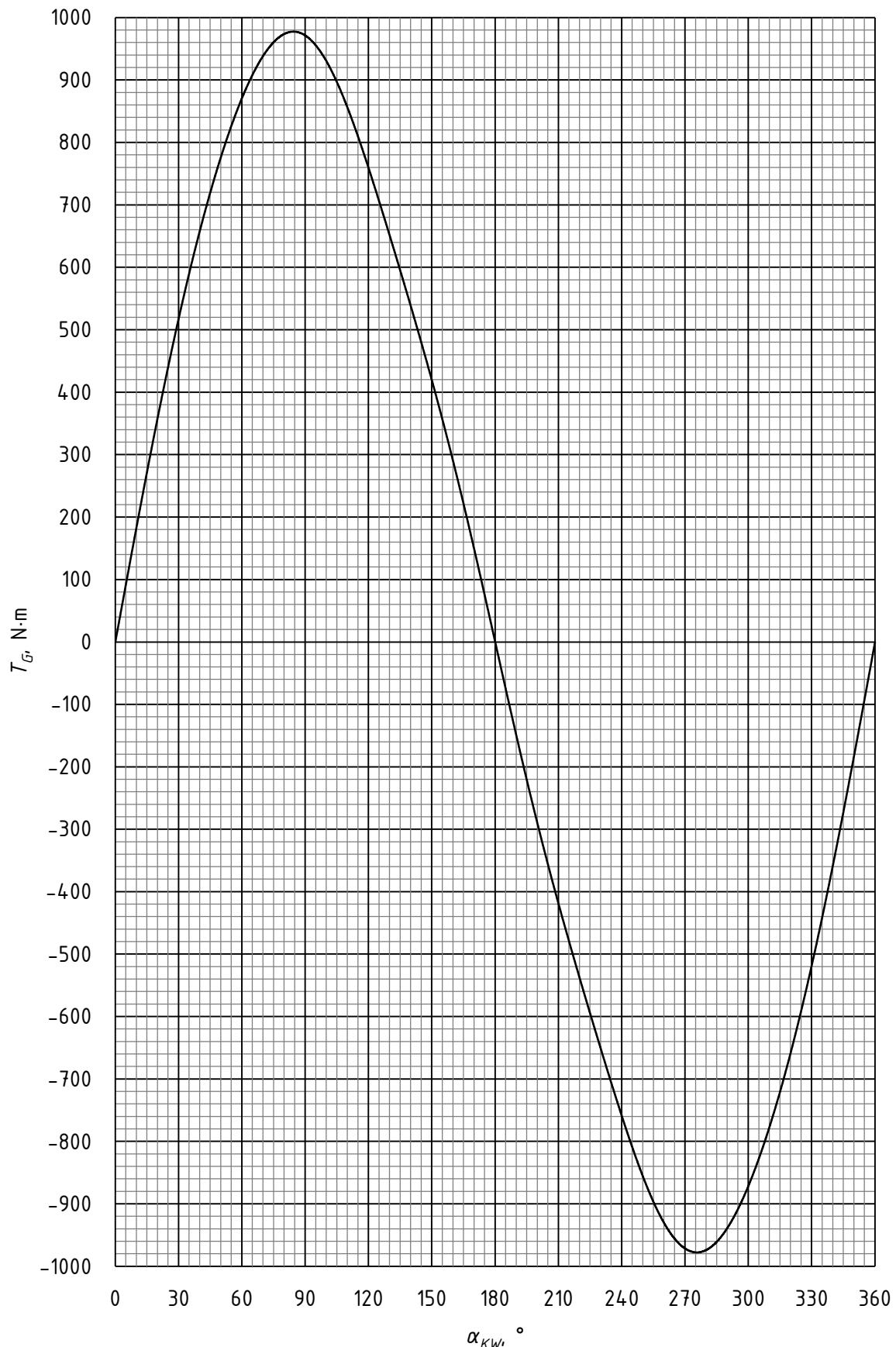


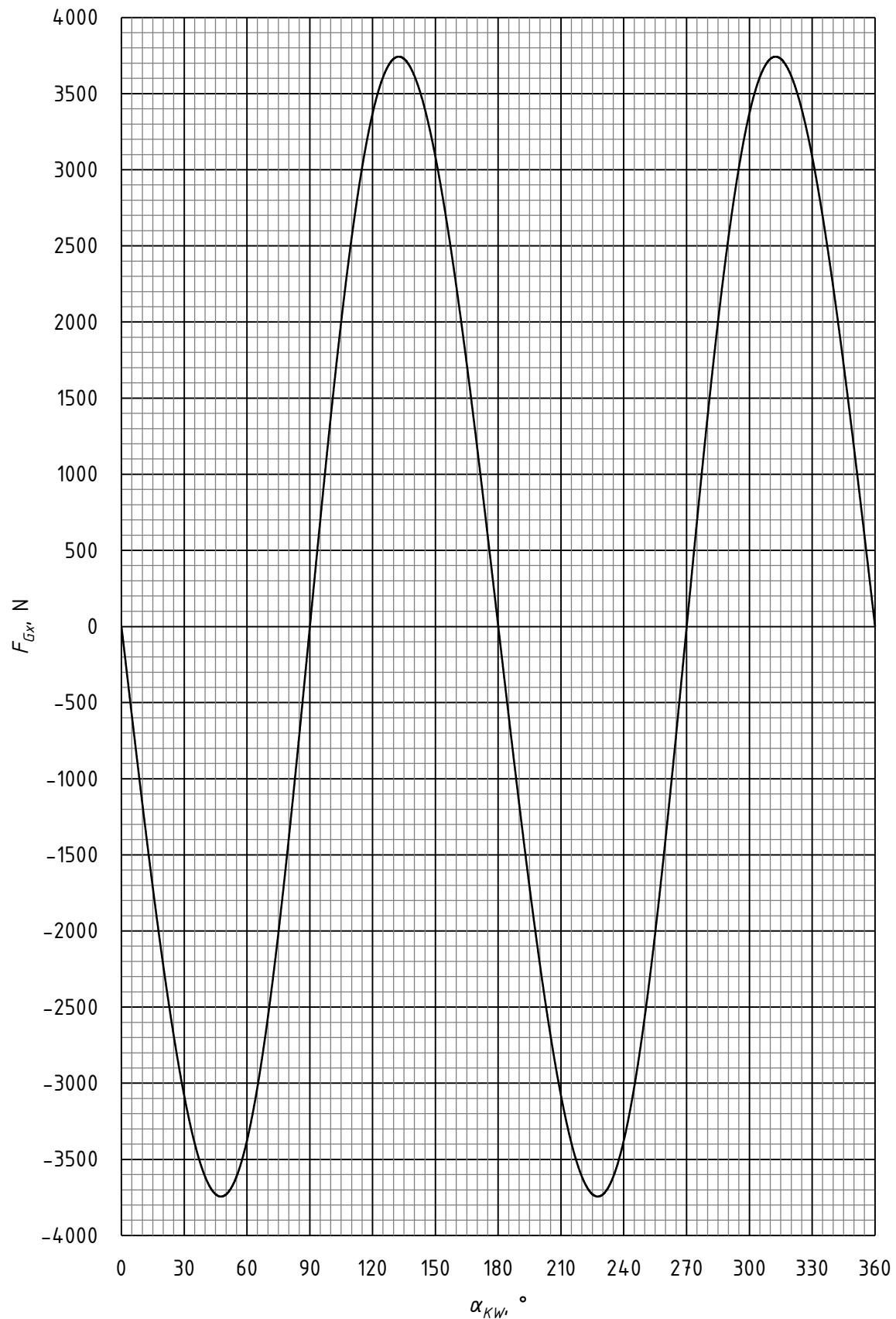
Slika 63. Krivulja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po x-osi  $F_{HLx}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$



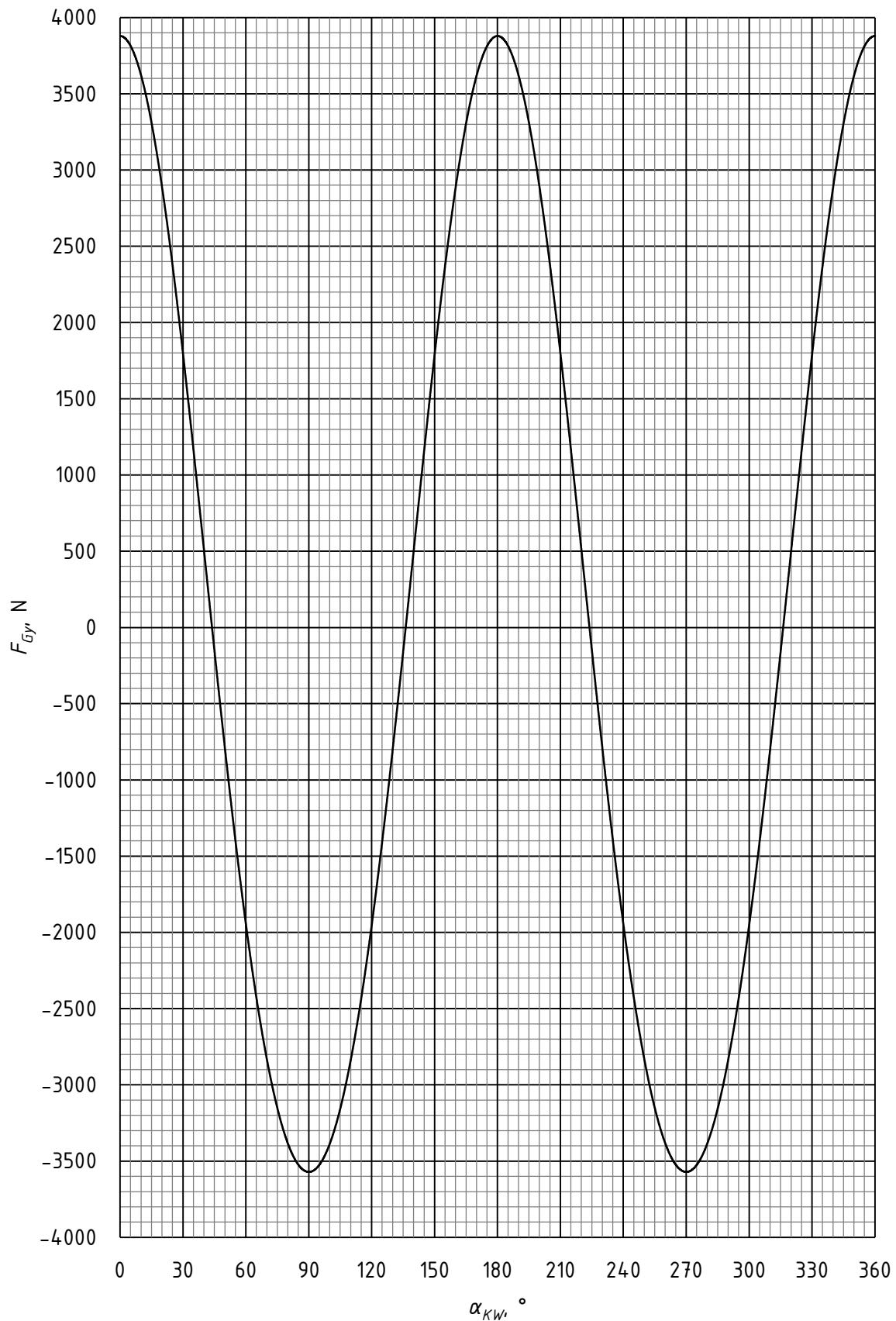
Slika 64. Krivulja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po  $y$ -osi  $F_{HLY}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$

Slika 65. Krivulja ovisnosti momenta na koljenastom vratilu  $T_{kw}$  o kutu zakreta koljenastog vratila $\alpha_{kw}$

Slika 66. Krivulja ovisnosti momenta na kućištu  $T_G$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{Kw}$



Slika 67. Krivulja ovisnosti komponente sile na kućištu po  $x$ -osi  $F_{Gx}$  o kutu zakretnog vratila  $\alpha_{Kw}$



Slika 68. Krivulja ovisnosti komponente sile na kućištu po  $y$ -osi  $F_{Gy}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$

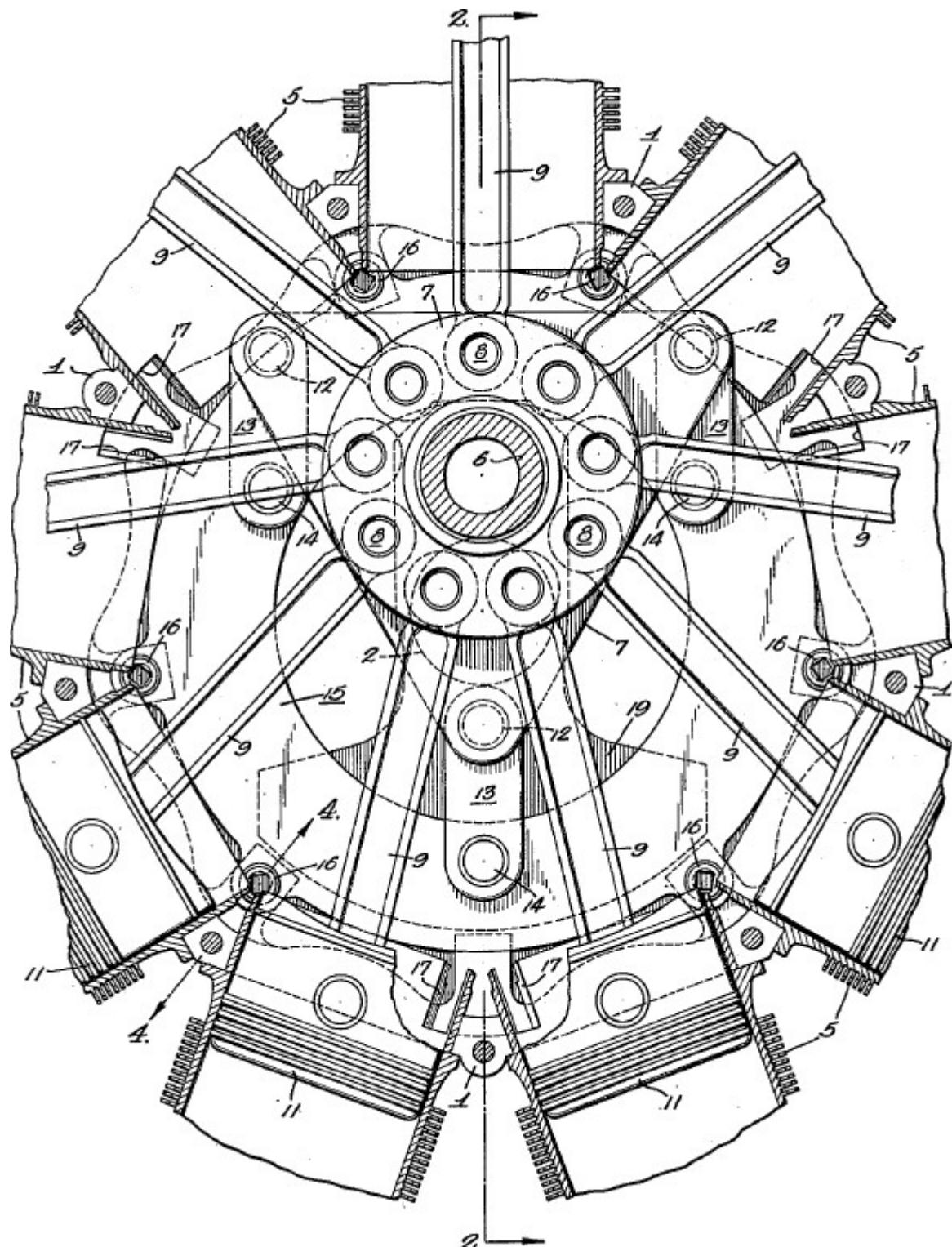
### **3. PREDLOŽENA RJEŠENJA ZA ELIMINACIJU NEUNIFORMNOSTI GIBANJA KLIPPOVA**

Kako bi se ublažila prethodno dokazana neuravnoteženost običnog zvjezdastog motora i eliminirali nedostatci vezani uz neuniformno gibanje klipova, kroz povijest je predložen niz konstrukcijskih rješenja. U ovome poglavlju dan je pregled rješenja za eliminaciju neuniformnosti gibanja klipova, razvrstanih u tri velike skupine. Opisana rješenja valja shvatiti kao predstavnike niza različitih rješenja s istom načelnom idejom, različitih konstrukcijskih detalja.

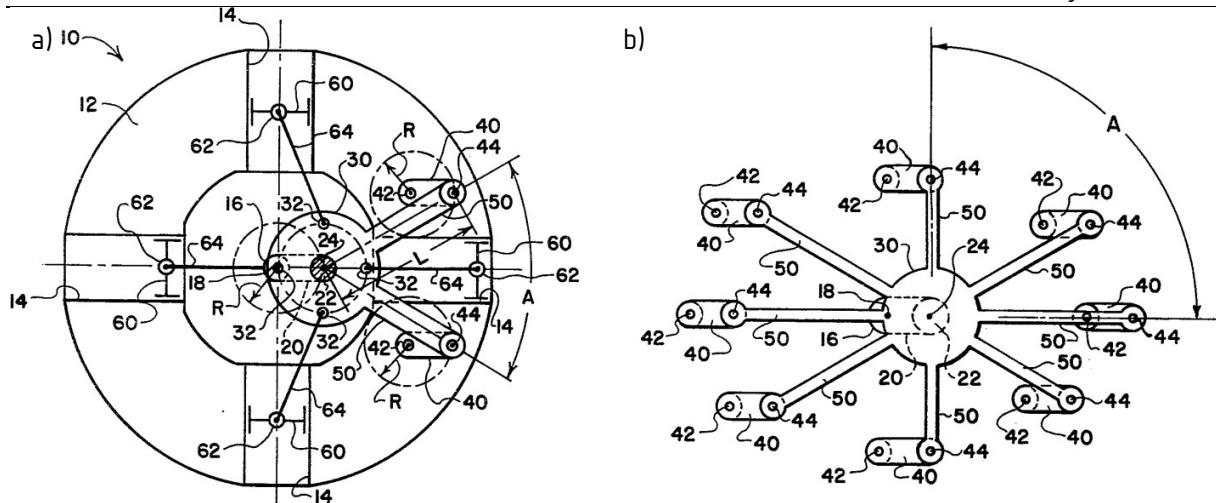
#### **3.1. Rješenja bazirana na (anti)paralelogramskim mehanizmima**

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

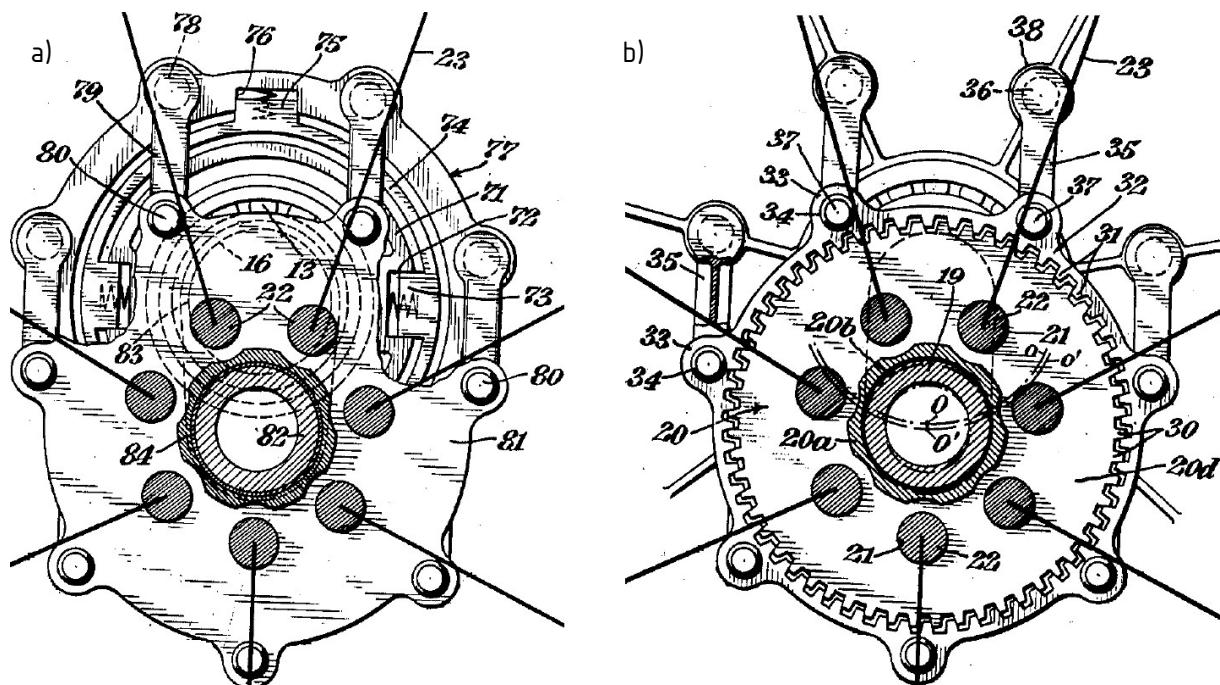
Dodatajni članovi postavljeni između kućišta i klipnog mehanizma imaju jednake brzine vrtnje iste orijentacije, tj. predstavljaju klasu paralelogramskih mehanizama. Kao ilustracija može poslužiti Sharpeovo rješenje [Slika 69.], koje predviđa povezivanje posebno oblikovanog prstena-nosača klipnjača (7) osovinicama (12) s pomoćnim ručicama (13). Za idealno krut mehanizam bez zračnosti je načelno dovoljna jedna ručica kojom bi se moment mogao prenijeti s prstena-nosača klipnjača na kućište. Broj ručica u predloženim rješenjima varira od jedne do broja jednakog broju cilindara [Slika 70.]. Međutim, za realne izvedbe dolazi do nezanemarivih deformacija komponenti pri radu, što uz nižu zračnost u manjim ležajevima pomoćne ručice od zračnosti u ležaju letećeg rukavca i glavnim ležajevima može rezultirati opterećenjem pomoćne ručice 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 ručicama, s obzirom na to da je na razini pojedine ručice zakret prstena-nosača klipnjače ekvivalentan njegovoj translaciji u ravnini. Dakle, potrebne su barem dvije pomoćne ručice i element koji ih povezuje, a na kojem se može intervenirati s ciljem osiguranja traženog gibanja. Prednost uporabe dvaju ručica je njihova statička određenost, dok broj ručica jednak broju cilindara ili njegovom djelitelju omogućuje ostvarivanje radikalne simetrije, a nudi i povećan broj potencijalnih vratila za slučaj potrebe grananja snage i eliminira točku invertiranja mehanizma. Na [Slika 71.] 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 69. Sharpeovo rješenje s tri ručice [40]

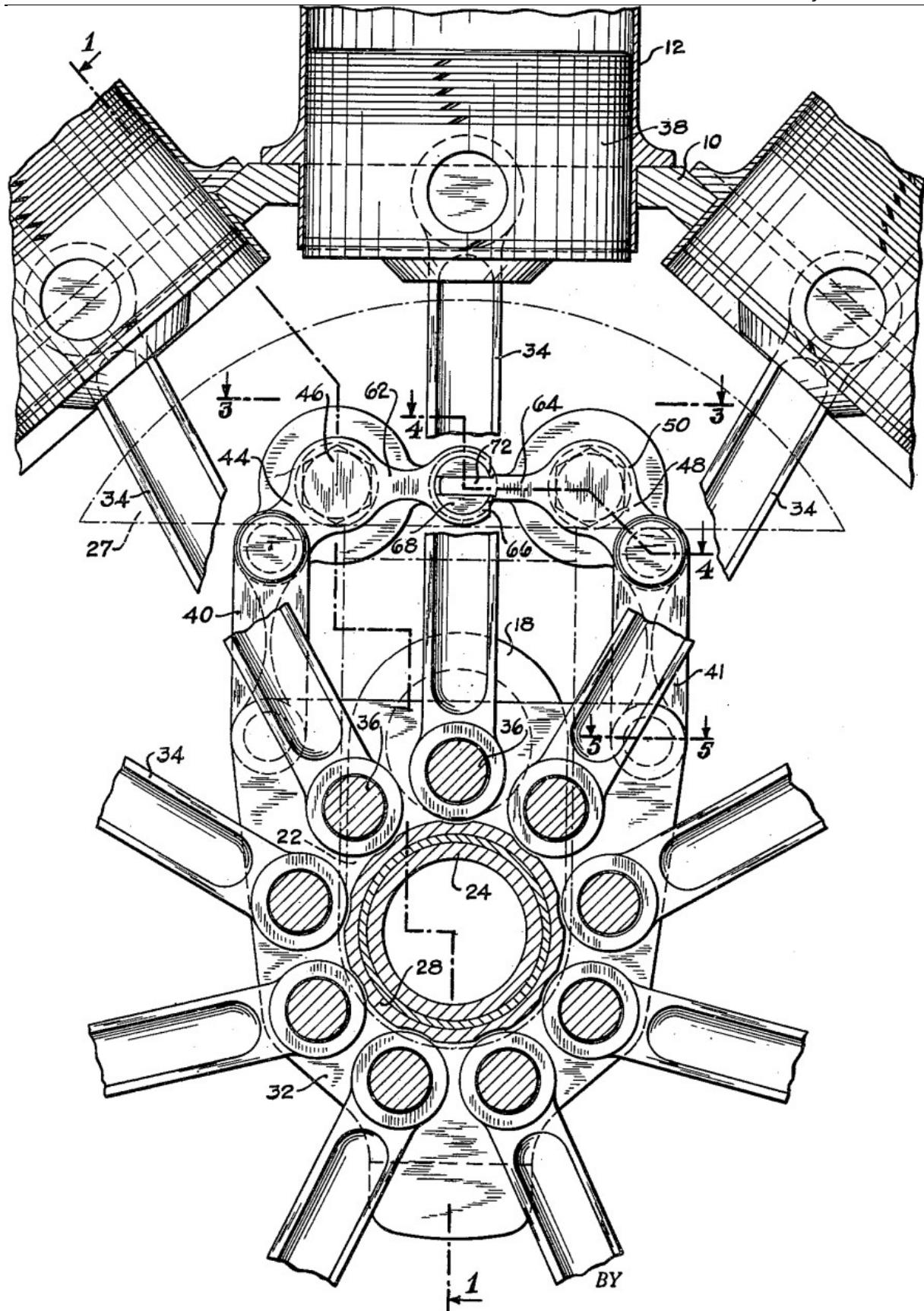


Slika 70. Varijante paralelogramskog rješenja s: a) dvije, b) osam ručica [41]

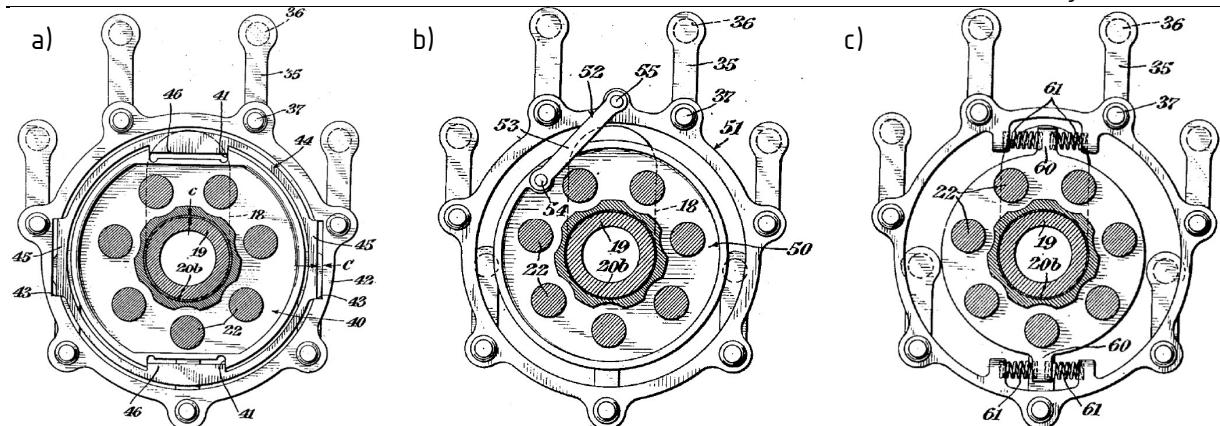


Slika 71. Kahnovi mehanizmi s povećanom podatljivošću: a) zračnost ostvarena na strani kućišta, b) zračnost ostvarena na strani prstena-nosača klipnjača [42]

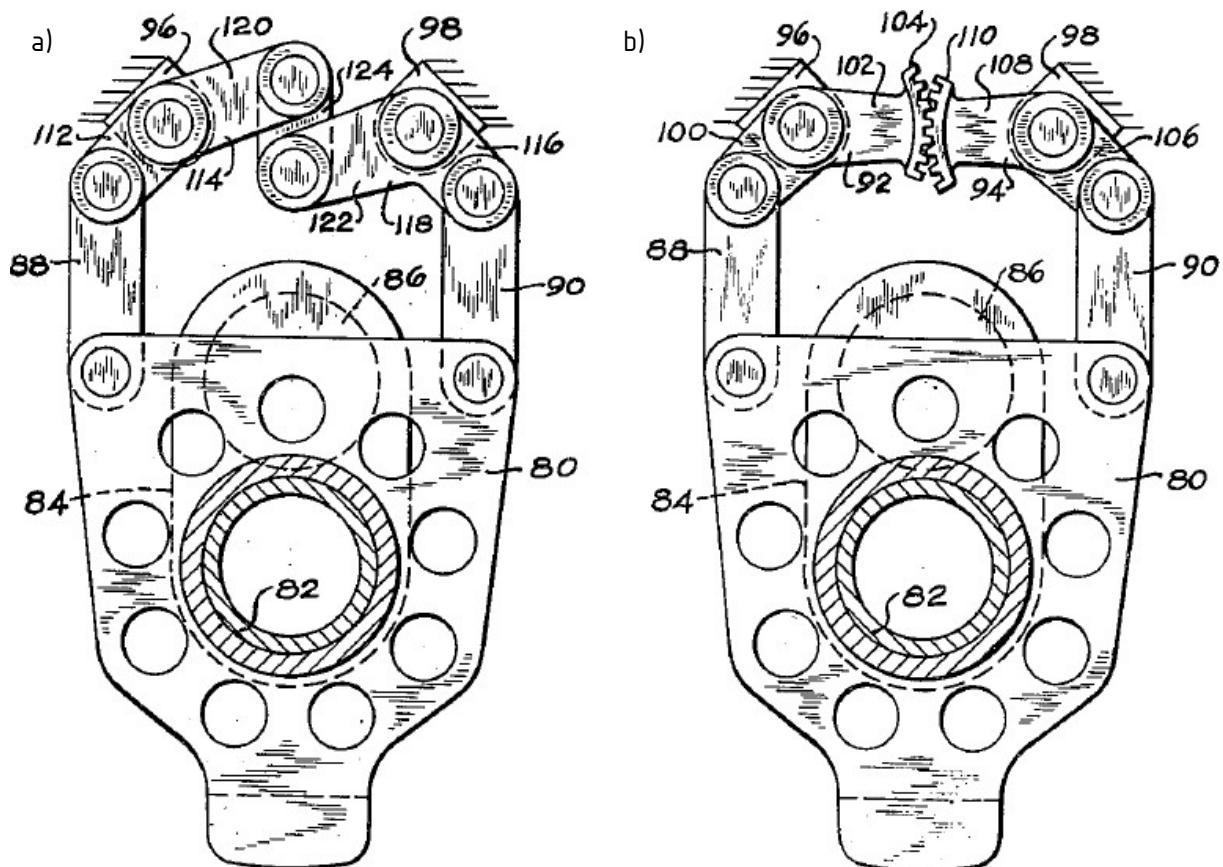
Slično rješenje predlaže i Moore [Slika 72.], montiranjem pomoćnih ručica na dodatne članove povezane zglobom, kojim se omogućuje promjena vršnog kuta između pomoćnih ručica, a time i efektivna udaljenost između osi pomoćne ručice i prstena-nosača klipnjača. Tako je eliminirana osjetljivost mehanizma na zračnosti u ležajevima i trošenje blazinica. Na [Slika 73.] i [Slika 74.] 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 ručica s prstenom-nosačem poput krutog tijela, dok se istovremeno blokira njihov zakret, ostvareno je zračnostima u radijalnim utorima.



Slika 72. Mooreovo rješenje za povećanje podatljivosti [43]



Slika 73. Varijante Kahnovog mehanizma za povećanje podatljivosti: a) s radijalnim utorima, b) s polugom i c) s oprugama [42]

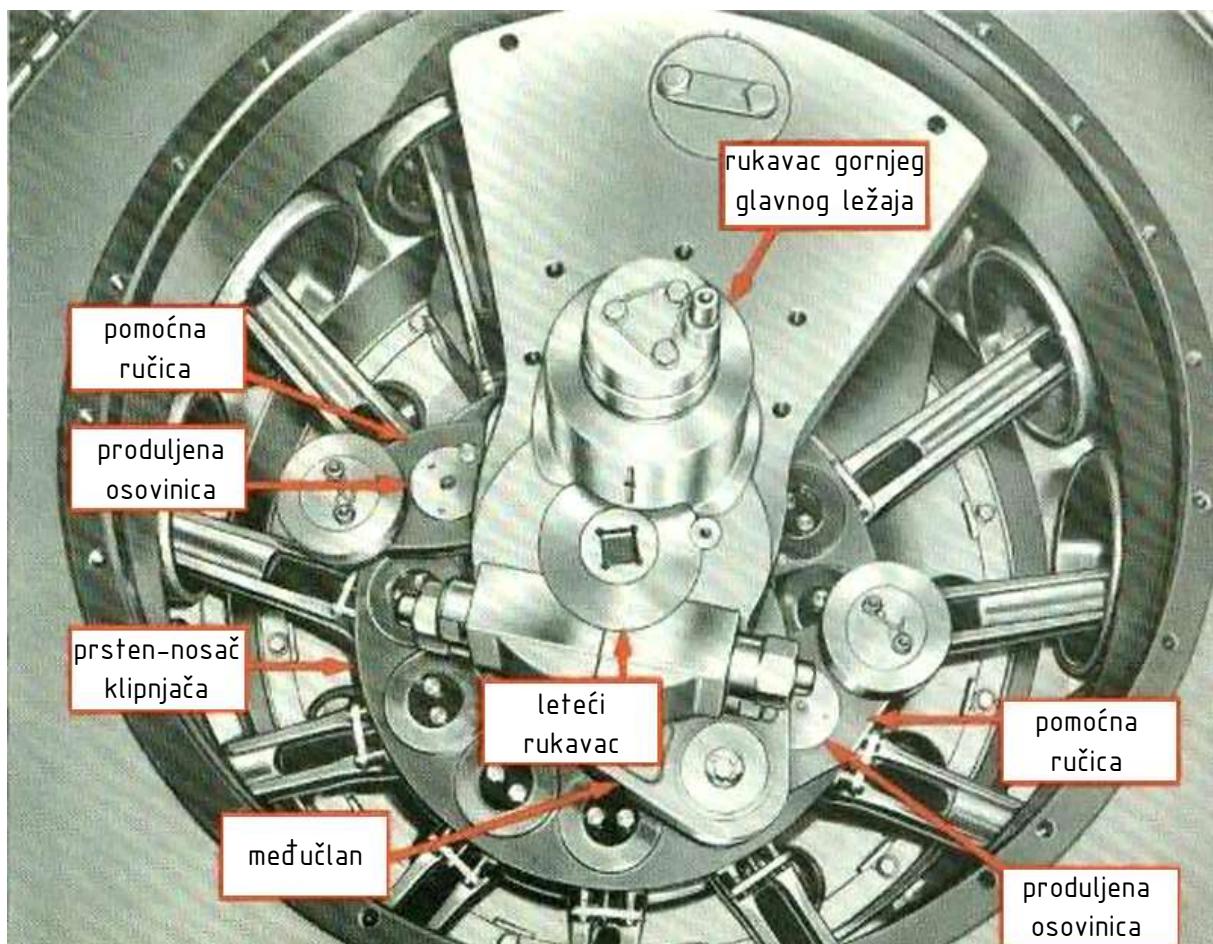


Slika 74. Varijante Mooreovog rješenja za povećanje podatljivosti: a) s međučlanom, b) s ozubljenjem [43]

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 ekscentriteta  $e_{kw}$ , 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 orientacije, tj. predstavljaju klasu antiparalelogramskih mehanizama. Jedini elementi klipnog mehanizma za koje općenito vrijedi navedeni odnos brzina vrtnje su klipnjače razmaknute za  $180^\circ$ , zbog čega antiparalelogramска rješenja nisu primjenjiva za četverotaktne motore s jednolikim razmacima paljenja. Na [Slika 75.] prikazano je Bohnovo 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 uravnoveženje mehanizma, s obzirom na to da osovinice moraju biti fiksirane u velikim glavama kako bi se moglo ostvariti traženo gibanje pomoćnih ručica. Također treba uzeti u obzir i veće bočne sile na klipovima tako odabralih klipnjača.



Slika 75. Bohnov antiparalelogramski mehanizam [44]

### 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 sekundarnu 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 unutarnjim 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),  $n_p$  brzinu vrtnje  $i$ -tog pomoćnog planetarnog zupčanika,  $n_r$  brzinu vrtnje prstena-nosača klipnjača,  $n_u$  brzinu vrtnje sunčanog zupčanika s unutarnjim ozubljenjem,  $n_v$  brzinu vrtnje sunčanog zupčanika s vanjskim ozubljenjem,  $z_p$  broj zubi  $i$ -tog pomoćnog planetarnog zupčanika,  $z_r$  broj zubi prstena-nosača klipnjača,  $z_u$  broj zubi sunčanog zupčanika s unutarnjim ozubljenjem, te  $z_v$  označava broj zubi sunčanog zupčanika s vanjskim ozubljenjem.

Za 1U prijenosnik iz [Tablica 5.] proizlazi da bi za mirujući sunčani zupčanik i orbitirajući prsten-nosač klipnjača moralo vrijediti:

$$z_u = z_r \quad (64)$$

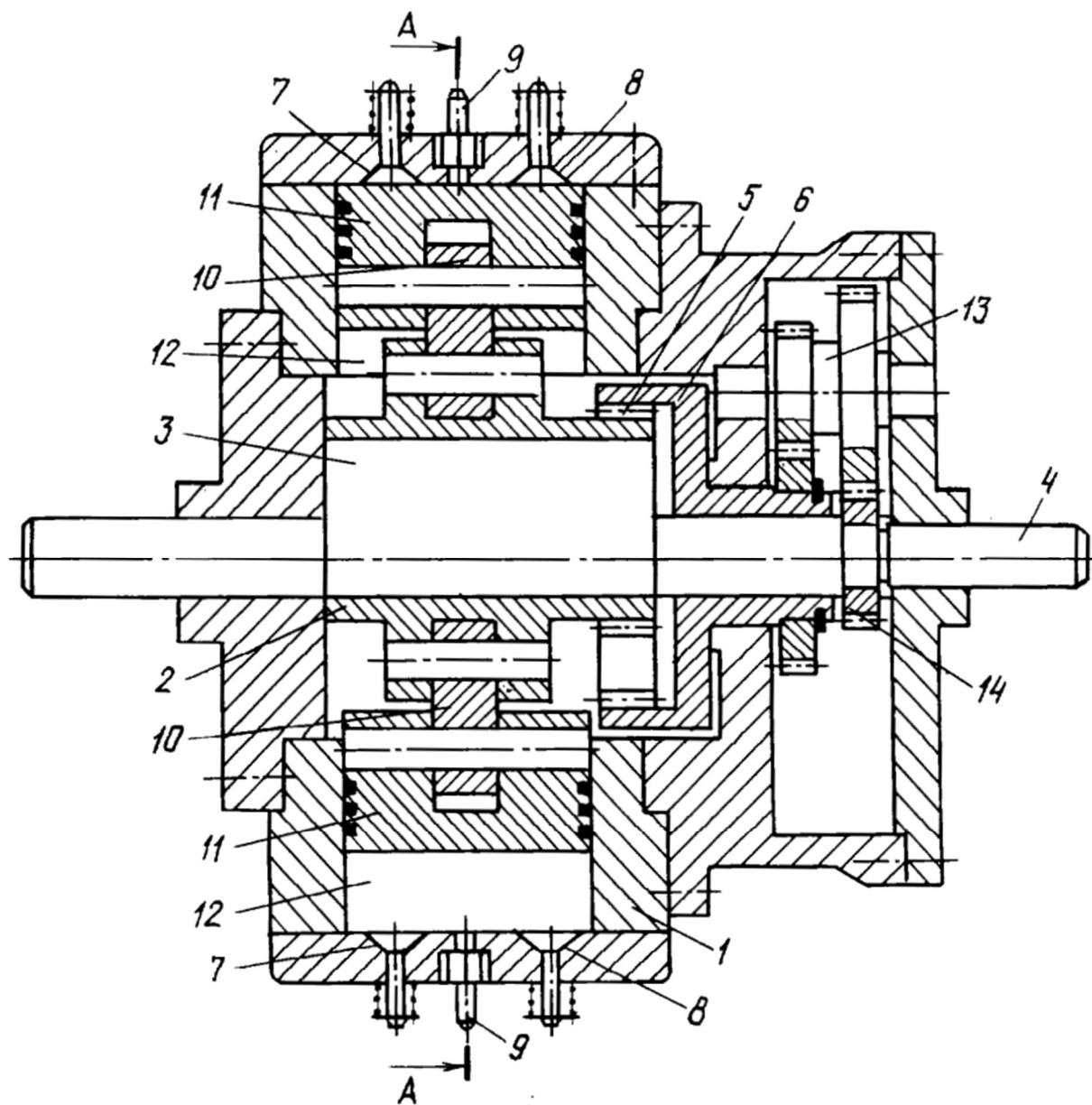
što nije izvedivo za nominalni hod  $H$  različit od nule. Dakle, potrebno je osigurati brzinu vrtnje sunčanog zupčanika  $n_u$  jednaku:

$$n_u = n_{kw} \left( 1 - \frac{z_r}{z_u} \right). \quad (65)$$

Tablica 5. 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 76.]. 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 76. Rješenje s 1U prijenosnikom [45]

Za 1V prijenosnik iz [Tablica 6.] proizlazi da bi za mirujući sunčani zupčanik i orbitirajući prstenosnoč klipnjača moralo vrijediti:

$$z_V = -z_R \quad (66)$$

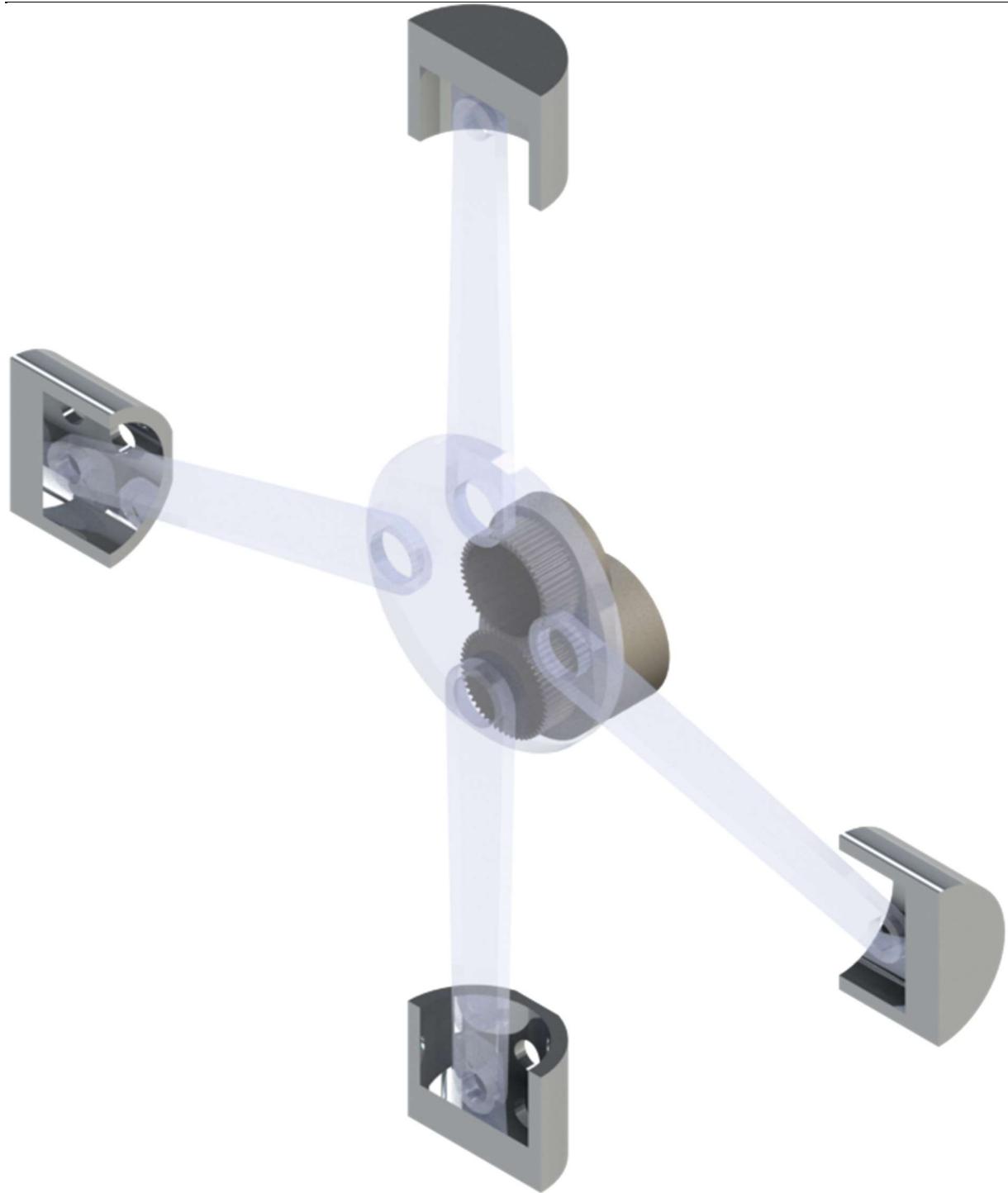
što nije izvedivo. Dakle, potrebno je osigurati brzinu vrtnje sunčanog zupčanika  $n_V$  jednaku:

$$n_V = n_{KW} \left( 1 + \frac{z_R}{z_V} \right). \quad (67)$$

Tablica 6. 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 77.] 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 zupčanicom. Uz to je nužna uporaba koljenastog vratila u izbušenoj izvedbi kako bi se moglo postaviti koaksijalno vratilo sa sunčanim zupčanicom. S ciljem izjednačenja nosivosti zupčanika bi bilo uputno osigurati jednakе 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 77. 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 7.]. 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 7. Kinematska analiza 2U prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	$n_{Kw}$ , min <sup>-1</sup>	$n_u$ , min <sup>-1</sup>	$n_{P1}$ , min <sup>-1</sup>	$n_r$ , min <sup>-1</sup>
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:

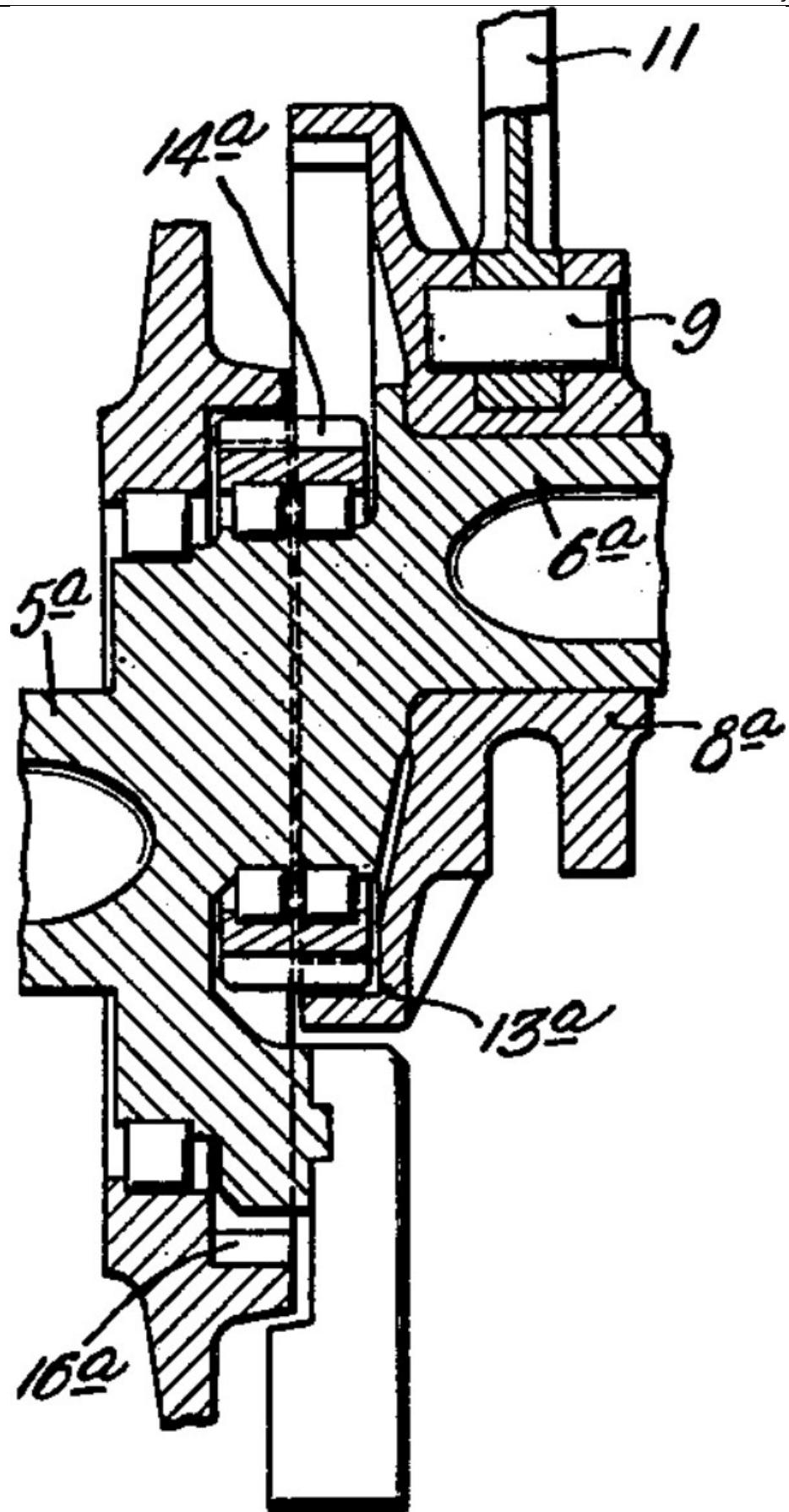
$$Z_U = Z_R, \quad (68)$$

može se ostvariti traženo gibanje uz stacionarni sunčani zupčanik [Tablica 8.].

Tablica 8. Kinematska analiza 2U prijenosnika s unutarnjim ozubljenjem na prstenu-nosaču klipnjača

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	$n_{Kw}$ , min <sup>-1</sup>	$n_u$ , min <sup>-1</sup>	$n_{P1}$ , min <sup>-1</sup>	$n_r$ , min <sup>-1</sup>
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 78.], 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 78. Rješenje s 2U prijenosnikom [46]

Analogno se za 2V prijenosnik dobivaju izrazi koji se poklapaju s izrazima za 1U rješenje [Tablica 9.]. Osobito je zanimljivo da je tako razmjerno jednostavno udovoljiti uvjetu iz izraza (64) za stacionarni sunčani zupčanik i orbitirajući prsten-nosač klipnjača za proizvoljni nominalni hod  $H$ :

$$z_V = z_R, \quad (69)$$

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

Tablica 9. Kinematska analiza 2V prijenosnika

Gibanje	Brzine vrtnje elemenata			
	$n_{KW}, \text{ min}^{-1}$	$n_V, \text{ min}^{-1}$	$n_{P1}, \text{ min}^{-1}$	$n_R, \text{ min}^{-1}$
I.	1	1	1	1
II.	0	-1	$z_V z_{P1}^{-1}$	$-z_V z_R^{-1}$
I.+II.	1	0	$1+z_V z_{P1}^{-1}$	$1-z_V z_R^{-1}$

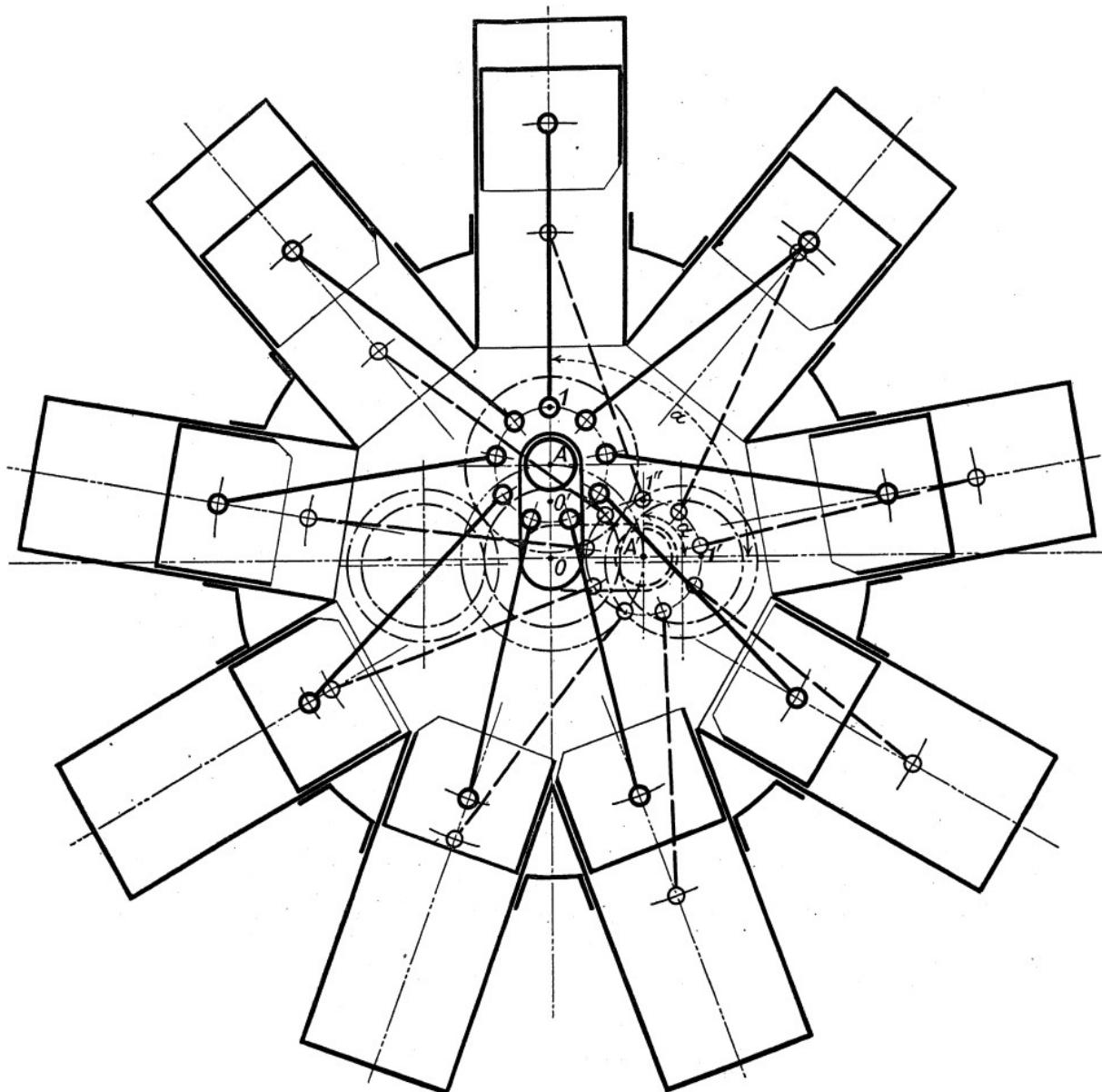
Pretvaranjem pomoćnog planetarnog zupčanika u vratilo s dva planetarna zupčanika (koji načelno mogu imati i različite diobene promjere) može se konstrukcijski nepovoljno koaksijalno vratilo zamijeniti sa zupčanikom fiksiranim na kućištu motora, koaksijalno s koljenastim vratilom [Tablica 10.]. Time se 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 sprezanjem s pomoćnim planetarnim zupčanicima ili redukcija sprezanjem s prstenom-nosačem klipnjača.

Tablica 10. Kinematska analiza 3V prijenosnika

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

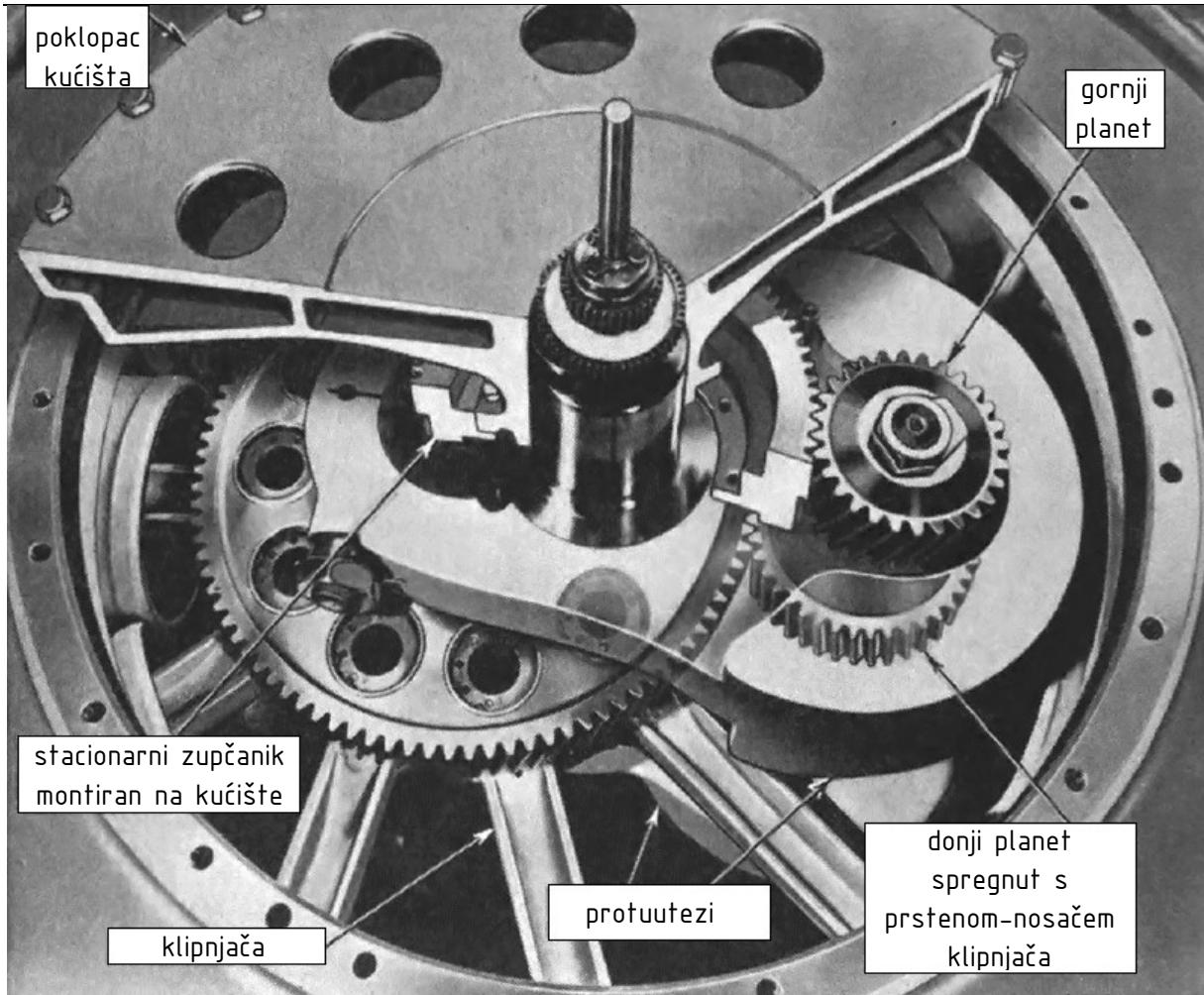
Jedan od prvih mehanizama za eliminaciju neuniformnosti gibanja klipnog mehanizma je baziran upravo na principu 3V prijenosnika [Slika 79.]. Mehanizam Cantona i Unnéa patentiran je još 1908.

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



Slika 79. 3V mehanizam Cantona i Unnéa [47]

Bohnov 3V mehanizam [Slika 80.] je usavršena verzija mehanizma Cantona i Unnéa. Montiranjem pomoćnih planetarnih zupčanika na protuutege može se reducirati masa klipnog mehanizma uporabom mase zupčanika za balansiranje inercijske sile prvog reda. Primjenu je našao u jedanaesterocilindričnim stacionarnim zvjezdastim motorima proizvođača Nordberg Manufacturing Company.



Slika 80. Bohrov 3V mehanizam [48]

Postavi li se uvjet za orbitiranje na 3U prijenosnik [Tablica 11.]:

$$Z_U \cdot Z_{P1}^{-1} \cdot Z_{P2} \cdot Z_R^{-1} = -1, \quad (70)$$

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 11. Kinematska analiza 3U prijenosnika

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

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 zupčanicom [Tablica 12.], ali takvo rješenje nema osobitih prednosti u odnosu na 3V rješenje.

Tablica 12. Kinematska analiza 4U prijenosnika

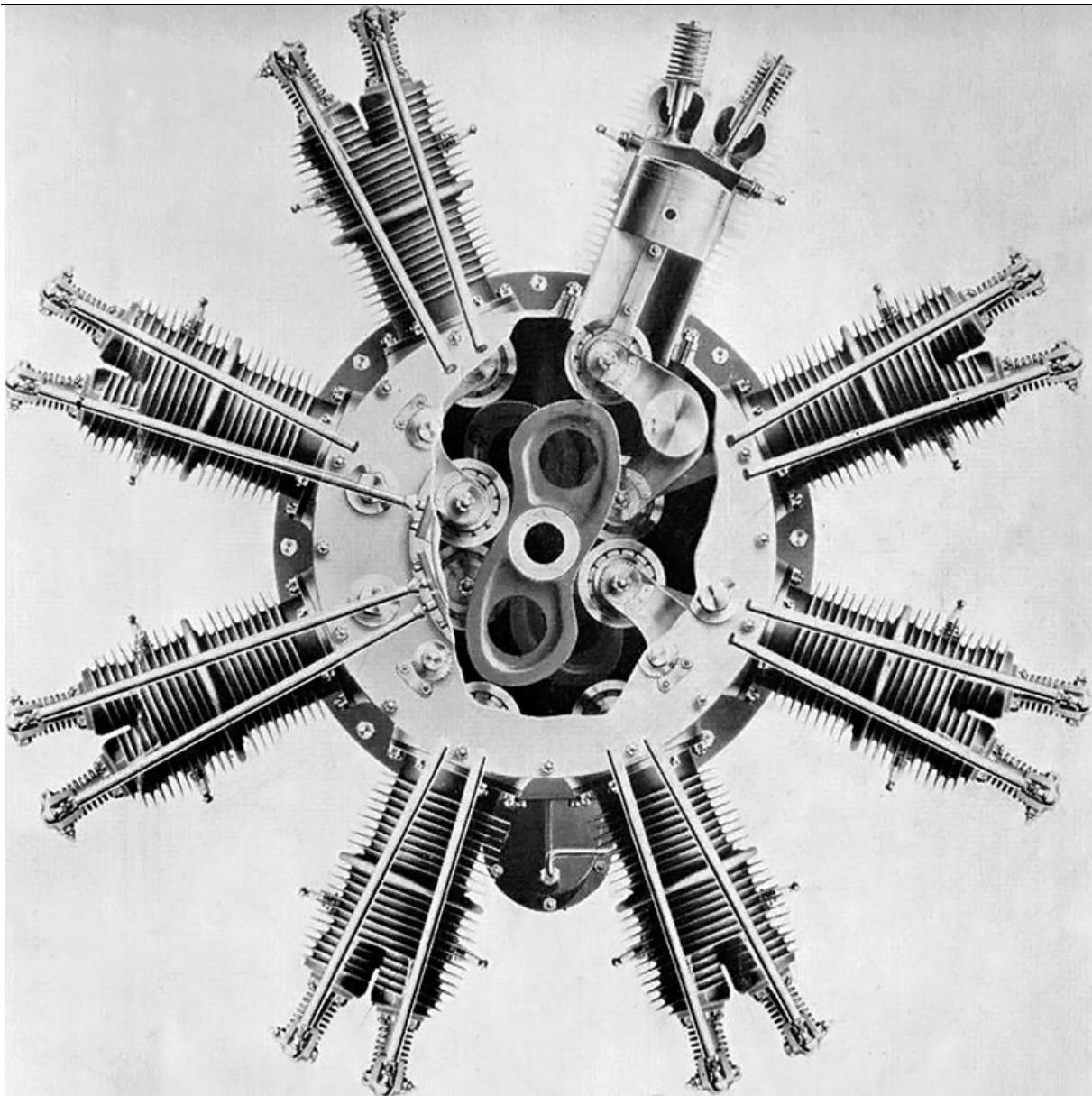
Gibanje	Brzine vrtnje elemenata				
	$n_{KW}$ , $\text{min}^{-1}$	$n_U$ , $\text{min}^{-1}$	$n_{P1}$ , $\text{min}^{-1}$	$n_{P2}$ i $n_{P3}$ , $\text{min}^{-1}$	$n_R$ , $\text{min}^{-1}$
I.	1	1	1	1	1
II.	0	-1	$-Z_U \cdot Z_{P1}^{-1}$	$Z_U \cdot Z_{P2}^{-1}$	$-Z_U \cdot Z_{P2}^{-1} \cdot Z_{P3} \cdot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

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

### 3.3. Rješenja bazirana na intervencijama u topologiju klipnjača

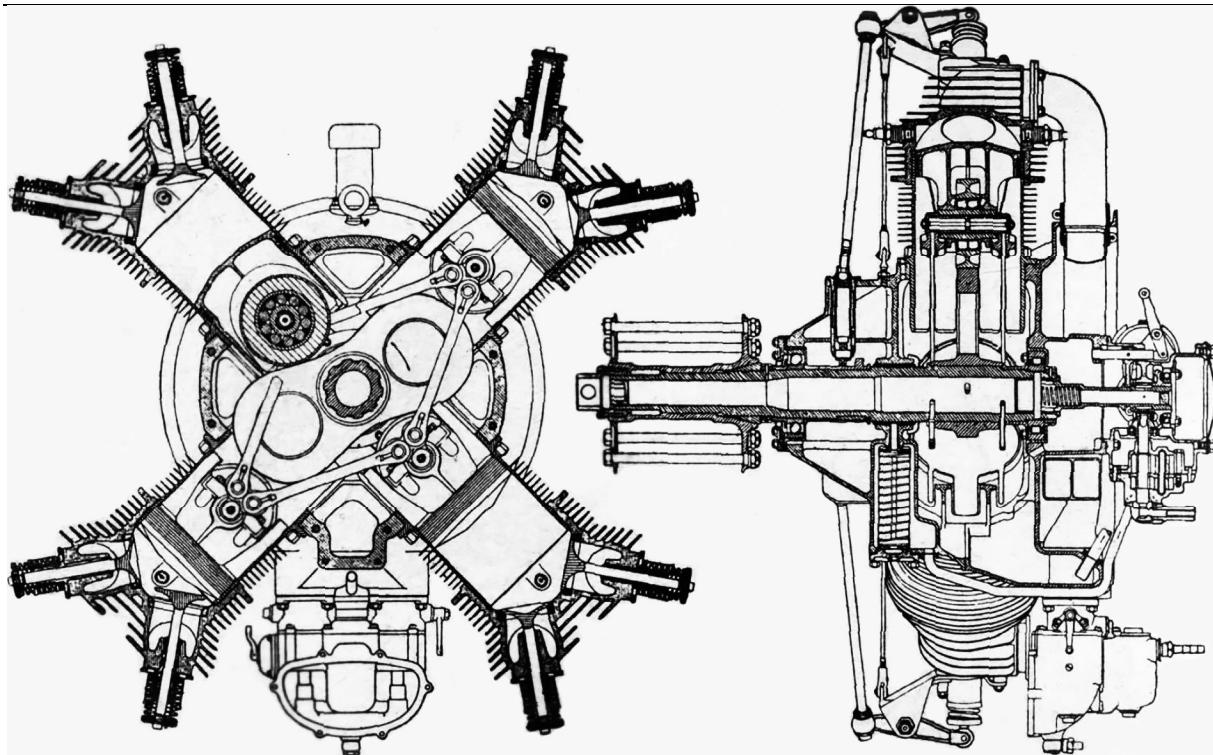
Osim rješenja baziranih na zglobnim četverokutima i planetarnim prijenosnicima, tijekom XX. stoljeća formuliran je niz radikalnijih rješenja sa značajnim intervencijama u tipičnu konstrukciju motora s unutrašnjim izgaranjem.

Primjerice, Marchetti je tijekom 1920-ih godina patentirao i proizveo osmerocilindrični zvjezdasti motor s bregastim vratilom na mjestu koljenastog vratila [Slika 81.]. 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.



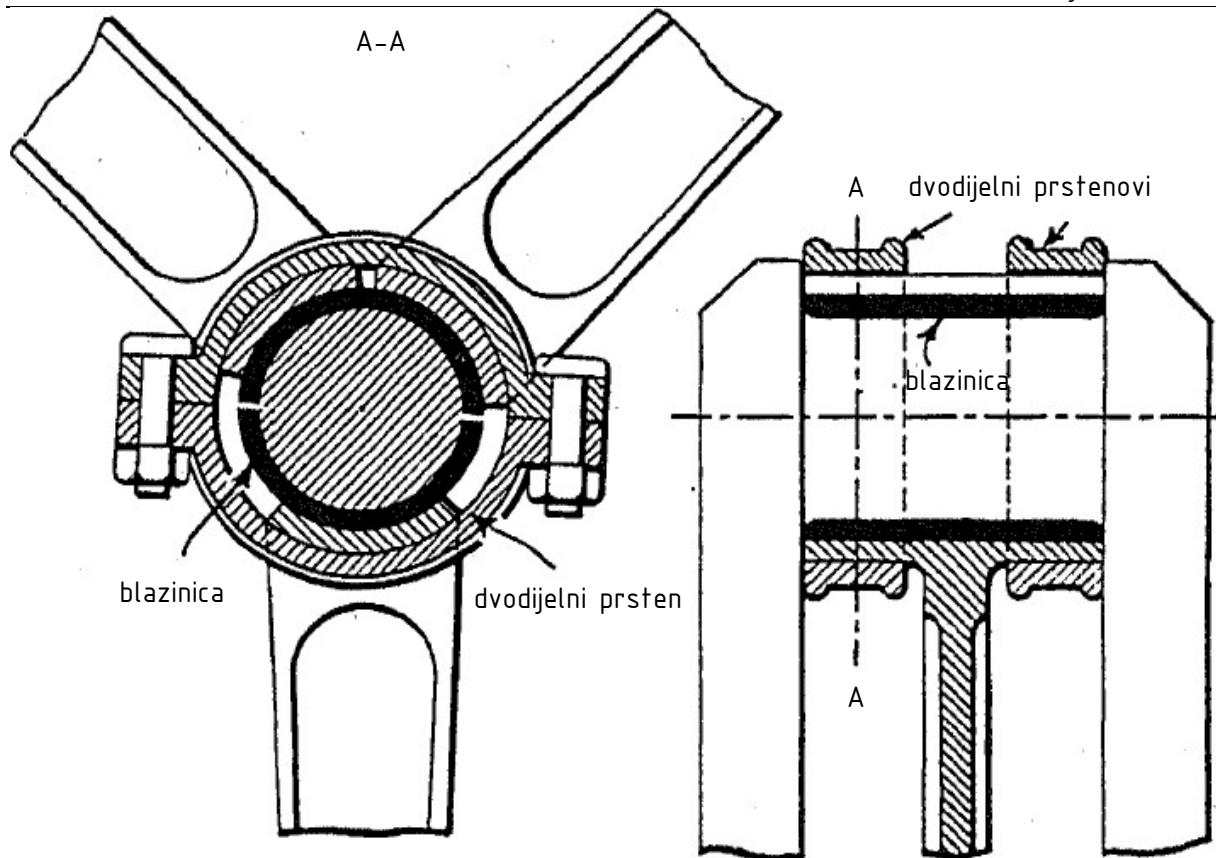
Slika 81. Marchettijev motor s bregastim vratilom [49]

Još jedno od predloženih rješenja s bregastim vratilom primjenjeno je i na četverocilindričnom motoru Fairchild-Caminez 447 [Slika 82.], 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 četirima ručicama 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 naposljeku i prekinut daljnji razvoj konstrukcije [51].



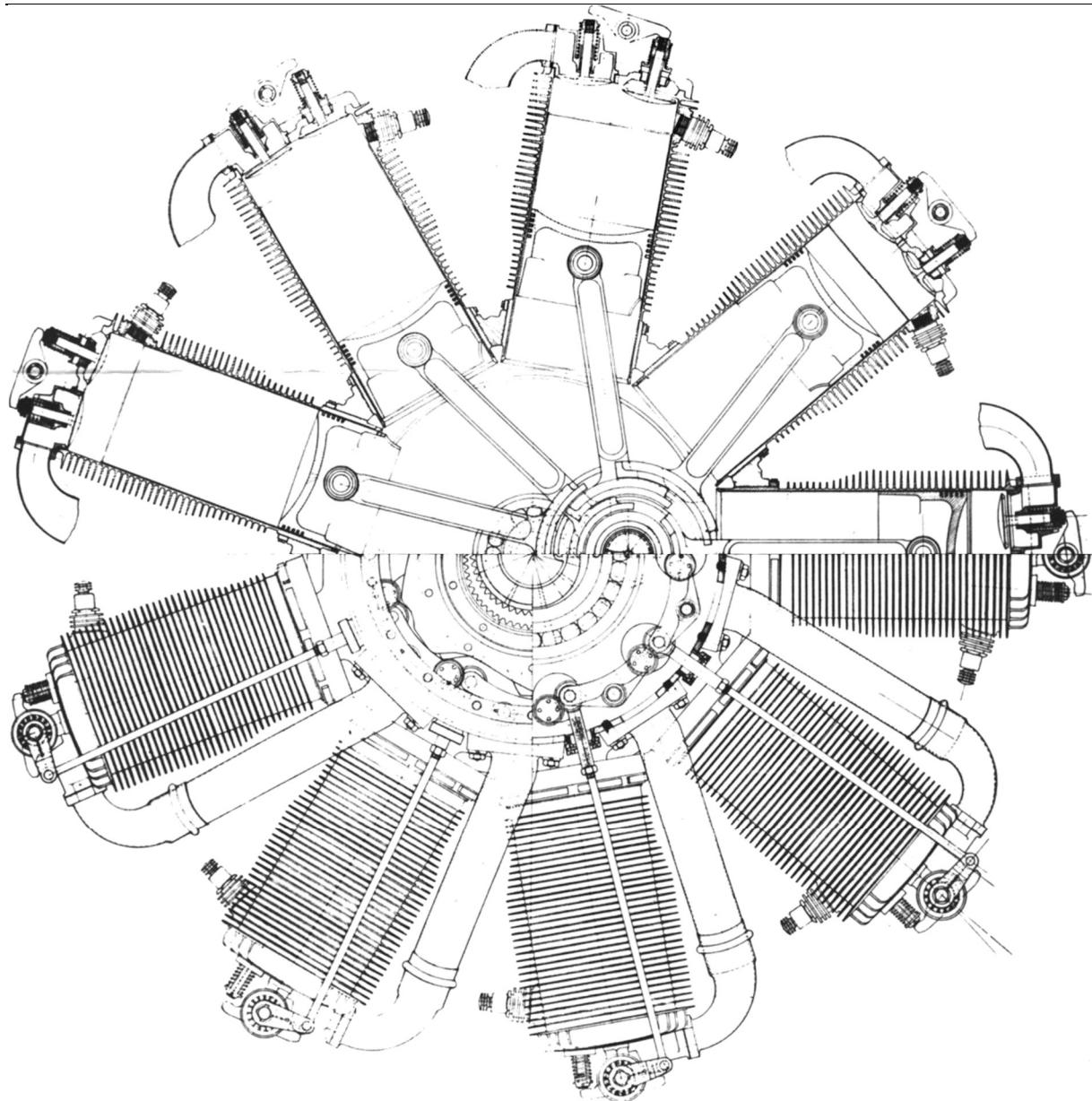
Slika 82. Fairchild-Caminezov motor s bregastim vratilom [50]

Anzanijevo rješenje [Slika 83.] 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 papučica. 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.



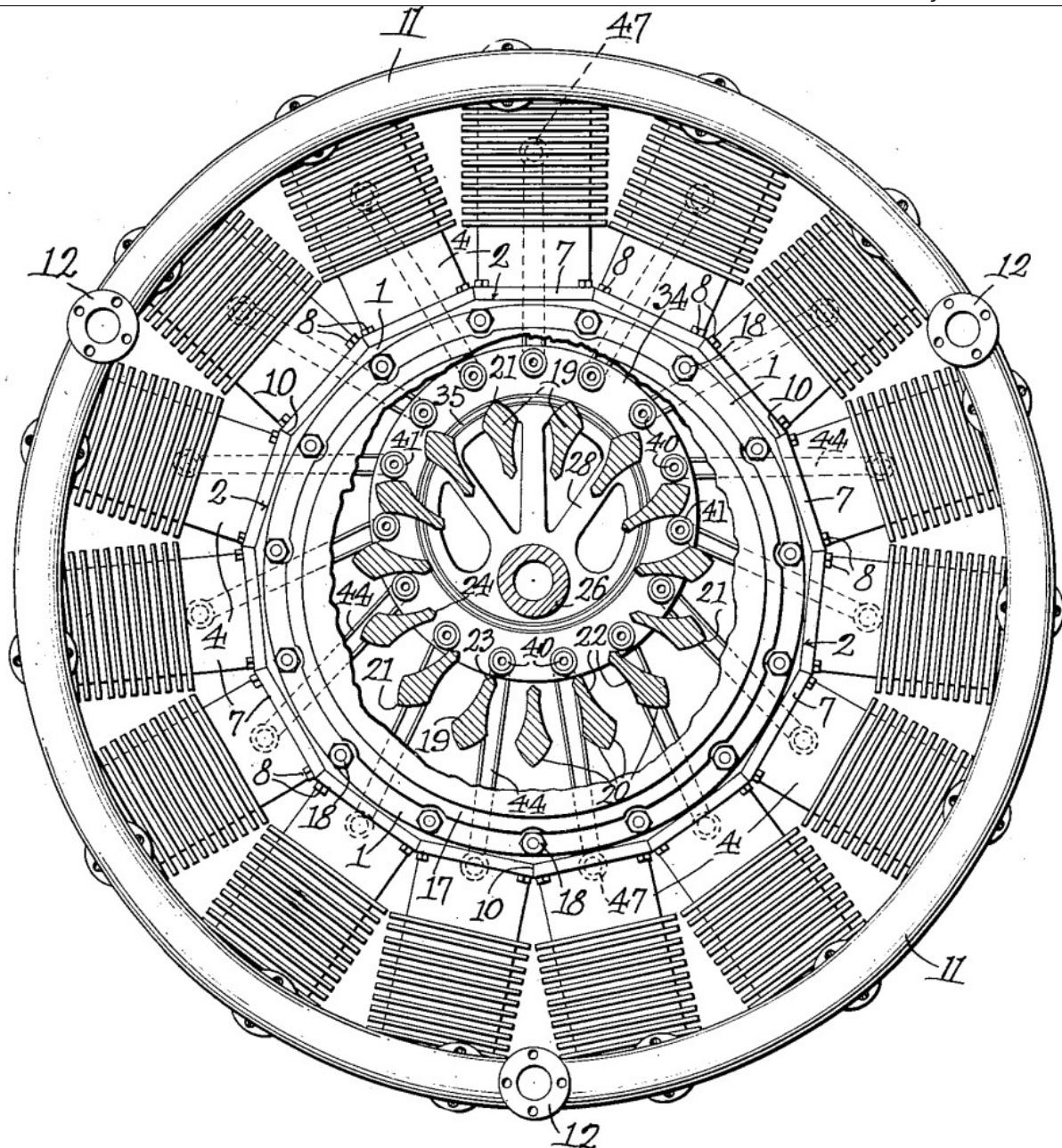
Slika 83. Anzanijevo rješenje koplanarnog i koaksijalnog uležištenja klipnjača [47]

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 kučna 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 84.], 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 [53].



**Slika 84.** Klipni mehanizam deveterocilindričnog zvjezdastog motora Gnome-Rhône 9J *Le Rhône* [52]

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 85.], 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 85. Feltovo rješenje s vodilicama [54]

## 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 s radijalnim utorima [Slika 73. a)].

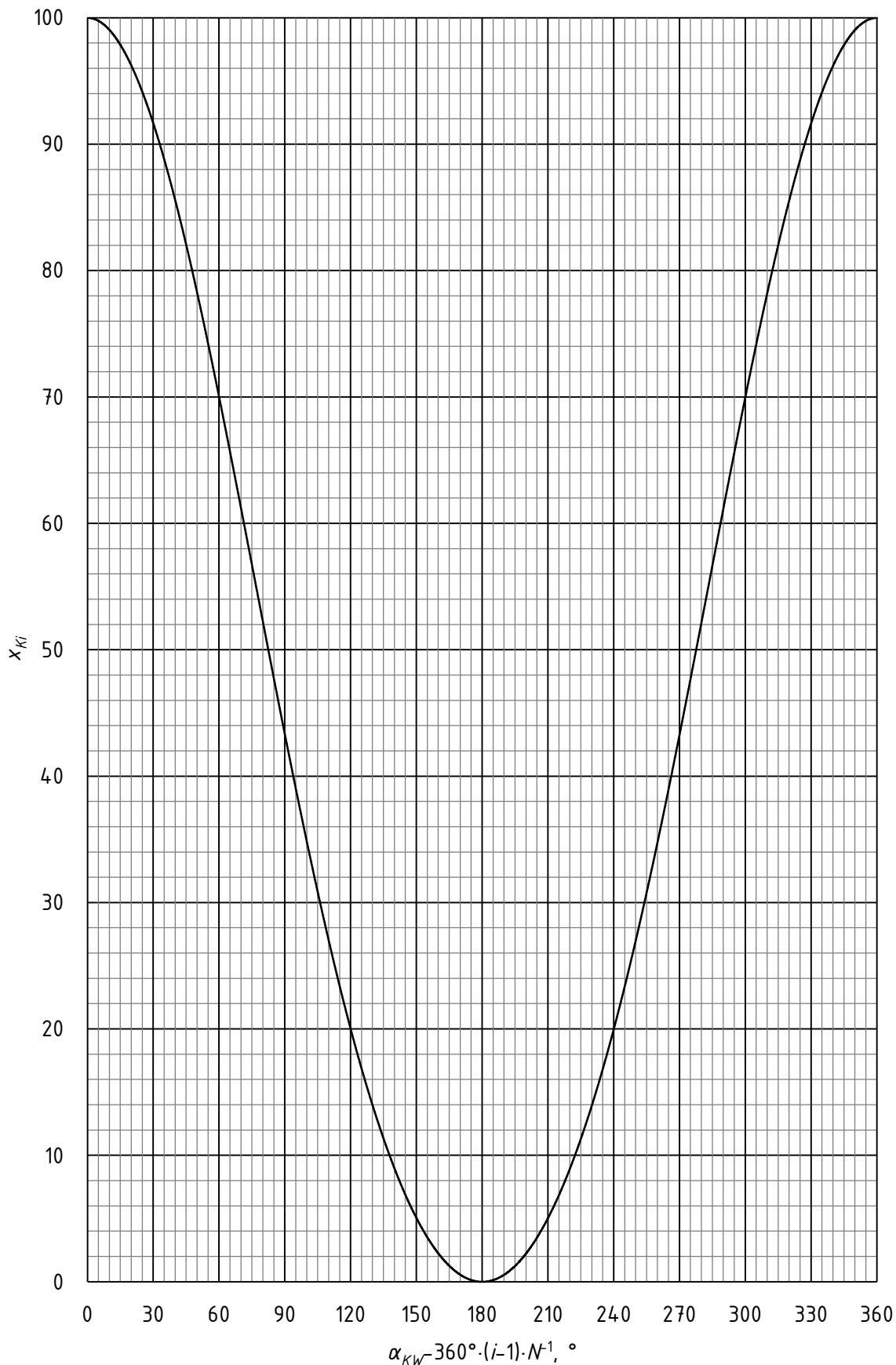
Od rješenja baziranih na planetarnim prijenosnicima najelegantnija su rješenje sa [Slika 78.] i [Slika 80.] zbog razmjerno niskog opterećenja planetarnih zupčanika i niske mase.

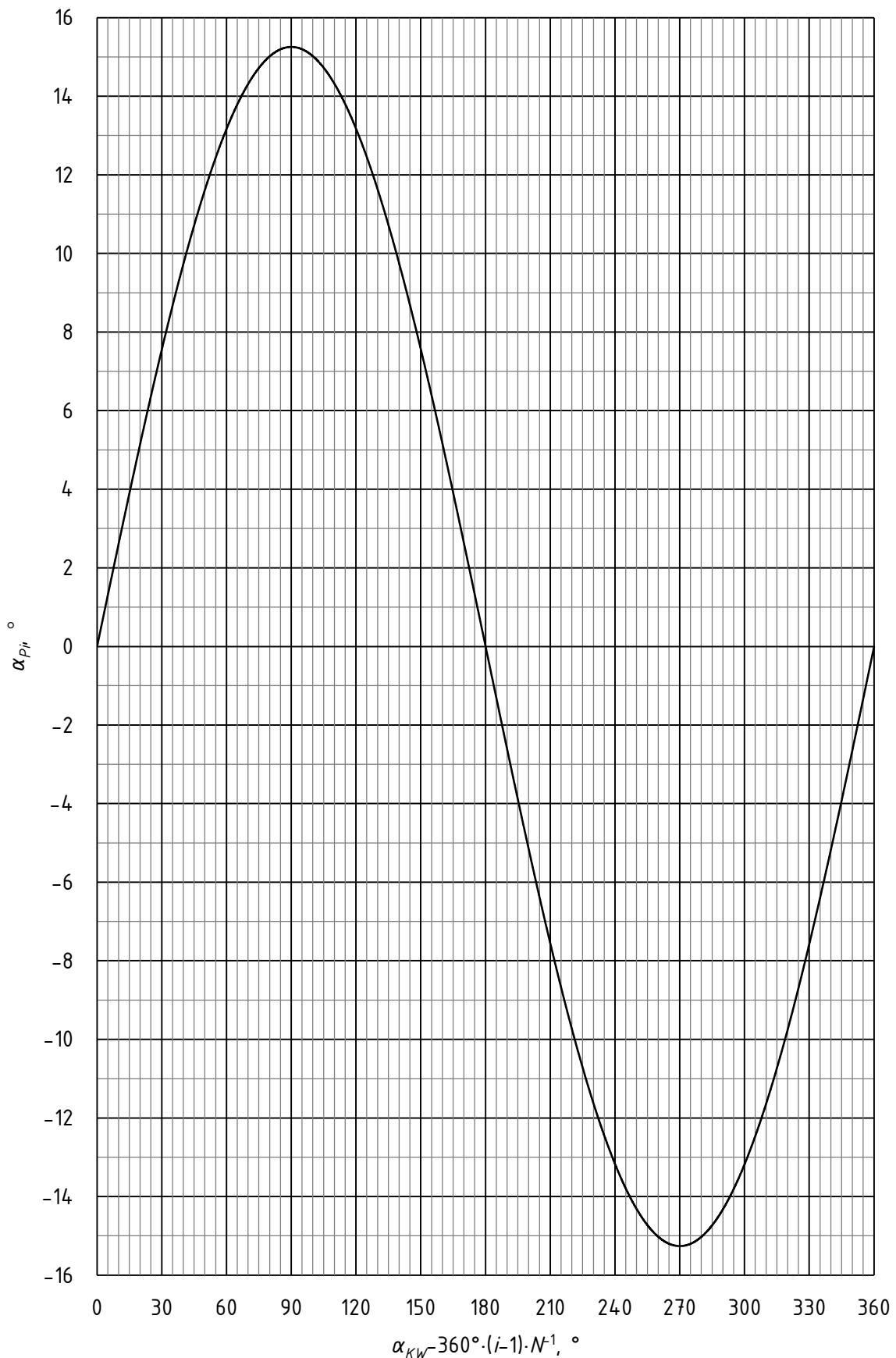
Usporede li se navedena tri rješenja, može se pretpostaviti da su rješenja s planetarnim zupčanicima zbog velikih zahtjeva na točnost izrade i uporabe toplinski obrađenih materijala visoke čvrstoće u realnoj izvedbi bitno skuplja od Kahnovog rješenja s radijalnim utorima. Pridoda li se tome potreba za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

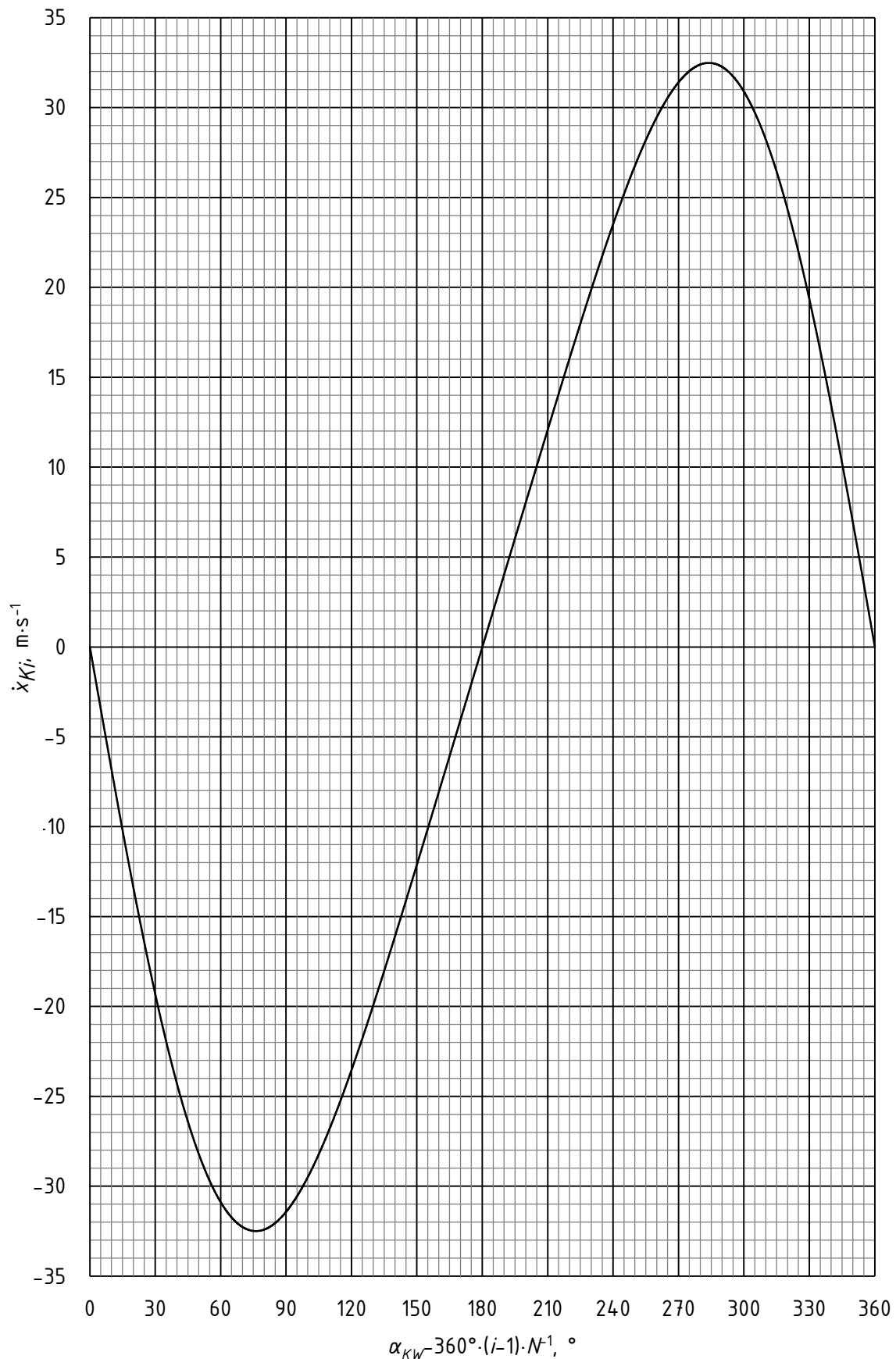
U ovome poglavlju dan je opis kinematike, izrada modela i numerička analiza dinamike klipnog mehanizma zvjezdastog motora s uniformnim gibanjem klipova.

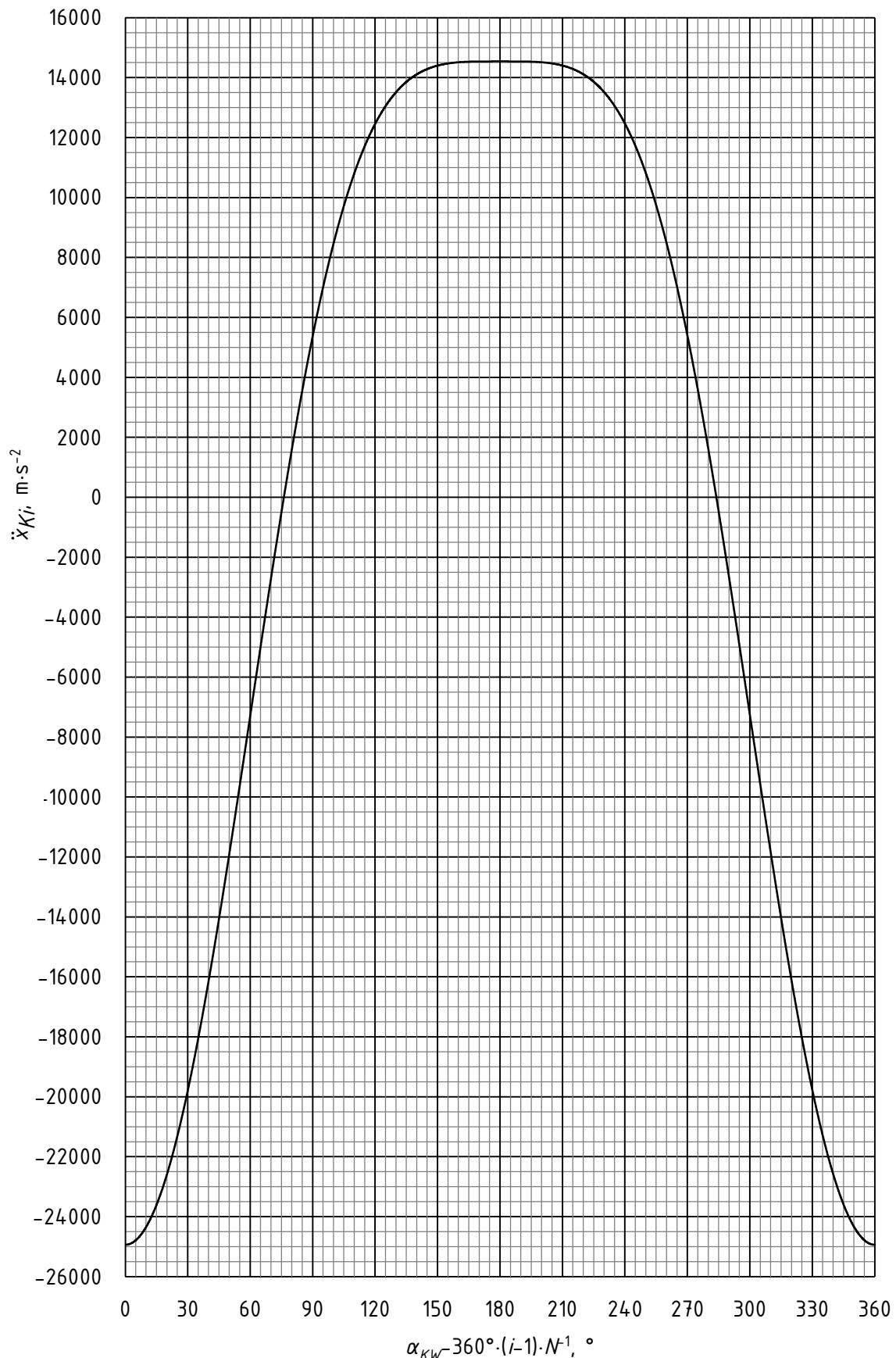
### 4.1. Kinematika odabranog rješenja

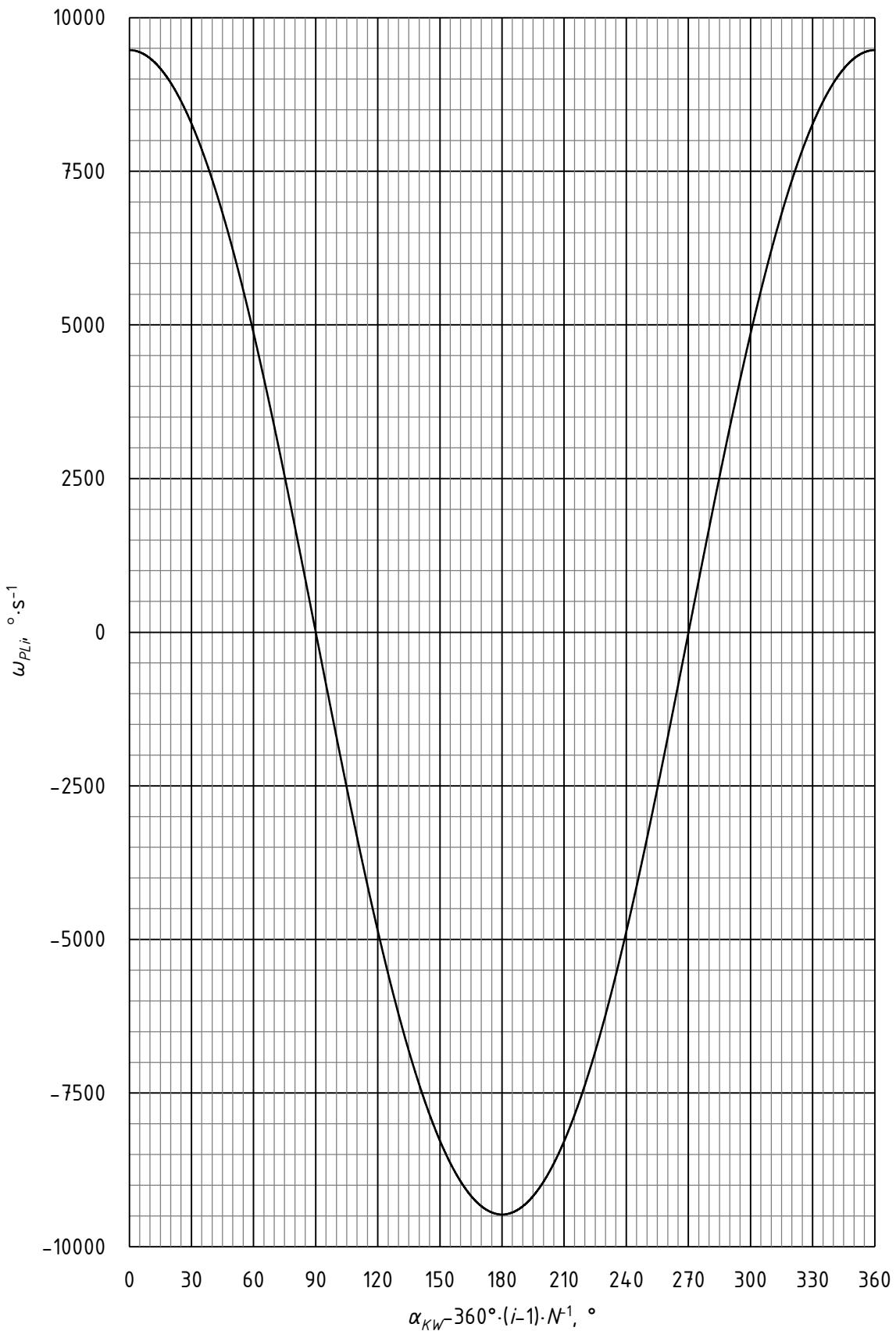
Orbitiranjem prstena-nosača klipnjača se kinematika zvjezdastog motora značajno pojednostavljuje. Za sve klipove vrijede izrazi (12), (10), (15), (17) i (41) za ovisnost položaja  $x_{Ki}$ , kut nagiba  $\alpha_{Pi}$ , brzine  $\dot{x}_{Ki}$ , ubrzanja  $\ddot{x}_{Ki}$  i relativne brzine u velikoj glavi  $i$ -te klipnjače  $\omega_{Pl_i}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{Kw}$  uz zadovoljenje uvjeta (14) i uvrštanje  $\alpha_{zi}$  umjesto  $\alpha_{Kw}$ ,  $L_s$  umjesto  $L_p$  i  $\lambda_s$  umjesto  $\lambda_p$ . U nastavku su dani grafički prikazi ovisnosti promatranih veličina o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{Kw}$  za maksimalnu predviđenu brzinu vrtnje koljenastog vratila  $n_{max}$  [Slika 86.], [Slika 87.], [Slika 88.], [Slika 89.], [Slika 90.]. Efektivni hodovi  $H_i$  i kompresijski omjeri  $\varepsilon_i$  jednaki su nominalnim veličinama  $H$  i  $\varepsilon$ , eliminirana su odstupanja u položajima od nominalne gornje  $\Delta x_{KIGMT}$  i donje mrtve točke  $\Delta x_{KIDMT}$ , kao i odstupanja od uniformnog faznog pomaka  $\Delta\alpha_i$ . Maksimalni kut nagiba klipnjače  $\alpha_{Pimax}$ , maksimalna brzina  $|v_{max}|$  i ubrzanje klipova  $|a_{max}|$  za maksimalnu predviđenu brzinu vrtnje koljenastog vratila  $n_{max}$  dan je u [Tablica 13.].

Slika 86. Krivulja ovisnosti položaja  $i$ -tog klipa  $x_{ki}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$

Slika 87. Krivulja ovisnosti nagiba  $i$ -te klipnjače  $\alpha_{pi}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$

Slika 88. Krivulja ovisnosti brzine  $i$ -tog klipa  $\dot{x}_{Ki}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{Kw}$

Slika 89. Krivulja ovisnosti ubrzanja  $i$ -tog klipa  $\ddot{x}_{K_i}$  o zakretu koljenastog vratila  $\alpha_{K_W}$



Slika 90. Krivulja ovisnosti relativne brzine vrtnje u ležaju velike glave  $i$ -te klipnjače  $\omega_{Pl,i}$  o kutu zakreća koljenastog vratila  $\alpha_{Kw}$

Tablica 13. Karakteristične veličine kinematike odabranog mehanizma

$\alpha_{P_{max}}$ , °	$ v_{max} $ , m·s <sup>-1</sup>	$ a_{max} $ , m·s <sup>-2</sup>
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 skraćenja klipnjače, a time i smanjenje dimenzija kućišta, bez opasnosti od interferencije klipnjače s košuljicama pripadnih cilindara.

Može se uočiti da je maksimalna relativna brzina vrtnje u kliznom ležaju velike glave  $i$ -te klipnjače  $\omega_{PLi}$  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 klipnjače pri konačnom dimenzioniranju mehanizma.

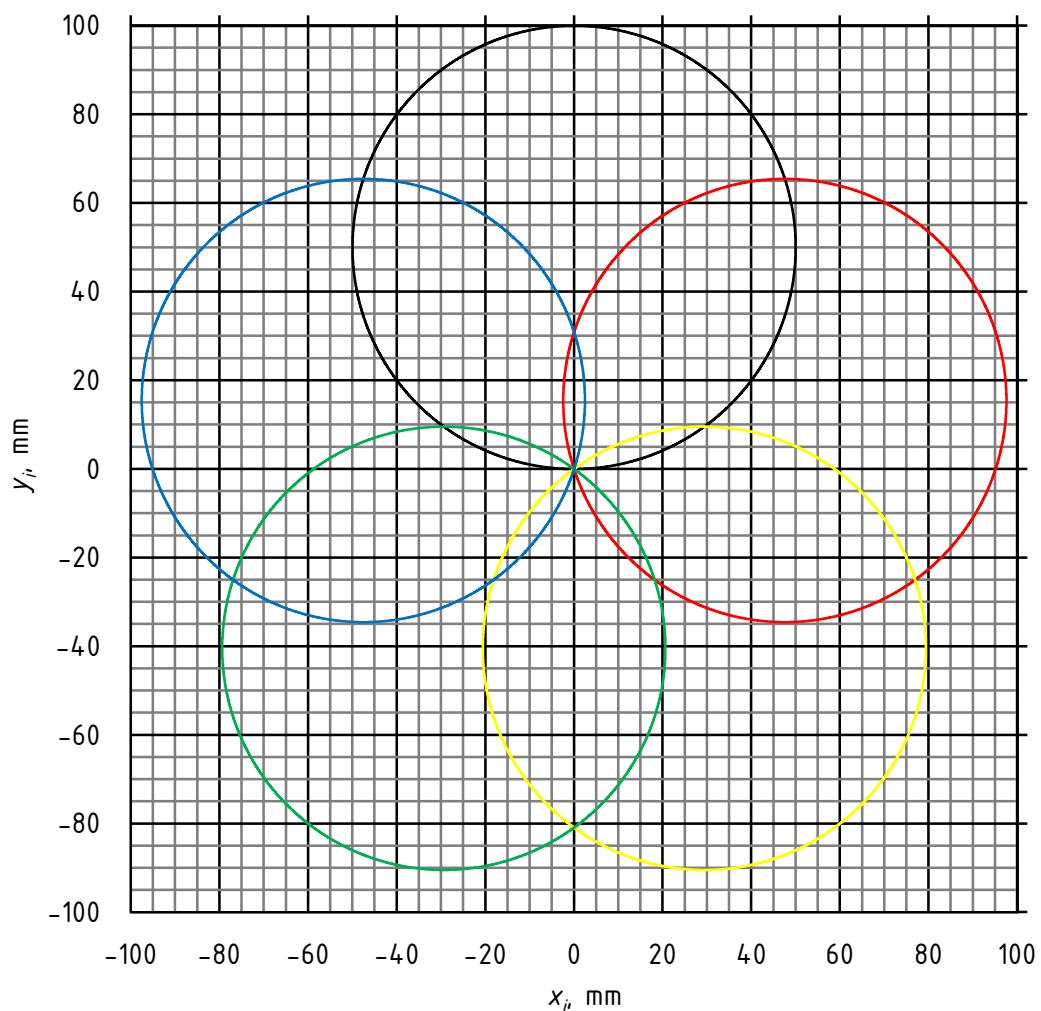
Trajektorije velikih glava klipnjača mogu se opisati izrazima:

$$x_i = \sin(\alpha_{KW}) \cdot \frac{H}{2} + \sin\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N}\right) \cdot R_s, \quad (71)$$

$$y_i = \cos(\alpha_{KW}) \cdot \frac{H}{2} + \cos\left(\frac{360^\circ \cdot (i-1)}{N}\right) \cdot R_s. \quad (72)$$

Grafički prikaz trajektorija dan je na [Slika 91.]. Kao što je i očekivano, trajektorije su u obliku kružnica pozicioniranih radikalno simetrično oko ishodišta.

— Klip 1 — Klip 2 — Klip 3 — Klip 4 — Klip 5



Slika 91. Trajektorije velikih glava klipnjača

#### 4.2. Izrada modela odabranog rješenja

U programskom paketu Solidworks izrađen je provizorni model klipnog mehanizma zvjezdastog motora baziranog na Kahnovom rješenju s radijalnim utorima, te su pomoću načinjenog modela u programskom paketu Adams određene inercijske sile koje se javljaju u klipnom mehanizmu.

Primarna klipnjača razdvojena je na klipnjaču [Slika 39.] i prsten-nosač klipnjača [Slika 92.]. S obzirom na ograničen prostor za smještanje elemenata mehanizma, odabran je simetričan raspored s 5 prihvata pomoćnih ručica po strani prstena-nosača. Time je omogućena uporaba kompaktnih igličastih ležajeva HK 0606, čiji je model preuzet s [55], te je osigurano minimalno zadiranje mehanizma u prostor protuutega. S ciljem uspoređivanja rezultata numeričke analize dinamike običnog zvjezdastog motora i motora s uniformnim gibanjem klipova su za inicijalni model zadržane ranije definirane dimenzije klipnjača. Predviđeno je podmazivanje igličastih ležajeva rasprskavanjem i uljnom maglom.



Slika 92. Izometrija prstena-nosača klipnjača

Zbog odabira uležištenja pomoćnih ručica [...] igličastim ležajevima izabran je čelični materijal za izradu ručica, te je njihova širina određena potrebom postavljanja prihvata na kućištu. Pretpostavljena je dovoljna kvaliteta i tvrdoća površine da nema potrebe za aksijalnim podloškama.



Slika 93. Izometrija pomoćne ručice

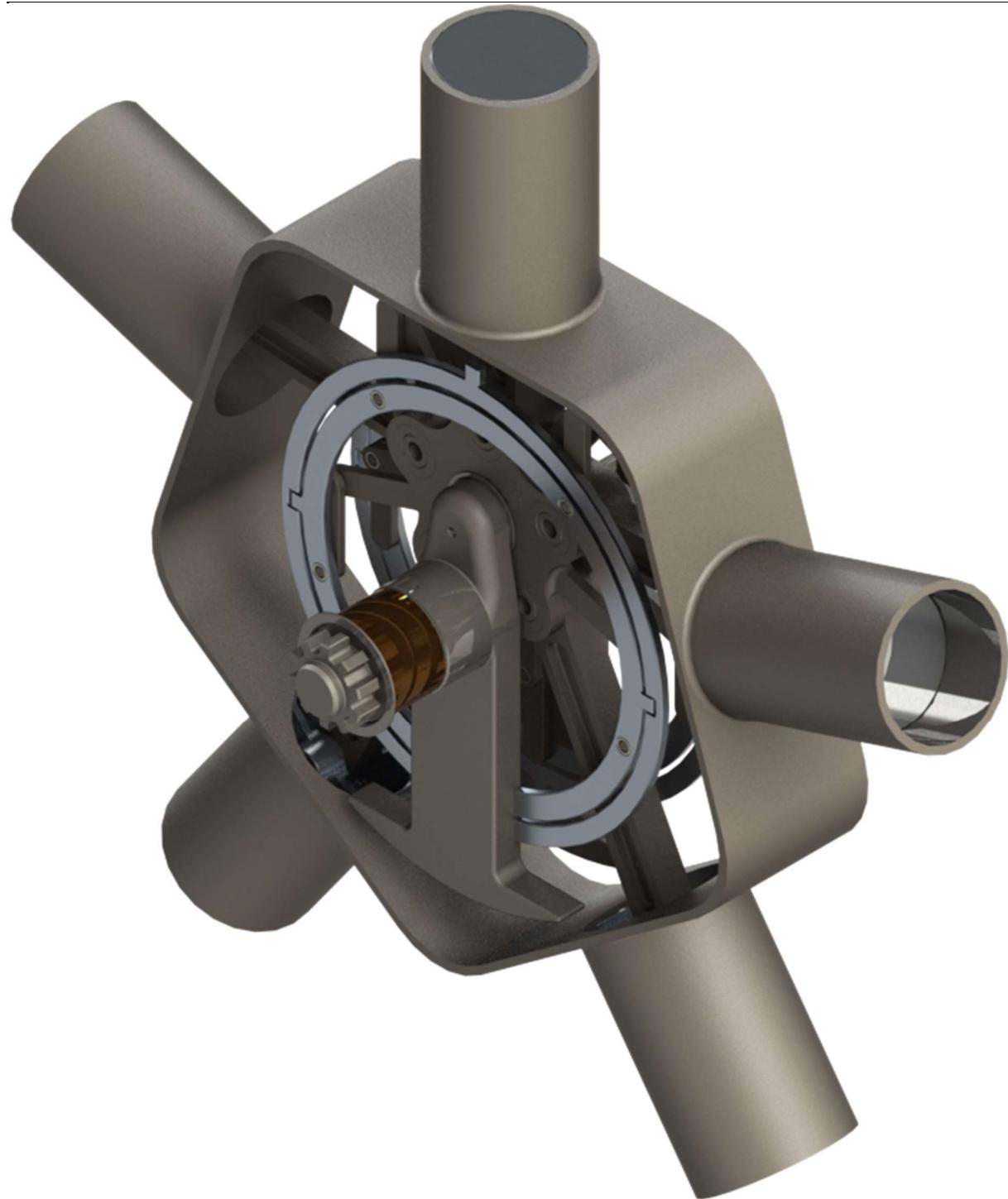
Između kućišta i pomoćnih ručica postavljena su sa svake strane po dva aluminijска prstena [Slika 94.] s radijalnim utorima kojima je omogućena translacija cijelog sklopa pomoćnih ručica poput krutog tijela, a istovremeno je blokiran zakret prstena-nosača klipnjača. Time je u mehanizam ugrađena otpornost na toplinske deformacije, trošenje blazinica i rukavaca i

odstupanja pri izradi komponenti. Spoj vanjskog prstena s provizornim kućištem nije od interesa za temu ovoga rada, pa zbog preglednosti nije ni implementiran.



Slika 94. Prstenovi između kućišta i ručica

Inicijalni model mehanizma s uniformnim gibanjem klipova prikazan je na [Slika 95.].



Slika 95. Klipni mehanizam i kućište inicijalnog modela zvjezdastog motora s uniformnim gibanjem klipova u izometriji

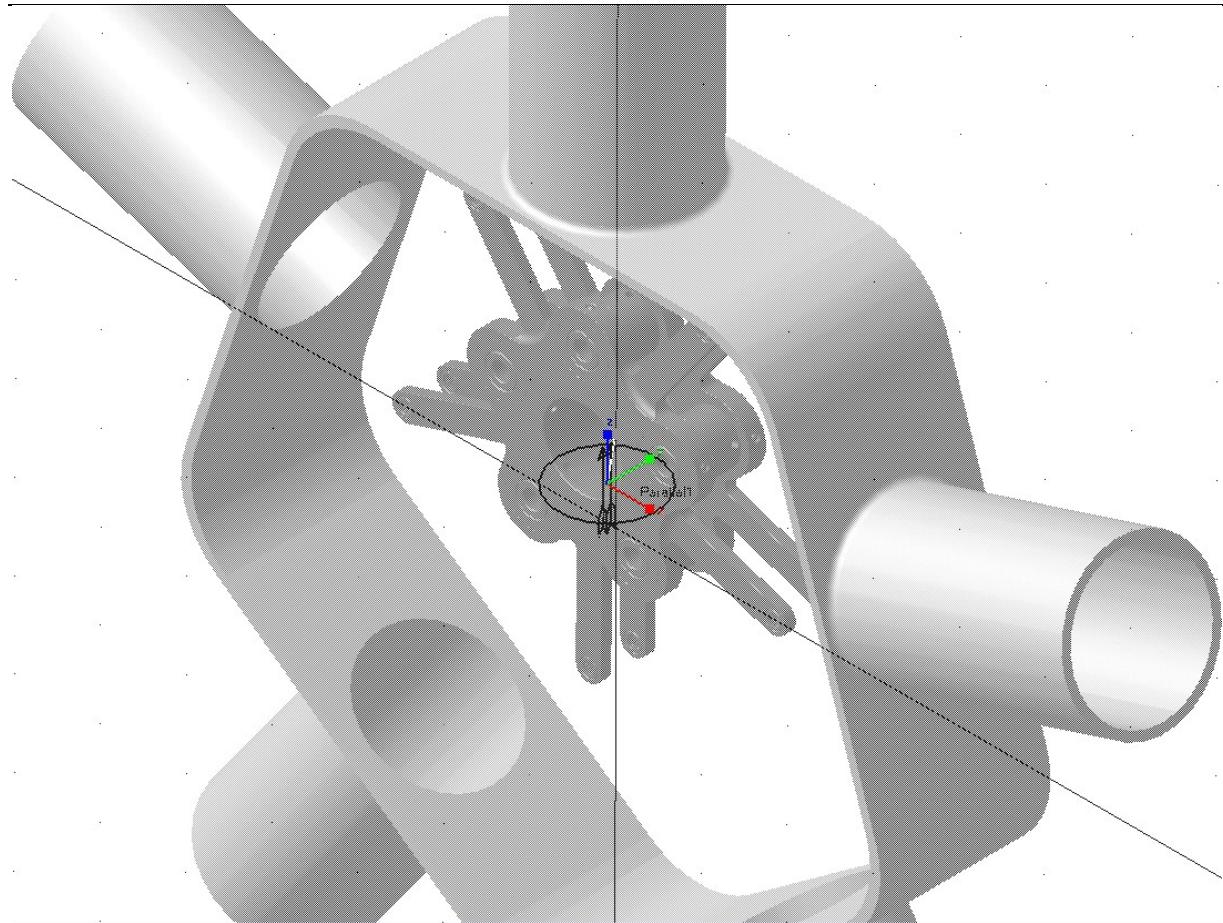
#### 4.3. Dinamika odabranog rješenja

Dovršeni model uvezan je u Adams, te su klipovima, klipnjačama, koljenastom vratilu i kućištu dodijeljene identične holonomne kinematičke veze kao i za obični zvjezdasti motor, po [Slika 46.]. Usljed razdvajanja primarne klipnjače u klipnjaču i prsten-nosač klipnjača dodan je još jedan rotacijski kinematski par između klipnjače i prstena-nosača, analogno [Slika 46. d)].

Statička neodređenost mehanizma s 10 pomoćnih ručica uvjetuje njihovo modeliranje s krutostima spojeva između ručica i prstena-nosača klipnjača, odnosno ručica i pomoćnih prstenova, što značajno usporava numeričku analizu i otežava određivanje optimalne mase protutoga koljenastog vratila. S obzirom na to da je opterećenje pomoćnih ručica uslijed gibanja prstena-nosača klipnjača barem za red veličine manje od opterećenja izazvanog silom na čelu klipa, koje za potrebe analize dinamike nije od interesa, ali i zbog jednostavnosti ručnog izračuna opterećenja na ručicama zamjenom sustava s idealno krutim diskom i paralelno spojenim oprugama jednakе krutosti, poznatih krakova koje se opiru zakretu diska, sam mehanizam za ostvarivanje uniformnosti gibanja nije modeliran. Umjesto toga 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 96.]. 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 97.], koja također ne ugrožavaju 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  $n_{max}$ , analogno [Slika 48.].

Dovršen model za analizu dinamike običnog zvjezdastog motora prikazan je na [Slika 98.].



Slika 96. Kinematski par prstena-nosača klipnjača i kućišta

The screenshot shows a software interface for kinematic constraint verification. The title bar says "Information". The main area displays the following text:

```
_20_12_2021

VERIFY MODEL: ._20_12_2021

-6 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
13 Moving Parts (not including ground)
10 Cylindrical Joints
 7 Revolute Joints
 1 Fixed Joints
 1 Parallel_axes Primitive_Joints
 1 Motions

0 Degrees of Freedom for ._20_12_2021

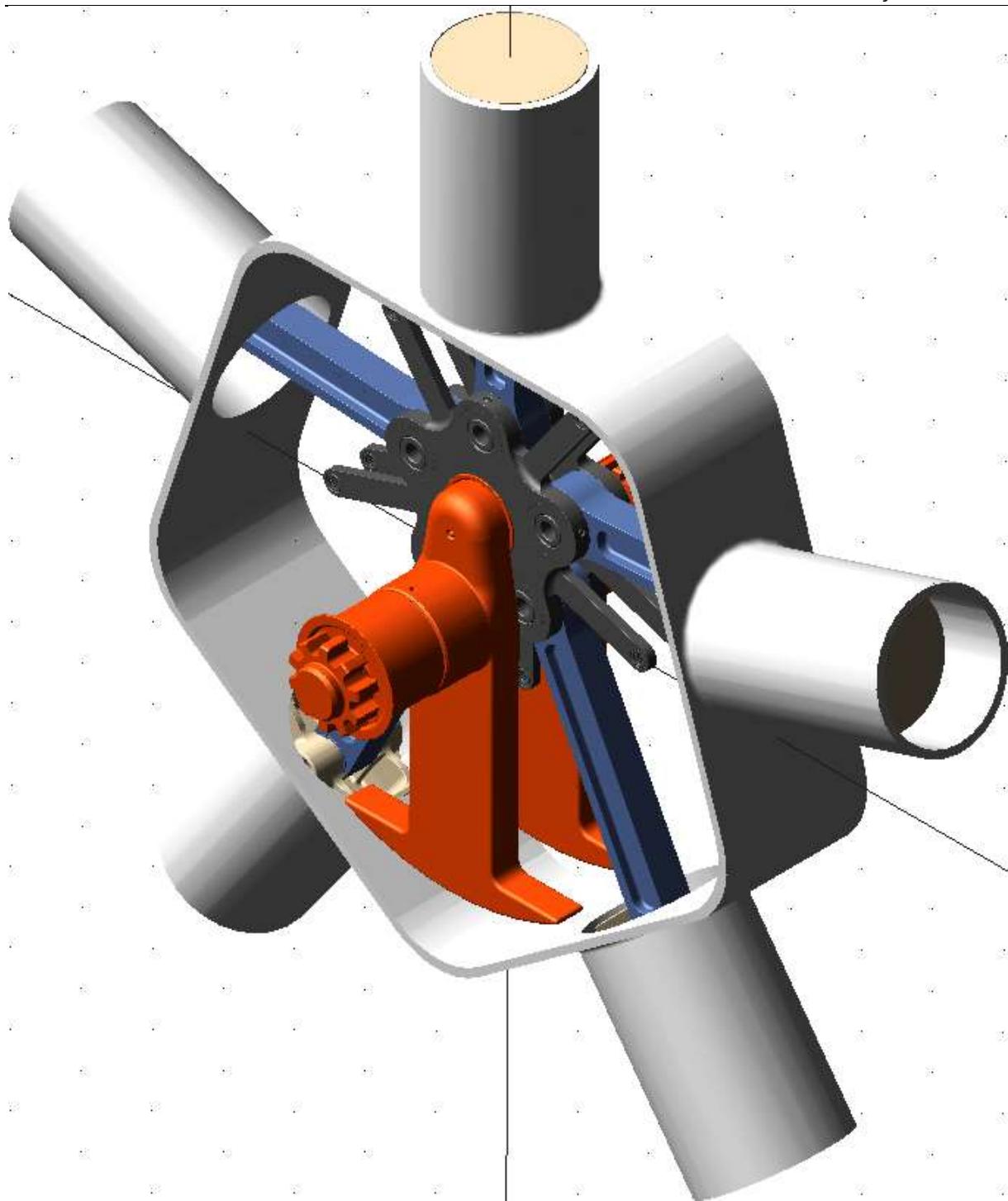
There are 6 redundant constraint equations.

This constraint:                                     unnecessarily removes this DOF:

._20_12_2021.Concentric22 (Revolute Joint)      Rotation Between Zi & Yj
._20_12_2021.Concentric17 (Revolute Joint)      Rotation Between Zi & Xj
._20_12_2021.Concentric18 (Revolute Joint)      Rotation Between Zi & Xj
._20_12_2021.Concentric23 (Revolute Joint)      Rotation Between Zi & Xj
._20_12_2021.Concentric23 (Revolute Joint)      Rotation Between Zi & Yj
._20_12_2021.Parallell  (Parallel_axes Primitive_Joint)  Rotation Between Zi & Yj

Model verified successfully
```

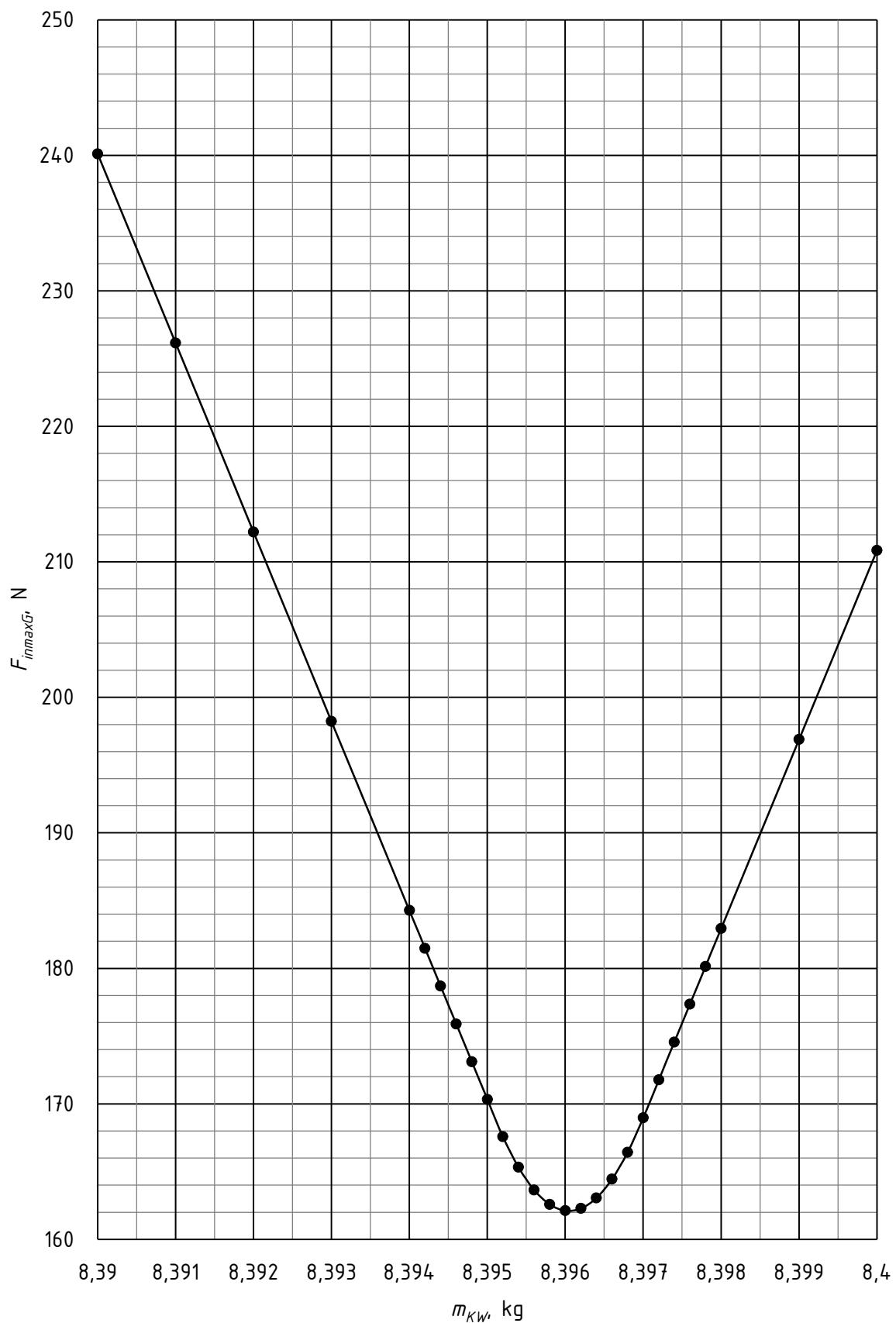
Slika 97. Redundantna kinematska ograničenja za mehanizam s uniformnim gibanjem



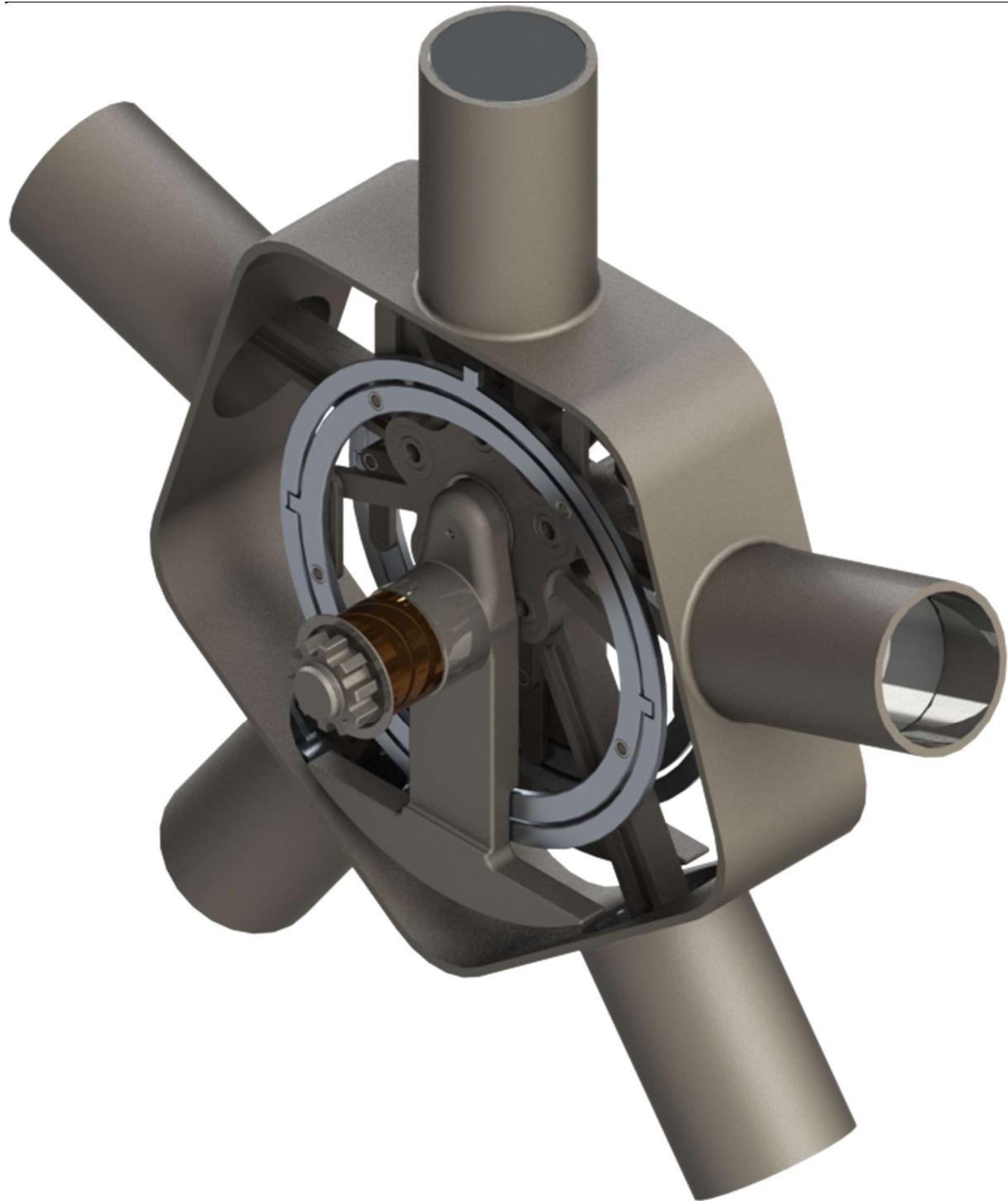
Slika 98. Dovršen model za analizu dinamike zvjezdastog motora s uniformnim gibanjem

Tako dobiven model je validiran utvrđivanjem odstupanja u ubrzaju klipa 1  $\Delta \ddot{x}_{K1}$  pri  $n_{max}$  od analitički dobivenih vrijednosti. Dobiveno je vršno odstupanje od  $0,005 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , što je u potpunosti zanemarivo. Zbog minornog odstupanja numeričkog od analitičkog rješenja ne prilaže se grafički prikaz odstupanja u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$ , jer se odstupanja približavaju računalnoj točnosti.

Gotovo potpuno analogno prethodno opisanom postupku utvrđivanja optimalne mase protutegu za obični klipni mehanizam provedena je i analiza za klipni mehanizam s uniformnim gibanjem. Ovisnost maksimalne inercijske sile na kućištu  $F_{inmaxG}$  o masi koljenastog vratila  $m_{kw}$  prikazana je na [Slika 99.]. Za dati ekscentricitet  $e_{kw}$  se dobiva minimalna inercijska sila za koljenasto vratilo mase 8396,05 g. Pri tome je ručno dodana masa potrebna za balansiranje pomoćnih ručica koje nisu modelirane u Adamsu. S tim podatkom na umu izmijenjen je oblik protutegu kako bi se ostvario optimalni umnožak ekscentriciteta  $e_{kw}$  i mase koljenastog vratila  $m_{kw}$ , te je konačna verzija klipnog mehanizma običnog zvjezdastog motora prikazana na [Slika 100.].



Slika 99. Ovisnost maksimalne inercijske sile na kućištu  $F_{inmaxG}$  o masi koljenastog vratila  $m_{kw}$  za konstantan  $e_{kw}$



Slika 100. Model zvjezdastog motora s uniformnim gibanjem i optimalno uravnoteženim klipnim mehanizmom

Zatim su određene sile u malim i velikim glavama klipnjača, u ležaju letećeg rukavca, glavnim ležajevima koljenastog vratila i na kućištu za maksimalnu brzinu vrtnje koljenastog vratila  $n_{max}$ . 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.

Na [Slika 101.] i [Slika 102.] prikazane su krivulje komponenti sile u malim glavama klipnjača. Može se uočiti da krivulje bočne sile  $F_{PBxi}$  i uzdužne sile  $F_{PByi}$  na klipnjače kvalitativno odgovaraju krivuljama dobivenim za sekundarne klipnjače [Slika 57.], [Slika 58.], te su po maksimalnom iznosu niže od maksimalne bočne sile za sekundarne klipnjače 3 i 4, što se poklapa s dobivenim ubrzanjem klipova za slučaj uniformnog gibanja. Oblik krivulje uzdužne sile  $F_{PByi}$  kvalitativno odgovara zrcaljenoj krivulji ubrzanja klipova po [Slika 89.]. Krivulje bočne sile na velikim glavama  $F_{PLxi}$  [Slika 103.] i uzdužne sile  $F_{PLyi}$  [Slika 104.] se također kvalitativno poklapaju s rezultatima dobivenim za obični zvjezdasti motor [Slika 59.], [Slika 60.] ali je maksimalni iznos bočne sile niži od svih bočnih sila sekundarnih klipnjača, a maksimalni iznos uzdužne sile niži u odnosu na sekundarne klipnjače 3 i 4. Uzdužne sile  $F_{PLyi}$  su očekivano suprotno usmjerenе od uzdužnih sila u malim glavama  $F_{PByi}$  i uvećane za inercije klipnjača. Eliminacijom neuniformnih faznih pomaka krivulje bočnih sila su antisimetrične s obzirom na gornju i donju mrtvu točku, a krivulje uzdužnih sila su simetrične.

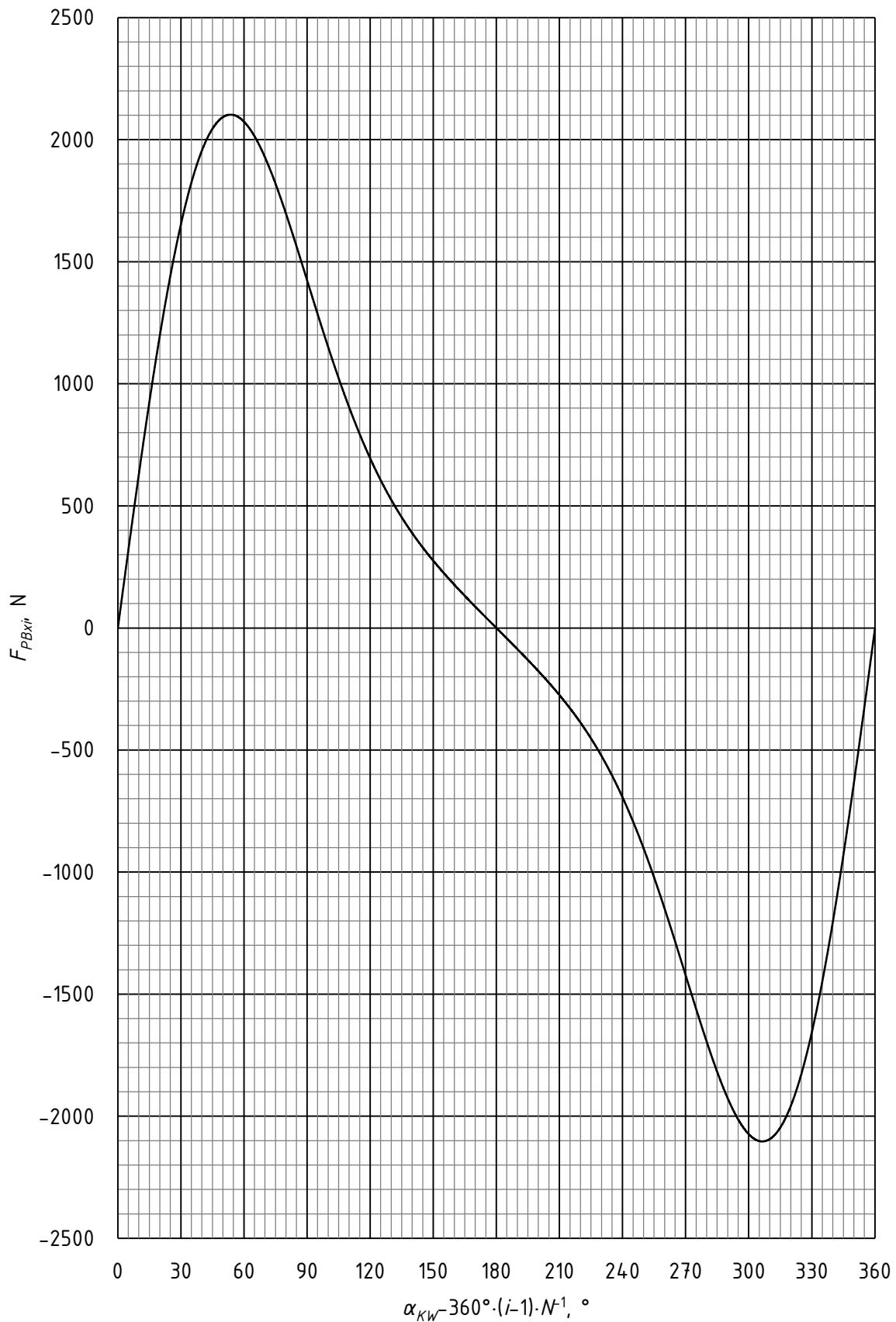
Dominantni harmonik krivulje momenta na prstenu-nosaču klipnjača je V. reda, te vršna vrijednost momenta iznosi svega 3 N·m. Stvarno opterećenje mehanizma za zadržavanje orijentacije prstena-nosača klipnjača proizlazi iz sile na čelu klipova, koja nije uzeta u obzir u ovoj numeričkoj analizi.

Na [Slika 106.] i [Slika 107.]. Ležaj letećeg rukavca je za slučaj uniformnog gibanja zbog povećane mase protuutega za balansiranje inercijskih karakteristika pomoćnih ručica još 5,08% opterećeniji od prethodno analiziranog mehanizma običnog zvjezdastog motora. Za oscilacije u vrijednosti uzdužne i poprečne komponente dominantan je harmonik V. reda. Poprečna komponenta  $F_{Hzx}$  za uniformno gibanje iznosi svega 6,84% maksimalne vrijednosti za neuniformno gibanje.

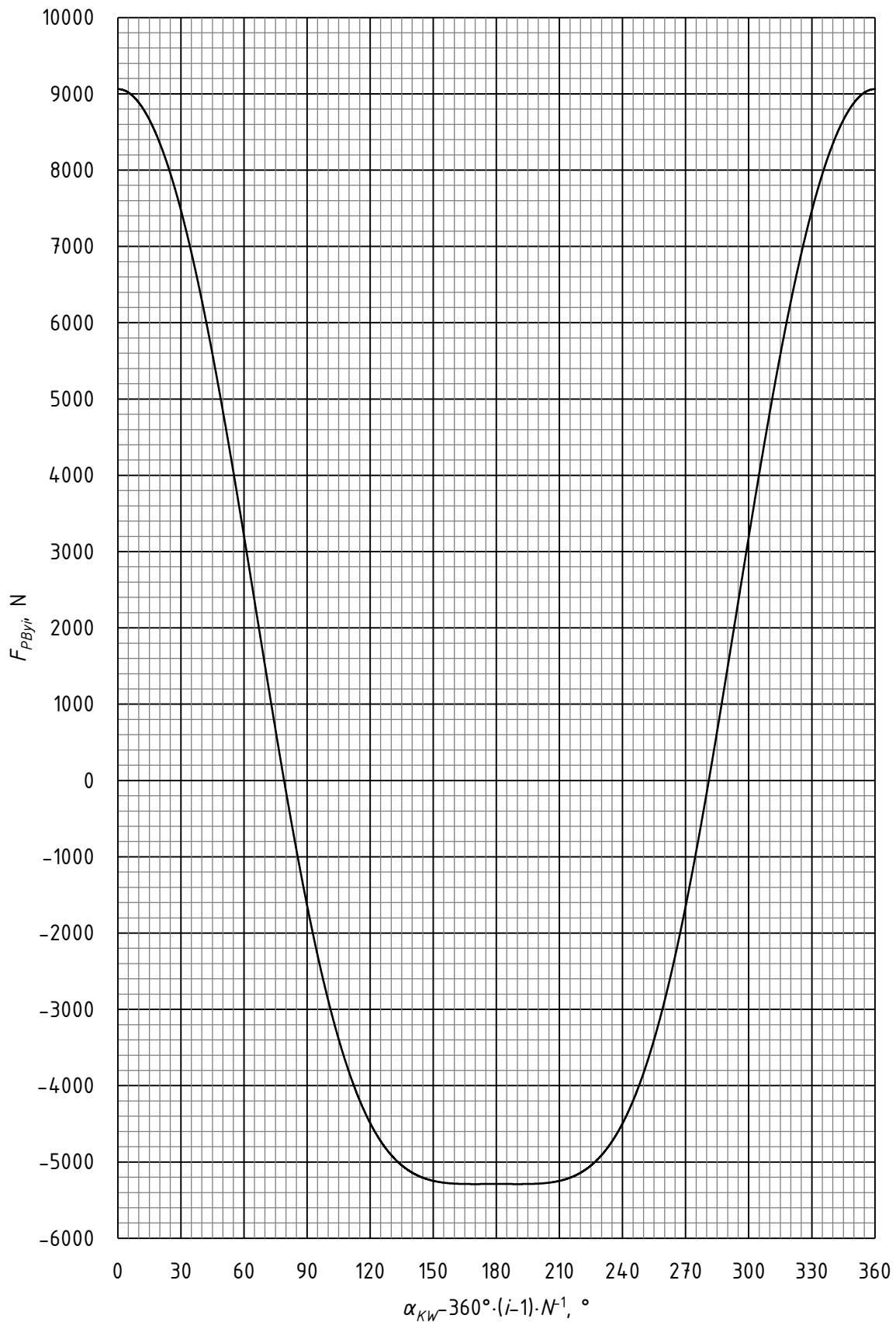
Zbog već opisanog povećanja protuutega uzdužne i poprečne sile na glavnim ležajevima koljenastog vratila  $F_{Hlx}$  i  $F_{Hly}$  ne postižu svoj minimum za danu konfiguraciju, kao što to pokazuju [Slika 108.] i [Slika 109.]. Kako bi se lakše mogla uočiti oscilatorna komponenta peterostrukе kružne frekvencije u odnosu na kružnu frekvenciju koljenastog vratila su sile prikazane u lokalnom koordinatnom sustavu koljenastog vratila.

Najveće unapređenje postignuto je na razini kućišta. Iz [Slika 110.] i [Slika 111.] se može zaključiti da su uniformnim gibanjem uravnoteženi harmonici niži od V., čime je dokazana tvrdnja iz [1]. Momenati na koljenastom vratilu  $T_{kw}$  i kućištu  $T_g$  uslijed oscilatornog gibanja klipnjača za uniformno gibanje čine svega 6,84% i 0,92% vrijednosti za neuniformno gibanje. Optimiranjem

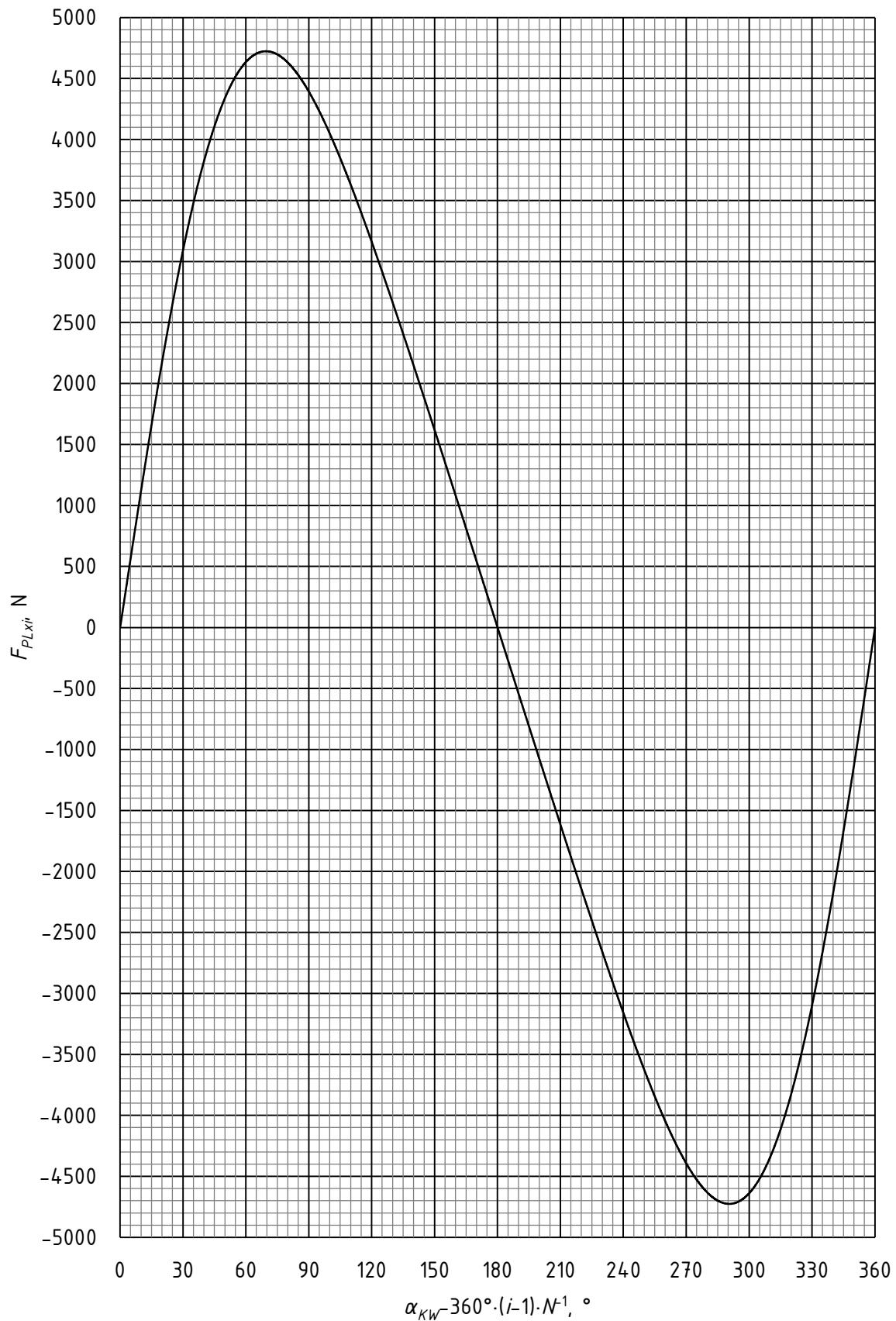
mase protuutega ostvareno je najbolje postizivo uravnoteženje na razini kućišta. Preostali harmonici V. i višeg reda čine u usporedbi sa silama uslijed neuniformnog gibanja svega 4,19%, odnosno 4,31% izvorne sile duž i okomito na os cilindra 1  $F_{gx}$  i  $F_{gy}$  [Slika 112], [Slika 113].



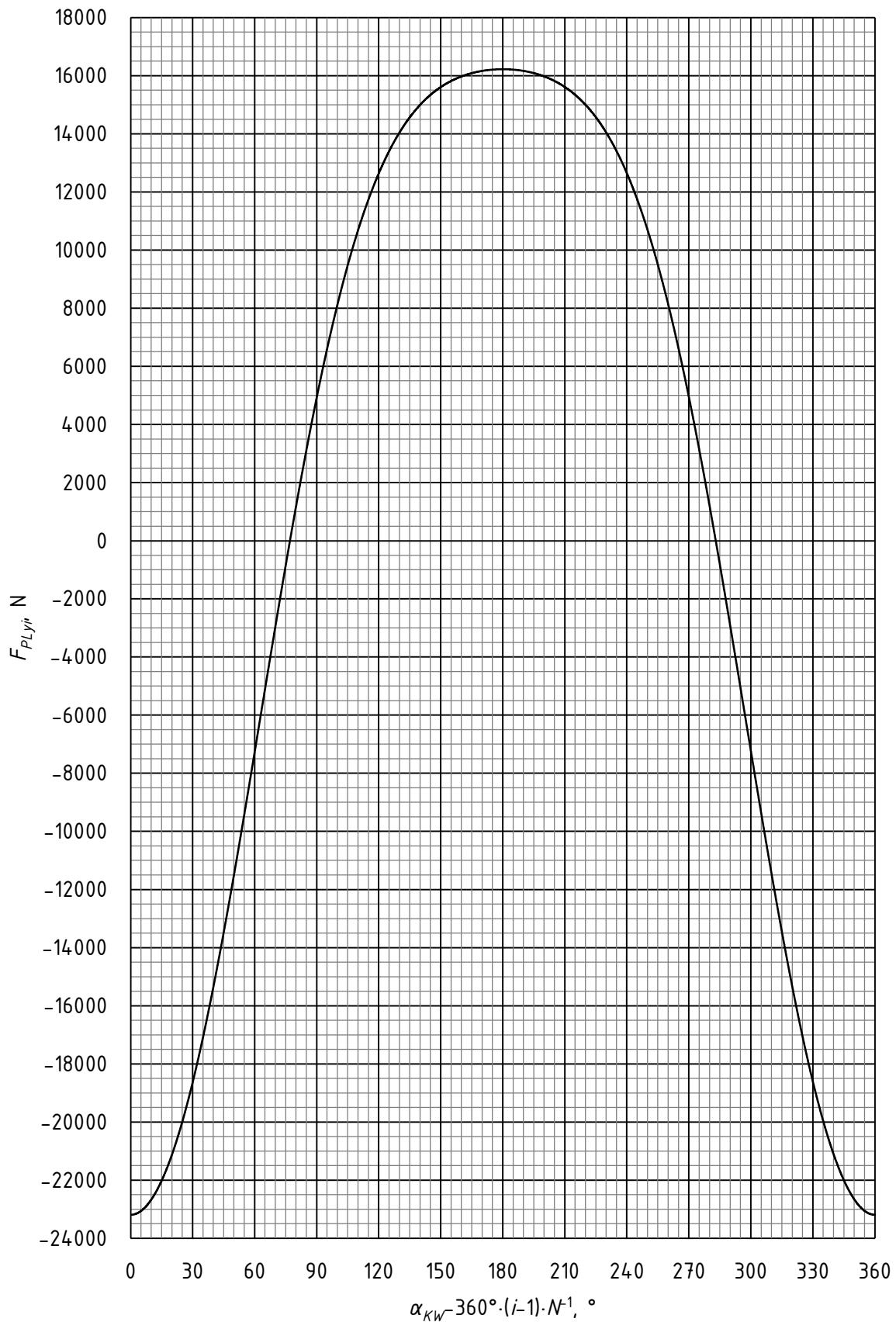
Slika 101. Krivulja ovisnosti komponente sile po x-osi u maloj glavi  $i$ -te klipnjače  $F_{PBxi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



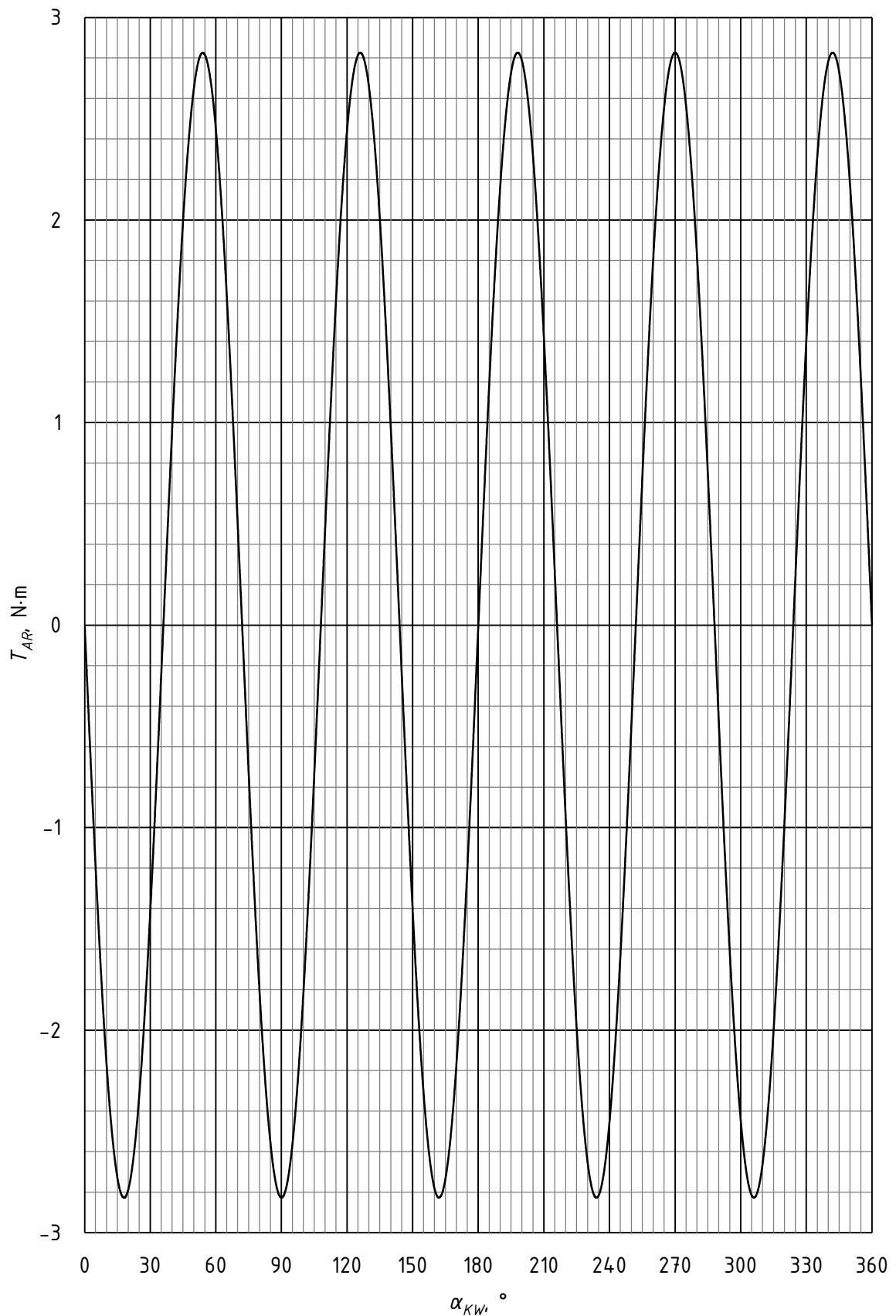
Slika 102. Krivulja ovisnosti komponente sile po  $y$ -osi u maloj glavi  $i$ -te klipnjača  $F_{PByi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$



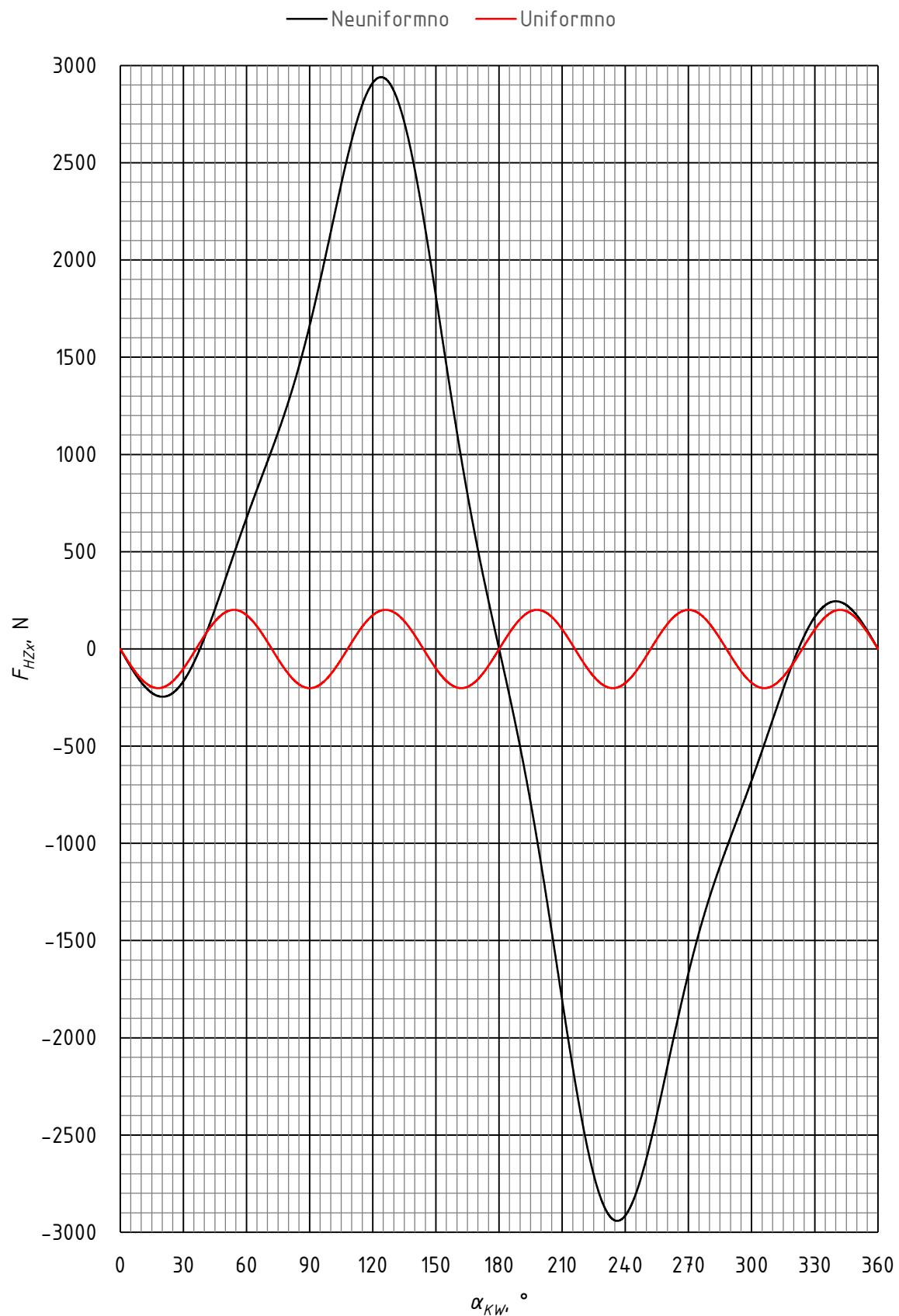
Slika 103. Krivulja ovisnosti komponente sile po x-osi u velikoj glavi  $i$ -te klipnjače  $F_{PLxi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



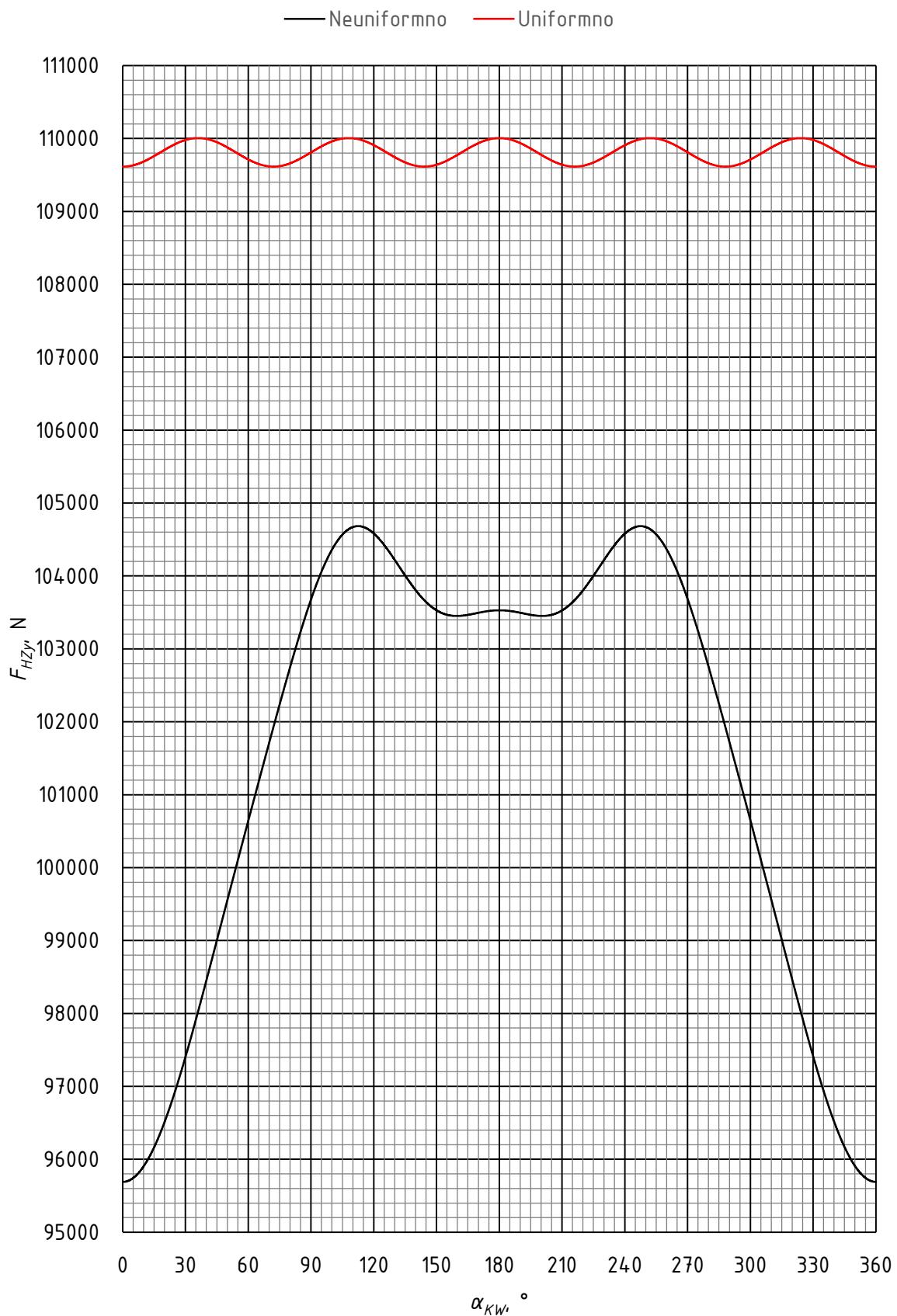
Slika 104. Krivulja ovisnosti komponente sile po  $y$ -osi u velikoj glavi  $i$ -te klipnjače  $F_{PLyi}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



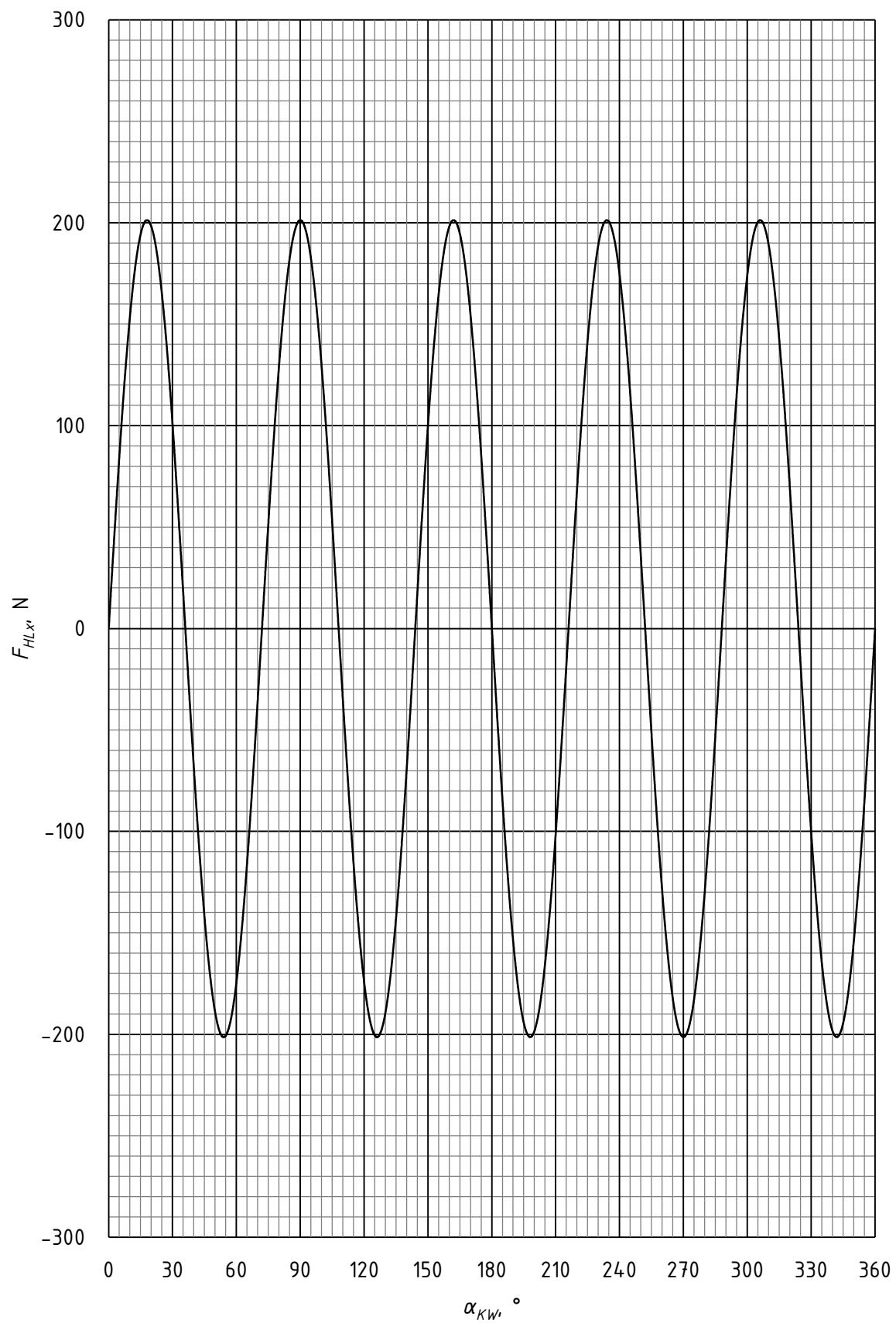
Slika 105. Krivulja ovisnosti momenta na prstenu-nosaču klipnjača  $T_{AR}$  o kutu zakreća koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



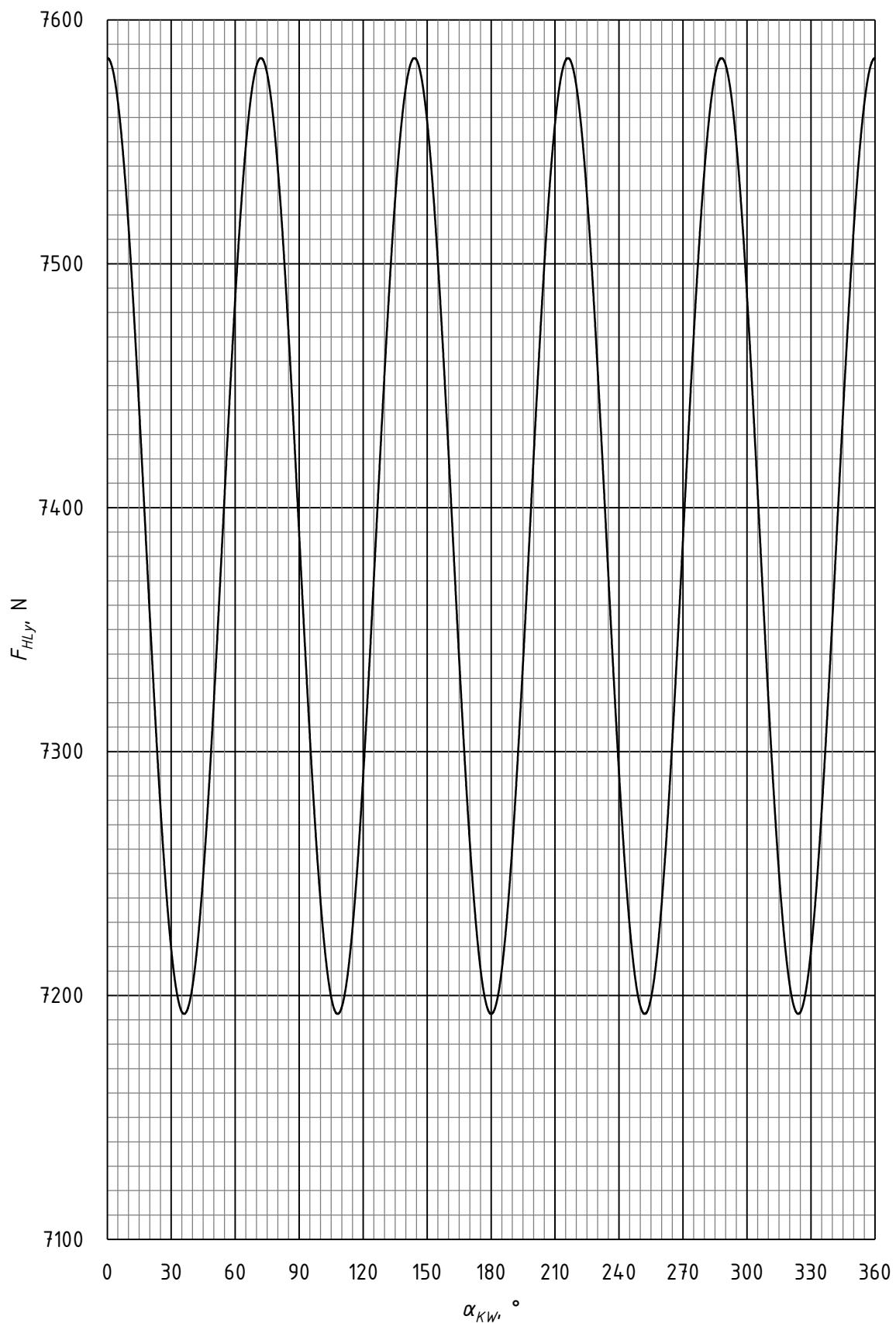
Slika 106. Usporedba ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po  $x$ -osi  $F_{Hzx}$  o kutu zakreća koljenastog vratila  $\alpha_{Kw}$  za neuniformno i uniformno gibanje



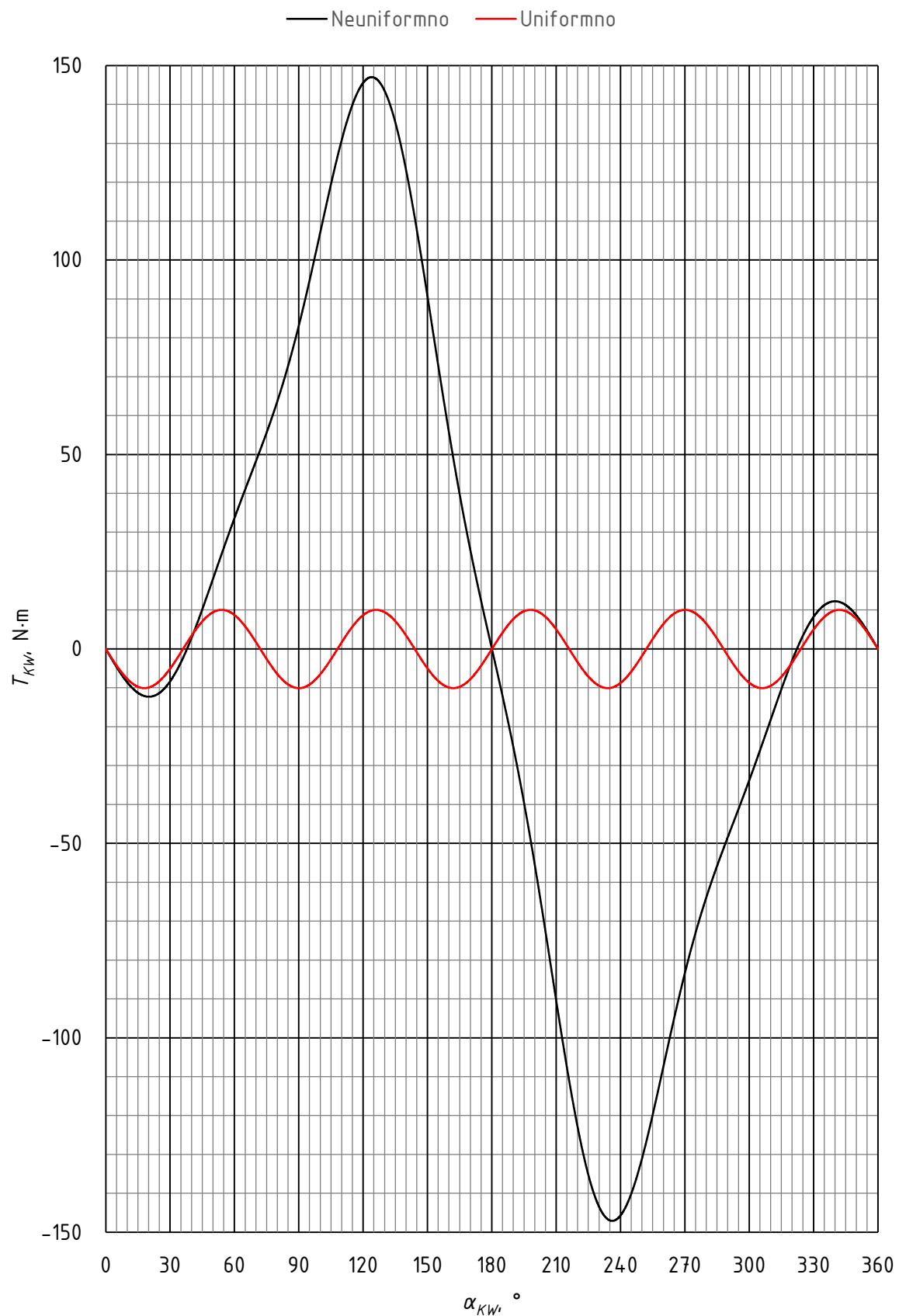
Slika 107. Usporedba ovisnosti komponente sile u ležaju letećeg rukavca po  $y$ -osi  $F_{Hzy}$  o kutu zakreća koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$  za neuniformno i uniformno gibanje



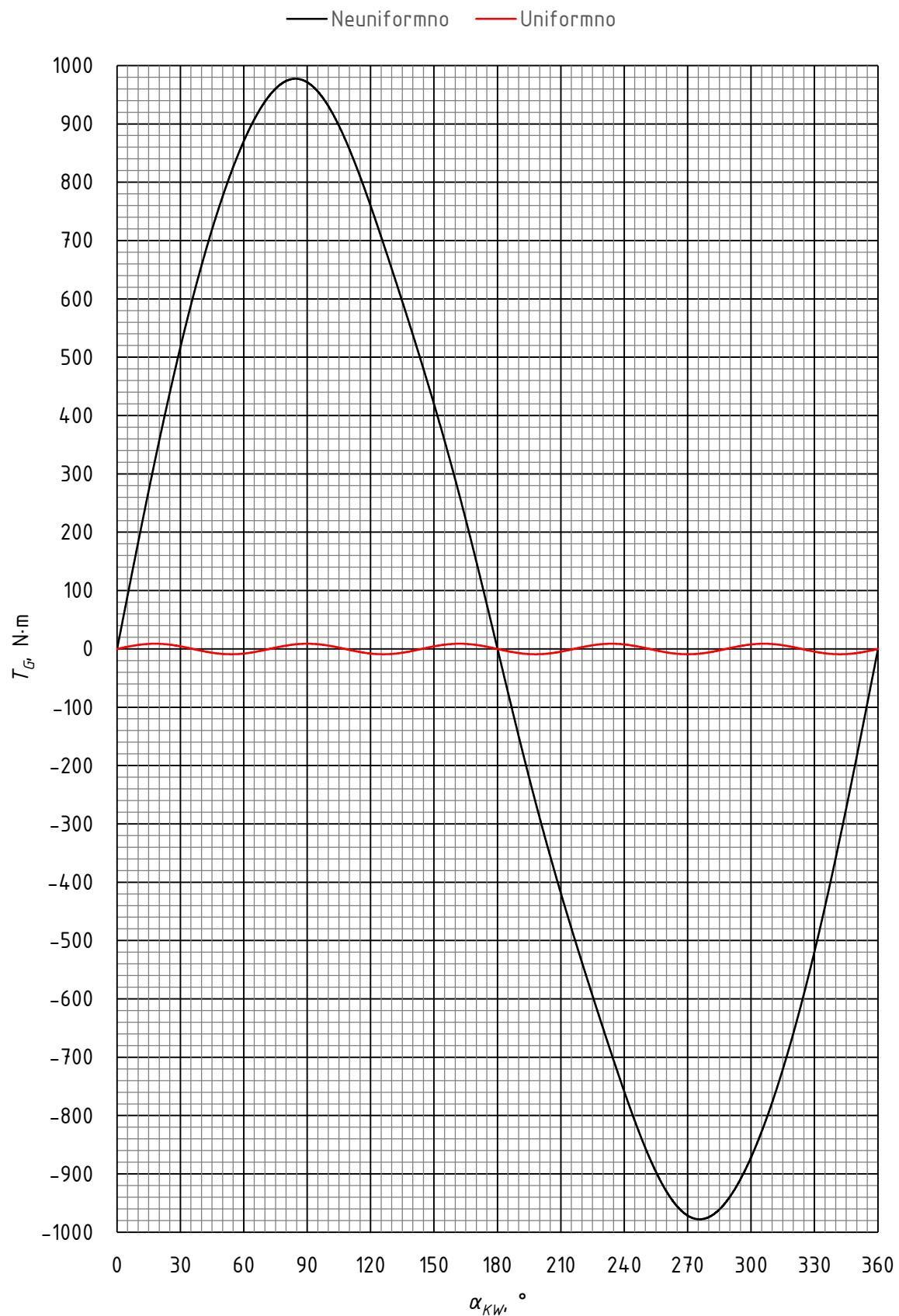
Slika 108. Krivulja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po  $x$ -osi  $F_{HLx}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



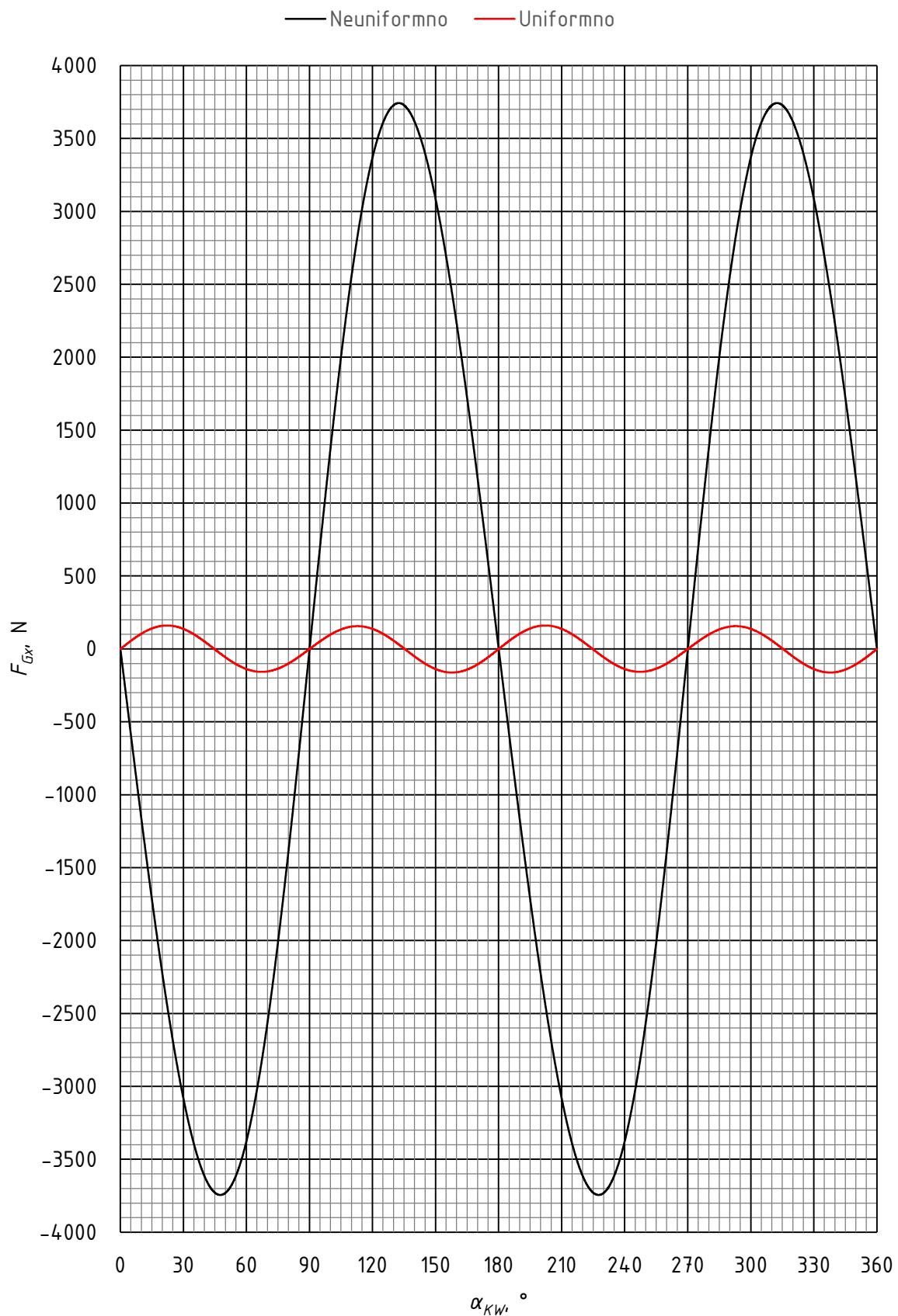
Slika 109. Krivulja ovisnosti komponente sile u glavnom ležaju koljenastog vratila po  $y$ -osi  $F_{HLY}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$



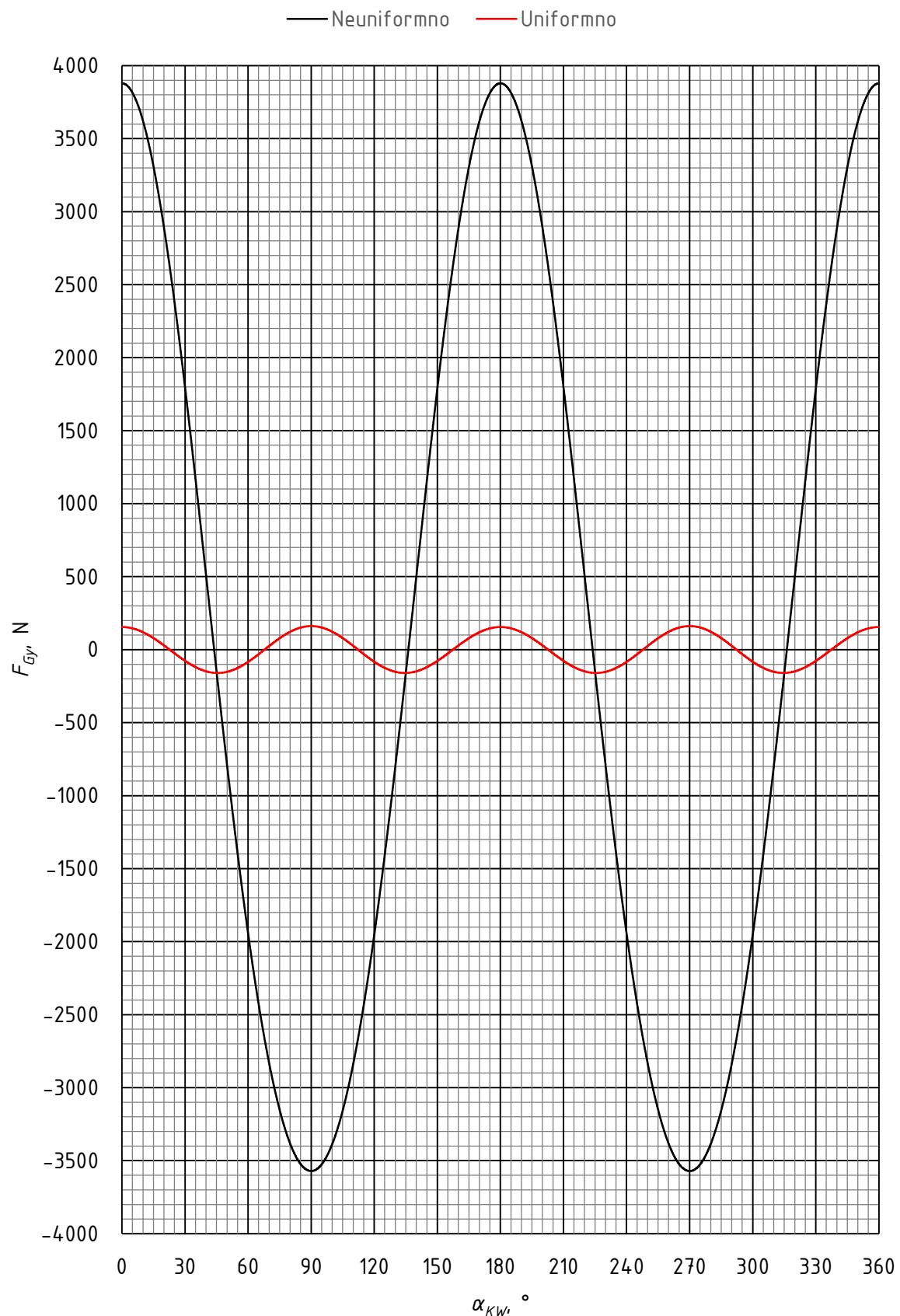
Slika 110. Usporedba ovisnosti momenta na koljenastom vratilu  $T_{KW}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{KW}$  za neuniformno i uniformno gibanje



Slika 111. Usporedba ovisnosti momenta na kućištu  $T_G$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$  za neuniformno i uniformno gibanje



Slika 112. Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po x-osi  $F_{Gx}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$  za neuniformno i uniformno gibanje



Slika 113. Usporedba ovisnosti komponente sile na kućištu po  $y$ -osi  $F_{Gy}$  o kutu zakreta koljenastog vratila  $\alpha_{kw}$  za neuniformno i uniformno gibanje

## **5. ZAKLJUČAK**

U ovome seminarском раду дан је pregled konstrukcijskih posebnosti običnih zvjezdastih motora, analizirana је kinematika pojedinih komponenti te је numeričkom analizom dokazana slaba uravnoteženost klipnog mehanizma običnog zvjezdastog motora za optimalne inercijske karakteristike koljenastog vratila.

Nakon pregleda predloženih rješenja za poboljšavanje uravnoteženosti običnog zvjezdastog motora odabрано је jedno paralelogramsko rješenje. Provedena је analiza kinematike i numerička analiza dinamike odabranog mehanizma, te је dokazано да је njime postignuta daleko bolja uravnoteženost zvjezdastog motora.

Bilo bi zanimljivo nastaviti с detaljnom konstrukcijskom razradom i dokazivanjem zadovoljenja kriterija zamorne čvrstoće за komponente mehanizma, dimenzionirati nestacionarno opterećene klizne ležajeve pomoću metode konačnih elemenata, te usporediti najbolje rješenje bazirano na planetarnom prijenosniku s odabranim rješenjem po pitanju ukupne mase i dimenzija sustava.

## 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](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] Bensinger, W.-D.: Die Steuerung des Gaswechsels in schnellaufenden Verbrennungsmotoren; Konstruktion und Berechnung der Steuerelemente, Springer-Verlag GmbH, Berlin, 1968.
- [11] Raymond, R. J.: Comparison of Sleeve and Poppet-Valve Aircraft Piston Engines, Aircraft Engine Historical Society, 2005.
- [12] Mickel, E., Sommer, P., Wiegand, H.: Berechnung und Gestaltung der Triebwerke schnellaufender Kolbenkraftmaschinen, Springer-Verlag GmbH, Berlin, 1942.
- [13] Орлов, П. И.: Конструкция и расчет деталей авиационных двигателей, Часть I, Государственное издательство оборононой промышленности, Moskva, 1940.
- [14] McCutcheon, K. D.: No Short Days; The Struggle to Develop the R-2800 *Double-Wasp* Crankshaft, Aircraft Engine Historical Society, 2002.
- [15] Hoag, K. L., Dondlinger, B.: Vehicular Engine Design; Powertrain, Springer-Verlag GmbH, Beč, 2005.
- [16] Hafner, K. E., Maass, H.: Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine, VEB Verlag Technik, Berlin, 1985.
- [17] Haug, K.: Die Drehschwingungen in Kolbenmaschinen, Springer-Verlag OHG, Berlin, 1952.

- [18] Рыбальчик, В. С., Поляков, С. В., Герасименко, В. Ф.: Теория поршневых авиационных двигателей, Военное издательство Министерства обороны Союза ССР, Москва, 1955.
- [19] Raymond, R. J.: Crankpin Bearings in High Output Aircraft Piston Engines; The Evolution of their Design and Loading, Aircraft Engine Historical Society, 2015.
- [20] Sorensen, C. D.: Kinematic Relations Between Master and Slave Cylinders in Radial Engines, Brigham Young University, Provo, 2008.
- [21] Köhler, E., Flierl, R.: Verbrennungsmotoren; Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors, Springer Fachmedien GmbH, Wiesbaden, 2011.
- [22] Pietrykowski, K., Tulwin, T.: The Nonuniformity of the Piston Motion of the Radial Engine, Applied Computer Science, tom 13, br. 2, str. 39–47, 2017.
- [23] <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=f6d0bebbfc7248838243b7fa141431ba&n=1>, zadnji put pristupljeno 2. XI. 2021.
- [24] [https://www\\_azom\\_com/article.aspx?ArticleID=6554](https://www_azom_com/article.aspx?ArticleID=6554), zadnji put pristupljeno 2. XI. 2021.
- [25] <http://matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=0b329941c6ce4bc8adcc6dd998b9627f&ckck=1>, zadnji put pristupljeno 2. XI. 2021.
- [26] van Basshuysen, R., Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor; Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, Springer Fachmedien GmbH, Wiesbaden, 2017.
- [27] Lazzara, M.: Tribologisches Verhalten der Kolbenbolzenlagerung, Springer Fachmedien GmbH, Wiesbaden, 2016.
- [28] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 73126 – 1987-03: Kolbenbolzen für Hubkolbenmaschinen; Maße, Ausführungen, Anforderungen, Prüfungen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1987.
- [29] <http://blog.tij-power.com/unterschiedliche-materialien-fuer-je-kolben/>, zadnji put pristupljeno 1. XI. 2021.
- [30] Forschungskuratorium Maschinenbau: Analytical strength assessment of components in mechanical engineering, VDMA Verlag GmbH, Frankfurt am Main, 2003.
- [31] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 73130 – 1989-07: Sprengringe aus Runddraht für Kolbenbolzen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1989.
- [32] Mahle GmbH: Zylinderkomponenten; Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe, Springer Fachmedien GmbH, Wiesbaden, 2015.

- [33] Rheinmetall Automotive AG: Kolbenschmidt Gleitlager Katalog 2020, Rheinmetall Automotive AG, 2020.
- [34] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 5401 – 2002-08: Kugeln für Wälzlager und allgemeinen Industriebedarf, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2002.
- [35] 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.
- [36] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 32711-1 – 2009-03: Welle-Nabe Verbindung; Polygonprofil P3G; Teil 1: Allgemeines und Geometrie, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2000.
- [37] British Standards Institution: BS EN 10305-4:2016: Steel tubes for precision applications – Technical delivery conditions; Part 4: Seamless cold drawn tubes for hydraulic and pneumatic power systems, BSI Limited, London, 2016.
- [38] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 3760 – 1996-09: Radial-Wellendichtringe, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1996.
- [39] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 5464 – 1965-09: Keilwellen-Verbindungen mit geraden Flanken; Schwere Reihe, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1965.
- [40] Sharpe, J. S.: US2264484, United States Patent Office, Alexandria, 1941.
- [41] Jäger, V.: US4194404, United States Patent Office, Alexandria, 1980.
- [42] Kahn, B.: US2122745, United States Patent Office, Alexandria, 1938.
- [43] Moore, V.: US2442875, United States Patent Office, Alexandria, 1948.
- [44] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2014/01/nordberg-12-cylinder-radial-crankshaft.jpg>, zadnji put pristupljeno 22. IX. 2021.
- [45] Тимошенко, И. М.: RU2262601, Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Moskva, 2005.
- [46] Sharpe, J. S.: US2378507, United States Patent Office, Alexandria, 1945.
- [47] Wallace, J.: Design of aeroplane engines, Benn Brothers Ltd., London, 1920.
- [48] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2014/01/nordberg-11-cylinder-radial-crankshaft.jpg>, zadnji put pristupljeno 23. IX. 2021.
- [49] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2014/09/marchetti-mp-cam-action.jpg>, zadnji put pristupljeno 22. IX. 2021.
- [50] <https://oldmachinepress.files.wordpress.com/2021/08/fairchild-caminez-447-b-drawing.jpg>, zadnji put pristupljeno 22. IX. 2021.

- [51] <https://www.enginehistory.org/Biography/CaminezHarold/CaminezHarold.shtml>, zadnji put pristupljeno 22. IX. 2021.
- [52] <https://thevintageaviator.co.nz/projects/engines/le-rh%C3%B4ne-9j-engine/history>, zadnji put pristupljeno 25. X. 2021.
- [53] [https://en.wikipedia.org/wiki/Le\\_Rh%C3%B4ne](https://en.wikipedia.org/wiki/Le_Rh%C3%B4ne), zadnji put pristupljeno 25. X. 2021.
- [54] Felt, J.: US1708611, United States Patent Office, Alexandria, 1929.
- [55] <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/drawn-cup-needle-roller-bearings/productid-HK%200606>, zadnji put pristupljeno 19. XII. 2021.