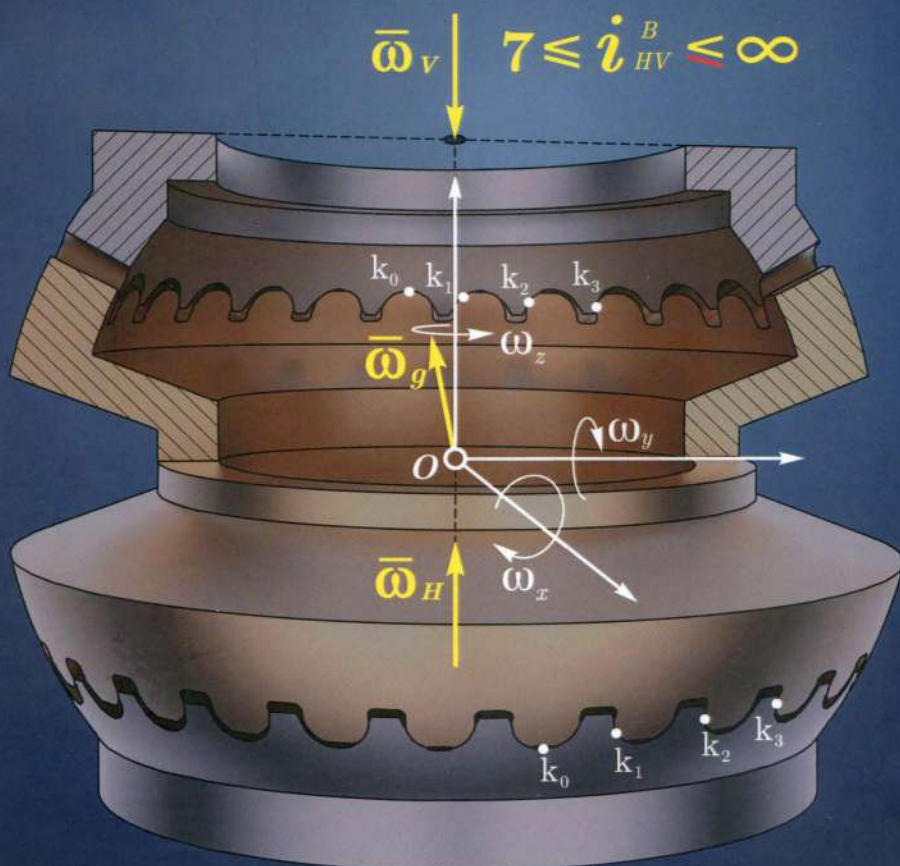


ION BOSTAN

# TRANSMISII PRECESSIONALE

*Volumul 2*

Geometria contactului,  
Generarea suprafețelor și Aplicații



# TRANSMISII PRECESIONALE

*Volumul 2*

**Geometria contactului,  
Generarea suprafețelor și Aplicații**

Ion Bostan

Chișinău 2019

CZU 531.8

A 62

Monografia *TRANSMISII PRECESIONALE* este compusă din două volume și este structurată în 10 capitole cu conținuturi distincte, care în ansamblul lor reflectă dezvoltarea transmisiilor precesionale de la idee până la implementare.

Volumul 2 – *Transmisii precesionale: Geometria contactului, Generarea suprafețelor și Aplicații* – include capitolele 7 – 10, consacrate dezvoltării geometriei contactului dinților sub aspectele de majorare a capacității portante și de diminuare a pierderilor energetice la alunecarea cu frecare între flancurile conjugate, elaborării procedeeleor de generare a dinților cu profiluri de flanc convex/concave nestandardizate prin rostogolire-rulare spațială cu scule de forma “trunchi de con”  $G_{r.s}^{con}$  și de forma “disc profilat periferic”  $G_{r.s}^{disc}$ , inclusiv cu scula cilindrică  $G_{m.ax}^{cil}$  pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică. De asemenea, sunt prezentate exemple reprezentative de aplicații ale transmisiilor precesionale de putere și cinematice.

Această monografie, prin modul de abordare a problemelor, reprezintă o interfață a manualului academic și a îndrumarului de cercetare-proiectare, cuprinzând toate etapele realizării unui produs: de la idee – la cercetare teoretică și experimentală; de la proiectare – la fabricare și implementare.

Lucrarea se adresează cercetătorilor din domeniul științelor exacte, inginerilor-constructori de mașini, studenților, masteranzilor și doctoranzilor din învățământul superior tehnic, precum și tuturor celor interesați de activitatea inovatoare.

*Nota explicativă.* Vederile generale ale unor reductoare cu angrenaje dințate și numele companiilor producătoare, fiind mărci comerciale sau mărci comerciale înregistrate, sunt folosite doar în scopul identificării evoluției domeniului, fără intenția de a încălca drepturile asupra lor.

Redactor științific: V. Bostan

Stilizator: L. Eršov

Paginare computerizată: M. Vaculenco, L. Kuleva

Prelucrare imagini: R. Ciobanu, O. Ciobanu, M. Guțu, N. Trifan

Copertă: V. Gonciar

Descrierea CIP a Camerei Naționale a Cărții Transmisii Precesionale [în 2 vol.] / I. Bostan – Ch.: S.n., 2019 Tipogr. (Bons Offices) – ISBN 978 – 9975 – 4100 – 9 – 0 Vol. Transmisii precesionale. – 2019. – 1160 p. – 200 ex. – ISBN 978 – 9975 – 4179 – 0 – 7
--

ISBN 978 – 9975 – 4100 – 9 – 0

ISBN 978-9975-4179-0-7

© I. Bostan, 2019

*Dedic această monografie soției Dorina  
și  
feciilor noștri Viorel și Marcel*



---

# Cuprins

Prefață	xiii
Mulțumiri	xv
Despre autor	xvii
Introducere	xix
Lista acronimelor	xxxv
Lista abrevierilor	xxxvii
Lista notațiilor	xxxix
Lista indicilor inferiori	xlvi
<b>7 TRANSMISII PRECESIONALE CU ANGRENAJE DIN ROȚI DINȚATE</b>	<b>1</b>
7.1 Dezvoltarea angrenajelor dințate în contextul tendinței de miniaturizare .....	1
7.2 Geneza minitransmisiilor mecanice cinematice cu angrenaje dințate .....	3
7.3 Sinteza, structura și cinematica transmisiilor precesionale cu angrenaje dințate .....	12
7.4 Dezvoltarea geometriei contactului dinților în angrenajele precesionale .....	17
7.5 Angrenaj precesional cu profilurile dinților în arc de cerc și rectiliniu .....	22

7.5.1	Geometria contactului dinților .....	23
7.5.2	Alunecarea relativă în contact și aproximarea profilurilor .....	26
7.5.3	Calculul angrenajului precesional cu contact în arc de cerc și contact rectiliniu .....	28
7.6	Angrenaj precesional cu profilurile dinților în arc de cerc și convex/concav .....	34
7.6.1	Geometria contactului și particularitățile angrenării dinților .....	34
7.6.2	Particularitățile proiectării angrenajului .....	35
7.6.3	Algoritmul de calcul al angrenajului $A^D$ de tip $2K-H$ .....	44
7.7	Angrenaj precesional cu contact convex-concav și grad redus de acoperire .....	46
7.7.1	Viziuni asupra proiectării contactului convex-concav precesional cu capacitate portantă și randament mecanic înalte .....	46
7.7.2	Desemnarea formei profilului dinților satelitului și mișcarea punctului de referință .....	47
7.7.3	Determinarea profilului dinților roții centrale .....	49
7.7.3.1	Profilul exprimat prin traiectoria mișcării punctului de contact al dinților .....	49
7.7.3.2	Profilul exprimat prin înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc .....	57
7.7.4	Contact convex-concav precesional cu geometrie transformabilă .....	62
7.7.4.1	Contact convex-concav cu diferența mică a razelor de curbură a flancurilor dinților .....	63
7.7.4.2	Contact convex-concav cu alunecare redusă între flancurile dinților .....	70
7.7.5	Curbura flancurilor dinților în contact .....	71
7.7.5.1	Raza de curbură spațială a profilului dinților roților centrale .....	71
7.7.5.2	Diferența razelor de curbură ale flancurilor dinților în contact .....	76
7.7.6	Cinematica punctului de contact al dinților .....	78
7.7.6.1	Viteza liniară a punctului de contact $E_1$ de pe profilul dintelui roții centrale .....	79
7.7.6.2	Viteza liniară a punctului de contact $E_2$ de pe profilul dintelui roții-satelit .....	84
7.7.6.3	Viteza relativă de alunecare dintre flancurile conjugate ale dinților .....	88

7.7.6.4	Cinematica și geometria contactului convex-concav .....	91
7.7.6.5	Distanțele parcurse de punctele de contact $E_1$ și $E_2$ și diferența lor .....	96
7.7.6.6	Influența configurației numărului de dinți ai roților angrenate asupra alunecării relative din contact .....	102
7.7.7	Proiectarea geometriei contactului convex-concav al dinților cu angrenare precesională .....	109
7.7.8	Algoritmul de calcul al angrenajului precesional dințat convex-concav. Recomandări și constrângeri privind proiectarea contactului.....	115
7.7.9	Proiectarea transmisiilor precesionale cu contact concav-concav (convex-concav) al dinților .....	117
7.8	Angrenaj precesional cu contact concav-concav cu dinți înclinați .....	125
7.8.1	Bazele sintezei angrenării cu contact concav-concav al dinților înclinați .....	127
7.8.2	Modelul matematic al angrenajului $A^{D,\beta}$ cu dinți înclinați .....	128
7.8.3	Transformarea angrenării $A_{CV-CV}^D$ în $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ și evoluția geometriei și cinematicii punctului de contact al dinților	134
7.8.4	Evoluția liniei sumare de contact al dinților în angrenările $A_{CV-CV}^D$ și $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ și elementele de calcul..	136

## **8 GENERAREA DINȚILOR PRIN ROSTOGOLIRE-RULARE SPAȚIALĂ ȘI FABRICAREA ROȚILOR PRIN TEHNOLOGII NECONVENȚIONALE** **143**

8.1	Procedeul de generare a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rulare spațială cu sculă de forma “trunchi de con”	145
8.1.1	Cinematica mecanismului portsculei .....	145
8.1.2	Descrierea analitică a traiectoriei mișcării sculei precesionale.....	150
8.1.3	Descrierea analitică a înfășurătoarei familiei contururilor generatoare ale sculei .....	152
8.1.4	Utilaj tehnologic de generare prin rostogolire-rulare spațială a dinților cu profil convex/concav .....	157
8.2	Modificarea longitudinală a dinților cu profil convex/concav cu sculă hiperboloidală .....	167
8.2.1	Descrierea analitică a conturului generator al sculei de formă hiperboloidală și a utilajului pentru profilare	169



8.2.2	Descrierea analitică a flancurilor dinților cu modificare longitudinală .....	178
8.2.3	Determinarea poziției punctului de contact al dinților cu modificare longitudinală .....	183
8.2.4	Influența formei conturului generator al sculei asupra modificării longitudinale .....	185
8.3	Modificarea profilului de flanc al dinților .....	187
8.3.1	Descrierea analitică a modificării profilului cu considerarea erorii de schemă a angrenajului precesional ..	187
8.3.2	Analiza estimativ-topologică a modificării profilului dintelui .....	194
8.4	Generarea $G_{r,s}^{disc}$ a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rulare spațială cu sculă de forma “disc profilat periferic” .....	199
8.4.1	Cinematica și descrierea analitică a liniei de contact <i>sculă-semifabricat</i> .....	199
8.4.2	Utilaj tehnologic de generare prin rostogolire-rulare spațială a dinților cu sculă-disc profilată periferic ....	208
8.5	Generarea $G_{r,s}^{con}$ a dinților cu profil în arc de cerc prin rostogolire-rulare spațială cu scula de forma “trunchi de con” .....	215
8.6	Generarea $G_{m,ax}^{cil}$ a dinților cu profil cicloidal pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică .....	224
8.7	Generarea $G_{m,ax}^{cil}$ a dinților cu profil convex/concav variabil cu scula de formă cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică .....	229
8.7.1	Cinematica și descrierea analitică a procedurii de generare $G_{m,ax}^{cil}$ pe mașini-unelte în 3 axe .....	229
8.7.2	Cinematica și descrierea analitică a procedurii $G_{m,ax}^{cil}$ pe mașini-unelte în 5 axe .....	235
8.7.3	Generarea $G_{m,ax}^{cil}$ a dinților dreپți cu profil convex/concav variabil pe mașini-unelte cu comandă numerică în 5 axe .....	242
8.7.4	Generarea $G_{m,ax}^{cil,\beta}$ a dinților înclinați pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică .....	246
8.8	Fabricarea roților dințate ale angrenajelor precesionale prin tehnologii neconvenționale .....	250
8.8.1	Fabricarea roților prin turnare/sinterizare .....	250
8.8.1.1	Aspecte tehnologice și utilaj pentru fabricarea roților dințate prin turnare din mase plastice .....	253

8.8.1.2	Aspecte tehnologice și utilaj pentru fabricarea roților dințate prin sinterizare din pulberi metalice .....	259
8.8.2	Fabricarea roților prin electroeroziune cu scule-electrod filiform și masiv .....	265
8.8.2.1	Sisteme tehnologice de generare a danturilor cu scula electrod filiform .....	265
8.8.2.2	Sisteme tehnologice de fabricare a danturilor cu sculă-electrod masiv .....	285
<b>9</b>	<b>APLICAȚII ALE TRANSMISIILOR PRECESIONALE DE PUTERE</b>	<b>291</b>
9.1	Condiții tehnice specifice de fabricație, asamblare și exploatare a transmisiilor precesionale .....	293
9.2	Reductoare și motoreductoare cu destinație generală .....	298
9.2.1	Reductoare precesionale de tip $2K-H$ .....	298
9.2.2	Motoreductor planetar precesional de tip $2K-H$ .....	303
9.2.3	Reductoare precesionale de tip $K-H-V$ .....	305
9.3	Motoreductoare planetare precesionale submersibile pentru Complexul Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Feromanganice .....	307
9.3.1	Scurt istoric .....	307
9.3.2	Motoreductoare precesionale de tip $2K-H$ submersibile de acționare a hidrolocatorului ( $P = 0,37 kW$ , $i = -323$ ) și a aerliftului ( $P = 0,37 kW$ , $i = -728$ ) Complexului Robotizat .....	314
9.3.3	Reductor precesional submersibil de acționare a troliului superior al Complexului Robotizat .....	316
9.3.4	Motoreductor precesional submersibil de tip $2K-H$ de acționare a propulsoarelor-șnec de deplasare a robotului .....	320
9.3.5	Motoreductor precesional submersibil de acționare a alimentatorului Complexului Robotizat .....	322
9.3.6	Reductor precesional submersibil al troliului de ridicare a brațului Complexului Robotizat .....	322
9.3.7	Mecanism-troliu cu reductor precesional de tip $2K-H$ submersibil pentru acționarea tamburului Complexului Robotizat .....	324
9.3.8	Reductoare precesionale de tip $2K-H$ pentru acționarea troliului Complexului Robotizat .....	326

9.3.9	Motoreductor precesional submersibil de tip $2K-H$ pentru acționarea dozatorului Complexului Robotizat	328
9.3.10	Motoreductor precesional ecologic cu baie de ungere pe baza apei de mare .....	331
9.4	Motoreductoare precesionale tip $2K-H$ pentru acționarea echipamentelor tehnologice industriale .....	332
9.4.1	Motoreductor precesional ( $T = 1480 Nm; i = -72$ ) ..	334
9.4.2	Motoreductor precesional ( $T = 4000 Nm; i = -106, 3$ )	336
9.5	Turbomotoare precesionale de acționare a armăturii gazoductelor magistrale.....	340
9.5.1	Turbomotor precesional cu ejecție reactivă ( $T = 30000 Nm; i = 20.000$ ) .....	340
9.5.2	Turbomotoare precesionale cu ejecție reactivă ( $T = 85.000 Nm, i = -624$ și $T = 360.000 Nm, i = -624$ ).	341
9.6	Motoreductor precesional de acționare a macaralei pivotante ( $P = 11 kW, i = -100$ ) .....	343
9.7	Reductoare precesionale de acționare a pompelor submersibile pentru extragerea petrolului de la adâncimi mari .....	347
9.7.1	Reductor precesional cu separarea puterii pe două fluxuri ( $D = 108 mm, T = 650 Nm; i = -30$ ).....	347
9.7.2	Reductor precesional cu separarea puterii pe două fluxuri ( $D = 133 mm, T = 950 Nm; i = -30$ ).....	349
9.8	Multiplicatoare precesionale pentru turbine eoliene .....	349
9.8.1	Multiplicator precesional pentru turbina eoliană ( $P = 16 kW, i = 19$ ) .....	349
9.8.2	Multiplicator precesional pentru turbina eoliană ( $P = 10 kW, i = -30$ ) .....	351
9.9	Electromodule precesionale pentru aparate cosmice de zbor .	353
9.9.1	Electromodule precesionale pentru acționarea platformei SCAN a aparatului cosmic de zbor ( $T = 95 Nm, i = -299$ ) .....	354
9.9.2	Module electromecanice precesionale de acționare a mecanismelor sateliților geostaționari ( $P = 0,08 kW; i = -840; i = -2115$ ) .....	356
9.10	Mecanism precesional de acționare a sistemului de orientare a radarului ( $T = 245.000 Nm, i = 12.960.000$ ).....	358
9.11	Mecanism cu reductor precesional pentru acționarea centrifugii amestecătorului( $T = 400 Nm, i = -575$ ) .....	360
9.12	Transmisii precesionale în mijloace de transport .....	360
9.13	Reductorul principal precesional al elicopterului .....	368
9.14	Variatoare cu transmisii planetare precesionale.....	368

9.15	Hidromotoare cu transmisii precesionale $2K-H$ .....	373
9.16	Mandrine cu acționare în baza transmisiilor planetare precesionale $K-H-V$ .....	381
<b>10</b>	<b>APLICAȚII ALE TRANSMISIILOR PRECESIONALE CINEMATICE</b>	<b>385</b>
10.1	Avantaje și domenii posibile de aplicație .....	385
10.2	Transmisii precesionale cinematice în industria de automobile	388
10.2.1	Mecanisme de acționare a ferestrelor automobilului de marca <i>FORD</i> ( $T=25 Nm, i=-144$ ) .....	389
10.2.2	Mecanism precesional de acționare a frânelor automobilului ( $T=95 Nm, i=-72$ ) .....	390
10.3	Module electromecanice precesionale pentru avionică .....	392
10.4	Reductor precesional cinematic $K-H-V$ pentru transmiterea mișcării în spații etanșe .....	392
10.5	Reductor precesional cinematic $2K-H$ cu arbori concurenți .	395
10.6	Minitransmisii precesionale pentru micro sisteme .....	396
10.7	Transmisii precesionale cinematice în mecanismele de acționare a utilajului tehnologic .....	400
10.7.1	Chei electromecanice cu transmisii precesionale cinematice .....	401
10.7.2	Șurubelniță electromecanică cu transmisie precesională cinematică .....	404
10.7.3	Mașini de găurit cu transmisii precesionale cinematice	406
10.7.4	Capuri de alezat cu transmisii precesionale cinematice	408
10.7.5	Cap de asamblat cu transmisie precesională cinematică	410
10.7.6	Mecanism de alimentare a aparatului de sudat .....	411
10.8	Mecanisme precesionale de acționare a roboților industriali ..	412
10.8.1	Roboți și manipolatoare cu acționare în baza transmisiilor precesionale .....	413
10.8.2	Mecanisme precesionale de acționare a articulațiilor .	414
10.8.3	Mecanisme precesionale de acționare a apucătoarelor	416
10.9	Motoreductoare precesionale cinematice cu destinație generală	418
	<b>Constatări, concluzii și remarci</b>	<b>423</b>
	<b>Lista figurilor</b>	<b>430</b>
	<b>Lista tabelor</b>	<b>448</b>

---

Anexa A	Particularitățile și caracteristicile geometriei și cinematicii contactului dinților $K_{CV-CV}$ în angrenajul precesional $A^D$	449
Anexa B	Influența configurației parametriche $[Z_g - \theta, \pm 1]$ asupra geometriei contactului $K_{CV-CV}$ a dinților angrenajului precesional $A^D$	457
Anexa C	Transmisii precesionale cu angrenaje $A^B$ și $A^D$	465
Anexa D	Generarea dinților prin rostogolire-rulare spațială cu sculă de forma <i>trunchi de con</i>	491
Anexa E	Generarea dinților prin rostogolire-rulare spațială cu sculă de forma <i>disc profilat periferic și cilindrică</i>	505
Anexa F	Procedee neconvenționale de fabricație prin electroeroziune a dinților roților conice cu profiluri conice/concave variabile	521
Anexa G	Hidromotoare, motoreductoare, variatoare și utilaje tehnologice cu angrenaje precesionale $A^B$ și $A^D$	545
Bibliografie		567



## Prefață

Monografia *TRANSMISII PRECESIONALE* este dedicată cercetătorilor din domeniul științelor exacte, în particular inginerilor-constructori de mașini, interesați de cercetarea și implementarea transmisiilor mecanice.

Sper ca, în această lucrare, cititorul să găsească răspuns la întrebarea fundamentală referitoare la transformarea mișcării și transmiterea sarcinii: *Cum ar fi posibil să îmbinăm într-o singură transmisie mecanică trei performanțe: posibilități cinematice extinse, capacitate portantă înaltă și pierderi energetice minime?*

Pentru a conștientiza importanța majoră a acestor trei performanțe, este suficient să percepem dimensiunile eficienței economice obținute doar de la reducerea pierderilor energetice în transmisiile mecanice. Dacă considerăm că 80% din energia globală se transmite către mecanismele de acționare a mașinilor prin intermediul transmisiilor mecanice, atunci majorarea randamentului mecanic al acestora cu doar 1% va conduce la economisirea a 0,8% din energia produsă la nivel global.

Monografia *TRANSMISII PRECESIONALE*, compusă din volumele 1 și 2, este structurată în 10 capitole cu conținuturi distincte, consacrate studiilor de Sinteză structurală, Cinematică, Elemente de calcul, Geometria contactului, Generarea suprafețelor și Aplicații, care în ansamblul lor reflectă dezvoltarea transmisiilor precesionale de la idee până la implementare.

Volumul 1 – *Transmisii precesionale: Sinteză, Cinematică și Elemente de calcul* - include sinteza structurală a transmisiilor precesionale de tipurile  $K-H-V$  și  $2K-H$  și combinate, analiza cinematicii transmisiilor precesionale și metodele de calcul la rezistență a angrenajelor cu bolturi  $A^B$  și dințate  $A^D$  cu angrenările  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-R}^D$  și  $A_{CX-CV}^D$ .

Volumul 2 – *Transmisii precesionale: Geometria contactului, Generarea suprafețelor și Aplicații* - include dezvoltarea geometriei contactului  $K_{CX-R} \rightarrow K_{CX-CV} \rightarrow K_{CV-CV} \rightarrow K_{CV-CV}^B$  sub aspectele de majorare a capacității portante și de diminuare a pierderilor energetice la alunecarea

cu frecare între flancurile dinților angrenărilor  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ , reflectă procedeele de generare a dinților cu profiluri de flanc convex/concave nestandardizate prin rostogolire-rolare spațială cu scule de forma “trunchi de con”  $G_{r.s}^{con}$  și de forma “disc profilat periferic”  $G_{r.s}^{disc}$ , inclusiv cu scula cilindrică  $G_{m.ax}^{cil}$  pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică; de asemenea, sunt prezentate exemple reprezentative de aplicații ale transmisiilor precesionale de putere și celor cinematice.

Sinteza structurală a angrenajelor precesionale  $A^B$  și  $A^D$ , dezvoltarea geometriei contactelor dinților  $K_{CX-R}$ ,  $K_{CX-CV}$ ,  $K_{CV-CV}$  și  $K_{CV-CV}^\beta$  procedeele de generare a profilurilor de flanc  $G_{r.s}^{con}$ ,  $G_{r.s}^{disc}$  și  $G_{m.ax}^{cil}$  sunt bazate pe cinematica corpului solid cu mișcare sferospațială cu un punct fix, descrisă cu ecuațiile cinematice ale lui Euler, și parțial sunt interpretate pe platforma de cercetare-proiectare CAD/CAM/CAE.

Rezultatele cercetărilor teoretice au fost validate prin cercetări experimentale pe modele fizice și prin modelarea CAE pe modelele virtuale ale transmisiilor precesionale de tipurile  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și combinate. Rezultatele mai importante ale cercetărilor au fost publicate în lucrările [8–13, 15, 16, 20–24, 27, 32, 34, 35, 76, 77, 107–118, 126, 133–143] și au fost implementate prin proiectele [36–57 și 59–75].

Întrebarea fundamentală: *Cum să îmbinăm într-o singură transmisie mecanică cele trei performanțe?* a dominat în obiective pe tot parcursul cercetării - dezvoltării transmisiilor precesionale, iar răspunsul rezumă din următoarele constatări concludente:

- *extinderea posibilităților cinematice* rezidă în înseși structurile cinematice elaborate  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și  $3K-2H$ , care prin diapazonul rapoartelor de transmitere realizate nu au analogi printre transmisiile mecanice cunoscute;
- *sporirea capacității portante* a angrenajelor  $A^B$  se datorează multiplicității angrenării dinților, iar a angrenajelor  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  – geometriei contactului concav-concav cu diferență mică a razelor de curbură;
- *majorarea randamentului mecanic* se datorează diminuării alunecării de frecare între flancurile conjugate prin asigurarea rostogolirii acestora din contul mișcării sferospațiale a satelitului.

Această monografie, prin modul de abordare a problemelor, reprezintă o interfață a manualului academic și a îndrumarului de cercetare-proiectare, cuprinzând toate etapele realizării unui produs: de la idee la cercetarea teoretică și experimentală; de la proiectare la fabricare și implementare.



## Mulțumiri

---

Împart succesul și aprecierea rezultatelor expuse în această lucrare cu doctoranzii mei, cu care am dus tot greul caracteristic cercetărilor ingineresti, și le sunt recunoscător pentru contribuția semnificativă, adusă la editarea monografiei.

Exprim grațitudine colegilor de catedră, de facultate și de universitate, care pe parcursul a 40 de ani au participat onest și cu râvnă la realizarea a peste 50 de proiecte internaționale în domeniul transmisiilor precesionale, la care am fost conducător științific.

Aduc mulțumiri colegilor din întreprinderile industriale și din instituțiile de cercetare-proiectare constructiv-tehnologică pentru ajutorul consultativ și suportul tehnic acordate în cadrul realizării numeroaselor proiecte.

**Ion Bostan**







## Despre autor

---



**Ion Bostan,**  
academician al AȘM,  
profesor universitar, doctor habilitat

În anul 1971 a obținut diploma de inginer-constructor de mașini, în 1977 a susținut teza de doctor, iar în 1989 – teza de doctor habilitat în științe tehnice la Universitatea Tehnică de Stat *N.E. Bauman* din Moscova, Rusia.

După absolvirea universității în 1971, trei ani a lucrat în industrie în calitate de inginer-constructor de mașini.

Din anul 1974 activează la Universitatea Tehnică a Moldovei, în prezent – în calitate de profesor universitar al cursurilor: *Bazele proiectării mașinilor; Mecanica aplicată; Inginerie mecanică; Organe de mașini; Creativitate tehnică.*

Domeniile de interes științific sunt cercetarea transmisiilor mecanice și a tehnologiilor de generare a dinților roților dințate, în particular a inventat și a dezvoltat **transmisia planetară precesională** cu angrenare multipară, a elaborat teoria fundamentală a angrenajului precesional, a sintetizat peste 30 de structuri cinematice ale transmisiilor precesionale, a elaborat

angrenaje cu contact convex-concav multipar și cu contact concav-concav cu diferența mică a razelor de curbură a flancurilor dinților conjugați, a propus procedee de generare prin rostogolire-rulare spațială a dinților cu profiluri nestandardizate, a elaborat calculele de rezistență a angrenajelor precesionale la presiunea de contact.

*Activitatea administrativă:*

- rector al Universității Tehnice a Moldovei (1992 – 2015);
- președinte al Asociației Inginerilor din Republica Moldova (1994 – prezent);
- președinte al Consiliului Rectorilor Universităților din Republica Moldova (2007 – 2014);
- director al Centrului Național de Tehnologii Spațiale (2015 – prezent).

*Distincții de stat, onorifice și titluri:*

- Premii de Stat în domeniul Științei și Tehnicii (1977, 1999);
- academician al Academiei de Științe a Moldovei (1994);
- Ordinul Republicii (1994);
- Ordinul pentru știință *Meritul European*, Bruxelles (1999);
- Ordinul *Steaua României*, București (2000);
- Ordinul *Courtoisie Europeen*, Uniunea Europeană (2003);
- Premiul CSI pentru știință *Stelele Comunității* 2018, Astana;
- Doctor Honoris Causa al 9 universități;
- membru al Academiei Europene de Științe și Arte din Salzburg (2019).

*Activitatea științifică:*

Este autor și coautor al: 19 monografii, peste 700 de lucrări științifice și circa 230 de brevete și patente de invenție.



---

# Introducere

---

## Enunțul lucrării:

*Cum să îmbinăm într-o singură transmisie mecanică posibilități cinematice cât mai extinse, capacitate portantă înaltă și pierderi energetice cât mai mici?*

Cercetările științifice expuse în această monografie în esență au scopul de a răspunde la întrebarea: *Cum să îmbini într-o singură transmisie mecanică posibilități cinematice cât mai extinse, capacitate portantă înaltă și pierderi energetice cât mai mici?*

Realizarea acestor trei performanțe într-o singură transmisie mecanică s-a încercat prin a propune și a dezvolta:

- un nou principiu cinematic de transformare și transmitere a mișcării cu interacțiune sferospațială a dinților conjugați;
- angrenarea multipară cu până la 100% perechi de dinți aflați simultan în contact;
- geometria contactului concav-concav al dinților cu profiluri de flanc convex/concave variabile cu diferența minimă a razelor de curbură și alunecare cu frecare redusă între flancuri.

Aceste trei soluții inovaționale în ansamblu definesc transmisia planetară precesională (TPP), căreia îi sunt consacrate cercetările complexe expuse în monografia de față.

În lucrare, în premieră se prezintă simbolizarea structurală ale angrenajelor precesionale, ale contactului și angrenărilor dinților cu geometrie, cinematică și grad de acoperire diferite, inclusiv ale procedeele de generare a profilurilor de flanc cu următoarele notificări:  $A^B$  – angrenaje cu bolțuri,  $A^D$  – angrenaje dințate cu dinți drepți și  $A^{D,\beta}$  – cu dinți înclinați;  $K_{CX-R}$  – contact al dinților cu geometrie convex-rectilinie,  $K_{CX-CV}$  – cu geometrie convex-concavă,  $K_{CV-CV}$  – cu geometrie concav-concavă cu dinți drepți și  $K_{CV-CV}^\beta$  – cu dinți înclinați;  $A_{CX-CV}^B$  – angrenare cu bolțuri cu contact convex-concav,

$A_{CX-R}^D$  – angrenări dințate cu contact convex-rectiliniu,  $A_{CX-CV}^D$  – cu contact convex-concav,  $A_{CV-CV}^D$  – cu contact concav-concav cu dinți drepți și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  – cu dinți înclinați;  $G_{r,s}^{con}$  – procedee de generare ale dinților prin rostogolire-rulare spațială cu sculă de forma “trunchi de con”,  $G_{r,s}^{disc}$  – de forma “disc profilat periferic”,  $G_{m.ax}^{cil}$  – de forma cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comanda numerică pentru dinți drepți și  $G_{m.ax}^{cil,\beta}$  – pentru dinți înclinați.

Dezvoltarea transmisiilor planetare precesionale în ordinea cronologică a cercetărilor a cuprins angrenajul cu bolțuri  $A^B$  cu angrenarea *dinte - bolt* cu contact convex-concav  $A_{CX-CV}^B$  urmat de angrenajul dințat  $A^D$  cu angrenările cu contact convex-rectiliniu  $A_{CX-R}^D$ , convex-concav  $A_{CX-CV}^D$ , concav-concav  $A_{CV-CV}^D$  cu dinți drepți și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu dinți înclinați.

Diseminarea transmisiilor precesionale cu profiluri de flanc nestandardizate a cuprins evident și elaborarea procedeelelor și a echipamentelor de generare a dinților. Astfel, au fost elaborate procedeele de generare a dinților roților centrale cu profiluri de flanc convex/concave variabile prin rostogolire-rulare spațială în două variante: cu sculă de forma “trunchi de con”  $G_{r,s}^{con}$  și cu sculă de forma “disc profilat periferic”  $G_{r,s}^{disc}$ , inclusiv procedeele de generare cu scula cilindrică a flancurilor dinților drepți  $G_{m.ax}^{cil}$  și a dinților înclinați  $G_{m.ax}^{cil,\beta}$  pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică.

Procedeul  $G_{r,s}^{con}$  cuprinde de asemenea generarea dinților roților centrale conice cu profil de flanc convex/concav cu modificări longitudinale și de profil, inclusiv generarea dinților coroanelor satelitului cu profil de flanc cicloidal și în arc de cerc.

Pentru dezvoltarea transmisiilor precesionale cinematice, au fost aplicate de asemenea tehnologii neconvenționale de fabricare a roților dințate prin turnare din mase plastice, prin presare din pulberi metalice, prin electroeroziune și prin imprimare 3D, etc.



## Scurt istoric

Primele brevete de invenție privind angrenajul cu bolțuri  $A^B$  au fost: *Transmisia planetară precesională* cu angrenare multipară  $A_{CX-R}^B$ , înregistrată la 30.05.1983 (SU 1020667 A) cu prioritatea din 11.02.1981, și cu angrenare multipară  $A_{CX-CV}^B$ , înregistrată la 07.06.1988 (SU 1401203 A1) cu prioritatea din 26.05.1986, iar prima invenție cu angrenaj dințat  $A^D$  – *Transmisia precesională dințată* cu angrenare multipară  $A_{CX-R}^D$  a fost înregistrată la 30.01.1989 (SU 1455094 A1) cu prioritatea din 13.05.1986, autor Ion Bostan.

Modificarea geometriei profilului convex/concav al flancurilor dinților în angrenarea  $A_{CX-CV}^B$  și dependența acestuia de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  au fost formulate în brevetul de invenție (SU 1563319) din 29.09.1987, cu aplicarea protecției Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”.

Concomitent cu cercetarea-dezvoltarea angrenajelor precesionale  $A^B$  și  $A^D$ , au fost dezvoltate și tehnologiile de fabricație a roților conice cu profiluri de flanc nestandardizate. Astfel, la 05.01.1988 a fost înregistrat brevetul de invenție a procedurii  $G_{r.s}^{con}$  și a utilajului pentru generarea prin rostogolire-rulare spațială a dinților roților conice cu profil de flanc convex/concav (SU 1663857 A1), cu aplicarea protecției Secret de stat prin parafa “Uz de serviciu”. Procedura și utilajul asigură generarea unei infinități de profiluri convex/concave variabile cu scula generatoare de profil cu aceeași formă geometrică, inclusiv cu modificare longitudinală și de profil a flancurilor dinților conform invenției (SU 1646818 A1) din 07.05.1991 cu prioritatea din 27.06.1988.

Conform brevetelor de invenție (SU 1563319 A1), (SU 1648818 A1), (SU 1663857 A1) și (SU 1758941 A1), la 16.06.1995, ROSPATENT, Federația Rusă, a înregistrat patru patente cu numerele corespunzătoare cu atribuirea dreptului de proprietate deținătorului – SRL *Precesia*, Republica Moldova.

Teoria fundamentală a angrenajelor precesionale multipare  $A^B$  și  $A^D$  și teoria generării profilurilor de flanc convex/concave ale dinților prin procedura de generare cu rostogolire-rulare spațială  $G_{r.s}^{con}$  au fost elaborate în cadrul tezei de doctor habilitat *Elaborarea transmisiilor planetare precesionale cu angrenaj multipar* (cu parafa “Uz de serviciu”), susținută de autor la 17.12.1989 la Universitatea Tehnică de Stat *N.E. Bauman* din Moscova.

În perioada de până la susținerea tezei respective de doctor habilitat, în domeniul transmisiilor precesionale și al procedurilor de generare a dinților roților conice cu profil convex/concav au fost publicate două monografii, aproximativ 80 de articole științifice și obținute peste 50 de brevete de invenție, dintre care 28 cu protecție Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”. În această perioadă, la Universitatea Tehnică a Moldovei au fost create Laboratoarele de cercetare *Transmisii Mecanice* (TM) și *Tehnologii de Generare* (TG) a roților dințate.

Este de menționat că durata de protecție a parafei “Uz de serviciu” a expirat și orice informație privind transmisiile precesionale poate fi plasată în circuitul public.

Autorul are o experiență de peste 40 de ani în domeniul cercetării-proiectării transmisiilor mecanice și a tehnologiilor de fabricație a roților dințate prin generare cu rostogolire. În domeniul TPP a publicat 18 monografii (4 singur autor), 560 de articole științifice și peste 200 de brevete de invenție și patente.



## Originalitatea și autenticitatea monografiei

Această monografie este originală prin soluțiile inovative propuse pentru dezvoltarea constructiv-funcțională a transmisiilor planetare precesionale, prin abordarea complexă a problemelor și a conceptelor de dezvoltare, precum și prin metodele privind soluționarea acestora.

Monografia este unică prin aria și complexitatea problemelor abordate, care cuprind cercetări în spectrul tematic de la concepte structurale ale transmisiilor precesionale până la abordări teoretice și experimentale pe modele fizice, de la forme nestandardizate de profiluri de flanc ale dinților până la elaborarea procedeelelor de generare a acestora, de la proiectarea constructiv-funcțională a diferitor transmisii până la aplicația lor industrială.

Unicitatea monografiei mai constă în noutatea dezvoltării geometriei profilurilor de flanc convex/concave ale dinților roților centrale, care asigură un contact concav-concav cu diferență mică a razelor de curbură și reducerea alunecării de frecare între flancurile conjugate.

Lucrarea este una originală și unică prin autenticitatea rezultatelor obținute, a soluțiilor inovative propuse și dezvoltate de către autor.



## Destinația monografiei

Lucrarea de față este destinată cercetătorilor din domeniul științelor exacte, inginerilor-constructori de mașini și inginerilor-tehnologi, în particular celor preocupați de dezvoltarea transmisiilor mecanice, dar în special celor interesați de dezvoltarea și diseminarea transmisiilor planetare precesionale. Monografia se adresează mediului academic – studenților, masteranzilor și doctoranzilor din învățământul superior tehnic, precum și tuturor celor preocupați și interesați de activitatea inovațională.



## Structura monografiei

Această monografie este divizată în două volume și este structurată pe 10 capitole, bibliografie și anexe. Volumul 1 este compus din Capitolele 1–6, Bibliografie și Anexe referitoare la volum, iar volumul 2 conține Capitolele 7–10, Bibliografia și Anexe la volum. Fiecare volum conține liste de abrevieri, notații și indici inferiori, precum și lista figurilor și tabelor.



## Capitolul 1

Acest capitol debutează cu un scurt istoric privind dezvoltarea transmisiilor mecanice cu angrenare multipară a dinților conjugați. Sunt expuse tendințele de dezvoltare și cerințele consumatorilor față de transmisiile mecanice.

Sunt prezentate premisele primelor invenții ale transmisiilor planetare precesionale, debutul cercetărilor științifice și extinderea ariei tematice a acestora. Sunt menționate condițiile și circumstanțele care au impulsionat dezvoltarea transmisiilor precesionale cu bolțuri (TPB) și a celor dințate (TPD).

Se constată rolul primordial al geometriei contactului dinților în sporirea capacității portante și a randamentului mecanic al unei transmisii. Este supusă unei analize de conținut dezvoltarea angrenajului Wildhaber-Novikov, bazată pe soluțiile tehnice protejate cu brevetul de invenție și patentele autorilor în evoluție istorică.

Sunt descrise condițiile și cerințele sintezei angrenajului precesional cu bolțuri  $A^B$  și dințat  $A^D$  în racordare cu performanțele funcționale distincte, argumentate prin elementele de calcul al geometriei contactului liniar sau punctiform.

Apriori, sunt identificați factorii de influență asupra capacității portante a contactului flancurilor dinților conjugați multipar în transmisia precesională.

Sunt descrise principiile generale ale procedeele de generare a dinților cu profil de flanc convex/concav nestandardizat.



## Capitolul 2

Capitolul dat este consacrat sintezei și studiului cinematic al transmisiilor planetare precesionale. Sunt prezentate structura și cinematica TPP, separate în clasele  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și complexe, cu angrenare  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$ , ce reprezintă peste 30 de scheme structurale elaborate în primii 10 ani de la prima invenție a transmisiei precesionale cu angrenare multipară. De asemenea, sunt redade vederile generale ale primelor reductoare precesionale de tipurile  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și combinate, fabricate în anii 1980, în calitate de mostre experimentale pentru cercetarea randamentului mecanic, preciziei cinematice, rigidității torsionale, distribuției sarcinii între dinți, emisiei de zgomot și vibrații etc. Sunt prezentate tabelar recomandările coraportului numărului de dinți ai roților conjugate



și șirurile rapoartelor de transmitere posibile în transmisia de tip  $2K-H$ , considerate raționale din punctul de vedere al funcționării în regim de reductor, multiplicator sau diferențial.

În acest capitol mai sunt prezentate avantajele și dezavantajele constructiv-cinematice ale TPP de tipurile  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și combinate, cu angrenajele  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$ , și recomandările de utilizare a acestora la elaborarea reductoarelor precesionale cu destinație generală sau specială, inclusiv a mecanismelor de acționare a mașinilor în baza TPP.



### Capitolul 3

Este expusă teoria fundamentală a angrenajului precesional  $A^B$  cu angrenare multipară  $A_{CX-CV}^B$ .

Sunt prezentate condițiile de respectare a principiului continuității funcției de transformare a mișcării, conformată la legea fundamentală a angrenării în cazul transmisiilor precesionale. Se prezintă modelul matematic al angrenajului precesional  $A_{CX-CV}^B$  cu mișcare sferospațială a interacțiunii dinților roților conjugate expusă prin unghiurile Euler  $(\psi, \theta, \varphi)$ .

Profilul dinților roții-satelit se prescrie cu o curbă în arc de cerc cu raza bolțului conic în secțiune pe sfera de raza  $R$ , iar profilul de flanc al dinților roților centrale se determină analitic, utilizând prezentarea vectorială a angrenării dinților și operațiuni de transformare matriciale.

Profilul de flanc al dinților roților centrale se determină prin descrierea cu ecuațiile cinematice Euler a traiectoriei mișcării unui punct  $D$  de referință de pe satelit în coordonatele  $X_D$ ,  $Y_D$ ,  $Z_D$  pe sfera de raza  $R$ . Utilizând prezentarea vectorială a vitezei punctului  $D$ , sunt determinate coordonatele parametrice ale profilului dinților roților centrale pe sferă. Profilul dinților de pe sferă, prin procedurile trigonometriei sferice, se proiectează pe un plan în coordonate carteziane  $\zeta$  și  $\xi$ . Funcția  $\zeta_1 = \zeta(\xi_1)$  reprezintă traiectoria mișcării punctului  $D$  al satelitelui, iar  $\zeta = f(\xi)$  – profilul de flanc al dinților roților centrale în coordonate carteziane.

Prin aplicațiile CAD/CAM este dovedită unicitatea variabilității formei profilului de flanc al dinților roților TPP, în funcție de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  și de influența asupra formei profilului a fiecărui parametru al angrenajului precesional.

Prin analiza funcțiilor  $\zeta_1 = \zeta(\xi_1)$  și  $\zeta = \zeta(\xi)$  se prezintă dependența multiplicității angrenării  $\varepsilon$  de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  și corelarea acesteia cu forma profilului de flanc al dinților roților centrale. Prin aplicațiile CAD/CAM sunt identificate direcția și gradul de influență asupra formei profilului de flanc al dinților roților centrale, implicit și asupra

multiplicității angrenării  $\varepsilon$ , a unghiului de nutație  $\theta$ , a unghiului axoidei conice  $\delta$ , a conicității bolțurilor  $\beta$ , a numerelor de dinți  $Z_1$  și  $Z_2$  ai roților conjugate și a coraportului  $\pm 1$  al acestora.

Capitolul se finalizează cu recomandări privind alegerea valorilor parametrilor geometrici ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  raționali pentru proiectarea TPP cu regim de funcționare de reductor sau de multiplicator.



## Capitolul 4

Acest capitol este dedicat analizei cinetostatice și dinamice a transmisiilor precesionale și se începe cu descrierea relațiilor de calcul al forțelor în angrenajul  $A_{CX-CV}^B$  pentru schema structurală  $K-H-V$  ( $\delta = 90^\circ$ ) cu roata satelitului cu coroană din bolțuri și cu coroană dințată, iar pentru schema structurală  $2K-H$  – cu roata-satelit cu două coroane din bolțuri. Sunt determinate coordonatele generalizate, componentele vitezelor unghiulare și liniare ale roții-satelit, prezentate prin punctul de referință  $D$ . Viteza liniară a punctului  $D$  se examinează pentru diferite configurații parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , diferite gabarite diametrale ale angrenajului și frecvențe de turații ale arborelui-manivelă.

Analitic sunt descrise accelerațiile unghiulare și cele liniare ale satelitului și influența acestora asupra sarcinilor dinamice suplimentare, generate în reazemele arborelui-manivelă și ale satelitului. Se examinează dezechilibrul dinamic de poziție și de mișcare axială a satelitului, bazat pe ecuațiile dinamice ale lui Euler. În baza analizei ecuațiilor momentului cantității de mișcare sunt determinate reacțiunile suplimentare în reazeme în funcție de frecvența turațiilor, de caracteristicile masă/gabarit și erorile de execuție și montaj al componentelor nodului precesional al TPP. Sunt examinate diferite situații posibile de dezechilibru al satelitului TPP și sunt propuse diverse soluții de minimizare a sarcinilor dinamice în reazeme. Sunt analizate componentele dinamice în reazeme în funcție de unghiul de nutație  $\theta$ , de frecvența turațiilor  $n$  ale arborelui-manivelă, de dimensiunile de gabarit și masa satelitului, de deplasările centrelor maselor pe direcțiile axială și radială etc.

Este prezentat algoritmul calculului teoretic al randamentului mecanic al TPP, cu specificarea pierderilor energetice pe cuplele cinematice.

Este descrisă consecutivitatea elaborării modelului 3D parametrizat al TPP, cu reflecția particularităților sale constructiv-cinematice. Utilizând aplicațiile CAD/CAM, a fost efectuată analiza dinamică a TPP, identificând valorile coeficienților de sarcină  $k_{HV}$ , neuniformității repartizării sarcinii între dinți  $k_{HP}$  și pe lungimea lor  $k_{H\beta}$ . În baza modelului CAE al TPP

cu angrenarea  $A_{CX-CV}^B$  au fost validați parametrii funcționali și cinematici, inclusiv coeficienții de sarcină, determinați anterior prin experimentări clasice bazate pe modele fizice ale TPP.



## Capitolul 5

Sunt expuse rezultatele cercetărilor experimentale ale majorității parametrilor funcționali ai TPP, care, conform normelor și standardelor de produs, reprezintă nivelul tehnic al unui reductor cu transmisie mecanică.

Sunt prezentate vederile generale ale mostrelor experimentale de reductoare de tipurile  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și combinate, fabricate în anii '80; sunt expuse caracteristicile și parametrii funcționali ai acestora, precum și standurile experimentale din laboratorul *Transmisii Mecanice* din cadrul UTM pentru cercetarea TPP de putere și celor cinematice.

În reductoarele precesionale cu angrenare  $A_{CX-CV}^B$  au fost determinate multiplicitatea angrenării  $\varepsilon$  în funcție de momentul de torsiune la arborele condus, randamentul mecanic, neuniformitatea distribuirii sarcinii între dinții simultan angrenați, momentul și timpul de pornire, nivelul de zgomot și de vibrații etc.

În reductoarele precesionale cu angrenare  $A_{CX-CV}^D$  au fost determinate randamentul mecanic, emisia de zgomot și vibrațiile.

O atenție deosebită a fost acordată influenței nivelului lubrifiantului din reductoarele precesionale asupra pierderilor hidraulice. S-a demonstrat pe cale experimentală că reductoarele precesionale submersibile nu au analogii printre transmisiile clasice privind pierderile hidraulice foarte mici, chiar la temperaturi joase de  $2^{\circ}-4^{\circ}C$  și presiuni hidrostatice de ordinul  $60-70 MPa$ , caracteristice condițiilor de exploatare pe fundul Oceanului Planetar. Acest efect se datorează specificului mișcării sferospațiale a satelitului.

Toți parametrii funcționali ai TPP cu angrenare  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CX-R}^D$  determinați experimental pe modele fizice au fost validați pe modele parametrizate CAE, fiind demonstrată o coincidență satisfăcătoare a rezultatelor, cu o divergență de  $\pm 2 - \pm 5\%$ .



## Capitolul 6

Capitolul dat este dedicat studiului cauzelor ce conduc la deteriorarea suprafețelor active ale profilurilor de flancuri ale dinților roților angrenate. S-a stabilit experimental că mecanismul de deteriorare este identic cu cel al transmisiilor evolventice clasice, adică prin ciupirea suprafețelor aflate

în contact, iar calculul de rezistență se efectuează la presiunea de contact ținând cont de geometria angrenajului.

Au fost supuse cercetărilor experimentale reductoare  $K-H-V$  și  $2K-H$  cu angrenare  $A_{CX-CV}^B$ , cu bolțurile fabricate din diverse materiale, inclusiv din oțel 40 Cr10 (40X), cu duritatea 40 – 45 HRC, oțel 20 CrMo4 (20 XHP) cu duritatea 50 – 55 HRC și din oțel 102 Cr6 (III X-15) cu duritatea 58 – 62 HRC. S-a constatat că rolele din toate aceste materiale sunt supuse deteriorării prin pitting la numărul de cicluri pulsatorii de circa  $N = 1, 08 \cdot 10^8$  pentru oțel 40 Cr10 și, respectiv, de  $N = 1, 2 \cdot 10^9$  și  $N = 1, 4 \cdot 10^9$  pentru oțelurile 20XHP și 102 Cr6.

S-a constatat prezența dominantă a deteriorării prin pitting anume la role, din motivul ca acestea în angrenare reprezintă elementul pasiv al cuplei cinematice dinte – rolă de clasa superioară. Prin acest fapt se argumentează necesitatea determinării tensiunilor admisibile în contactul cuplei cinematice dinte - rolă cu considerarea alunecării relative între corpurile aflate în contact în angrenajul  $A_{CX-CV}^B$ .

Prin analiza multiplicității angrenării pe cale experimentală pe modele fizice de reductoare și pe calea simulărilor computerizate pe modele virtuale, a fost determinată coordonata unghiulară a poziționării perechii de dinți maximal sollicitată și în rezultat s-au construit nomogramele dependenței unghiului de presiune  $\alpha_w$  de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

Este prezentată metodică determinării curburii reduse a flancurilor conjugate prin introducerea factorului de proporționalitate  $\nu$  a razelor de curbura variabile ale flancurilor conjugate pentru angrenările  $A_{CX-CV}^B$  și  $A_{CX-CV}^D$ . Sunt expuse dependențele coeficientului de proporționalitate de fiecare parametru al configurației  $\nu = f [Z_g - \theta, \pm 1]$ .

De asemenea, este prezentată metodică alegerii parametrilor geometrici raționali ai angrenajelor  $A^B$  și  $A^D$  cu angrenările  $A_{CX-CV}^B$  și  $A_{CX-CV}^D$  și a factorilor de sarcină  $k_{HP}$ ,  $k_{H\beta}$  și  $k_{HV}$ .

Este redat algoritmul de calcul la presiunea de contact a angrenajelor  $A^B$  și  $A^D$  cu angrenările  $A_{CX-CV}^B$  și  $A_{CX-CV}^D$  pentru transmisiile  $2K-H$  și  $K-H-V$ . De asemenea, sunt prezentate particularitățile proiectării transmisiei precesionale cu regim de funcționare de reductor și de multiplicator, inclusiv submersibile.



## Capitolul 7

Acest capitol este consacrat cercetării-dezvoltării transmisiilor precesionale cu roți dințate cu angrenare  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$ . Inițial sunt prezentate geneza minitransmisiilor mecanice cu angrenaje dințate, evoluția

aplicațiilor și cerințele caracteristice domeniilor de interes sporit, cum sunt robotehnica, industria automobilelor, avionica, sistemele mecanice de precizie înaltă, utilajul tehnologic, mecanica fină etc. Sunt descrise avantajele TPP aparte pe structurile cinematice  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și complexe, care interferează cu cerințele domeniilor menționate. Se descrie evoluția TP dințate în ansamblu și în particular a soluțiilor tehnice care definesc angrenările  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$ .

Primul brevet de invenție (SU 1455094 A1) *Transmisia precesională dințată* cu prioritatea din 13.05.1986, în etapa inițială s-a dezvoltat cu angrenările  $A_{CX-R}^D$ , iar ulterior cu  $A_{CX-CV}^D$ , fiind utilizate în mai multe mecanisme de acționare (v. capitolul 10), inclusiv de mică putere.

Se menționează că debutul dezvoltării angrenării  $A_{CX-R}^D$  se datorează faptului că din gama extinsă de profiluri variabile dependente de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , anume profilul rectiliniu aproximat putea fi realizat în roțile conice la mașini-unelte Glison cu oprirea mișcării de rostogolire a capului cu cuțite generatoare de profil. Sunt descrise particularitățile geometrice ale profilurilor de flanc, care definesc multiplicitatea conjugării dinților în angrenarea  $A_{CX-R}^D$  cu unul dintre profilurile de formă rectilinie prin aproximare. Prin modernizarea angrenajului  $A_{CX-R}^D$  conform invenției BI SU 1563319 A1 (*ДЦП*) și datorită elaborării procedurii de generare a dinților prin rostogolire-rulare spațială  $G_{r,s}^{con}$  conform BI SU 1663857 A1, se elaborează angrenajul  $A_{CX-CV}^D$  cu profil convex/concav al dinților roților centrale și cu contact  $K_{CX-CV}$  multipar convex-concav.

Se constată că în angrenările  $A_{CX-R}^D$  și  $A_{CX-CV}^D$ , interacțiunea contactului dinților are loc cu alunecare de frecare, motiv din care randamentul mecanic este mic, iar uzura suprafețelor active ale flancurilor dinților este semnificativă. Totodată, se menționează că în angrenările  $A_{CX-R}^D$  și  $A_{CX-CV}^D$ , capacitatea portantă este limitată de raza de curbură echivalentă a profilurilor de flanc în contact.

În scopul diminuării alunecării relative între flancurile conjugate și majorării capacității portante a contactului flancurilor conjugate, s-a propus angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu contact  $K_{CV-CV}$  concav-concav, asigurat prin modificarea formei profilurilor de flanc al dinților conjugăți.

În acest capitol se prezintă descrierea analitică a profilurilor de flanc ale dinților roților centrale, dependent de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , și ale dinților satelitului prescris de o curbă arbitrară LEM cu raza de curbură constantă. S-a constatat că diferența razelor de curbură a profilurilor de flanc ale dinților conjugăți în contactele  $k_0 \dots k_4$  se micșorează odată cu diminuarea coordonatei unghiulare  $\psi_i$  a contactului respectiv al dinților.

Utilizând diagramele vectoriale ale contactelor dinților  $K_{CX-CV}$  și  $K_{CV-CV}$  și ale vitezelor lor liniare, se descrie cinematica punctului de contact. În consecință se determină ecuațiile vitezelor și accelerațiilor și ale vitezelor re-

lative în punctul de contact, inclusiv ecuațiile diferenței drumurilor parcurse în funcție de  $\psi$ .

În baza analizei geometriei și cinematicii contactului, se propune angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu patru, trei, două și cu o pereche de dinți concomitent angrenați.

Concluzia de bază expusă în capitol este următoarea: proiectarea geometriei contactului dinților conjugați  $K_{CV-CV}$  în funcție de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  trebuie să preceadă proiectarea angrenajului precesional  $A^D$ .



## Capitolul 8

Capitolul dat este axat pe tehnologiile de fabricație a roților dințate conice cu profil de flanc convex/concav variabil. Variabilitatea profilului de flanc al dinților roților angrenajelor precesionale impune procedului tehnologic de fabricație condiții de universalitate, prin care scula cu una și aceeași formă geometrică să asigure generarea unei game cât mai largi de profile de flancuri, dependente de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ . În baza acestui principiu au fost elaborate procedeele de generare a dinților roților conice prin rostogolire-rolare spațială, cărora li se atribuie notația  $G_{r.s.}$ .

Procedeul  $G_{r.s.}^{con}$  de generare a dinților cu scula de forma “trunchi de con” a fost înregistrat la 05.01.1988 ca invenție BI SU 1663857 A1, cu aplicarea protecției Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”, iar la 16.06.1995 a fost înregistrat de Rospatent FR drept patent de invenție pentru deținătorul SRL *Precesia*, Republica Moldova.

Utilizând ecuațiile Euler, este descrisă cinematica procedului de generare  $G_{r.s.}^{con}$  cu excluderea erorii de schemă, specifică mecanismelor cu mișcare sferospațială. În acest scop se descrie înfășurătoarea  $\Phi(X, Y, Z, \psi)$  a familiei conturilor generatoare ale sculei în formă de trunchi de con cu originea razelor de curbură amplasată pe sfera de raza  $R$  și pe traiectoria mișcării unui punct de referință de pe satelitul transmisiei reale. Sunt prezentate înfășurătoarele conturilor generatoare ale sculei pentru diferite configurații parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  ale angrenajului transmisiei reale.

Pentru fabricația danturilor roților centrale cu diametre mai mici de 50 mm și totodată pentru majorarea productivității procesului tehnologic, a fost propus procedeul de generare ai dinților  $G_{r.s.}^{disc}$  cu scula de forma “disc profilat periferic”, protejată cu brevetele de invenție MD nr. 2120 C2 și MD nr. 3532 C2. Sunt expuse cinematica și descrierea analitică a liniei de contact al conturului generator al sculei cu dintele roții-semifabricat. Sunt

prezentate ecuațiile mișcării sculei în sistemul mobil de coordonate  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$  legat cu semifabricatul și construite profilogramele generării profilurilor de flanc ale dinților roților centrale.

În capitolul dat sunt descrise de asemenea ecuațiile interacțiunii conturului generator al sculei și semifabricatului cu legătura cinematică sculă-batiu, care în cadrul procedurii de generare a dinților  $G_{r,s}^{con}$  să ne permită să generăm dinților roților conice cu profiluri de flanc de forme cicloidale și în arc de cerc.

Sunt prezentate descrierile dispozitivelor de realizare a procedeelor de generare  $G_{r,s}^{con}$ ,  $G_{r,s}^{disc}$  și ale formelor geometrice ale sculelor, inclusiv cu suprafața hiperboloidală pentru modificarea longitudinală a profilurilor flancurilor.



## Capitolul 9

În acest capitol sunt prezentate aplicațiile reprezentative ale TPP de putere. Sunt descrise avantajele TPP în raport cu alte tipuri de transmisii mecanice, care în principiu definesc ariile lor posibile de aplicații.

Majoritatea aplicațiilor în baza TPP au fost protejate cu peste 200 de brevete de invenție și patente, dintre care 28 de invenții au fost protejate cu aplicația Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”.

La începutul capitolului sunt descrise condițiile tehnice specifice de fabricație, asamblare și exploatare a TPP, pe care consumatorul de transmisii mecanice trebuie să le cunoască. În continuare sunt prezentate construcții și descrieri ale reductoarelor precesionale și ale mecanismelor de acționare în baza TPP, elaborate conform schemelor structurale  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și combinate cu angrenajele  $A^B$  și  $A^D$  și angrenările  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$ .

Pornind de la convingerea că în mediul concurențial al reductoarelor o transmisie mecanică “relativ nouă” poate fi competitivă, în special în cazurile în care aceasta se deosebește de cele clasice prin anumite avantaje unice, anume astfel de exemple de aplicații sunt aduse în acest capitol.

Un exemplu elocvent sunt aplicațiile TPP în domeniul mecanismelor de acționare submersibile, prezentate în subcapitolul *Motoreductoare planetare precesionale submersibile pentru Complexul Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Feromanganice de pe Fundul Oceanului Planetar*, elaborate în baza contractelor economice cu VNIPI *Okeanmash*, Federația Rusă. Acest exemplu demonstrează importanța și eficiența aplicației TPP, datorate unui avantaj definitoriu pentru domeniu, descoperit întâmplător. Avantajul constă în reducerea neînsemnată a randamentului mecanic în condițiile

de exploatare submersibilă la adâncimi mari pe fundul oceanului, adică la presiuni hidrostatice de  $60\text{--}70\text{MPa}$  și temperaturi de  $2^\circ\text{--}4^\circ\text{C}$ .

Referitor la mecanismele submersibile sunt menționate și alte avantaje complementare ale TPP, printre care: posibilitatea asigurării vitezelor unghiulare și de deplasare mici, datorate rapoartelor de transmitere mari; mase și gabarite mici, datorate capacității portante înalte; fiabilitate sporită în exploatare, datorată multiplicității angrenării dinților; posibilitatea elaborării reductoarelor nonpoluante, datorită posibilității exploatării angrenării cu bolțuri din metaloceramică în mediul apei de mare etc.

Se menționează că toate mecanismele de acționare submersibile pentru CECFM OP au fost elaborate în baza schemei structurale  $2K\text{--}H$  cu angrenare  $A_{CX-CV}^B$  și doar mecanismul de acționare a aerliftului – în baza angrenării  $A_{CX-CV}^D$ .

În capitol de asemenea sunt descrise avantajele determinante ale TPP privind utilizarea lor în tehnica cosmică de zbor, printre care rapoartele de transmitere mari, precizia cinematică și capacitatea portantă înalte, gabarite și mase reduse, rigiditate torsională înaltă, momente inerțiale neesențiale la pornire și oprire etc.

Sunt prezentate electromodulele precesionale de înaltă precizie cinematică, elaborate în baza schemei structurale  $2K\text{--}H$  cu angrenările  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CX-CV}^B$  pentru acționarea și orientarea în spațiu a componentelor aparatelor cosmice de zbor, inclusiv pentru sateliți geostaționari, fabricate la comanda IKI, NPO *Kometa* și a Întreprinderii  $\Gamma 4805$ , Federația Rusă.

Este descrisă construcția mecanismului de acționare cu raportul de transmitere  $i = 12.960.000$  cu structura cinematică  $3K\text{--}2H$ , elaborat special pentru un radar cu destinație cosmică.

Este prezentată sinteza hidromotoarelor clasice îmbinate constructiv și funcțional cu transmisia precesională de tip  $2K\text{--}H$  cu angrenările  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$ , astfel se comasează într-o singură construcție funcțiile de hidromotor și de transmisie mecanică. Construcția acestor hidromotoare precesionale asigură posibilitatea reglării line a momentului de torsiune și a vitezei, obținerea unor momente de torsiune mari la gabarite mici, masă și presiuni joase ale lichidului sub presiune.

În acest capitol se descriu și perspectivele utilizării TPP cu angrenările  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CX-CV}^B$  în roțile-motor ale mijloacelor de transport, datorate avantajelor TPP, cum sunt coaxialitatea arborilor conducători și condus; compactitatea și capacitatea portantă înalte ale angrenajelor, gabaritele și masele reduse etc. Se menționează eficacitatea utilizării TPP cu efect cinematic înalt, de exemplu în turbomotoare precesionale cu ejecție; de asemenea eficacitatea folosirii reductoarelor cu separarea puterii pe două fluxuri în mecanismele de acționare cu diametre restrânse. Sunt descrise



diverse construcții de variatoare precesionale, multiplicatoare și diferențiale pentru tehnica specială și cu destinație generală etc.

Majoritatea elaborărilor prezentate sunt însoțite de profilogramele contactului dinților construite cu aplicațiile CAD/CAM, care deschid oportunități de a releva a priori caracteristicile funcționale ale TPP în baza analizei funcțiilor  $\zeta_1 = f(\xi_1)$  și  $\zeta = f(\xi)$  pentru fiecare dintre angrenajele utilizate –  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-CV}^D$  sau  $A_{CV-CV}^D$ .



## Capitolul 10

Sunt prezentate aplicațiile TPP cinematice, elaborate doar cu angrenajul  $A^D$  cu angrenările  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$ . La începutul capitolului sunt expuse tendințele de miniaturizare a sistemelor mecanice și corelarea acestora cu avantajele descrise ale TPP cu angrenaj  $A^D$ .

Printre domeniile cu interes prioritar pentru transmisiile precesionale cu angrenaj  $A^D$  se consideră industria de automobile. Se menționează că în acest domeniu de concurență sporită, pentru a asigura costuri reduse și competitivitate, este necesar de aplicat tehnologiile neconvenționale de fabricație a roților dințate prin turnare sau prin presare din pulberi metalice. În acest context se subliniază că aplicațiile CAD/CAM facilitează în termene și costuri restrânse proiectarea și fabricarea inclusiv a matrițelor cu profiluri negative, realizate la mașini-unelte cu comandă numerică multiaxială.

Se menționează că transmisiile planetare precesionale cinematice (TPPC), datorită specificului mișcării sferospațiale a satelitului, prezintă interes pentru elaborarea mecanismelor de acționare cu transmitere a mișcării și a sarcinii în spații etanșe, izolate prin diafragme gofrate sau prin pereți-membrane deformabile – aplicații avantajoase pentru tehnica cosmică, industria atomică, chimică etc.

Sunt prezentate exemple reprezentative de utilizare a TPPC în diverse utilaje tehnologice, sisteme de mecanică fină, dispozitive și roboți industriali, elaborate cu angrenările  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$ .



## Anexe

La sfârșitul volumelor 1 și 2 ale monografiei sunt prezentate Anexe cu informații suplimentare, care vin să asigure înțelegerea mai profundă a materialului expus în capitolele de baza, să ajute inginerii-constructori și tehnologii preocupați de dezvoltarea și diseminarea TPP în parcurgerea

tuturor etapelor de proiectare-fabricare, apelând în mare parte doar la această monografie.

Astfel, în volumul 1, după capitolul 6 sunt prezentate anexele:

**ANEXA A** – Cinematica transmisiilor precesionale  $2K-H$  și rapoartele de transmitere, funcție de coraportul numerelor de dinți;

**ANEXA B** – Șirul rapoartelor de transmitere în funcție de configurația raportului numerelor de dinți.

În Anexa A sunt prezentate rapoartele de transmitere pentru patru configurații ale numerelor de dinți ai roților conjugate în transmisia  $2K-H$ , recomandate preponderent pentru angrenajele  $A^B$ .

Alegerea rapoartelor de transmitere indicate în paranteze, conform Anexelor B1 și B2, necesită o analiză suplimentară a formei profilurilor de flanc ale dinților, astfel încât să se selecteze cel mai rațional coraport al numerelor de dinți.

În volumul 2 al monografiei sunt prezentate următoarele anexe:

**ANEXA A** – Particularități și caracteristici ale geometriei contactului dinților în angrenajul precesional dințat;

**ANEXA B** – Influența configurației parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  asupra geometriei contactului dinților;

**ANEXA C** – Brevete de invenție. Transmisii precesionale  $2-K-H$ ,  $K-H-V$  și complexe cu angrenaje “dinte-bolț” și “dinte-dinte”;

**ANEXA D** – Brevete de invenție. Generarea prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu profiluri convex/concave și în arc de cerc cu scula precesională de forma “trunchi de con”;

**ANEXA E** – Brevete de invenție. Generarea prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu profil convex/concav cu scule precesionale de forma “disc profilat periferic” și de formă cilindrică;

**ANEXA F** – Brevete de invenție. Procedee neconvenționale de fabricare prin electroeroziune cu profil convex/concav, inclusiv negativ;

**ANEXA G** – Brevete de invenție. Hidromotoare, motoreductoare, varia-toare și utilaj tehnologic cu angrenaje precesionale  $2K-H$  și  $K-H-V$ .

Conținutul acestor anexe vine să ajute inginerii-proiectanți și cercetătorii să înțeleagă mai profund particularitățile geometrice și avantajele angrenajelor precesionale  $A^B$  și  $A^D$ , precum și să analizeze soluțiile tehnice inovative

protejate cu brevete de invenție și patente din perspectiva utilizării acestora la dezvoltarea în continuare a TPP de putere și cinemate.

Pentru ușurarea înțelegerii abordărilor teoretice expuse în formule și ecuații, inclusiv a descrierilor parametrice ale angrenajului precesional și a geometriei contactului dinților în angrenare, la începutul monografiei sunt prezentate listele acronimelor, abrevierilor, notațiilor și indicilor inferiori, folosiți în monografie.

De asemenea, pentru înlesnirea înțelegerii interpretărilor grafice și utilizării corecte a recomandărilor făcute pe tot parcursul lucrării, la sfârșitul monografiei sunt prezentate listele figurilor, schemelor de calcul și de geometrie a angrenajelor elaborate și a particularităților contactului dinților conjugați, inclusiv lista tabelor cu recomandările valorice ale parametrilor geometrice din configurația  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

Voi fi recunoscător și voi aprecia mult toate sugestiile constructive, care ar contribui la îmbunătățirea și completarea conținutului acestei monografii.

**Ion Bostan,**  
academician al AȘM,  
profesor universitar, doctor habilitat



## Lista acronimelor

---

- BPM – Bazele Proiectării Mașinilor
- CAD – Computer–Aided Design (proiectare asistată de calculator)
- CAE – Computer–Aided Engineering  
(simulare asistată de calculator)
- CAM – Computer–Aided Manufacturing  
(fabricare asistată de calculator)
- CAGD – Computer–Aided Geometrical Design  
(design geometric asistat de calculator)
- CAQ – Computer–Aided Quality (calitate asigurată de calculator)
- CECFM OP – Complex (robotizat) de Extracție a Concrețiilor Feromanganice de pe Fundul Oceanului Planetar
- CFM – Concrețiuni feromanganice
- CIM – Computer Integrated Manufacturing  
(fabricare integrată pe calculator)
- CITA – Centrul de Implementare a Tehnologiilor Avansate
- CNC – Computer Numerical Control  
(mașină-unealtă cu comandă numerică)
- CYCLO – Transmisie cu profil cicloidal al dinților
- HB – Brinell Hardness (duritatea după Brinell)
- HV – Vickers Hardness (duritatea după Vickers)
- HRC – Rockwel C-scale Hardness (duritatea în scara Rockwel)
- ICTCM – Institutul de Cercetare în Tehnologia Construcțiilor de Mașini
- IKI – Institut Kosmicheskikh Issledovaniy  
(Institutul de Cercetări Cosmice)
- KS – Kosmicheskaya stantsiya (stație cosmică)
- LRV – Laboratorul de Realitate Virtuală

- LVAM – Laboratorul de Vibroacustică, *Moldovahidromaş*
- MAV – Măsurări acustice și vibrații
- MEF – Metoda elementului finit
- MGTU – Universitatea Tehnică de Stat *N.E. Bauman* din Moscova
- MPP – Metallo-poroshkovaya promyshlennost’  
(industria pulberilor metalice)
- MSEM – Microsistem electromecanic
- NIPKTI – Nauchino-Issledovatel’skiy Proiektno-Konstruktorskiy Tehnologicheskiy Institut (Institutul de Cercetare Științifică și Proiectare Constructiv-Tehnologică)
- NPO – Nauchnoe proizvodstvennoe ob’iedinenie  
(asociație de cercetare și de producere)
- PDM – Product Data Management  
(managementul informației despre produs)
- PLM – Product Lifecycle Management  
(gestionarea întregului ciclu de viață al produsului)
- TACRI – Transmisie armonică cu corpuri de rostogolire intermediare
- TG – Tehnologii de generare
- TM – Transmisie mecanică
- TM și OM – Teoria Mașinilor și Organe de Mașini
- TP – Transmisie precesională
- TPB – Transmisie precesională cu bolțuri
- TPC – Transmisie precesională cinematică
- TPD – Transmisie precesională dințată
- TPP – Transmisie planetară precesională
- ȚNPO – Centralnoe Nauchno-Proizvodstvennoie Ob’iedinenie *Kometa* (Asociația Centrală de Cercetare și Producere *Cometa*)
- UAM – Uzina *Azovmaş* din Mariupol
- UTB – Universitatea *Transilvania* din Braşov
- UTM – Universitatea Tehnică a Moldovei
- VNIPI – Vsesoyuznyj Nauchno-Issledovatel’skiy Proiektnyj Institut *Okeanmash* (Institutul Unional de Cercetare Științifică și Proiectare *Okeanmaş*)
- VT – Vrashhayushhchijsya traduktor (traductor rotativ)
- W–N – Angrenaj Wildhaber-Novikov
- ДМВ – Dvigatel’ modul’nyj vstroennyj (motor modular încorporat)



---

## Lista abrevierilor

---

- $A^B$  – Angrenaj precesional cu bolțuri
- $A^D$  – Angrenaj precesional dințat
- $A^{D,\beta}$  – Angrenaj precesional cu dinți înclinați
- $A_{CX-R}^B$  – Angrenare precesională cu bolțuri cu contact *convex-rectiliniu*
- $A_{CV-CV}^B$  – Angrenare precesională cu bolțuri cu contact *convex-concav*
- $A_{CV-CV}^D$  – Angrenare precesională dințată cu contact *concav-concav*
- $A_{CX-CV}^D$  – Angrenare precesională dințată cu contact *convex-concav*
- $A_{CX-R}^D$  – Angrenare precesională dințată cu contact *convex-rectiliniu*
- $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  – Angrenare precesională dințată cu contact *concav-concav* al dinților înclinați
- $G_{r.s}$  – Generarea flancurilor dinților prin rostogolire-rolare spațială
- $G_{r.s}^{disc}$  – Generarea flancurilor dinților cu sculă de forma “disc profilat periferic”
- $G_{r.s}^{con}$  – Generarea flancurilor dinților cu sculă de forma “trunchi de con”
- $G_{m.ax}^{cil}$  – Generarea flancurilor dinților cu sculă cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică
- $G_{m.ax}^{cil,\beta}$  – Generarea flancurilor dinților înclinați cu sculă cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică
- $K_{CV-CV}$  – Contact *concav-concav* al dinților
- $K_{CX-CV}$  – Contact *convex-concav* al dinților
- $K_{CX-R}$  – Contact *convex-rectiliniu* al dinților

- $K_{CV-CV}^\beta$  – Contact *concau-concau* al dinților înclinați
- $2K-H$  – Transmisie planetară precesională cu două roți centrale ( $2K$ ) și un arbore-manivelă ( $H$ )
- $3K$  – Transmisie planetară precesională cu trei roți centrale
- $3K-2H$  – Transmisie planetară precesională complexă cu trei roți centrale și doi arbori-manivelă
- $K-H-V$  – Transmisie planetară precesională cu o roată centrală ( $K$ ), un arbore-manivelă ( $H$ ) și o legătură a satelitului cu arborele condus ( $V$ )
- $[Z_g - \theta, \pm 1]$  – Configurație parametrică generală a angrenajului precesional
- $[Z_g - \theta, -1]$  – Configurație parametrică a angrenajului precesional cu regim de funcționare de reductor
- $[Z_g - \theta, +1]$  – Configurație parametrică a angrenajului precesional cu regim de funcționare de multiplicator
- $\omega_{cr(+1)}^b, \omega_{cr(-1)}^b$  – Viteza unghiulară a bilelor rulmenților satelitului TPP  $2K-H$ , pentru coraportul dinților  $Z_{1,4} = Z_{2,3} + 1$  și, respectiv,  $Z_{1,4} = Z_{2,3} - 1$
- $\omega_{cr(+1)}^r, \omega_{cr(-1)}^r$  – Viteza unghiulară a rolelor rulmenților satelitului TPP  $2K-H$ , pentru coraportul dinților  $Z_{1,4} = Z_{2,3} + 1$  și, respectiv,  $Z_{1,4} = Z_{2,3} - 1$



---

## Lista notațiilor

---

- $A$  – Amplitudinea mișcării sferice a satelitului
- $\mathbf{A}$  – Matricea de rotație
- $\mathbf{A}^T$  – Matricea transpusă matricei  $\mathbf{A}$
- $a, b$  – Semiaxele elipsei (amprente) tensiunilor de contact
- $a_h, d_h, l_h, \rho_h$  – Parametrii generalizatori ai suprafeței hiperboloidale a sculei pentru generarea  $G_{r.s}^{con}$  a dinților modificați longitudinal
- $\alpha_w$  – Unghiul de presiune (de formă) a profilului dinților roții centrale
- $\alpha$  – Unghiul de centru a zonei de angrenare
- $\beta$  – Unghiul de vârf al bolțurilor conice
- $\beta_g$  – Unghiul de înclinare a dinților în angrenajul  $A^{D,\beta}$
- $\delta$  – Unghiul axoidei conice
- $b_w$  – Lungimea de lucru a dintelui roții centrale
- $b$  – Lățimea danturii
- $C$  – Coeficientul rigidității torsionale
- $C(x_c, y_c, z_c)$  – Punct de referință al mecanismului de legătură satelit - batiu
- $D$  – Punct de referință de pe satelit în angrenarea  $A_{CX-CV}^B$
- $d_{mr}$  – Diametrul median al bolțului conic
- $d_{m1} d_{m4}$  – Diametrul median al roților centrale din angrenajul  $K-H-V$ , respectiv  $2K-H$
- $E_{(\psi)}$  – Punctul de contact curent al flancurilor conjugate în funcție de  $\psi$
- $E_1, E_2$  – Modulul Yang ale materialelor corpurilor contactante
- $E_e$  – Modulul de elasticitate echivalent al materialelor dinților
- $\varepsilon$  – Multiplicitatea angrenării



- $\varepsilon_m$  – Multiplicitatea angrenării cu profilul modificat al dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$   
 $\varepsilon_r$  – Multiplicitatea de referință a angrenării dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$   
 $\varepsilon_a^\beta$  – Grad de acoperire axial al dinților înclinați în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,B}$   
 $\varepsilon_f^\beta$  – Grad de acoperire frontal al dinților înclinați în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,B}$   
 $F_n, F_t, F_a$  – Forțele normală, tangențială și axială în angrenajul  $A^B$   
 $\mathbf{F}_o^e$  – Vectorul rezultat al forțelor exterioare determinante ale reacțiunilor dinamice suplimentare din reazeme  
 $f_o$  – Coeficientul de înălțime a dinților modificați  
 $G$  – Punct de referință de pe satelit în angrenările  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$   
 $h$  – Adâncimea admisibilă a stratului uzat  
 $\pm i$  – Raport de transmitere  
 $I_h$  – Intensitatea uzurii dinților  
 $I_X, I_Y, I_Z$  – Momentele de inerție axiale ale roții-satelit în raport cu axele  $X, Y, Z$   
 $k_1$  – Coeficientul condițiilor de ungere și al materialului dinților  
 $k_3$  – Coeficient adimensional  
 $K_a$  – Coeficientul de profil rectiliniu aproximat al flancurilor dinților roții centrale cu angrenarea  $A_{CX-R}^D$   
 $k_{HV}$  – Coeficientul dinamicității sarcinii  
 $k_{H\beta}$  – Coeficientul distribuirii sarcinii pe lungimea dinților  
 $k_{HP}$  – Coeficientul distribuirii sarcinii între dinții simultan angrenați  
 $k_i$  – Punctele de contact ale flancurilor dinților concomitent angrenați  
 $K_{i(i=0,1,2,\dots)}$  – Punctul de contact al flancurilor dinților roților centrale cu angrenarea  $A_{CX-R}^D$   
 $k_r$  – Coeficientul de frecare la rostogolire  
 $K_\theta$  – Constanta de influență a nutației asupra rotirii bolțului  
 $K_\omega$  – Constanta de influență a geometriei angrenajului asupra rostogolirii bolțului fără alunecare

- $l_e$  – Lungimea sumară a liniilor de contact  
 $LEM$  – Curba prescrisă profilului dinților satelitului  
 $L_X, L_Y, L_Z$  – Momentele cinetice ale roții-satelit în raport cu  $X, Y, Z$   
 $L_o$  – Momentul cinetic al roții-satelit în raport cu punctul fix în sistemul  $OX_1Y_1Z_1$   
 $L_p$  – Nivelul puterii sonore în bandă octavă  
 $L_{pA}$  – Nivelul puterii sonore corectate  
 $M_X^e, M_Y^e, M_Z^e$  – Proiecțiile momentelor sarcinii roții-satelit pe  $X_1, Y_1, Z_1$   
 $M_o^e$  – Momentul rezultat al forțelor de reacțiune în raport cu centrul de precesie  $O$   
 $N_h$  – Numărul ciclurilor de încărcare a dinților angrenați  
 $n$  – Frecvența turațiilor  
 $\eta$  – Randament mecanic  
 $\eta_a$  – Randamentul mecanic al angrenajului precesional cu angrenarea  $A_{CV-CV}^B$   
 $O$  – Centru de precesie  
 $OXYZ$  – Sistem fix de coordonate  
 $OX_1Y_1Z_1$  – Sistemul mobil de coordonate definit în unghiurile Euler  
 $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$  – Sistemul mobil de coordonate legat cu roata centrală în raport cu conturul generator al sculei  
 $p$  – Distanța minimă de la punctul de contact al dinților până la axa instantanee de rotire a roții-satelit în transmisia  $2K-H$   
 $q$  – Sarcina specifică în angrenare  
 $R_c$  – Raza de curbură a flancului dintelui satelitului cu angrenarea  $A_{CX-R}^D$   
 $R_a$  – Rugozitatea suprafețelor active ale flancurilor dinților  
 $R_A, R_B, R_D, R_E$  – Reacțiunile dinamice suplimentare în reazeme  
 $r$  – Raza de curbură a profilului de flanc al dintelui satelitului în arc de cerc  
 $r_c$  – Raza cercului înscris în grosimea dintelui satelitului cu angrenarea  $A_{CX-R}^D$   
 $R_{m_1} R_{m_4}$  – Raza medie a roților centrale din angrenajul  $K-H-V$ , respectiv  $2K-H$

- $R$  – Raza sferei cu originea în centrul de precesie  
 $S_{E_1(\psi)}$  – Distanța parcursă de punctul de contact  $E_1$  de pe flancul dintelui roții centrale  
 $S_{E_2(\psi)}$  – Distanța parcursă pe punctul de contact  $E_2$  de pe flancul dintelui satelitului  
 $\Delta S$  – Diferența distanțelor parcurse  $S_{E_1(\psi)}$  și  $S_{E_2(\psi)}$  pentru aceleași valori ale unghiului de precesie  $\psi$   
 $T$  – Moment de torsiune  
 $T_n$  – Momentul de torsiune nominal  
 $T_p$  – Momentul de torsiune de pornire  
 $\mathbf{V}_{Eal(\psi)}$  – Varierea vectorului vitezei relative de alunecare între flancurile conjugate în punctul de contact curent  $E$  în funcție de  $\psi$   
 $\mathbf{V}_{E_1(\psi)}$  – Vectorul vitezei liniare a punctului  $E_1$  de pe profilul dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$   
 $\mathbf{V}_{E_2(\psi)}$  – Vectorul vitezei liniare a punctului  $E_2$  de pe profilul dintelui satelitului în funcție de  $\psi$   
 $\mathbf{V}_D$  – Vectorul vitezei punctului de referință  $D$  de pe satelit în angrenarea  $A_{CX-CV}^B$   
 $\mathbf{V}_G$  – Vectorul vitezei punctului de referință  $G$  de pe satelit în angrenările  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$   
 $V_{alk_i}$  – Viteza liniară relativă de alunecare între flancurile conjugate în punctele de contract  $k_i$   
 $W_f$  – Caracteristica tribogeometrică a mecanismului de legătură a satelitului cu arborele condus în transmisia  $K-H-V$   
 $\bar{X}_D, \bar{Y}_D, \bar{Z}_D$  – Coordonatele punctului de referință  $D$  de pe satelit în sistemul rotativ de coordonate, legat cu semifabricatul  
 $X_D, Y_D, Z_D$  – Coordonatele punctului de referință  $D$  de pe satelit în sistemul fix de coordonate în angrenarea  $A_{CX-CV}^B$   
 $X_E, Y_E, Z_E$  – Coordonatele punctului de contact curent  $E$  al dinților în sistemul fix de coordonate  
 $X_G, Y_G, Z_G$  – Coordonatele punctului de referință  $G$  de pe satelit în sistemul fix de coordonate în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$   
 $X_i, Y_i, Z_i$  – Coordonatele înfășurătoarei conturului generator al sculei, respectiv ale profilului dinților roții centrale în sistemul fix

- $X_{E_m}, Y_{E_m}, Z_{E_m}$  – Coordonatele punctului de contact al dinților în secțiunea mediană  
 $X_{G_m}, Y_{G_m}, Z_{G_m}$  – Coordonatele originii razelor de curbură a dinților satelitului în secțiunea mediană  
 $Z_\epsilon$  – Numărul perechilor de dinți simultan angrenate  
 $Z_{1,4}$  – Numărul de dinți, respectiv ai roții centrale fixă și mobilă  
 $Z_2, Z_3$  – Numărul dinților coroanelor satelitului  
 $Z_1 = Z_2 \pm 1$  – Numărul dinților roții centrale fixe  
 $Z_4 = Z_3 \pm 1$  – Numărul dinților roții centrale mobile  
 $Z_M$  – Constanta elastică a materialelor dinților conjugați  
 $Z_1, Z_2, \delta, \beta, \theta$  – Parametrii configurației angrenajului care influențează forma profilului de flanc al dinților roților centrale  
 $Z_2 = Z_3 \pm 1, 2, 3$  – Configurație ale numerelor de dinți posibile în transmisia precesională  $2K-H$   
 $\sigma_H$  – Tensiuni de contact  
 $\sigma'_{Hp}$  – Tensiunile de contact admisibile la rostogolire cu alunecare  
 $\tau$  – Tensiunile tangențiale în contact  
“–” – Arborii conducător și condus se rotesc în contrasens  
“+” – Arborii conducător și condus se rotesc în același sens  
 $\Delta$  – Dimensiune caracteristică a contactului corpurilor  
 $\Delta$  – Prestrângerea în angrenare  
 $\Delta\delta$  – Abaterea feței frontale a roții centrale mobile de la perpendicularitate în raport cu axa găurii  
 $\Delta\varphi''$  – Eroare cinematică  
 $\Delta\varphi_2$  – Unghi de torsiune  
 $\Delta\varphi_{luft}$  – Luftul în angrenare  
 $\Delta\psi_3$  – Eroarea de schemă (de poziție a sculei) la generarea  $G_{r,s}^{con}$  și generarea  $G_{r,s}^{disc}$   
 $\zeta, \xi$  – Coordonatele carteziene plane ale profilului de flanc al dinților roții centrale  
 $\zeta = f(\xi)$  – Profilul dintelui roții centrale în forma analitică  
 $\zeta_1, \xi_1$  – Coordonatele carteziene plane ale traiectoriei mișcării centrului bolțului în angrenarea  $A_{CX-CV}^B$ , respectiv ale originii

- razei de curbură a profilului de flanc al dinților satelitului în angrenajul  $A_{CX-CV}^D$
- $\zeta_1 = f(\xi_1)$  – Traiectoria mișcării centrului bolțului în angrenarea  $A_{CX-CV}^B$  sau a originii razei de curbură a profilului dinților satelitului în angrenările  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$
- $\theta$  – Unghi de nutație (de înclinare a arborelui-manivelă)
- $\nu_1, \nu_2$  – Coeficienții Poisson ai materialelor corpurilor contactante
- $\nu$  – Coeficientul de proporționalitate a razelor de curbură a flancurilor conjugate
- $\rho_e, \theta$  – Parametrii de formă generalizatori ai dinților angrenați
- $\rho_i$  – Raza de curbură a profilului de flanc al dinților roții centrale în funcție de  $\psi$
- $\rho_{k_i}$  – Raza de curbură a profilului de flanc al dinților roții centrale în punctele de contact  $k_i$
- $\rho_{k_i} - r$  – Diferența razelor de curbură a profilurilor de flanc, conjugate în punctele de contact  $k_i$
- $\rho_{long}$  – Raza de curbură a flancului dinților modificați longitudinal
- $\rho_r, \rho_d$  – Razele de curbură a flancurilor conjugate
- $\varphi$  – Unghi de rotire proprie a satelitului
- $\psi$  – Unghi de precesie (de rotire a arborelui-manivelă)
- $\psi_{k_i}$  – Unghiul de poziționare a punctelor de contact  $k_i$  ale flancurilor dinților concomitent angrenați
- $\Psi_{k_i}$  – Unghiul de precesie corespunzător contactelor dinților  $k_i$
- $\psi, \theta, \varphi$  – Unghiurile Euler
- $\Phi(x, y, z, \psi)$  – Înfășurătoarea familiei profilurilor de flanc ale dinților satelitului în arc de cerc pe sfera de raza  $R$
- $\Omega$  – Viteza unghiulară instantanee a roții-satelit
- $\Omega_X, \Omega_Y, \Omega_Z$  – Proiecțiile pe axele  $X, Y, Z$  a vectorului vitezei unghiulare instantanee a roții-satelit



---

## Lista indicilor inferiori

---

- $a, b, c, d, \dots$  – Roți dințate, dinți, coroane
- $al$  – Alunecare între flancurile conjugate
  - $B$  – Angrenare cu bolturi
  - $CV-CV$  – Contact *concau-concau* al flancurilor dinților
  - $CX-CV$  – Contact *convex-concau* al flancurilor dinților
  - $CX-R$  – Contact *convex-rectiliniu* al flancurilor dinților
  - $cil$  – Sculă de forma cilindrică
  - $con$  – Sculă de forma “trunchi de con”
  - $cr(-1)$  – Corpuri de rulare ale rulmenților cu rotirea inelelor în contrasens
  - $cr(+1)$  – Corpuri de rulare ale rulmenților cu rotirea inelelor în același sens
  - $disc$  – Sculă de forma “disc profilat periferic”
  - $D$  – Angrenare dințată
  - $d, din$  – Dinamic, dinamică
  - $e$  – Echivalent
  - $E_1$  – Punct de pe profilul dintelui roții centrale
  - $E_2$  – Punct de pe profilul dintelui satelitului
  - $\beta_g$  – Dinți înclinați
  - $\varepsilon$  – Angrenare multipară
  - $g$  – Satelit, dinți, coroane
  - $h$  – Suprafața hiperboloidală a sculei pentru generarea  $G_{r,s}^{con}$  cu

- modificare longitudinală a flancurilor
- $i$  – Numărul de ordine al perechii de dinți angrenate, al contactului flancurilor și al coordonatei unghiulare
- i, j, k** – Vectori unitari pe direcția axelor de coordonate
- $i$  – Înfășurătoarea contururilor generatoare ale sculei
- long* – Longitudinal
- luft* – Joc tehnologic garantat în angrenare
- $m$  – Modificat
- m.ax* – Multiaxial
- max* – Maximum
- m, med* – Medie
- min* – Minimum
- $\infty$  – Raport de transmisie infinit
- $n$  – Normal (perpendicular)
- nec* – Neconvențional
- opt* – Optim
- st* – Statică
- $\Psi$  – Coordonată unghiulară
- $(\psi)$  – Funcție de unghiul de precesie
- $H, \omega$  – Indici ai elementelor de structură și ai parametrilor cinematici
- $\omega, \theta$  – Indici geometrici
- $f_r, f$  – Indici tribologici
- $\sum$  – Sumar, total
- r.s* – Rostogolire-rulare spațială
- sat* – Satelit
- $H\beta, HP$  – Indici la parametrii distribuirii sarcinii pe lungimea dinților și, respectiv între dinți
- $HV$  – Indice la parametrii de dinamicitate a sarcinii în agrenare



# TRANSMISII PRECESIONALE CU ANGRENAJE DIN ROȚI DINȚATE

## 7.1 Dezvoltarea angrenajelor dințate în contextul tendinței de miniaturizare

Actualmente, au crescut considerabil cerințele pieței în produse industriale “inteligente”, “robuste”, “multifuncționale” și “cu preț redus”, tendință care favorizează dezvoltarea angrenajelor cu roți dințate, în special cu dimensiuni mici. Miniaturizarea este soluția dominantă în industria microsistemelor electromecanice (MSEM). Există și tendința miniaturizării microsistemelor mecanice. În baza analizei comparative a microsistemelor, specialiștii au constatat că dimensiunile aceluiași microsystem produs în anul 1999 în comparație cu cel produs în 2014 s-au redus de șase ori.

În prezent, medicina este domeniul cu cel mai mare potențial de utilizare a microsistemelor. Multe ramuri ale medicinei tradiționale suferă transformări radicale, deoarece sunt elaborate în permanență metode și instrumente noi, adesea neobișnuite, toate bazate pe tehnologii ale microsistemelor. Ele vor conduce la introducerea pe larg a unor tehnici noi, mult mai eficiente, de diagnosticare (cum ar fi endoscopia), a sistemelor de dozare implantabile, a metodelor de telemicrochirurgie, protezelor neuronale etc.

Un alt domeniu de utilizare în ascensiune a microsistemelor electromecanice este industria de automobile care are ca obiective: asigurarea siguranței; modernizarea motorului și a trenului de putere; asigurarea confortului și comodității; diagnosticul mașinii și monitorizarea sănătății; extinderea teleghidării prin GPS ș.a. Actualmente, aproximativ 10% din greutatea automobilului și 15% din costul lui sunt determinate de componentele electrice și electronice. Aceasta înseamnă că dispozitivele electronice în continuare vor fi miniaturizate prin folosirea tehnologiilor mini- și microsistemelor.



Industria aerospațială, cu probleme acute privind limitările de spațiu și de masă, este domeniul în care microsistemele sunt cele mai așteptate. Microsistemele electromecanice sunt utilizate în industria aerospațială: pentru microsateliți; sisteme de comandă și de control; sisteme de dirijare inerțială cu microgiroscopie și accelerometre; sisteme de putere integrate cu celulele fotovoltaice; sisteme de propulsie.

Robototehnica viitorului solicită dezvoltarea unor mecanisme de acționare avansate, cu dimensiuni foarte mici, ușor de construit mecanic și cu fiabilitate ridicată: mici motoare, pompe, valve, clești, întrerupătoare, relee și mecanisme de acționare speciale. Micromotoarele au un mare potențial pentru aplicațiile microsistemelor. Micropompele și microvalvele folosite pentru tratarea la nivel microscopic a lichidelor și a gazelor pot fi utilizate în medicină, unde sunt necesare sisteme implantate, de mare acuratețe, pentru dozarea medicamentelor sau pentru analiza chimică și biotehnologică, unde trebuie să fie transportate și analizate volume exacte de lichid.

Odată cu diversificarea cerințelor consumatorilor de reductoare se diversifică și tipurile de transmisii mecanice, inclusiv caracteristicile lor constructiv-funcționale. În figura 7.1 sunt prezentate diferite tipuri de reductoare produse industrial pentru sisteme mecanice din diverse domenii.



**Figura 7.1.** Tipuri de minireductoare produse industrial: minireductoare (a), (d) și (f) – coaxiale; (b) și (e) – cu axe concurente; (c) – coaxiale și cu axe concurente

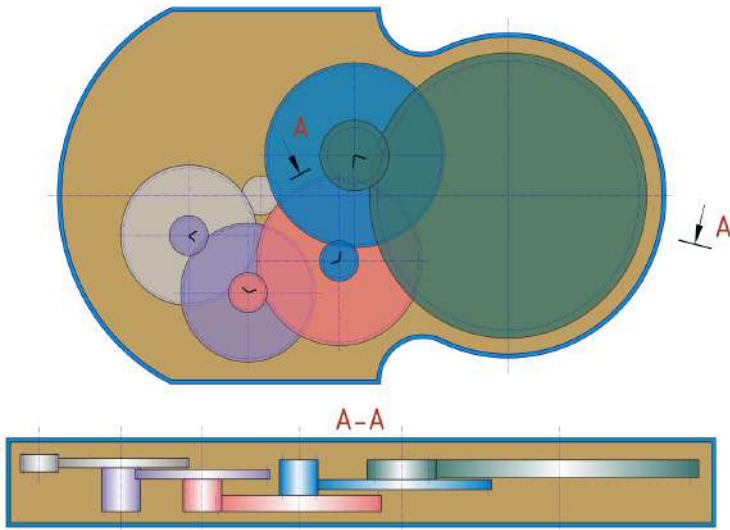
Tendențele de miniaturizare a angrenajelor au impus cercetătorilor și inginerilor sarcini concrete privind elaborarea noilor tehnologii neconvenționale de fabricație a angrenajelor cu mini- sau microdimensiuni.

## 7.2 Geneza minitransmisiilor mecanice cinematice cu angrenaje dințate

**Minitransmisii cinematice ordinare cu raport de transmitere mare.** În multe cazuri, în mecanica fină se utilizează trenuri formate din roți dințate cilindrice (fig. 7.2). Avantajele acestor transmisii sunt: simplitate tehnologică de fabricare a roților dințate; randament mecanic destul de înalt ( $\eta = 0,96, \dots, 0,99$ ) și capacitate portantă relativ mare. Dezavantajele transmisiilor ordinare la utilizarea lor ca transmisii cinematice, unde este necesar un raport de transmitere mare, sunt numărul mare de trepte și elemente de angrenare, fapt care duce la mărirea gabaritelor transmisiei și la creșterea prețului de cost. Raportul de transmitere în acest caz se determină prin relația:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_n}{Z_{n-1}}, \quad (7.1)$$

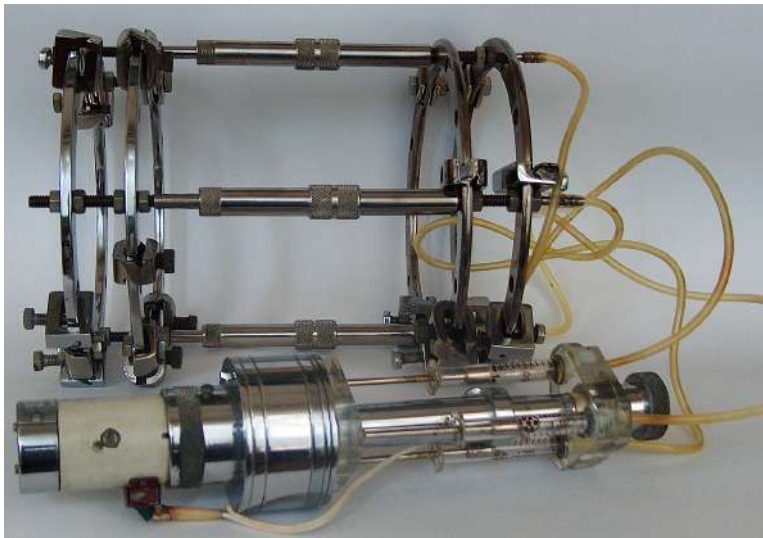
unde  $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$  sunt numerele de dinți ai roților dințate.



**Figura 7.2.** Transmisie ordinară cu roți dințate cilindrice ( $i = 2400$ )

În figura 7.2 este prezentată o schemă tipică a unei minitransmisii cu roți dințate în mai multe trepte, cu raport de transmitere  $i = 2400$ . În ultimul timp, transmisiile ordinare sunt înlocuite cu transmisii cinematice planetare cu roți dințate cilindrice, care posedă parametri funcționali mai ridicați. În figura 7.4 este redată o gamă de reductoare cu roți dințate cilindrice, cu diferită amplasare spațială a arborilor.

Un exemplu elocvent de utilizare a trenurilor formate din roți dințate cilindrice de dimensiuni mici și cu raport de reducere mare a mișcării de rotație este aparatul pentru osteosinteza extrafocală a fracturilor osoase, elaborat de autor în anul 1981, prezentat în figura 7.3. Aparatul este înzestrat cu un reductor cu raportul de transmitere  $i = 1.034.000$  care, printr-un minisistem hidraulic, asigură deplasarea fracturilor osoase cu viteze liniare foarte mici. S-a constatat că la microdeplasări cu viteza de  $300 - 500 A^\circ/s$  ale fracturilor osoase au loc modificări biologice radicale în procesul de regenerare a osului. Astfel, la deplasarea continuă a fracturilor osoase cu viteze foarte mici, regenerarea se adaptează la factorul deformației, sporind calitatea și rapiditatea procesului de formare a regeneratului osos nou fără fisuri, incluziuni, dereglări microvasculare etc. Conceptul de utilizare a microdeplasărilor la osteosinteza fracturilor osoase, verificat prin aparatul elaborat de autor, a fost preluat de cunoscutul chirurg G.A. Ilizarov (cu care autorii aparatului, metodei și conceptului de aplicare au colaborat).



**Figura 7.3.** Aparatul pentru osteosinteza extrafocală a fracturilor osoase (elaborat în anul 1981)

**Minitransmisii planetare cu roți dințate cilindrice.** În marea diversitate a transmisiilor mecanice, transmisiile planetare ocupă un loc deosebit, posedând o serie de avantaje: coaxialitate, compacitate, masă redusă, precizie cinematică ridicată, posibilitatea obținerii unor rapoarte de transmitere mari, funcționare silențioasă etc. În ultimele decenii, transmisiile planetare sunt răspândite pe larg în diferite domenii ale construcției de mașini și cunosc o modernizare în creștere. Transmisiile planetare cinematice (fig. 7.4) sunt mai ușoare în comparație cu transmisiile ordinare și ocupă



**Figura 7.4.** Minireductoare cu roți dințate cilindrice

un spațiu mai mic, de aceea se utilizează în cazurile în care problema masei și a gabaritelor este hotărâtoare. Ele se întâlnesc foarte des în construcția de avioane și roboți, în tehnica de transport, în construcția de mașini-unelte. Includerea transmisiilor planetare în construcțiile moderne mărește posibilitățile lor de concurență prin îmbunătățirea caracteristicilor tehnice și estetice. Diversitatea schemelor mecanismelor planetare, care posedă posibilități relativ largi privind raportul de transmitere, randamentul, gabaritele, masa etc., necesită selectarea tipului transmisiilor planetare și analiza lor comparativă.

Gabarite și mase minime posedă transmisiile planetare de tip  $2K-H$  cu una, două sau mai multe trepte, cu angrenaj exterior sau interior. Transmisia  $2K-H$  cu două angrenaje interioare, prezentată în figura 7.5, este compactă și poate fi utilizată cu succes pentru acționările cu regim de lucru de scurtă durată. În cazul unor rapoarte de transmitere mari, utilizarea acestor transmisii nu este rațională din cauza randamentului redus. În cazul în care este necesar un randament înalt și un raport de transmitere  $i$  mare, se folosește transmisia planetară  $2K-H$  prezentată în figura 7.6 (a), numită “schema lui David”. Transmisia este compactă, are randament destul de ridicat ( $\eta = 0,97 - 0,99$ ), raport de transmitere într-o treaptă ( $i = 1,14-9$ ) [15].

Raportul de transmitere se determină din relația:

$$i = 1 - i_{ac}^H = 1 - \frac{Z_c}{Z_a}. \quad (7.2)$$

Pentru a obține un raport de transmitere mai mare, se instalează consecutiv mai multe trepte, obținându-se rapoarte de transmitere destul de mari, cu randament relativ ridicat. Transmisia planetară  $3K$ , prezentată în

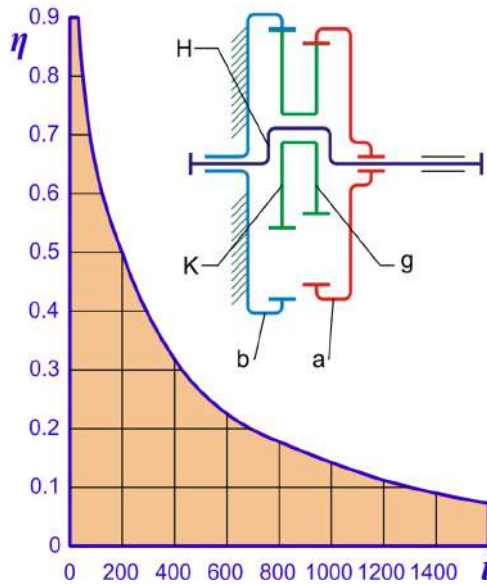


Figura 7.5. Transmisia planetară  $2K-H$

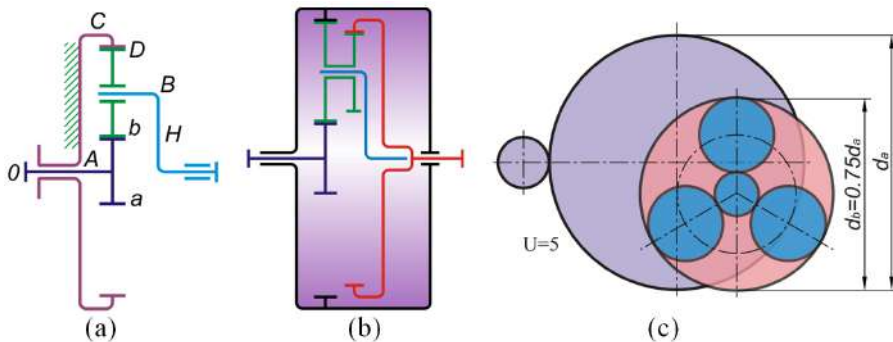


Figura 7.6. Schema structurală a transmisiei planetare  $2K-H$  (a), a transmisiei planetare  $3K$  (b) și analiza comparativă dimensională (c) a transmisiilor cu  $i = 5$

figura 7.6 (b), este compactă și asigură obținerea unor rapoarte de transmitere foarte mari (de ordinul câtorva mii). În același timp, pierderile în transmisia  $3K$  sunt mai mari decât în transmisia cu același  $i$ , însă compusă din transmisii ordinare sau planetare (fig. 7.5, 7.6 a). Mai trebuie de menționat că și construcția transmisiilor  $3K$  este mult mai complexă decât cea a transmisiilor  $2K-H$  și necesită o execuție cu precizie mult mai înaltă (pentru o funcționare satisfăcătoare). La  $i > 1000$ , randamentul transmisiilor  $3K$  este atât de mic, încât utilizarea lor devine ineficientă. O analiză comparativă a gabaritelor transmisiilor planetare și ordinare într-o treaptă, pentru  $i = 5$ , este prezentată în figura 7.6 (c).

În general, transmisia planetară poate include în componența sa 3, 4, 6 sau 8 sateliți. Schema de bază a angrenării sateliților cu roțile dințate centrale este prezentată în figura 7.7. Schema structurală include un număr minim de elemente de bază: roata centrală 1, numită *solară*, sateliții 2, 3, 4, roata centrală exterioară 5 și portsatelitul *H*. Prezența a cel puțin trei zone de angrenare a sateliților cu roțile dințate centrale asigură transmisiei planetare o capacitate portantă relativ ridicată (în procesul de transmitere a sarcinii participă simultan de la 3 până la 6 dinți). Aceste caracteristici asigură de asemenea o precizie cinematică și o emisie acustică mai bune.

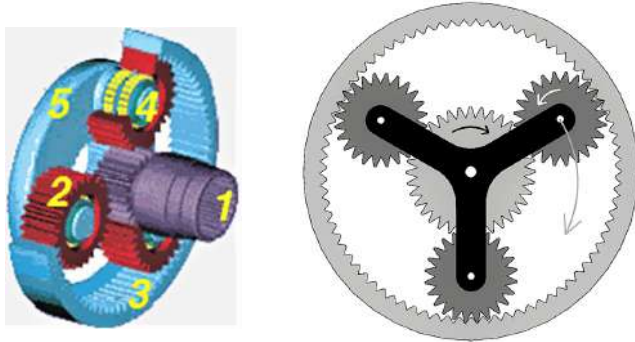


Figura 7.7. Schema angrenării transmisiei planetare

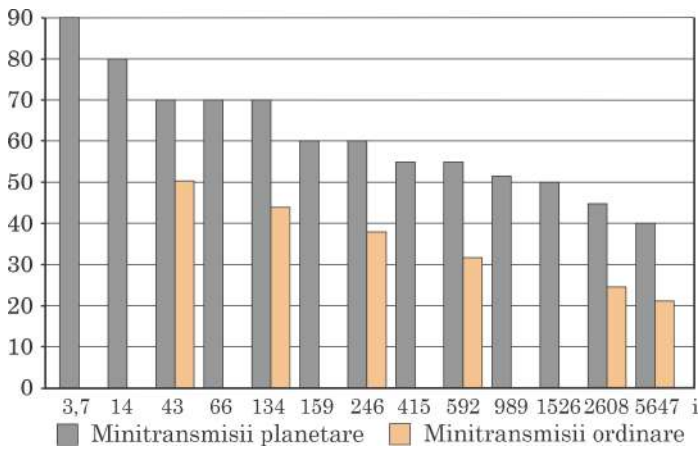
Schema structurală a transmisiei  $2K-H$  într-o treaptă asigură obținerea unui raport de transmitere de 3 – 10. În cazul necesității unor rapoarte mari, reductoarele planetare pot fi asamblate în 2, 3, 4 și chiar 5 trepte, asigurând gabarite relativ reduse. În acest caz, transmisiile planetare includ 5 componente de bază într-o singură treaptă și un raport de transmitere: 3 – 10 (într-o singură treaptă), 10 – 80 (în 2 trepte), 50 – 650 (în 3 trepte), 360 – 5500 (în 4 trepte) și până la 1.000.000 (în 5 trepte) [15].

Este însă de menționat că în cazul creșterii numărului de trepte, crește esențial numărul componentelor de bază (ale roților dințate), ajungând la 25 de elemente în cazul reductorului planetar cu cinci trepte. În figura 7.8 este prezentată structura în formă desfășurată a unui minireductor planetar în 4 trepte. Randamentul unei astfel de transmisii (chiar și în cazul a cinci trepte) este satisfăcător. Conform diagramei din figura 7.9, în care este prezentată analiza comparativă a randamentului transmisiei planetare și celei ordinare pentru diferite rapoarte de transmitere, la raportul de transmitere de aproximativ  $i = 1000$  este asigurat un randament de aproximativ 50%.

În baza schemelor analizate, un șir de firme din lume produc în serie o gamă largă de minitransmisii planetare pentru diverse domenii de aplicare. În figura 7.10 este prezentată o transmisie planetară în trei trepte, produsă de Firma germană “IMS Gear”, cu roți dințate executate din mase plastice.



**Figura 7.8.** Structura în desfășurată a unui reductor planetar în 4 trepte



**Figura 7.9.** Analiza comparativă a randamentului transmisiei planetare și transmisiei ordinare

O astfel de transmisie a cunoscut o răspândire foarte largă, deoarece are o tehnologie mai simplă de execuție, care, în cele din urmă, se reflectă asupra prețului de cost.



**Figura 7.10.** Minireductor planetar în trei trepte

**Minitransmisii planetare armonice.** Structura cinematică, construcția și principiul de funcționare a minitransmisilor armonice sunt analogice cu ale celor de putere, descrise în capitolul 1 (cu excepția materialului roții deformabile și a construcției generatorului de unde).

Pe piață pot fi găsite reductoare armonice într-o gamă largă, produse de diverse firme. În figura 7.11 (b, c) sunt prezentate minimotoreductoare armonice produse de Firma “Harmonic Drive” din Franța. Reductorul (fig. 7.11 b) se produce în două variante: cu cuplare cu arbore de ieșire și cu cuplare prin flanșă. Se produce o serie (fig. 7.11 c) de dimensiuni de diametrele 14, 20, 32, 45, 65 mm și, respectiv, rapoarte de transmitere  $i = 50 : 1, 80 : 1, 100 : 1, 120 : 1, 160 : 1$ .



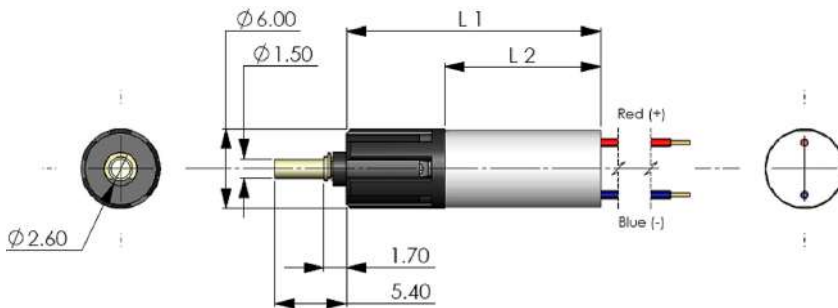
**Figura 7.11.** Reductor armonic (a) și minireductoare armonice (b, c)

**Microtransmisii planetare.** Un microsistem electromecanic include, de regulă, patru componente funcționale de bază: microsenzori; micro-mecanisme de acționare; elemente de microelectronică și microstructuri. Miniaturizarea în continuare a sistemelor mecanice necesită transmisii mecanice de dimensiuni tot mai reduse. Microtransmisii se consideră convențional cu dimensiuni diametrale și liniare de primul ordin, adică sub 10 mm. Gama de dimensiuni este foarte largă: de la câțiva milimetri până la câțiva micrometri. În cazurile în care sunt necesare rapoarte de transmitere mici, se utilizează transmisii cu roți dințate ordinare. În cazul rapoartelor de transmitere mari, au căpătat o utilizare largă transmisii planetare și cele armonice, precum și transmisii hibride. Deoarece schemele structurale, principiile de funcționare și modul de obținere a efectelor cinematice sunt aceleași ca și la minitransmisii analizate anterior, în continuare ne vom limita la evidențierea unor particularități constructive și tehnologice ale microtransmisilor și a domeniilor specifice de utilizare.

Asigurând rapoarte de transmitere relativ mari, transmisii planetare au o utilizare deosebit de largă în diferite microsisteme [15]. Piața este inundată de microreductoare produse de diverse firme (cele mai cunoscute sunt: “Micromotion GmbH”, “Faulhaber”, Germania; “Universal Motor Mount” etc.), care acoperă gama de dimensiuni de la câțiva milimetri până



la câteva sute de micrometri. În figura 7.12 este prezentat un exemplu de design al unui micromotoreductor planetar cu diametrul de  $6\text{ mm}$ , produs de Firma “Universal Motor Mount”.



**Figura 7.12.** Micromotoreductor planetar

Motoreductorul este completat cu un motor cu  $10.000\text{ min}^{-1}$  (la  $3\text{ V}$ ), ceea ce permite reducerea dimensiunilor și majorarea duratei de viață. Arborele de ieșire este executat din plastic armat cu fibre din sticlă. Sunt asigurate patru rapoarte de transmitere în aceeași dimensiune diametrală:  $1 : 5.14$ ;  $1 : 26.45$ ;  $1 : 136.02$ ;  $1 : 699.55$ . Dimensiunile comparative sunt vizibile din figura 7.13.

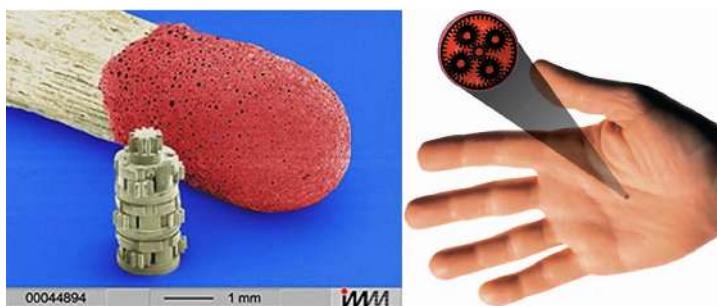


**Figura 7.13.** Motoreductor în comparație

Un microreductor planetar foarte compact, cu dimensiuni și mai mici, este prezentat în figura 7.14. Diametrul lui se încadrează într-un milimetru. Acest microreductor poate fi utilizat în micro sisteme care includ microsenzori și în microroboți.

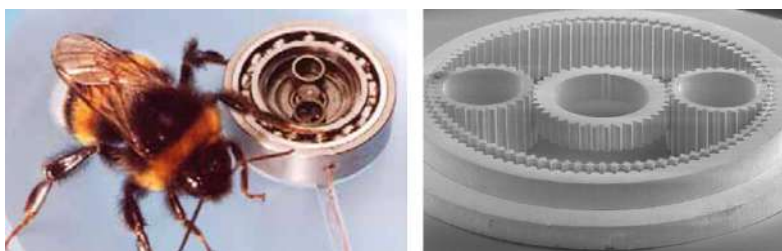
**Microtransmisii armonice și combinații cu transmisii planetare.** O adevărată revoluție au cunoscut microtransmisiile armonice și combinațiile acestora cu transmisia planetară. Există foarte multe firme (poziția de lideri o dețin Firmele americane “Harmonic Micro Drive®” și “Micro Motion”) care produc și realizează pe piață o gamă largă de microreductoare armonice și în combinație cu transmisia planetară.

Microtransmisiile armonice realizează o combinație unică de precizie, capacitate portantă, densitate de putere și compacitate [15, 241]. Firma “Micro Harmonic Drive” din SUA, în colaborare cu “Harmonic Drive AG”



**Figura 7.14.** Microreductor planetar în 3 trepte

din Limburg, Germania, au elaborat microreductoare armonice foarte compacte. Îmbinând noile microtehnologii de fabricare cu principiul unic de operare a transmisiei armonice, au fost realizate noi standarde privind precizia cinematică, capacitatea portantă ridicată, dimensiunile compacte și masa redusă (fig. 7.15).



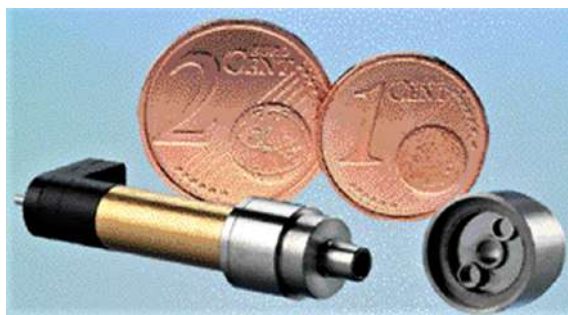
**Figura 7.15.** Cinci componente ale microreductorului armonic

Firma “Micro Motion” a elaborat o serie de microreductoare hibride *armonic-planetare* cu: 1) generator cu 2 sateliți, care asigură rapoarte de transmitere  $i = 160$ , 500 și 1000, cu diametrele carcasei de 6, 8 și 10 mm (fig. 7.17); 2) generator cu 3 sateliți, care asigură un raport de transmitere  $i = 120$ , cu diametrele carcasei de 6, 8 și 10 mm (fig. 7.16).



**Figura 7.16.** Microreductor armonic cu generator de unde în formă de transmisie planetară cu trei sateliți

Utilizarea generatorului de unde în formă de transmisie planetară asigură microtransmisiei hibrid o serie de avantaje: toate roțile componente sunt obținute prin procedeul LIGA (litografie, galvanoplastie, modelare/turnare), care asigură precizie înaltă; o gamă largă de variații pentru diferite rapoarte de transmitere; moment de inerție foarte mic pentru acțiuni de accelerare și poziționare foarte dinamice. Deocamdată, dezavantajul principal este durata de funcționare redusă (ciclul de viață).



**Figura 7.17.** Motoreductor armonic cu generator de unde planetar cu doi sateliți

Motoreductorul armonic cu generator de unde în formă de transmisie planetară, produs de Firma “WUXI DEXUN MICRO MOTOR CO., LTD”, cu motor electric asincron cu magneți permanenți și-a găsit o utilizare largă în aparatele electrocasnice, laminatoare, concasoare de hârtie, lumini rotative/artizanat, cuptoare rotative de bază etc.

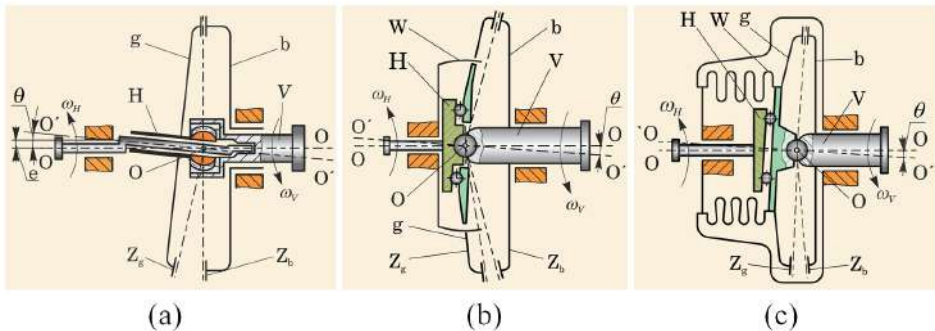
Microtransmisiiile armonice pot fi combinate cu micromotoare disponibile AC sau DC (*Arsape, ESCAP, Faulhaber, Maxon, Mymotors, Myonics, Phytron*), sau cu motoare-disc. Îmbinarea transmisiei armonice cu motorul-disc asigură obținerea unor dimensiuni axiale foarte mici (la diametrul de 10 mm, grosimea este de 1 mm).

### 7.3 Sinteza, structura și cinematica transmisiiilor precesionale cu angrenaje dințate

Transmisiiile mecanice destinate pentru reducerea (multiplicarea) mișcării și pentru transmiterea unor sarcini mici, în literatura de specialitate se numesc *transmisii de putere joasă, minitransmisii* sau *transmisii cinematice*. Analiza cerințelor înaintate transmisiiilor mecanice cinematice arată că transmisiiile planetare precesionale cinematice (TPC), prin particularitățile lor constructiv-cinematice unice, au posibilități largi de utilizare în mecanismele de acționare ale sistemelor mecanice, inclusiv ale mini- și microsystemelor. După structura lor cinematică, transmisiiile precesionale se împart în două clase:  $K-H-V$  și  $2K-H$ , iar angrenajul din roți dințate va fi simbolizat

prin notația  $A^D$ . În perioada 1980–1990 [8, 9] au fost elaborate peste 30 de structuri cinematice de transmisii precesionale. În continuare sunt prezentate cele mai caracteristice scheme structurale, în baza cărora este oportună dezvoltarea transmisiilor precesionale cinematice pentru diverse domenii de aplicație.

**Structura și cinematica TPC de tip  $K-H-V$ .** Schema cinematică a transmisiei precesionale  $K-H-V$  din figura 7.18 (a) [8] include patru elemente de bază: portsatelitul  $H$ , roata-satelit  $g$ , roata centrală  $b$  și batiul. Roata-satelit  $g$  și cea centrală  $b$  se află în angrenare, iar prelungirile generatoarelor dinților lor se intersectează într-un punct numit *centru de precesie*. Roata-satelit  $g$  este amplasată pe portsatelitul  $H$  în forma unei manivele înclinate, a cărei axă formează cu axa roții centrale un oarecare unghi  $\theta$ . Manivela înclinată  $H$ , rotindu-se, transmite roții-satelit o mișcare sferospațială în raport cu articulația sferică instalată în centrul de precesie. Roata-satelit  $g$  este amplasată pe portsatelitul  $H$  în forma unei manivele înclinate, a cărei axă formează cu axa roții centrale un oarecare unghi  $\theta$ . Manivela înclinată  $H$ , rotindu-se, transmite roții-satelit o mișcare sferospațială în raport cu articulația sferică instalată în centrul de precesie. Cinematica și principiul de transformare și transmitere a mișcării și a sarcinii sunt descrise în detaliu în [9, 13].



**Figura 7.18.** Scheme cinematice ale transmisiei precesionale  $K-H-V$

Transmisiile precesionale cinematice  $K-H-V$  cu angrenaje  $A^D$  se împart în două tipuri de bază: cu roata centrală fixată de carcasa și cu roata-satelit legată cu carcasa.

Schema transmisiei precesionale cinematice în care roata centrală  $b$  este fixată de arborele condus  $V$ , iar roata-satelit  $g$  – de carcasă (batiu), este prezentată în figura 7.18 (b). Raportul de transmitere mediu al acestor transmisii se determină din relația:

$$i_{HV}^b = -\frac{Z_g}{Z_b - Z_g}, \quad (7.3)$$

unde  $Z_g$  este numărul de dinți ai roții-satelit, iar  $Z_b$  – numărul de dinți ai roții centrale.

Coraportul dintre numerele de dinți ai roții centrale și ai roții-satelit poate fi  $Z_g = Z_b \pm 1$ . În cazul în care  $Z_b = Z_g + 1$ ,  $i_{HV}^b = -Z_g$ , iar în cazul în care  $Z_b = Z_g - 1$ ,  $i_{HV}^b = Z_g$ .

Schema transmisiei precesionale cinematice în care roata-satelit  $g$  este legată printr-un mecanism de legătură cu carcasa (batiul), iar roata centrală  $b$  este legată rigid cu arborele condus  $V$ , este prezentată în figura 7.18 (b, c). Raportul de transmitere mediu al acestor transmisii se determină din relația:

$$i_{HV}^b = -\frac{Z_b}{Z_g - Z_b}. \quad (7.4)$$

Unul dintre avantajele caracteristice TPC este posibilitatea transmiterii mișcării și a sarcinii în spații etanșe, destinate pentru acționarea diferitor sisteme ale tehnicii cosmice, nucleare, a mecanismelor din industria chimică etc. Un element indispensabil al transmisiilor precesionale  $K-H-V$  este mecanismul  $W$  de legătură a roții-satelit cu arborele condus  $V$  (fig. 7.18 a) sau cu carcasa (batiul) (fig. 7.18 b, c).

**Structura și cinematica TPC de tip  $2K-H$ .** Transmisiile precesionale cinematice elaborate în baza schemei cinematice  $2K-H$  (fig. 7.19) [9] au avantaje constructive și funcționale deosebite. Aceste transmisii includ roata-satelit  $g$  cu două coroane dințate  $Z_{g1}$  și  $Z_{g2}$ , care se află în angrenare cu roțile centrale imobilă  $b$  și mobilă  $c$ , legată cu arborele condus  $V$ . Raportul de transmitere se determină prin relația:

$$i = -\frac{Z_{g1}Z_c}{Z_bZ_{g2} - Z_{g1}Z_c}, \quad (7.5)$$

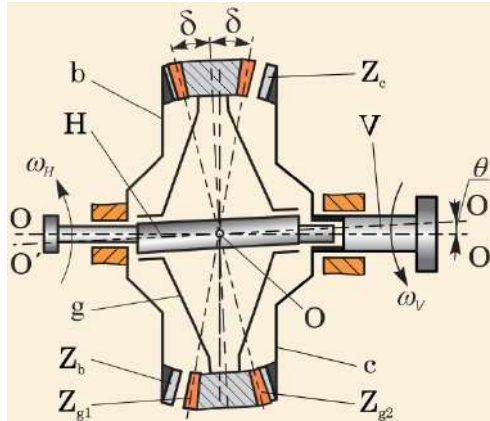
unde  $Z_{g1}$ ,  $Z_{g2}$  sunt numerele de dinți ai coroanelor danturate ale roții-satelit și  $Z_c$ ,  $Z_b$  – numerele de dinți ai roților centrale  $c$  și  $b$ .

Analiza relației (7.5) arată că transmisiile precesionale  $2K-H$  asigură realizarea unui interval larg al rapoartelor de transmitere. Efectul cinematic maxim se atinge pentru relațiile de dinți:  $Z_b = Z_{g2}$ ,  $Z_{g1} = Z_{g2} + 1$ ,  $Z_c = Z_{g2} - 1$ ,  $i_{HVmax}^b = Z_{g1}^2$  pentru  $Z_c = Z_{g1}$ ,  $Z_{g2} = Z_{g1} + 1$ ,  $Z_b = Z_{g1} - 1$ .

Angrenajele descrise asigură obținerea efectului cinematic maximal și la alte rapoarte ale numerelor dinților, de exemplu:

$$\begin{aligned} i_{max} &= Z_{g1}^2 \text{ pentru } Z_c = Z_{g1}, Z_{g2} = Z_{g1} - 1, Z_b = Z_{g1} + 1, \\ i_{max} &= Z_{g2}^2 - 1 \text{ pentru } Z_b = Z_{g2}, Z_{g1} = Z_{g2} - 1, Z_c = Z_{g2} + 1. \end{aligned} \quad (7.6)$$

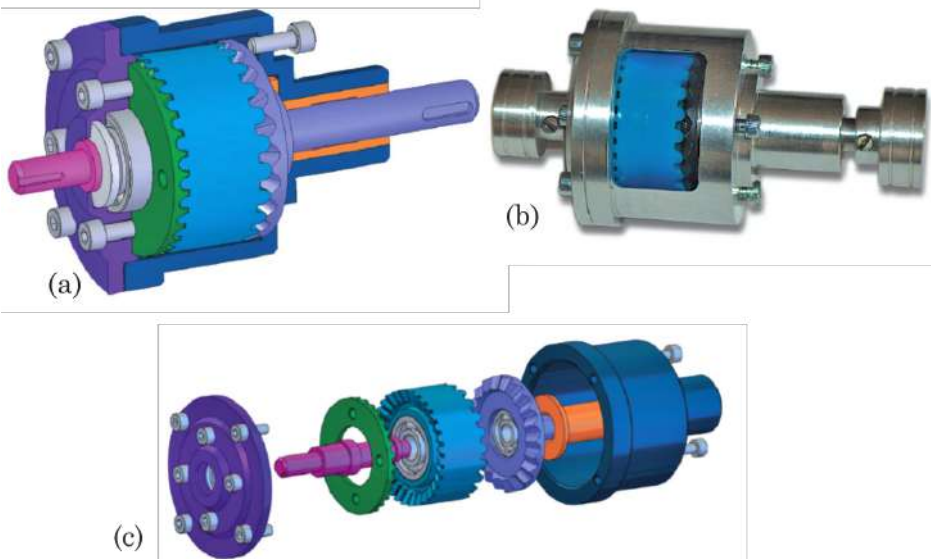
La proiectarea transmisiilor precesionale dințate de tip  $2K-H$  cu regim de funcționare de reductor, numărul dinților roților angrenate se alege conform tabelului 2.1 în funcție de raportul de transmitere stipulat în caietul de sarcini pentru proiectare și precizat după șirul rapoartelor de transmitere



**Figura 7.19.** Schema cinematică a transmisiei precesionale  $2K-H$

posibil de realizat în transmisia precesională conform tabelului 2.2. La proiectarea transmisiilor precesionale dințate  $2K-H$  cu regim de funcționare de multiplicator, raportul de transmitere se alege din șirul rapoartelor posibile conform tabelelor A 1.1, A 2.1 și A 3.1.

În figura 7.20 (a) este prezentat modelul 3D al reductorului precesional cinematic proiectat în softul *SolidWorks* și prototipul experimental, elaborat în baza schemei structurale  $2K-H$  (fig. 7.19).

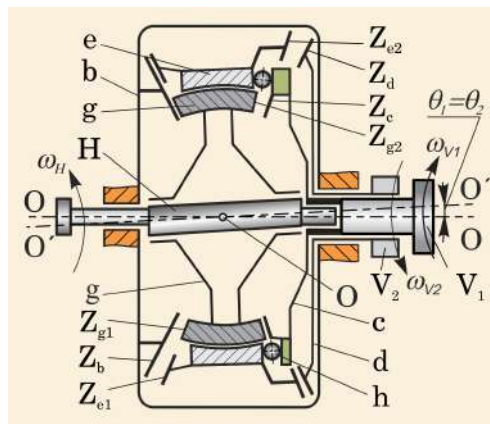


**Figura 7.20.** Modelele 3D (a), experimental (b) și în desfășurată (c) ale reductorului planetar precesional cinematic  $2K-H$

Este necesară precizarea unor particularități caracteristice doar transmisiilor precesionale dințate de tip  $2K-H$ , care asigură proiectanților mai puține constrângeri în proiectare, comparativ cu transmisiile planetare similare cu roți dințate cilindrice:

- Transmisiile precesionale nu necesită respectarea condițiilor egalității distanței dintre axe, fapt ce lărgeste domeniul proiectării lor optime.
- Cinematica transmisiilor precesionale nu limitează alegerea modulelor dinților cuplului de roți dințate sau ale pasului dinților, lărgind posibilitățile formării cuplului numerelor de dinți și a intervalului rapoartelor de transmitere.
- Particularitățile angrenajelor precesionale, spre deosebire de cele tradiționale evolventice, cicloidale, melcate, lărgesc semnificativ posibilitățile cinematice și performanțele constructiv-funcționale ale transmisiilor precesionale.

**Structura și cinematica TPC complexe.** Pentru unele domenii specifice care necesită rapoarte de transmitere foarte mari, a fost elaborată schemă structurală complexă  $3K-2H$ , care include aceleași elemente structurale ca și transmisia planetară precesională de tip  $2K-H$ . Structura  $3K-2H$  elaborată asigură obținerea unui efect cinematic maxim la gabarite și mase reduse (fig. 7.21) [9]. În acest scop, satelitul  $g$  este instalat pe o manivelă înclinată  $H$ , iar satelitul  $e$  – pe suprafața sferică exterioară a primului satelit. Ambii sateliți sunt prevăzuți cu câte două coroane danturate, care se angrenează concomitent cu roata fixă  $b$  și cu roțile mobile  $c$  și  $d$ . Portsatelitul  $H$ , rotindu-se, transmite satelitului  $g$  mișcare sferospațială, iar roții centrale  $c$  și arborelui condus  $V_1$  – mișcare de rotație redusă.



**Figura 7.21.** Schema cinematică a transmisiei precesionale complexe  $3K-2H$

Mișcarea de rotație a roții  $c$  se transformă în mișcare de precesie a satelitului  $e$  prin intermediul corpurilor de rulare, instalate între partea

frontală înclinată a roții  $c$  și partea frontală a satelitului  $e$ . Coroanele de dinți ale satelitului  $e$  se angrenează cu dinții roților imobilă  $b$  și mobilă  $d$ , comunicând roții mobile și arborelui  $V_2$  mișcare de rotație cu gradul de reducere

$$i = \frac{Z_{g_1} Z_c Z_{e_1} Z_d}{Z_b Z_{g_2} (Z_b Z_{e_2} - Z_{e_1} Z_d) - Z_{g_1} Z_c (Z_b Z_{e_2} - Z_{e_1} Z_d)}. \quad (7.7)$$

Această transmisie, având numerele de dinți, de exemplu,  $Z_b = 59$ ,  $Z_{e_2} = Z_{g_2} = 61$ ,  $Z_{e_1} = Z_d = Z_{g_1} = Z_c = 60$ , permite obținerea raportului de transmitere  $i = 12.960.000$ .

## 7.4 Dezvoltarea geometriei contactului dinților în angrenajele precesionale

Dezvoltarea rapidă a tehnicii moderne presupune diversificarea și modernizarea mecanismelor de acționare ale acestora, de regulă bazate pe transmisii mecanice cu angrenare. Cerințele mereu crescând ale utilizatorilor de transmisii mecanice cu angrenare pot fi divizate în două categorii.

*Prima categorie* se referă la majorarea continuă a puterii și a vitezei mecanismelor de acționare bazate pe transmisii mecanice cu angrenare. Această tendință necesită creșterea capacității portante și extinderea posibilităților cinematice ale angrenajelor. Căile posibile de satisfacere a acestor cerințe sunt abordate în capitolul 1.

*A doua categorie* de cerințe reflectă tendințele de miniaturizare a tehnicii. Dezvoltarea robotehnicii și a sistemelor mecanice cu restricții de compacitate impun angrenajelor cerințe tot mai dure privind masa și gabaritele, calitatea materialului roților dințate, eficiența tehnologică măsurată prin timpul operațiunilor de fabricație, costul de producere etc.

Aceste două categorii de cerințe luate în ansamblu conduc la necesitatea diversificării și modernizării angrenajelor sub aspectul formei contactului dinților, geometriei angrenajului și tehnologiei de fabricație a roților dințate. Spre exemplu, angrenajul precesional constituit din roata centrală cu profil convex/concav al flancurilor dinților și roata-satelit cu dantura formată din bolțuri conice, se caracterizează prin capacitate portantă înaltă și posibilități cinematice extinse, datorate multiplicității angrenării  $\varepsilon$  și mecanismului nou de transformare și transmitere a mișcării și a sarcinii.

Astfel, prima categorie de cerințe avantajează utilizarea angrenajelor precesionale cu angrenare *dinte – bolțuri conice* în transmisiile de putere. Cerințele formulate în a doua categorie dezavantajează extinderea utilizării transmisiilor precesionale cu angrenare *dinte – bolțuri conice* din următoarele considerente:



1. *Capacitatea de încărcare a contactului “dinte – bolțuri conice” este limitată de raza mediană de curbură a bolțurilor conice, care nu poate depăși jumătate din pasul dinților.*
2. *Coroanele satelitului formate din bolțuri conice face irațională, dificilă, uneori imposibilă fabricarea angrenajelor cu diametre mai mici de 50 mm.*
3. *Ținând cont de condiția similarității formei bolțurilor conice din transmisia reală cu cea a sculei de generare a danturii, la diametre mici ale acestora productivitatea generării danturilor scade, iar costurile de fabricație cresc.*
4. *Pentru asigurarea vitezei de așchiere, procedeul tehnologic de generare cu diametre mici ale sculei implică majorarea considerabilă a turațiilor.*
5. *Diametrele mici ale sculei și, respectiv, ale dispozitivului portsculă în ansamblu determină diminuarea rigidității sistemului și, respectiv, a preciziei generării dinților.*

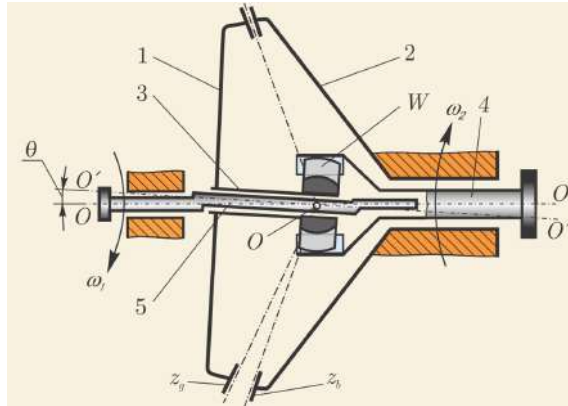
Aceste dezavantaje ale transmisiei precesionale cu angrenare *dinte – bolțuri conice* în deplină măsură se referă și la transmisiile cicloidale cu bolțuri cilindrice, cunoscute sub denumirea de “transmisii CYCLO”.

În conformitate cu cele menționate, în continuare examinăm variante de angrenaje precesionale cu angrenare *dinte – dinte* cu diferite geometrii ale contactului (fig. 7.23, 7.24), care permit sporirea capacității portante prin majorarea razei de curbură reduse a profilurilor flancurilor conjugate. În aceste angrenaje pot fi utilizate o multitudine de profiluri fără înfășurători reciproce sau înfășurători comune tipice pentru flancurile dinților conjugăți, cum sunt evolventa, cicloida, epihipocicloida, trohoida, arcul de cerc etc.

**Astfel, în anul 1989 a fost înregistrat brevetul de invenție SU 1455094 A1 cu prioritatea din 13.05.1986, *Transmisia precesională dințată*, prezentată în figurile 7.22 și 7.23 [108].**

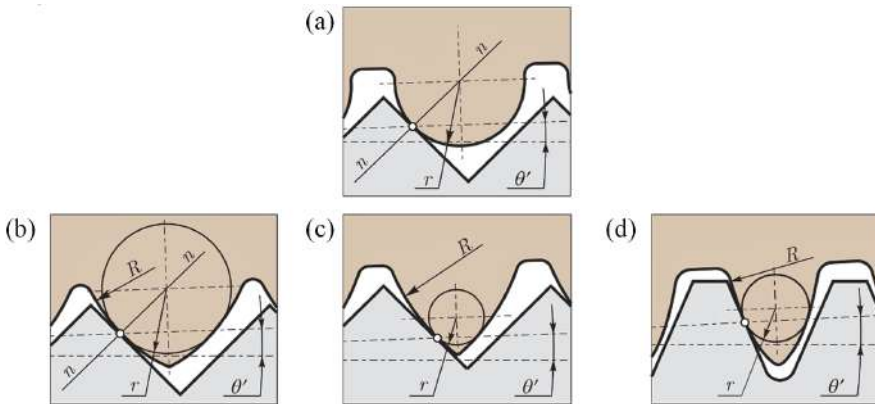
**Scopul anunțat al invenției constă în sporirea capacității portante a transmisiei prin majorarea razei de curbură reduse  $R$  a profilurilor dinților și totodată a multiplicității angrenării dinților  $\varepsilon$ .**

Angrenajul transmisiei precesionale (fig. 7.22) (în continuare notificat  $A^D$ ), este conic, format din roata-satelit 1, cu dinți cu profil în arc de cerc, și roata centrală 2, cu profil rectiliniu aproximat. Originea razei de curbură  $R$  a profilurilor dinților roții-satelit 1 (fig. 7.23, fig. 7.2 b, c, d) este amplasată pe normala  $n - n$ , ridicată din punctul de contact prin punctul de intersecție a echidistanței  $\mathcal{O}$  a profilului rectiliniu cu linia de înclinare a profilurilor conjugate sub unghiul  $\theta' = f(\theta)$ . Raza de curbură  $R$  a profilului în arc de cerc poate fi majorată de până la 7 raze  $r$  a circumferinței înscrise în grosimea dintelui cu profil în arc de cerc, cu originea amplasată pe echidistanța profilului rectiliniu.



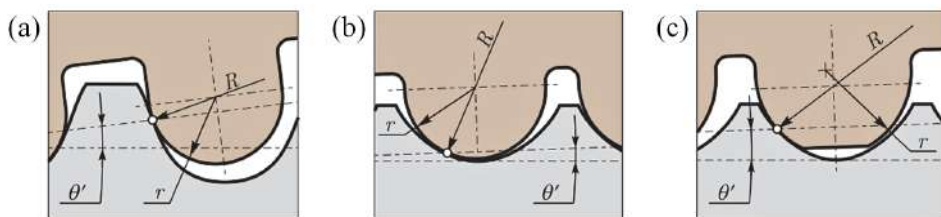
**Figura 7.22.** Transmisia precesională dințată (B.I. SU 1455094 A1, 1989) cu prioritatea din 13.05.1986

Geometria contactului dinților cu profilul în arc de cerc și rectiliniu aproximativ, prezentată în variantele din figura 7.23 (a, b, c, d) [10] (în continuare notificat  $K_{CX-R}$ ), presupune majorarea capacității de încărcare a contactului *dinte – dinte* prin varierea multiplicității angrenării  $\varepsilon$  și a razelor de curbură a profilurilor flancurilor. Aproximarea profilului convex/concav al dinților roții centrale cu profilul rectiliniu poate fi admisă cu o eroare de pas admisibilă doar pentru anumite configurații parametrice ale angrenajului.



**Figura 7.23.** Geometria contactului dinților  $K_{CX-R}$  cu profiluri în arc de cerc și rectiliniu: (a) – cu originile razelor de curbură  $r$  amplasate pe echidistanța profilului rectiliniu; (b), (c) și (d) – cu originile razei de curbură  $r$  deplasate

În figura 7.24 (a) este redat contactul dinților roții centrale cu profil convex/concav conjugați cu dinții roții-satelit cu profil în arc de cerc cu raza de curbură egală cu raza de curbură a bolțurilor din transmisia precesională cu bolțuri (în continuare notificat  $K_{CX-CV}$  sau  $K_{CV-CV}$ ).



**Figura 7.24.** Geometria contactului dinților  $K_{CX-CV}$  ( $K_{CV-CV}$ ) cu profilul în arc de cerc și curbiliniu: (a) cu originea razei de curbură  $r$  amplasată pe echidistanța profilului convex/concav; (b) cu originea  $r$  pe echidistanța profilului concav; (c) cu originea  $r$  deplasată de pe echidistanța profilului concav

Raza de curbură  $r$  a profilului în arc de cerc este limitată constructiv și nu poate depăși jumătate din pasul dinților. Deci, majorarea capacității portante a contactului și în general a angrenajului precesional poate fi realizată prin creșterea multiplicității angrenării  $\varepsilon$ , determinate de coraportul parametrilor configurației [ $Z_g - \theta, \pm 1$ ].

În contactul  $K_{CV-CV}$  prezentat în figura 7.24 (b), raza de curbură  $r$  a profilului dinților în arc de cerc, exprimată prin parametrul  $\beta$  (unghiul de conicitate al bolțurilor), este majorată în detrimentul multiplicității angrenării  $\varepsilon$ . Micșorând multiplicitatea angrenării  $\varepsilon$ , poate fi proiectat contactul cu conjugarea profilurilor cu curburi concave cu diferență mică a razelor de curbură  $R$  și  $r$ . Acest contact se caracterizează prin capacitate portantă înaltă, deoarece contactul liniar al dinților sub sarcină se transformă în contact de fâșie, lățimea căreia depinde de forțele în angrenaj și de caracteristicile fizico-mecanice ale materialului dinților.

În contactul  $K_{CV-CV}$  prezentat în figura 7.24 (c), profilul dinților în arc de cerc este descris cu raze de curbură majorate, având originile deplasate astfel încât aproximarea profilului să nu depășească limitele erorilor de pas pentru angrenajul proiectat.

Geometria acestui contact de asemenea este formată prin angrenarea suprafețelor cu curburi concave ale flancurilor dinților conjugați. Capacitatea de încărcare a contactului poate fi modificată prin varierea parametrilor configurației [ $Z_g - \theta, \pm 1$ ], inclusiv prin aproximarea profilului în arc de cerc, cu raze de curbură cu originile deplasate.

Este de menționat că angrenajele precesionale cu geometria contactului dinților prezentată în figurile 7.23 și 7.24 se caracterizează prin prezența frecării cu alunecare în contact, fapt ce reduce randamentul mecanic, sporește uzura flancurilor active ale dinților, crește temperatura degajată în contact etc. De aceea, pentru fiecare geometrie de contact aparte în continuare se vor examina condițiile și cerințele care să asigure diminuarea, iar în cazuri ideale – chiar excluderea alunecării relative în contact.

Contactul *dinte – dinte* din angrenajul precesional  $A^D$  se rezumă la următoarele caracteristici:

1. Conjugarea dinților se produce *cu frecare*, respectiv cu considerarea în calcul atât a tensiunilor normale, cât și a celor tangențiale, raportul cărora conduce la apariția comportamentului de aderență sau de alunecare relativă a suprafețelor aflate în contact.
2. Conjugarea dinților are loc cu contact *convex-concav*, în care suprafața de contact evoluează în timpul aplicării sarcinii, și contactul poate fi liniar sau punctiform.
3. Conjugarea dinților este un proces *dinamic*, cu variabilele de stare dependente atât de variabila spațială, cât și de cea temporală, iar corpurile în contact (dinții) se mișcă relativ cu contact mixt, și anume preponderent cu alunecare și parțial cu rostogolire, în funcție de unghiul de nutație ( $\theta = 1 \dots 3^\circ$ ) al mișcării sferospațiale a satelitului.
4. Contactul dinților din punctul de vedere al mecanicii solidului deformabil cu comportament material diferit, în funcție de legile constitutive adoptate, este *deformabil-deformabil* (în funcție de coeficienții lui Poisson  $\nu_1$  și  $\nu_2$  și modulele de elasticitate Yang  $E_1$  și  $E_2$  ale materialului dinților).
5. Din punct de vedere tribologic, conjugarea dinților (cu prelucrare prin rectificare a flancurilor) are loc cu frecare de alunecare și parțial de rostogolire, cu regim de ungere *frecare fluidă*, în care suprafețele de contact sunt despărțite printr-un film continuu de lubrifiant cu diverse regimuri de lubrifiere: hidrostatic, hidrodinamic, elastohidrodinamic sau “squeeze-film”.

Unul dintre motivele principale de studiere a problemelor de contact ale transmisiilor mecanice cu angrenare este pierderea capacității lor portante din cauza uzurii și deteriorării suprafețelor conjugate ale dinților, în special cu contact liniar sau punctiform.

Uzura fiind o superpoziție complexă de procese mecanice, termice și chimice și neavând încă o teorie unitară de exprimare a fenomenului, care să prezică evoluția uzurii în totalitatea aspectelor transmisiilor, se propune cercetarea transmisiilor precesionale privind:

- procesele tribologice în angrenare cu diferite geometrii ale contactului *dinte – dinte* cu prezența alunecării pentru diferite materiale ale dinților (metalceramică, mase plastice, materiale compozite etc.);
- rata uzurii suprafețelor *dinților conjugați* cu mișcare sferospațială și diverse regimuri de lubrifiere specifice frecării fluide;
- deteriorarea suprafețelor de contact prin *pitting*, realizând analize comparative ale rezultatelor testelor experimentale, inclusiv prin simulări computerizate ale contactului în condiții apropiate de cele reale.

În continuare vor fi examinate angrenajele  $A^D$  dezvoltate pe două direcții: prima cu angrenările notificate  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$  cu *acoperire multipară frontală* și a doua cu angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu *acoperire combinată*, formată din componentele *frontală* și *longitudinală*.

La angrenajele precesionale dințate cu acoperire multipară frontală se referă angrenajele cu profilurile dinților în arc de cerc și rectiliniu, prezentate în subcapitolul 7.5 (aplicațiile – capitolul 9, subcapitolul 9.8); angrenajele cu profilurile dinților în arc de cerc și convex/concav, prezentate în subcapitolul 7.6 (aplicațiile – capitolul 9, subcapitolul 9.8) și angrenajele cu profilurile dinților în arc de cerc și concav, cu alunecare redusă în contactul dinților, prezentate în subcapitolul 7.7.

În funcție de cerințele stipulate în caietul de sarcini la proiectare privind capacitatea portantă, precizia cinematică, raportul de transmitere, randamentul mecanic etc., se alege tipul structurii cinematice a transmisiei  $K-H-V$ ,  $2K-H$  sau complex  $3K-2H$ , se definește geometria contactului dinților în angrenare, materialul roților și tehnologia de fabricație a profilurilor dinților.

Este de menționat că particularitățile calculului de proiect al transmisiilor precesionale cu angrenaje  $A^D$  din roți dințate rezidă în structura lor cinematică, în geometria contactului dinților în angrenare și în specificul constructiv-cinematic al acestora.

**Remarca 7.1.** *Pentru simplitatea descrierii influenței asupra geometriei contactului dinților a parametrilor angrenajului precesional de tip  $2K-H$ , printre care: numerele de dinți ai roților centrale  $Z_1$ ,  $Z_4$  și ai satelitului  $Z_{g_2}$  și  $Z_{g_3}$ ; unghiul axoidei conice  $\delta$ ; raza profilului dintelui satelitului în arc de cerc  $r$ ; unghiul de nutație  $\theta$  și coraportul numerelor de dinți  $Z_{1(4)} = Z_{g_2(g_3)} \pm 1$ , în continuare se propune spre utilizare noțiunea de “configurație parametrică” cu notațiile:*

$[Z_g - \theta, \pm 1]$  – referitoare la analize și descrieri generale,

$[Z_g - \theta, -1]$  – la angrenaje cu regim de funcționare de reductor,

$[Z_g - \theta, +1]$  – la angrenaje cu regim de funcționare de multiplicator sau de diferențial.

## 7.5 Angrenaj precesional cu profilurile dinților în arc de cerc și rectiliniu

Angrenajul precesional dințat  $A^D$  cu profilurile conjugate în arc de cerc și rectiliniu poate fi realizat cu angrenarea  $A_{CX-R}^D$  conform structurilor cinematice de tip  $K-H-V$  și  $2K-H$  prezentate, respectiv, în figurile 7.18 și 7.19, care asigură diferite posibilități cinematice.

Transmisiile conform structurii cinematice din figura 7.18 pot realiza rapoarte de transmitere de până la  $i = 60$ , iar cele din figura 7.19 – până la  $i = 3600$ .

Transmisiile precesionale cu contactul dinților în arc de cerc și rectiliniu aproximat sunt recomandate pentru aplicații în care precizia cinematică nu prezintă constrângeri la câmpul de abateri dimensionale și de precizie.

Profilul rectiliniu al dinților cu un anumit grad de aproximare poate exista pentru o anumită configurație a parametrilor angrenajului precesional ( $\delta$ ,  $\theta$ ,  $\beta$  și  $Z$ ) și tehnologic poate fi realizat prin tehnologii clasice de generare a danturilor roților conice, inclusiv prin amortizare la mașini-unelte Glisson.

Aceste angrenaje pot fi utilizate în sisteme mecanice cu precizie cinematică joasă (mai mare de 3 minute unghiulare), în utilajul tehnologic și dispozitivele de acționare la frecvențe de rotații mici etc. (v. capitolul 10).

### 7.5.1 Geometria contactului dinților

În figura 7.18 sunt prezentate structuri cinematice ale transmisiilor precesionale de tip  $K-H-V$  cu roți dințate. Dinții, de exemplu ai roții-satelit, au profil în arc de cerc, iar ai roții centrale – profil rectiliniu.

Dinții  $Z_b$  ai roții centrale (fig. 7.25 a) cu profil în formă rectilinie  $ab$  și  $cd$  se angrenează cu dinții roții-satelit  $Z_g = Z_b \pm 1$  cu profil în arc de cerc, cu raza de curbură  $r_c$ . Conform figurii 7.25 (a), originile razelor de curbură  $r_c$  ale flancurilor dinților cu profil în arc de cerc  $Z_g$  sunt plasate pe echidistanța  $\mathcal{O}$  a profilului rectiliniu al dinților  $Z_b$ .

S-a constatat teoretic și experimental că pentru anumite configurații parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  în angrenajul precesional dințat cu profilul dinților în arc de cerc și rectiliniu, multiplicitatea angrenării dinților constituie 40–95% perechi de dinți.

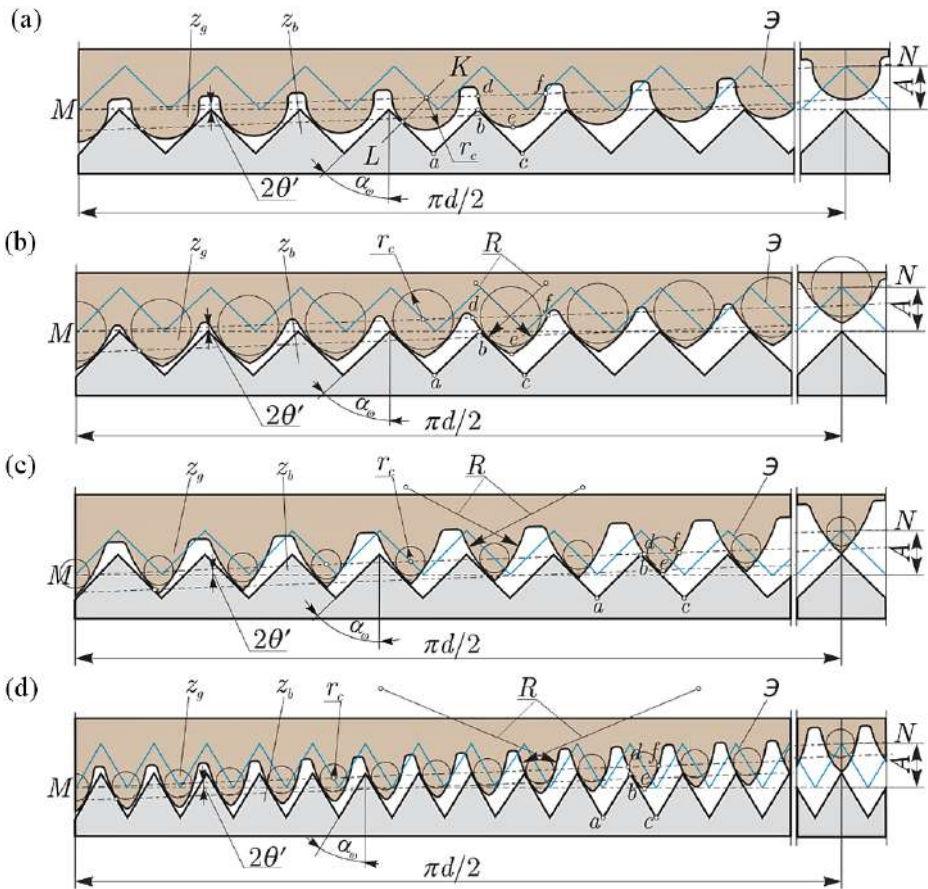
Numărul perechilor de dinți concomitent angrenați se determină din relația:

$$Z_\varepsilon = Z_g \left( 1 - \frac{r_c \cos \alpha_w}{2A \operatorname{tg} \alpha_w} \right), \quad (7.8)$$

unde  $\alpha_w$  este jumătatea unghiului de vârf al dinților cu profil rectiliniu.

În figura 7.26 (a, b) sunt prezentate dependența  $Z_\varepsilon = f(r_c)$  pentru diferite valori ale coeficientului profilului  $k_\alpha = 2 \operatorname{tg} \alpha_w / \pi$  (a) și dependența  $Z_\varepsilon = f(k_\alpha)$  pentru diferite valori ale razelor  $r_c$  (b). Calculele au fost efectuate pentru  $r_c = 2; 6; 10; 14$  și  $18 \text{ mm}$ ;  $k_\alpha = 0, 4; 0, 7; 1, 0; 1, 3; 1, 6$  și  $1, 9$  și  $Z_g = 8; 30$  și  $60$  dinți.

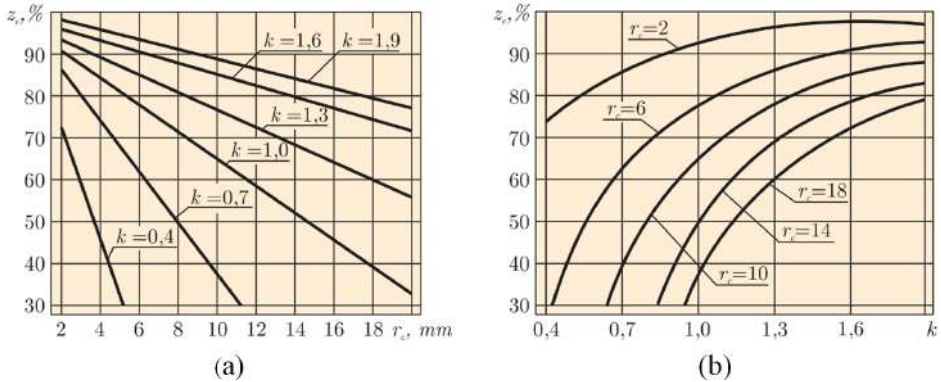
Din figura 7.26 (a) constatăm că odată cu micșorarea razei  $r_c$ , multiplicitatea angrenării se majorează, adică când  $r_c \rightarrow 0$ , multiplicitatea tinde către 100% perechi de dinți. Multiplicitatea de asemenea se majorează odată cu creșterea coeficientului de profil  $k_\alpha$  (fig. 7.26 b).



**Figura 7.25.** Desfășurata profilogramelor angrenării dinților  $A_{C X-R}^D$  cu profiluri în arc de cerc și rectiliniu: (a) cu originile razelor de curbură  $R$  în intersecția echidistanței  $\vartheta$  și liniei  $MN$ ; (b) cu originile  $R$  deplasate,  $r_c = 17 \text{ mm}$ ,  $Z_\varepsilon = 45\%$ ; (c) cu originile  $R$  deplasate,  $r_c = 2,75 \text{ mm}$ ,  $Z_\varepsilon = 78\%$ ; (d) cu originile deplasate,  $R/r_c = 6,18 \text{ mm}$ ,  $\alpha_w = 30^\circ$

Este de menționat că în angrenajul din figura 7.25 (a), originea razei de curbură  $r_c$  este plasată pe echidistanța  $\vartheta$  a profilului rectiliniu dimensional, este limitată și nu poate depăși jumătate de pas de amplasare a rolor. Totodată, din formula (7.8) rezultă că majorarea razei de curbură  $r_c$  conduce la micșorarea numărului de perechi de dinți  $Z_\varepsilon$  concomitent angrenate.

Așadar, rezultă că în angrenajul redat în figura 7.25 (a) este imposibil de a mări capacitatea portantă prin majorarea multiplicității angrenării și concomitent a razei de curbură  $r_c$ , deoarece mărirea razei de curbură conduce la reducerea  $Z_\varepsilon$ . Totodată, trebuie să considerăm că majorarea razei de curbură  $r_c$  a profilului dinților în arc de cerc poate fi realizată limitat doar până la jumătate de pas al dinților (fig. 7.25 a).



**Figura 7.26.** Multiplicitatea angrenării  $Z_\epsilon$  în funcție de coeficientul profilului  $k_\alpha$  (a) și de raza cercului înscris în grosimea dintelui  $r_c$  (b)

Pentru a asigura creșterea capacității portante a contactului  $K_{CX-R}$  a dinților, simultan prin majorarea multiplicității angrenării  $Z_\epsilon$  și a razei de curbură a profilului dinților în arc de cerc, a fost elaborat angrenajul prezentat în figura 7.25 (b, c, d).

În aceste angrenaje este posibil de a majora capacitatea portantă simultan prin mărirea concomitentă a multiplicității angrenării  $Z_\epsilon$  și a razei de curbură a profilului în arc de cerc  $R$ . În acest caz, razele de curbură  $R$  ale profilurilor dinților în arc de cerc își au originile necomasate, fiind deplasate în extrazona conturului echidistant al profilului rectiliniu al dinților. Originile razelor de curbură  $R$  sunt amplasate pe linia  $LK$ , definită de punctul de contact al dinților conjugați și punctul comun al liniei de înclinare  $MN$  a satelitelui și echidistanței  $\mathcal{O}$  a profilului rectiliniu. Raza de curbură  $R$  variază în limitele  $r_c \leq R \leq 8r_c$ , unde  $r_c$  este raza cercului înscris în grosimea dintelui cu profil în arc de cerc cu originea amplasată pe echidistanța  $\mathcal{O}$  a profilului rectiliniu și are aceeași influență asupra multiplicității angrenării definită prin formula (7.8).

Capacitatea portantă a angrenajelor  $A^D$  prezentate în figura 7.25 (b, c, d) în raport cu angrenajul prezentat în figura 7.25 (a) este mult mai mare, datorită posibilității extinse de majorare în același timp a razei de curbură  $R$  și a multiplicității angrenării  $Z_\epsilon$ , determinate prin relația (7.8).

Din figura 7.25 (b) constatăm că raza cercului  $r_c$  înscris în grosimea dintelui cu profil în arc de cerc este egală cu raza de curbură  $R$  a profilului dinților în arc de cerc din angrenajul prezentat în figura 7.25 (a).

Rezultă deci că în aceste angrenaje, pentru aceleași valori ale parametrilor  $Z_g$ ,  $\alpha_w$  și  $A$ , multiplicitatea angrenării este aceeași, însă în angrenajul din figura 7.25 (b), raza de curbură  $R$  este mult mai mare, implicit este mult mai mare și capacitatea portantă a angrenajului.



În angrenajele din figura 7.25 (b, c), razele de curbura  $R$  ale profilului în arc de cerc sunt aceleași, însă în angrenajul din figura 7.25 (c), raza  $r_c$  este mai mică, respectiv, în conformitate cu expresia (7.8), multiplicitatea angrenării  $Z_\varepsilon$  este mai mare.

De exemplu, în angrenajul prezentat în figura 7.25 (b) cu parametrii  $Z_g = 28$ ,  $R = 17 \text{ mm}$ ,  $r_c = 7 \text{ mm}$ ,  $\alpha_w = 44^\circ$  și  $A = 4,75 \text{ mm}$ , multiplicitatea angrenării  $Z_\varepsilon = 45\%$  perechi de dinți, iar în angrenajul din figura 7.25 (c) cu aceiași parametri  $Z_g = 28$ ,  $\alpha_w = 44^\circ$ ,  $A = 4,75 \text{ mm}$ ,  $R = 17 \text{ mm}$ , însă cu  $r_c = 2,75 \text{ mm}$ , multiplicitatea teoretică  $Z_\varepsilon = 78\%$ . Așadar, capacitatea portantă a angrenajului din figura 7.25 (c) este mai mare datorită multiplicității angrenării  $Z_\varepsilon$ .

În angrenajul prezentat în figura 7.25 (d), unghiul de vârf al profilului rectiliniu  $\alpha_w$  în linie dreaptă variază în intervalul  $20^\circ < \alpha_w < 45^\circ$ . S-a constatat teoretic că diminuarea unghiului  $\alpha_w$  conduce la micșorarea multiplicității angrenării  $Z_\varepsilon$ , iar reducerea razei  $r_c$  duce la majorarea  $Z_\varepsilon$ . Selectând coraportul rațional al  $\alpha_w$  și  $r_c$ , putem crea un angrenaj cu raza de curbura  $R$  comparativ mare și cu multiplicitatea  $Z_\varepsilon$  majoră.

Spre exemplu, pentru angrenajul din figura 7.25 (d) cu parametrii  $Z_g = 48$ ,  $R = 17 \text{ mm}$ ,  $r_c = 2,75 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 30^\circ$  și  $A = 4,5 \text{ mm}$ , multiplicitatea angrenării constituie  $Z_\varepsilon = 41\%$ . Acest angrenaj prezintă interes la elaborarea minireductoarelor, pentru roboți, aparataj electronic, utilaj tehnologic etc.

Din analiza expusă rezultă că odată cu majorarea relației  $R/r_c$  capacitatea portantă a angrenajului crește, deoarece sporirea  $R$  conduce la majorarea razei reduse de curbura a contactului, iar micșorarea  $r_c$  – la creșterea multiplicității angrenării  $Z_\varepsilon$ .

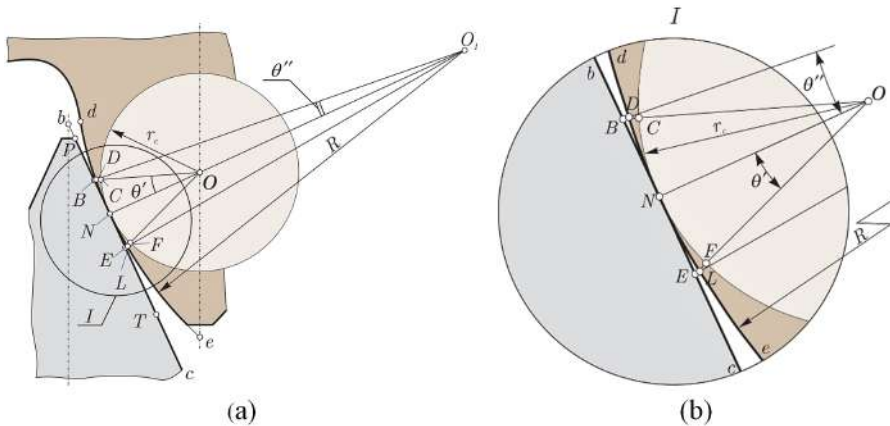
Coraportul  $R/r_c$  are însă un diapazon rațional de variație, fiindcă depășirea exagerată conduce la diminuarea multiplicității reale de angrenare a perechilor de dinți, din cauza aproximării profilului dinților cu raza  $r_c$  cu profilul cu raza  $R$ . Pentru a argumenta diapazonul real al coraportului  $R/r_c$ , este necesar de a identifica gradul de influență a aproximării profilurilor asupra pasului dinților, care implicit influențează multiplicitatea reală a conjugării perechilor de dinți  $Z_\varepsilon$ .

### 7.5.2 Alunecarea relativă în contact și aproximarea profilurilor

În figura 7.27 este prezentată schema angrenării dinților  $A_{CX-R}^D$  cu contact *rectiliniu – arc de cerc*, în care profilul în arc de cerc cu raza  $r_c$  cu originea în punctul  $O$  este aproximat prin suprapunere cu profilul în arc de cerc cu raza  $R$  cu originea în  $O_1$ .

Profilul în arc de cerc, de exemplu al dinților roții centrale, contactează cu profilul rectiliniu  $ab$  al dinților roții-satelit în punctul  $N$ . Roata-satelit,

efectuând mișcare sferospațială cu unghiul de nutație  $\theta = \arctg(1/kZ_g)$ , antrenează dinții cu profil rectiliniu  $ab$  în mișcare de rostogolire cu alunecare pe profilul în arc de cerc, rotindu-se, în mișcarea lor relativă, cu unghiul  $\theta' = \arctg(2A/(\pi R))$ . Contactul dinților se va răspândi pe segmentul  $PT$  (fig. 7.27 a) al profilului rectiliniu și segmentul  $DL$  al profilului în arc de cerc (fig. 7.27 b), asigurând intrarea dinților în angrenaje în momentul în care punctul  $P$  al profilului rectiliniu contactează cu punctul  $D$  al profilului în arc de cerc, iar ieșirea din angrenare – în momentul suprapunerii punctelor  $T$  și  $L$ , respectiv ale profilurilor rectiliniu și în arc de cerc.



**Figura 7.27.** Angrenarea dinților cu profil rectiliniu și profil în arc de cerc cu originile razelor  $R$  deplasate

În mișcarea sferospațială, dintele cu profil rectiliniu se rotește în raport cu dintele cu profil în arc de cerc cu unghiul  $\theta'$ , rostogolindu-se cu alunecare pe sectorul  $CF$ , iar în cazul aproximației profilului în arc de cerc cu raza  $r_c$  cu profilul cu raza  $R$ , rostogolirea dinților se va produce pe sectorul  $DL$ . Este evident că substituirea profilului în arc de cerc cu raza  $r_c$  cu profilul cu raza  $R$  generează o oarecare schimonosire (variere) a pasului angrenării. Astfel, cu cât mai mare este raportul  $R/r_c$ , cu atât mai mare este segmentul  $CD$ , implicit și eroarea indusă pasului angrenării. În consecință, valoarea razei de curbură  $R$  a profilului în arc de cerc și raza  $r_c$  a cercului înscris în grosimea dintelui  $S_x$  (fig. 7.29) este determinată de eroarea maximă admisibilă a aproximației  $CD$ .

Din figura 7.27 rezultă că:

$$CD = CB - DB = r_c \left( \frac{1}{\cos \theta'} - 1 \right) - R \left( \frac{1}{\cos \theta''} - 1 \right), \quad (7.9)$$

unde  $\theta'' = \arctg(2r_c A/(\pi R R_m))$ .

Având în vedere valorile mici ale unghiurilor  $\theta'$  și  $\theta''$  dependente de unghiul de nutație  $\theta = 1^\circ 30' - 3^\circ$ , eroarea substituirii profilului în arc de cerc cu raza  $r_c$  cu profilul cu raza  $R = (1-7)$ ,  $r_c$  este neînsemnată și nu depășește abaterile de pas  $f_{pt}$  ale dinților danturilor roților conice de clasa 8–9 conform GOST 1758–81, GOST 9368–81, DIN 3971–56.

### 7.5.3 Calculul angrenajului precesional cu contact în arc de cerc și contact rectiliniu

Conform cercetărilor experimentale efectuate, angrenajele precesionale cu profiluri în arc de cerc și rectiliniu își pierd capacitatea portantă din cauza deteriorării suprafețelor active ale flancurilor dinților prin piting.

În acest angrenaj, tensiunile de contact sunt mai mici datorită razei de curbură a profilului în arc de cerc de 2–8 ori mai mare decât în angrenajele *dinte – rolă*. Însă în angrenajul precesional cu profiluri în arc de cerc și rectiliniu, conjugarea dinților are loc cu frecare prin alunecare cu rostogolire neînsemnată, dependentă de unghiul de nutație  $\theta$ , care nu depășește  $5^\circ$ .

Calculule de proiect și control al stării de tensiune în contact le examinăm pentru transmisia de tip  $K-H-V$  conform schemei din figura 7.28.

Tensiunile hertziane în contact le determinăm din expresia (2.23).

Raza de curbură redusă  $\rho_{red}$  o determinăm după razele de curbură  $\rho_1$  și  $\rho_2$  ale profilurilor conjugate din expresia:

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{R}, \quad (7.10)$$

iar sarcina specifică de contact  $q$  în secțiunea mediană a dinților – din relația:

$$q = \frac{F_t}{b_w Z_\varepsilon \cos \alpha_w} k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}. \quad (7.11)$$

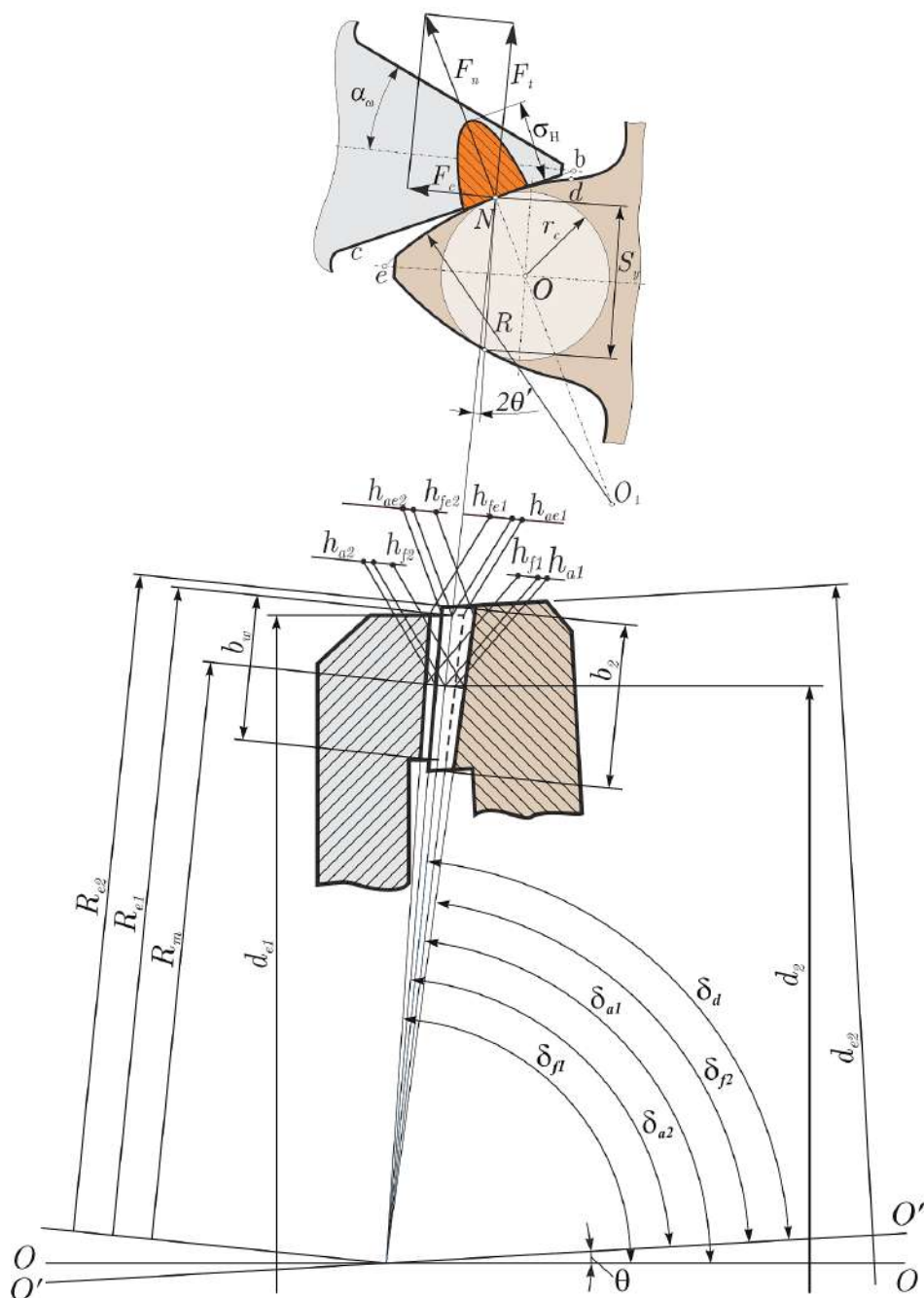
Numărul perechilor de dinți care concomitent transmit sarcina este  $Z = Z_\varepsilon/2$ , unde  $Z_\varepsilon$  se determină din relația (7.8). Ținând cont de (7.8), (7.10), (7.11) și  $F_t = 2T_2/(d_2)$  din formula (2.23), obținem:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2F_t E_e k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{R b_w \cos \alpha_w Z_1 \left(1 - \frac{r_c \cos \alpha_w}{2A \operatorname{tg} \alpha_w}\right) 2\pi (1 - \mu^2)}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.12)$$

Notăm

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_e}{\pi (1 - \mu^2)}}$$

constanta elastică a materialelor roților conjugate, unde pentru roți din oțel cu  $\mu_1 = \mu_2 \approx 0,3$ ,  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  și  $Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$ .



**Figura 7.28.** Schema de calcul al angrenajului cu profiluri rectiliniu și în arc de cerc cu originile razelor de curbură deplasate

Prin urmare,

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_2 k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{R b_w \cos \alpha_w Z_1 \left(1 - \frac{r_c \cos \alpha_w}{2A \operatorname{tg} \alpha_w}\right) d_2}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.13)$$

Conform formulei (7.13) realizăm calculul de verificare a stării de tensiune în contactul dinților cu condiția că toți parametrii sunt cunoscuți.

Pentru calculul de proiect, expresia (7.13) o rezolvăm în funcție de diametrul median al roții  $d_2$ . În acest caz admitem substituirile:

- lungimea dinților  $b_w$  a roții cu profil rectiliniu

$$b_w = \psi_{bd} d_2, \quad (7.14)$$

unde  $b_w$  este lungimea dinților danturii roții cu profil rectiliniu, iar  $\psi_{bd}$  – coeficientul lungimii relative a dinților;

- raza mediană de curbură a profilului în arc de cerc al dinților

$$R = \psi_{Rd} \frac{d_2}{Z_2}, \quad (7.15)$$

unde  $\psi_{Rd} = 3 - 9$  este coeficientul razei de curbură a profilului în arc de cerc;

- raza circumferinței  $r_c$  înscrise în grosimea dintelui și cu profil în arc de cerc

$$r_c = \psi_r \frac{\pi d_2}{2Z_2}, \quad (7.16)$$

unde  $\psi = 0,3 - 0,9$  – coeficientul de formă a dintelui cu profil în arc de cerc.

Înlocuind (7.21), (7.14) – (7.16) și  $\operatorname{tg} \alpha_w = \pi k/2$  în formula (7.13), după o serie de transformări obținem:

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_2 k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{\psi_{Rd} d_2^3 \psi_{bd} \cos \alpha_w (1 - \psi_r \cos \alpha_w)}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.17)$$

Rezolvând ecuația în raport cu diametrul  $d_2$ , obținem:

$$d_2 = 53 \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{[\sigma_H]^2 \psi_{Rd} \psi_{bd} \cos \alpha_w (1 - \psi_r \cos \alpha_w)}}. \quad (7.18)$$

Calculul de proiect la presiunea de contact al angrenajului precesional cu profilurile dinților în arc de cerc și rectiliniu se realizează conform (7.18).

**Tabelul 7.1.** Calculul geometric al angrenajului precesional  $A^D$  cu profil al dinților în arc de cerc și profil rectiliniu

Nr. d/o	Denumirea parametrului, simbolul și unitatea de măsură	Relația de calcul
1.	Diametrul de divizare median al roții cu profilul dinților în arc de cerc, $d_2$ [mm]	$d_{m_2} = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{HP} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV}}{[\sigma_H]^2 \Psi_{Rd} \Psi_{bd} \cos \alpha_w (1 - \Psi_r \cos \alpha_w)}}$ <p>Valorile <math>\Psi_{Rd}, \Psi_{bd}, k_{HP}, k_{H\beta}, k_{HV}</math> conform recomandărilor p.7.5.3.</p>
2.	Raza mediană de curbură a profilului dinților în arc de cerc, $R$ [mm]	$R = \Psi_{Rd} d_2 / z_1$
3.	Raza circumferinței $r_c$ înscrise în grosimea dintelui cu profil în arc de cerc pe diametrul divizor, $r_c$ [mm]	$r_c = \Psi_r \frac{\pi d_2}{2Z_1}$
4.	Unghiul axoidei conice a roții-satelit cu dinții cu profil în arc de cerc, $\delta_{\bar{\sigma}}$ [grade]	$\delta_{\bar{\sigma}} = 75 \dots 90$
5.	Lungimea mediană a generatoarei de divizare, $R_m$ [mm]	$R_m = \frac{d_2}{2 \sin \delta_{\bar{\sigma}}}$
6.	Lățimea danturii roții cu dinți în arc de cerc, $b_w$ [mm]	$b_w = \Psi_{bd} d_2$
7.	Lungimea exterioră a generatoarei de divizare, $R_{e_2}$ [mm]	$R_{e_2} = R_m + 0,5b_w$
8.	Modulul frontal median al angrenajului, $m$ [mm]	$m = \frac{d_2}{z_2}$
9.	Modulul frontal exterior al angrenajului, $m_e$ [mm]	$m_e = \frac{m R_{e_2}}{R_2}$
10.	Diametrul exterior al roții cu dinți în arc de cerc, $d_{e_2}$ [mm]	$d_{e_2} = 2R_{e_2} \sin \delta_{\bar{\sigma}}$
11.	Înălțimea capului dintelui cu profil în arc de cerc în secțiunea mediană $h_{a_2}$ și înălțimea exterioră a capului dintelui, $h_{ae_2}$ [mm]	$h_{a_2} = 0,94m$ $h_{ae_2} = 0,94m_e$

Tabelul 7.1. Continuare

Nr. d/o	Denumirea parametrului, simbolul și unitatea de măsură	Relația de calcul
12.	Înălțimea mediană a piciorului dintelui cu profil în arc de cerc $h_{f_2}$ și înălțimea exterioară a piciorului dintelui, $h_{f_{e_2}}$ [mm]	$h_{f_2} = 1,3m$ $h_{f_{e_2}} = 1,3m_e$
13.	Lățimea danturii roții cu profil rectiliniu al dinților, $b_w$ [mm]	$b_w = b_2 - 2$
14.	Lungimea exterioară a generatoarei de divizare a roții cu profil rectiliniu al dinților, $R_{e_1}$ [mm]	$R_{e_1} = R_2 + 0,5b_w$
15.	Coeficientul profilului rectiliniu al dinților, $k$	$k = \frac{2 \tan \alpha_w}{\pi}$
16.	Amplitudinea mediană a precesiei roții-satelit cu profil în arc de cerc $A$ și amplitudinea exterioară, $A_e$	$A = \frac{R_m}{kz_1}$ $A_e = \frac{R_{e_1}}{kz_1}$
17.	Înălțimea mediană a dinților cu profil rectiliniu $h_l$ și exterioară, $h_{e_1}$ [mm]	$h_l = 2A$ $h_{e_1} = 2A_e$
18.	Grosimea mediană a dintelui cu profil în arc de cerc $S_y$ și a golului dintre dinții cu profil rectiliniu $S_x$ pe diametrul median divizor [mm]	$S_y = S_x = 2r_c \sin \left( 90^\circ - \alpha_w - \frac{\beta}{2} \right)$
19.	Înălțimea mediană a piciorului dintelui cu profil rectiliniu, $h_{f_1}$ [mm]	$h_{f_1} = 0,75 \frac{S_x}{2 \operatorname{tg} \alpha_w}$
20.	Raza mediană a golului dintre dinții cu profil rectiliniu $r_f$ (raza de racordare a capului dintelui frezei/cuțitului), [mm]	$r_f = 0,125 \frac{S_x \cos \alpha_w}{1 - \sin \alpha_w}$
21.	Înălțimea mediană a capului dintelui cu profil rectiliniu, $h_{a_1}$ [mm]	$h_{a_1} = 1,47A - \frac{S_x}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}$
22.	Unghiul piciorului dinților $\gamma_{f_1}$ și $\gamma_{f_2}$ , [grade]	$\gamma_{f_1} = \operatorname{arctg} h_{f_1} / R_m$ $\gamma_{f_2} = \operatorname{arctg} h_{f_2} / R_m$

Tabelul 7.1. Continuare

Nr. d/o	Denumirea parametrului, simbolul și unitatea de măsură	Relația de calcul
23.	Unghiul capului dinților $\gamma_{a_1}$ și $\gamma_{a_2}$	$\gamma_{a_1} = \text{arctgh} a_1 / R_m$ $\gamma_{a_2} = \text{arctgh} a_2 / R_m$
24.	Unghiul de nutație al roții-satelit cu dinți cu profil rectiliniu, $\theta$ [grade]	$\theta = \text{arctg} A / R_m$
25.	Unghiul conului de picior al dinților roților $\delta_{f_1}$ , $\delta_{f_2}$ [grade]	$\delta_{f_1} = \delta_{\varnothing} + \gamma_{f_1} + \theta$ $\delta_{f_2} = \delta_{\varnothing} - \gamma_{f_2}$
26.	Unghiul conului de cap al dinților roții cu profil rectiliniu, $\delta_{a_1}$ [grade]	$\delta_{a_1} = \delta_{\varnothing} - \gamma_{a_1} + \theta$
27.	Unghiul conului de cap al dinților satelitului cu profil în arc de cerc, $\delta_{a_2}$ [grade]	$\delta_{a_2} = \delta_{\varnothing} + \gamma_{a_2}$
28.	Tensiunile efective de contact $\sigma_H$ ținând cont de condiția de admisibilitate $\sigma_H \leq \sigma_{H_{adm}}$ [MPa]	$\sigma_H = 550 \sqrt{\frac{T_2 \cdot k_{HP} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV}}{d_p b_w \cos \alpha_w Z_1 \left(1 - \frac{d_p \cos \alpha_w}{4 A_m \text{tg} \alpha_w}\right) d_2}} \leq [\sigma_H]$

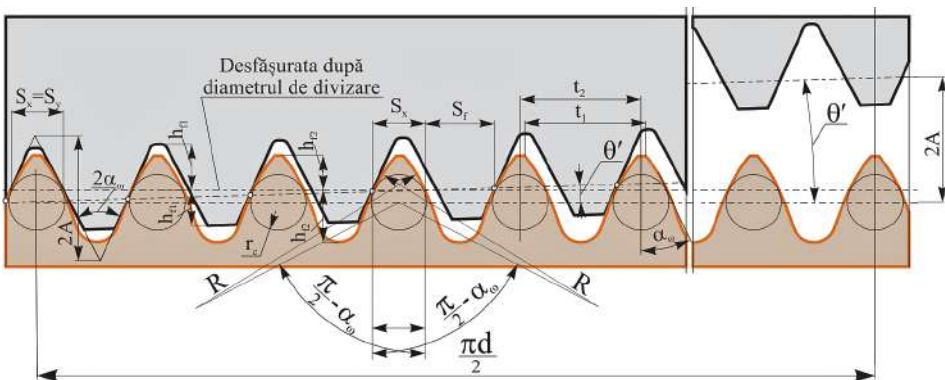


Figura 7.29. Parametrii geometrici ai angrenajului precesional  $A^D$  cu profilurile dinților în arc de cerc și rectiliniu

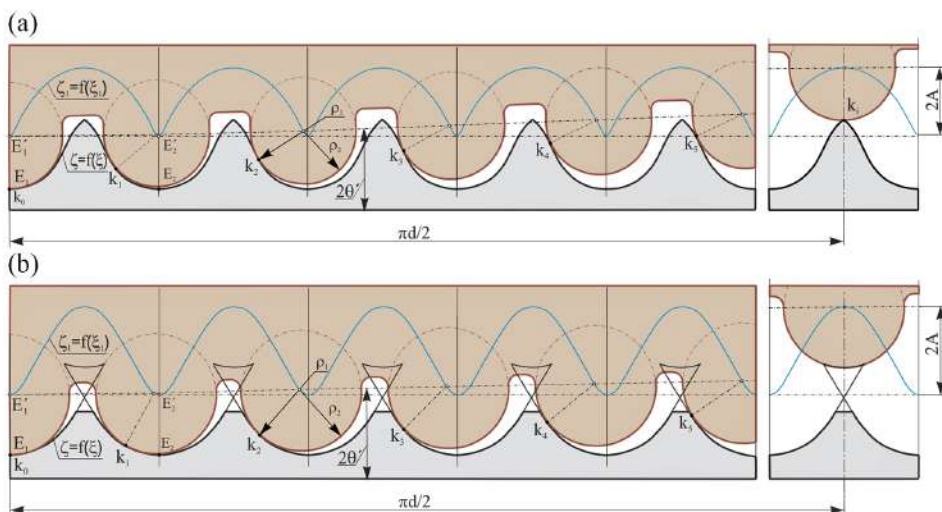


## 7.6 Angrenaj precesional cu profilurile dinților în arc de cerc și convex/concav

### 7.6.1 Geometria contactului și particularitățile angrenării dinților

Transmisii precesionale cu angrenaj dințat  $A^D$  cu profilurile dinților în arc de cerc și convex/concav se deosebesc de cele cu bolțuri prin particularitățile constructive ale angrenărilor  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$ , în care coroanele satelitelui cu bolțuri conice sunt înlocuite prin danturi cu dinți cu profil în arc de cerc (fig. 7.30). În angrenajul dințat, profilurile dinților satelitelui sunt prescrise în arc de cerc cu raza  $r$ , iar danturile roților centrale au dinți cu profil convex/concav (fig. 7.30 a) sau concav (fig. 7.30 b), cu raza curbării  $\rho$  variabilă dependentă de  $\delta$ ,  $\theta$ ,  $\beta$ ,  $Z_1$ ,  $Z_2 = Z_1 \pm 1$ , iar interacțiunea cinematică a dinților conjugați în angrenare rămâne neschimbată.

În angrenajul dințat  $A^D$  prezentat în figura 7.30 (a), teoretic se află în angrenare simultan 100% perechi de dinți cu geometria contactului dintre flancurile dinților conjugați trecătoare dintr-o formă în alta. Spre exemplu, în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  și de configurația parametrilor geometrici  $\delta$ ,  $\theta$ ,  $\beta$ ,  $Z$  și  $Z_2 = Z_1 \pm 1$ , geometria contactului dinților în punctele  $k_0$ ,  $k_1$  și  $k_2$  este convex-concavă, în punctul  $k_3$  este convex-rectilinie, iar în punctele  $k_4, \dots, k_i$  este convex-convexă.



**Figura 7.30.** Desfășurata profilogramelor angrenărilor  $A_{CX-CV}^D$  (a) și  $A_{CV-CV}^D$  (b) cu profilurile dinților satelitelui în arc de cerc și a roților centrale convex-concav cu multiplicitatea  $\varepsilon = 100\%$  (a) și concav cu  $\varepsilon < 100\%$

În angrenajul  $A^D$  prezentat în figura 7.30 (b), în funcție de aceiași parametri geometrici și  $\psi$ , teoretic se află în angrenare simultan mai puține perechi de dinți ( $\varepsilon < 100\%$ ), în care geometria contactului dinților în punctele  $k_0 - k_4$  este convex-concavă, în punctul  $k_5$  se transformă în convex-rectilinie, iar pentru unghiul de precesie aproape de  $\psi = \pi$  contactul dinților lipsește.

**Remarca 7.2.** *Una dintre particularitățile definitorii ale angrenajului precesional dințat  $A^D$  constă în interacțiunea sferospațială a dinților angrenați cu prezența frecării de alunecare relativă între flancuri și cu rostogolire neesențială a acestora, dependentă de unghiul de nutație  $\theta$  al satelitelui în mișcarea sa sferospațială.*

Transmisiile precesionale cinematice pot fi elaborate atât în baza schemelor structurale  $K-H-V$  din figurile 2.1 (a, b, c, e) și 2.2 (a, b), cât și în baza schemelor structurale  $2K-H$  din figura 2.9 (c, d) cu angrenaj plat  $\delta = 0$  sau cu angrenaj conic, cu amplasarea dinților pe suprafața axoidelor conice cu unghiul  $\delta > 0$  și vârfulurile acestora suprapuse în centrul de precesie. Algoritmul de calcul al angrenajelor precesionale  $A^D$  se deosebește de angrenajele  $A^B$  prin necesitatea aprecierii influenței forțelor de frecare relativă din contactul dinților asupra dimensionării și rezistenței angrenajului la presiunea de contact  $\sigma_H$  (v. tabelul 7.3).

În baza cercetărilor teoretice, simulărilor computerizate pe modele CAE și testărilor pe mostre experimentale ale transmisiilor planetare precesionale de putere (cu bolțuri) [8, 9], a fost stabilită influența alunecării din contactul cuplurilor cinematice de clasă superioară asupra tensiunilor admisibile de contact. Pentru transmisiile precesionale cinematice cu contact *dinte - dinte*, viteza de alunecare relativă între dinți se exprimă prin relația:

$$V_{al} = \sqrt{\dot{X}_E^2 + \dot{Y}_E^2 + \dot{Z}_E^2}, \quad (7.19)$$

unde  $X_E, Y_E, Z_E$  sunt coordonatele punctului de contact  $E$ .

Viteza de alunecare  $V_{al}$  se ia în calcul pentru precizarea tensiunilor admisibile de contact și în cazul transmisiilor precesionale cinematice.

Parametrii geometrici ai angrenajului  $b_{w1}, b_{wr}, \sigma'_{HP}, R_{e1}, R_{e2}, R_{i1}, R_{i2}, R_{s2}$  se determină după relațiile corespunzătoare, prezentate în tabelul 7.3. În cazul în care roțile dințate din angrenajul precesional cinematic se execută din pulberi metalice prin presare sau din mase plastice prin turnare, în relația de calcul se modifică valoarea coeficientului  $k_3$ , care ia în considerație proprietățile fizico-mecanice ale materialului.

### 7.6.2 Particularitățile proiectării angrenajului

Condițiile restrictive impuse transmisiilor mecanice cinematice utilizate în mecanica fină, avionică, industria automobilelor, robotehnică etc., se

referă preponderent la simplitatea lor constructivă, la accesibilitatea tehnologică de fabricație cu costuri reduse, la capacitatea portantă înaltă, masă și gabarite reduse, la caracteristicile funcționale, printre care randamentul mecanic, precizia cinematică, emisiile de zgomot și de vibrații. Deseori, compatibilitatea constructivă și structurală cu alte componente ale mini- și microsystemelor reprezintă criteriul principal de selectare a transmisiilor cinematice.

Pentru proiectarea și fabricarea transmisiilor precesionale cinematice a fost elaborat algoritmul de calcul, care include particularitățile lor constructive și cinematice, inclusiv ale geometriei contactului, și principiul nou de transformare și transmitere a mișcării și a sarcinii. Elaborarea algoritmului de calcul s-a bazat pe următoarele date de intrare:

### **Caietul de sarcini la proiectare**

Proiectarea unei transmisii precesionale cinematice include câteva etape care urmează a fi realizate într-o anumită succesivitate.

De regulă, în caietul de sarcini, beneficiarul de TPC solicită respectarea anumitor valori ale parametrilor funcționali și constructivi, condiționează costul, masa și gabaritele, longevitatea lor în condiții concrete de exploatare etc. Totodată, datorită faptului că TPC reprezintă un produs nou cu angrenaj specific cu profil nestandardizat al dinților, producătorul solicită de la proiectanți informații și soluții tehnologice care ar permite fabricarea acestora prin metode înalt productive, economic avantajoase, cu rebut de materiale redus etc.

În contextul celor menționate, exemplificăm etapele proiectării unui reductor planetar precesional cinematic de destinație generală, cu evidențierea unor aspecte specifice calculului, proiectării și fabricării acestuia.

Caietul de sarcini la proiectare include următoarele cerințe înaintate de beneficiar și/sau de producător:

#### **Parametrii funcționali:**

- momentul de torsiune  $T = 24 Nm$ ;
- raportul de transmitere  $i = -144 \pm 10\%$ ;
- turația motorului electric  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ .

#### **Materiale pentru fabricarea roților dințate:**

1. Pentru roți dințate – metaloceramică.
2. Pentru roata-satelit – material plastic *Hostaform C9021M*, cu următoarele caracteristici:
  - densitatea –  $1,42 \text{ g/cm}^3$ ;
  - indicatorul de curgere –  $8,5 \text{ cm}^3/10 \text{ min}$ ;
  - absorbția apei la  $23^\circ\text{C}$  –  $0,75\%$ ;
  - limita de curgere –  $65 \text{ MPa}$ ;

- alungirea la întindere – 9%;
- alungirea nominală la rupere – 20%;
- modulul de elasticitate la întindere – 2800 MPa;
- modulul de elasticitate la încovoiere – 2700 MPa;
- duritatea după Brinel – 140 MPa;
- reziliența (Charpy) – 120 kJ;
- stabilitate la deformare termică – 100°C;
- temperatura de topire – 166°C;
- coeficient de dilatare termică 23°-55°C –  $1,1 \cdot 10^{-4} C^{-1}$ .

3. Pentru carcasă și capace – aliaj de aluminiu *AlSi1MgMn*.

**Cerințe tehnologice formulate de producător.** Fabricarea roților dințate centrale și a roții-satelit se va efectua prin tehnologii înalt productive. Roțile centrale vor fi fabricate prin sinterizare din pulberi metalice, iar roata-satelit – prin turnare din masă plastică *Hostaform C 902*.

#### **Etapele proiectării angrenajului precesional și asigurarea tehnologică**

- **Argumentarea structurii cinematice.** În urma calculelor prealabile de proiectare și al analizei preventive a parametrilor funcționali, se alege structura cinematică, spre exemplu de tip *2K-H*, care include două roți dințate centrale, o roată-satelit cu două coroane dințate și un arbore-manivelă. În funcție de raportul de transmitere solicitat în caietul de sarcini (spre exemplu  $i = -144$ ), conform șirului rapoartelor de transmitere din tabelul 2.2 se precizează raportul de transmitere posibil de realizat cu transmisia *2K-H*, iar conform tabelului 2.1, se aleg configurațiile numerelor de dinți ai roților conjugate, care ar realiza raportul de transmitere  $i = -144 \pm 5\%$ , prezentate în tabelul 7.2.
- **Predimensionarea și proiectarea preventivă.** Calculul de predimensionare și cel geometric al angrenajului precesional cinematic se efectuează conform algoritmului prezentat în tabelul 7.3. Proiectarea computerizată 3D, analiza parametrică, simularea pe calculator și elaborarea documentației tehnice se recomandă a fi realizate utilizând softurile *SolidWorks*, *Autodesk Inventor* și *MotionInventor*.
- **Asigurarea tehnologică.** Elementele de bază ale transmisiei precesionale cinematice de tip *2K-H*, care necesită asigurare tehnologică, sunt roata-satelit cu două coroane dințate cu profilul dinților în arc de cerc și roțile centrale cu profilul dinților convex/concav (fig. 7.30 a, b).

Pentru fabricarea roților centrale prin turnare din mase plastice sau presare din pulberi metalice, este necesar de a executa matrițele formelor de turnare/presare cu profiluri oglindă celor reale. În acest scop a fost

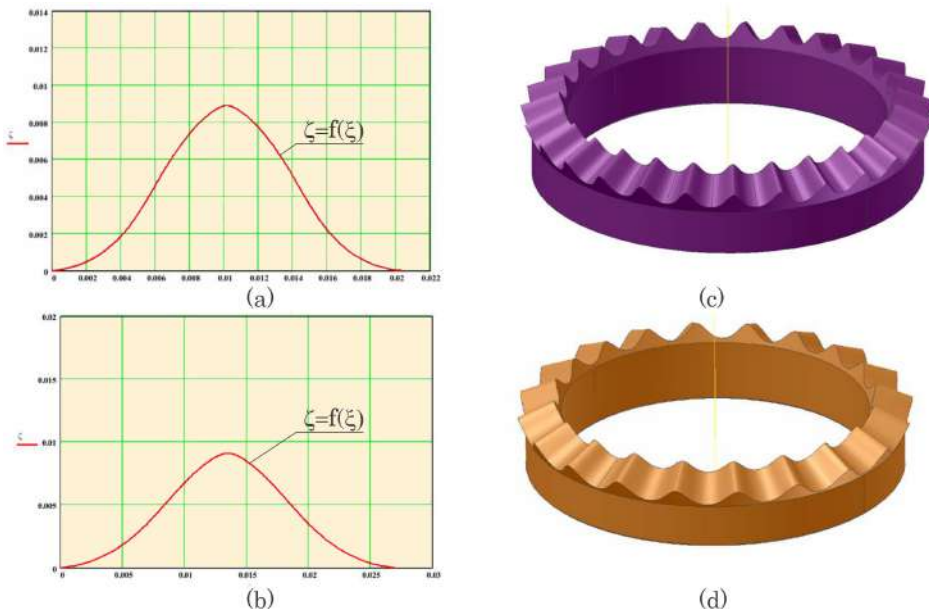
**Tabelul 7.2.** Configurația numărului de dinți ai roților conjugate și raportul de transmitere

Configurații ale numerelor de dinți și raportul de transmitere								
$Z_1$	22	26	<b>29</b>	32	35	38	43	45
$Z_2$	23	27	<b>30</b>	33	36	39	44	46
$Z_3$	28	23	<b>25</b>	27	29	31	34	35
$Z_4$	19	22	<b>24</b>	26	28	30	33	34
$i^*$	-114	-148	<b>-144</b>	-143	-144	-146,3	-145,2	-142,2

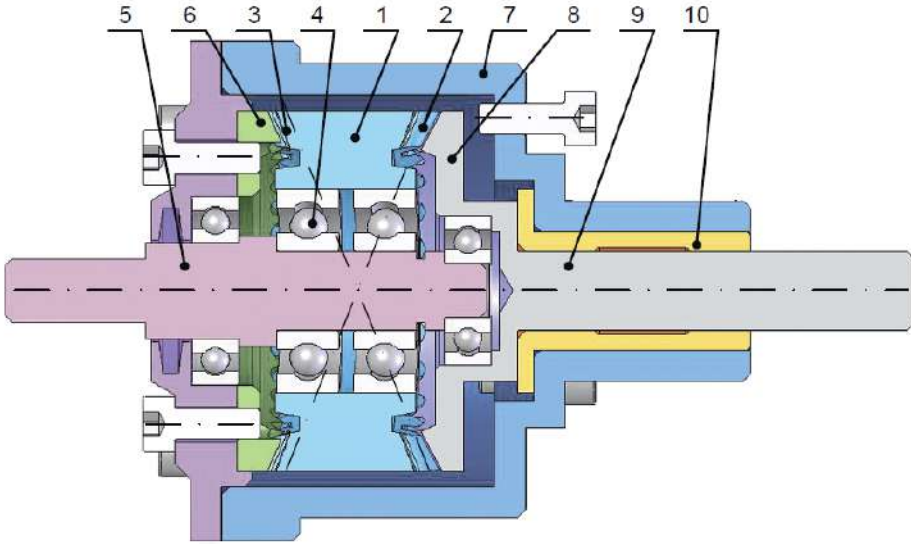
\* Notă „-” arborii conducător și condus se rotesc în contrasens.

elaborată tehnologia de generare a profilurilor dinților prin electroeroziune cu electrod filiform sau masiv, descrise în capitolul 8. În figura 8.9 este prezentat procesul de modelare a matrițelor cu profil-oglină al dinților în mediul MathCAD.

Utilizând modelele în format 3D ale transmisiei precesionale de tip  $2K-H$ , în baza sistemului de modelare *Autodesk Inventor/Solid Works* au fost obținute modelele computerizate 3D ale roților dințate cu profiluri convexe/concave descrise conform ecuațiilor parametrice (7.69), prezentate în figura 7.31 (c, d). În figura 7.32 este prezentată construcția reductorului planetar precesional cinematic  $2K-H$ , elaborat la comanda ICTCM din București, România.



**Figura 7.31.** Profilurile dinților roților centrale cu  $Z_1 = 29$  (a),  $Z_4 = 24$  (b) și modelele computerizate 3D ale roților dințate (c, d)



**Figura 7.32.** Construcția prototipului industrial al reductorului precesional cinematic ( $i = -144$ )

Reductorul precesional include: roata-satelit 1 cu două coroane de dinți 2 și 3, instalată pe o pereche de rulmenți radial-axiali cu bile 4 pe arborele manivelă 5 și amplasată între două roți dințate centrale – fixă 6 legată cu carcasa 7 și, respectiv, mobilă 8, fixată pe arborele condus 9, instalat pe lagărul de alunecare 10.

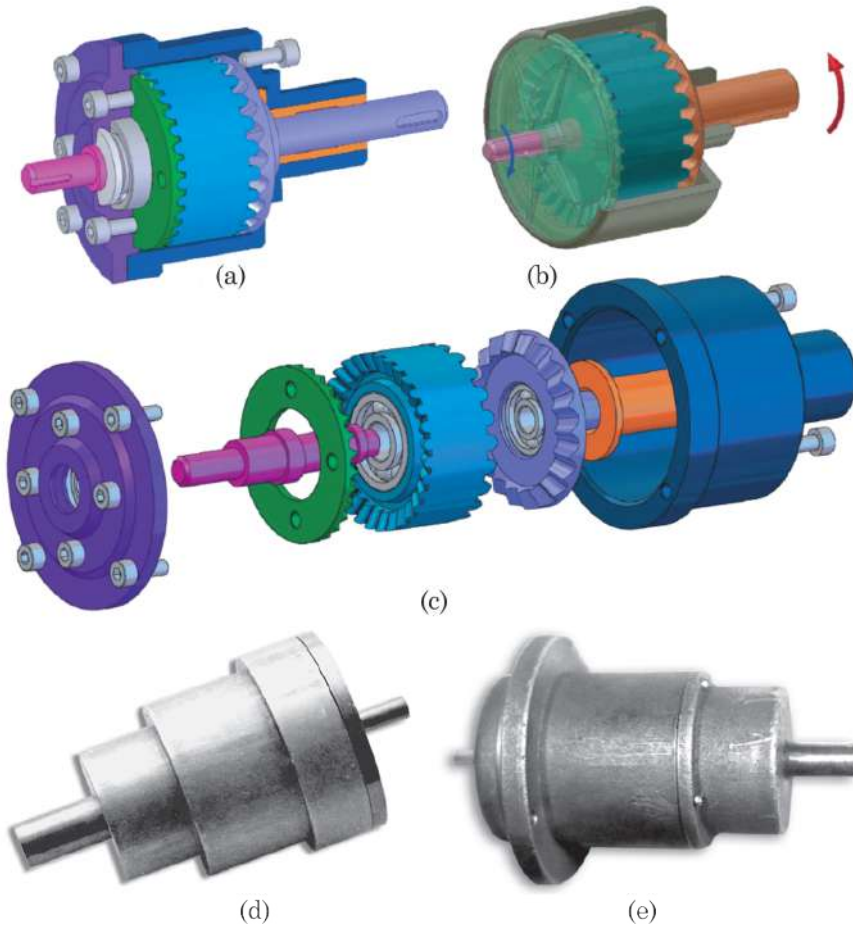
Raportul de transmitere se determină din relația:

$$i = -\frac{Z_3 Z_8}{Z_6 Z_2 - Z_3 Z_8}, \quad (7.20)$$

unde  $Z_2$ ,  $Z_3$  sunt numerele de dinți ai coroanelor 2 și 3 ale roții-satelit 1;  $Z_6$ ,  $Z_8$  – numerele de dinți ai roților dințate centrale 6 și, respectiv, 8.

În figura 7.33 (a) este prezentat modelul tridimensional al reductorului precesional cinematic elaborat. Analiza formei desfășurate a reductorului (fig. 7.33 c) demonstrează simplitatea constructivă și de asamblare a acestuia. Pentru a înțelege mai bine principiul de funcționare a reductorului planetar precesional cinematic, în baza documentației tehnice elaborate, utilizând softul de modelări și simulări *Autodesk Motion Inventor*, a fost realizat modelul dinamic computerizat redat în figura 7.33 (b). La un raport de transmitere relativ mare ( $i = -144$ ), reductorul precesional proiectat posedă construcție compactă, robustă și se agregă cu orice mecanisme de acționare cu construcție coaxială.

În baza documentației tehnice elaborate, au fost fabricate două prototipuri industriale ale reductorului precesional cinematic cu raportul de



**Figura 7.33.** Modelul în format 3D (a), modelul computerizat (b), modelul în desfășurată (c), vederile generale ale reductoarelor precesionale cinematice  $2K-H$ ,  $i = -144$  (d) și  $i = -72,3$  (e)

transmitere  $i = -144$ , prezentate în figura 7.34. În figura 7.34(a) este prezentat reductorul precesional cinematic cu roata-satelit executată din materiale plastice prin turnare, iar în figura 7.34 (b) – cu roata-satelit fabricată din pulberi metalice prin sinterizare.

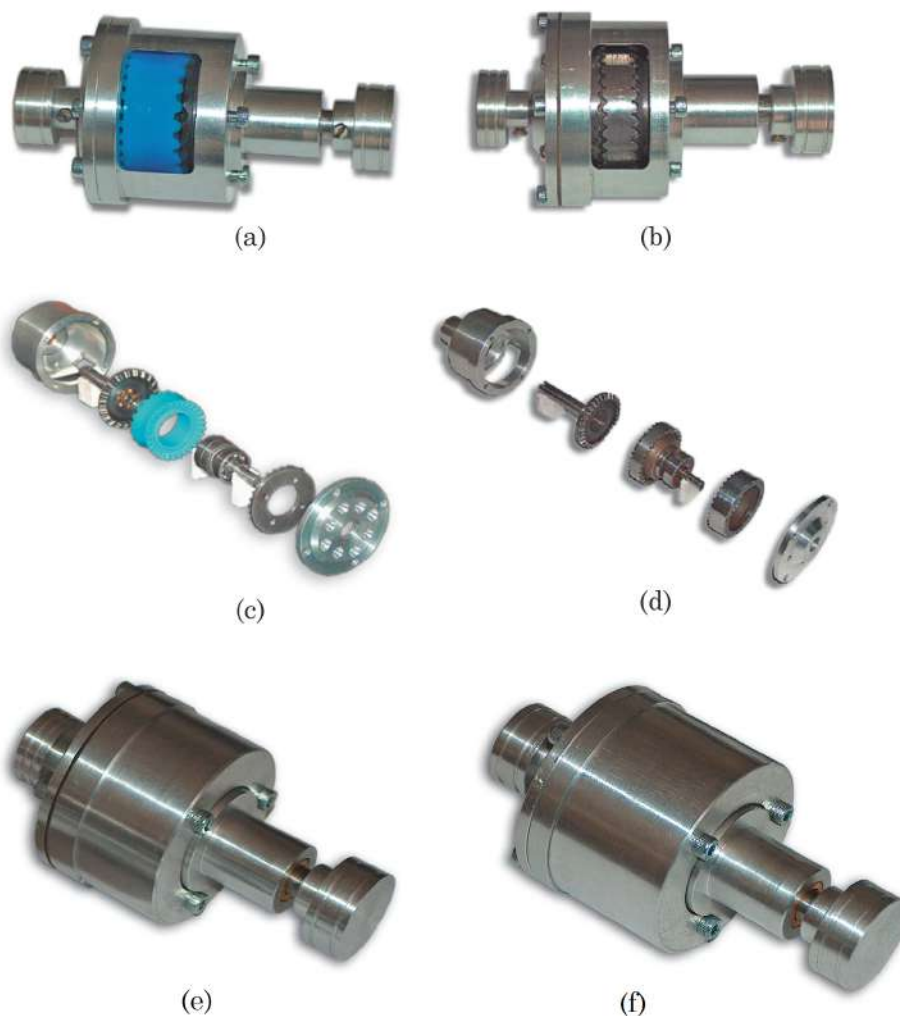
Imaginile în formă desfășurată ale reductoarelor planetare precesionale cinematice (fig. 7.34 c, d) demonstrează:

- ✓ *simplitate constructivă* – reductorul conține doar 4 elemente de bază: o roată-satelit cu două coroane dințate; două roți dințate centrale și un arbore-manivelă, generator de mișcare de precesie;
- ✓ *simplitate tehnologică* – roțile dințate centrale pot fi fabricate: prin prelucrare mecanică pe centre de prelucrare cu 5 grade de mobilitate;

prin presare cu sinterizare din pulberi metalice; prin turnare din mase plastice;

- ✓ *simplitate în asamblare* – construcția este coaxială și poate fi ușor asamblată prin aplicarea tehnologiilor robotizate.

În softul *SolidWorks* a fost elaborat pachetul de documentație tehnică conform cerințelor caietului de sarcini. În figurile 7.35–7.38 sunt prezentate exemple de desene tehnice ale celor mai importante piese ale unui reductor precesional de tip  $2K-H$ : roata-satelit cu două coroane dințate, două roți dințate centrale și arborele-manivelă.



**Figura 7.34.** Reductoare precesionale cu satelit din masă plastică (a), cu satelit sinterizat din pulberi metalice (b), în formă desfășurată (c, d) și asamblate (e, f)



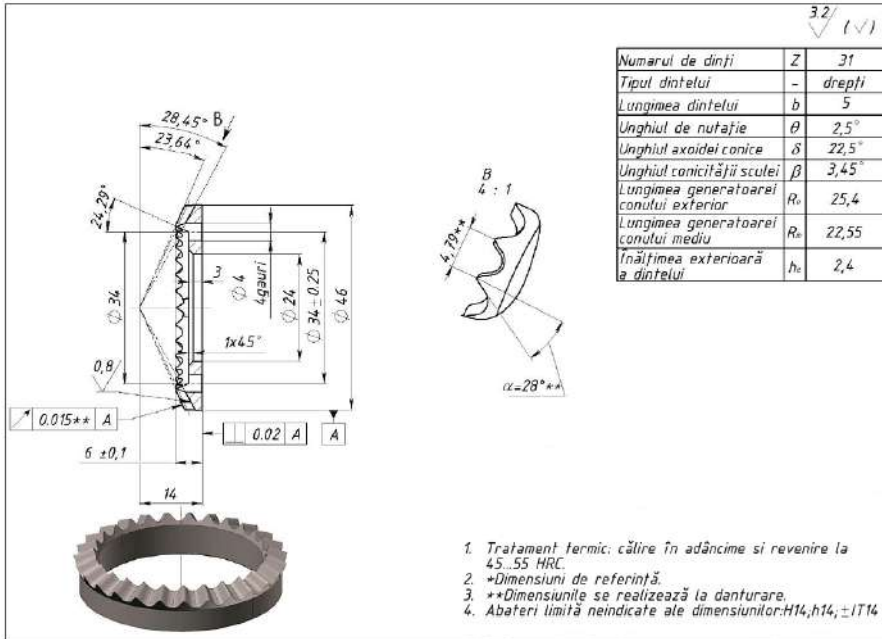


Figura 7.35. Roată dințată centrală imobilă

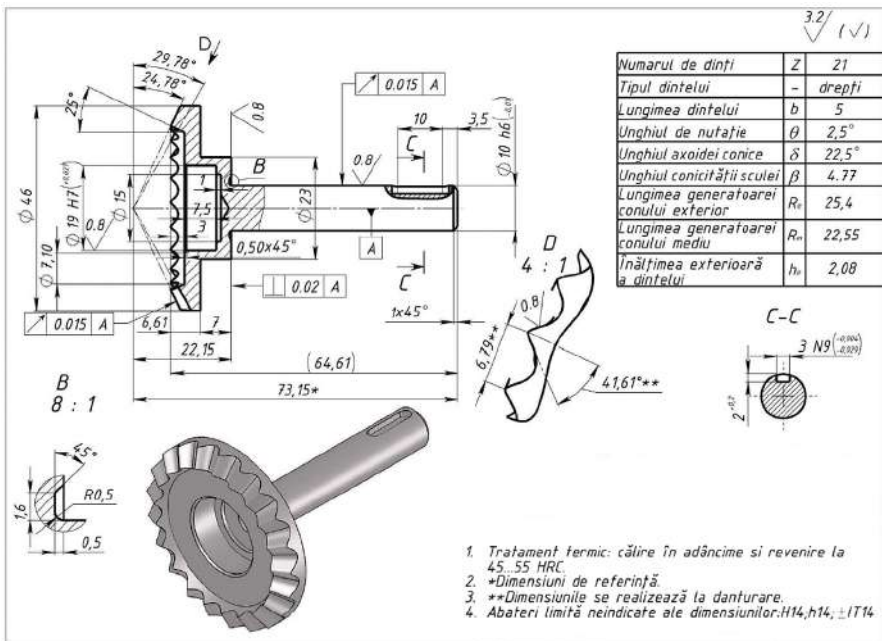


Figura 7.36. Roată dințată centrală mobilă

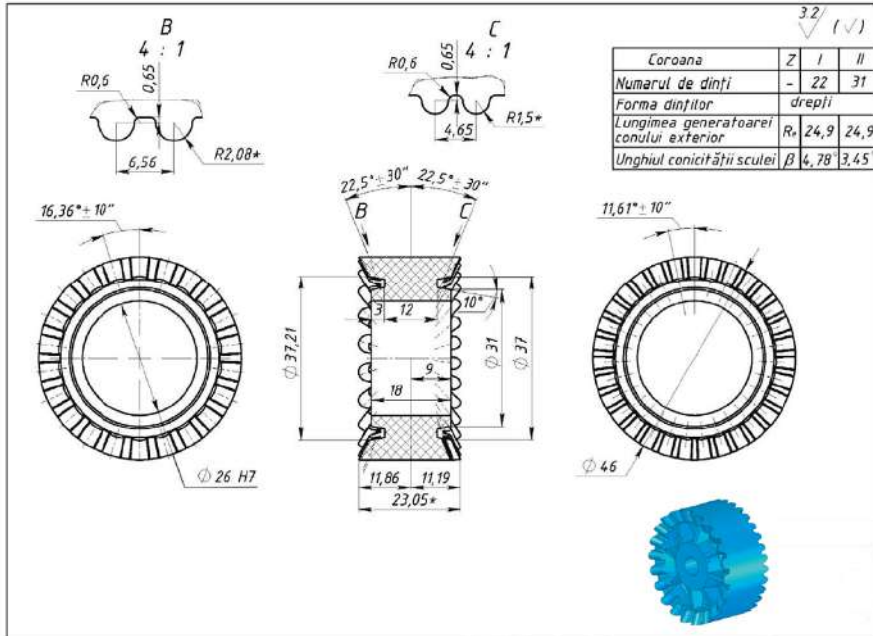


Figura 7.37. Blocul-satelit cu două coroane danturate

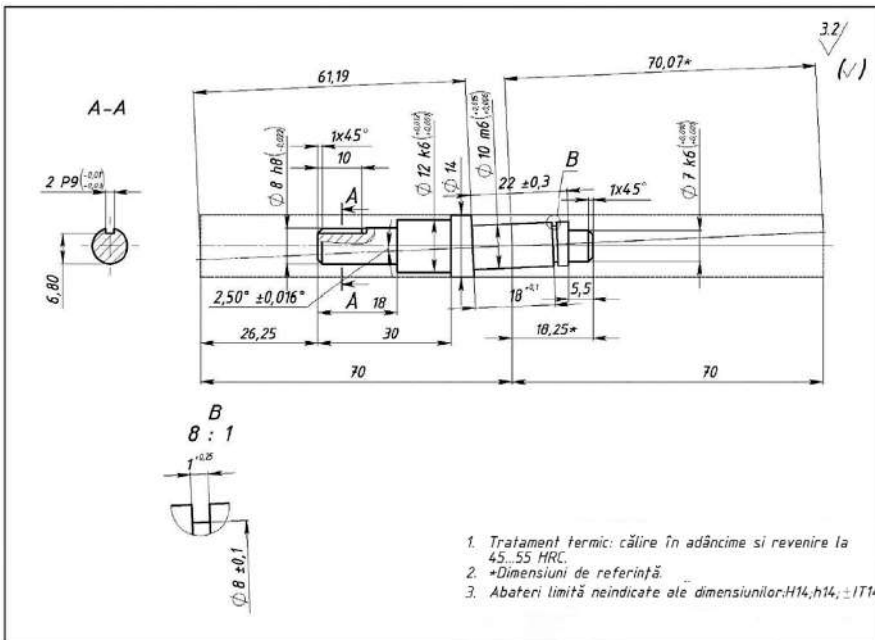


Figura 7.38. Arborele-manivelă

### 7.6.3 Algoritm de calcul al angrenajului $A^D$ de tip $2K-H$

În tabelul 7.3 este prezentat algoritmul de calcul al angrenajului dințat  $A^D$  de tip  $2K-H$  cu angrenarea cu contact convex-concav al dinților  $A_{CX-CV}^D$ .

În conformitate cu raportul de transmitere stipulat în caietul de sarcini la proiectare, spre exemplu  $i = -144$ , din tabelul 2.1 se aleg corapoartele numerelor de dinți ale roților conjugate care ar asigura raportul de transmitere cu o abatere admisibilă. Utilizând, spre exemplu, sistemul de modelare CAD *Autodesk Inventor / Solid Works*, pentru numerele de dinți și parametrii geometrici de bază se proiectează profilurile dinților roților dințate centrale. În urma analizei profilurilor obținute pentru fiecare cuplu de roți dințate, se justifică coraportul optim al numerelor de dinți, spre exemplu, pentru roțile dințate centrale  $Z_1 = 29$ ,  $Z_4 = 24$  și pentru coroanele satelitului  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 25$ . Aceste profiluri ale dinților (fig. 7.31 a, b) asigură raportul de transmitere prescris în caietul de sarcini la proiectare ( $i = -144, 0$ ) cu următorii parametri geometrici ai angrenajului:

- pentru  $Z_4 = 24$ ,  $\theta = 2, 5^\circ$ ,  $\varepsilon = 100\%$ , unghiul axoidei conice  $\delta = 22, 5^\circ$ , obținem unghiul de angrenare  $\alpha = 36^\circ$ ,  $\beta = 3, 8^\circ$ ;
- pentru  $Z_1 = 29$ ,  $\theta = 2, 5^\circ$ ,  $\varepsilon = 100\%$ , unghiul axoidei conice  $\delta = 22, 5^\circ$ , obținem unghiul de angrenare  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\beta = 3, 0^\circ$ .

**Tabelul 7.3.** Algoritm de calcul al angrenajului  $A^D$  cu angrenarea  $A_{CX-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – convex-concav

<b>Parametrul, notarea și relația de calcul</b>
<b>5. Alegerea parametrilor geometrici ai angrenajului</b>
<i>Conform indicațiilor anterioare, se aleg următorii parametri geometrici ai angrenajului:</i>
1.1. Din nomogramele din [fig. 6.13] se alege valoarea unghiului de conicitate al dinților în arc de cerc în funcție de numărul dinților roții centrale $Z_I$ ; unghiul de nutație $\theta$ , multiplicitatea angrenajului $\varepsilon$ și unghiul axoidei conice $\delta$ .
1.2. Din nomogramele din [fig. 6.7 și 6.8] se alege valoarea unghiului de angrenare $\alpha_w$ în funcție de $Z_I$ , $\beta$ și $\theta$ .
1.3. Din nomogramele din [fig. 6.9, 6.12] se alege valoarea coeficientului de proporționalitate a curburilor profilurilor dinților $\nu$ în funcție de $Z_I$ , $\delta$ și $\theta$ .

Tabelul 7.3. Continuare

<b>6. Calculul de predimensionare</b>	
<p>Calculul se efectuează pentru angrenajul cu număr mai mic de dinți datorită tensiunilor de contact efective mai mari (numărul de dinți care transmit sarcina este mai mic). Să admitem că <math>Z_4 &lt; Z_1</math>, atunci:</p>	
<p>2.1. Diametrul mediu al roții dințate calculat în prealabil este:</p>	
$d_{m_4} = 22,7 \sqrt[3]{\frac{T_4(1-\nu)\cos(\delta+\theta)k_{HP}k_{H\beta}k_{HV}}{\sigma_{HP}^2 \psi_{bd} Z_\varepsilon \operatorname{tg}\beta \cos\alpha_{w_4}}}$	
$Z_\varepsilon = \frac{(Z_4-1)\cdot\varepsilon}{200}, \text{ pentru } \varepsilon = 100\%, Z_\varepsilon = (Z_4-1)/2.$	
<p>Coefficienții <math>\psi_{bd}</math>, <math>k_{HP}</math>, <math>k_{H\beta}</math> și <math>k_{HV}</math> sunt selectați sau calculați conform [p. 5.5].</p>	
2.2. Lungimea dintelui:	$b_{w_3} = b_{w_4} = \psi_{bd} d_{m_4}$
2.3. Raza medie a dinților în arc de cerc:	$r_{m_r} = R_{m_3} \operatorname{tg}\beta$ .
2.4. Presiunea de contact (hertziană) admisibilă la frecare cu alunecare și rostogolire:	$\sigma'_{HP} = \sigma_{HP}(0,28 + 0,72 e^{-V_{al}/k_3})$ .
<p><math>\sigma_{HP}</math> – tensiuni de contact admisibile la rostogolire pură (fără alunecare);  <math>k_3</math> – coeficient experimental egal pentru materiale-polimeri, <math>k_3 = 38,8</math>;  <math>V_{al}</math> – viteza de alunecare în contactul cuplului <i>dinte – dinte</i> pentru angrenajul transmisiilor planetare precesionale cinematice.</p>	
$V_{al} = \sqrt{\dot{X}_E^2 + \dot{Y}_E^2 + \dot{Z}_E^2},$ <p>unde <math>X_E, Y_E, Z_E</math> sunt coordonatele punctului de contact <math>E</math>, care se calculează conform relațiilor [prezentate în p. 7.7.6.] pentru fiecare geometrie a profilului dinților.</p>	
<b>5. Calculul geometric</b>	
3.1. Diametrul mediu al roții dințate (cu considerarea frecării la rostogolire):	$d_{m_4} = 22,7 \sqrt[3]{\frac{T_4(1-\nu)\cos(\delta+\theta)k_{HP}\cdot k_{H\beta}\cdot k_{HV}}{\sigma_{HP}^2 \psi_{bd} Z_\varepsilon \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\alpha_{w_4}}}$
3.2. Raza medie a coroanelor danturate ale satelitului:	$R_{m_4} = \frac{d_{m_4}}{2\cos[\delta+\theta + \operatorname{arctg}(r_{m_3} \sin\alpha_{w_4}/R_{m_3})]}$
3.3. Raza medie a roții dințate:	$R_{m_3} = \frac{d_{m_4}}{2\cos(\delta+\theta)[1-\operatorname{tg}\beta \sin\alpha_{w_4} \operatorname{tg}(\delta+\theta)]}$
3.4. Razele exterioară și interioară ale coroanei satelitului:	$R_{e_3} = R_{m_3} + 0,5b_{w_3}$ $R_{i_3} = R_{m_3} - 0,5b_{w_3}$
3.5. Razele exterioară și interioară ale roții dințate:	$R_{e_4} = R_{m_4} + 0,5b_{w_4}$ $R_{i_4} = R_{m_4} - 0,5b_{w_4}$
3.6. Unghiurile conului de picior $\delta_{f_4}$ și de vârf $\delta_{a_4}$ ale dinților:	$\delta_{f_4} = 90 - (\delta + \theta + \beta)$ $\delta_{a_4} = \delta_{f_4} + 2\theta$
<b>6. Calculul de verificare</b>	
Calculul de verificare a rezistenței angrenajului la presiunea de contact:	$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4(1-\nu)k_{HP}k_{H\beta}k_{HV}}{d_{m_4}d_{m_r}b_{w_4}Z_\varepsilon \cos\alpha_{w_4}}} \leq \sigma'_{HP}$

**Remarca 7.3.** *Metodele de calcul al angrenajelor  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  au fost verificate în practica proiectării unei game largi de angrenări precesionale dințate  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu diferite structuri cinematice, fiind validate drept corespunzătoare din punctul de vedere al predimensionării, dimensionării și rezistenței la presiunea de contact. Caracteristicile funcționale au fost verificate prin testările reductoarelor experimentale, precum și ale reductoarelor fabricate la solicitarea agenților economici, inclusiv prin simulări CAE pe modele virtuale.*

## 7.7 Angrenaj precesional cu contact convex–concav și grad redus de acoperire

### 7.7.1 Viziuni asupra proiectării contactului convex-concav precesional cu capacitate portantă și randament mecanic înalte

În transmisiile precesionale de putere cu angrenare *dinte – bolt*, contactul dinților este multipar, dependent de configurația parametrilor geometrici ai angrenajului:  $\delta$  – unghiul axoidei conice;  $\theta$  – unghiul de nutație;  $r$  – raza mediană a bolturilor conice;  $Z$  – numărul dinților roților centrale și ai bolturilor conice ale coroanelor satelitului.

Multiplicitatea angrenării, de regulă, se recomandă a fi asigurată în diapazonul  $60\% < \varepsilon < 100\%$  perechi de dinți concomitent conjugați și reprezintă factorul determinant al majorării capacității portante a TP.

Un alt factor determinant al capacității portante este raza de curbură redusă a profilurilor flancurilor dinților, limitată constructiv de diametrul bolturilor conice și nu poate depăși pasul coroanelor angrenajului  $Z_2 = \pi D / Z_2$ .

Un mare avantaj al angrenajului *dinte – bolt* este posibilitatea transferului alunecării relative cu frecare din zona contactului dinților de clasă cinematică superioară către zona de rotire a bolturilor pe axele lor de instalare, cu condiții tribologice mult mai favorabile.

Angrenajul precesional cu bolturi conice, la fel ca și angrenajul CYCLO cu bolturi cilindrice, are un dezavantaj tehnologic legat de necesitatea asigurării preciziei înalte de fabricație a elementelor de bază, printre care: bolturile conice, satelitul cu două coroane pentru montarea bolturilor, roțile centrale dințate și arborele-manivelă.

Fabricarea satelitului precesional cu două coroane de bolturi necesită operații tehnologice de divizare cu precizie înaltă a repartizării pe perimetrul a găurilor de montare a axurilor pe care se rotesc bolturile, fapt ce conduce la creșterea prețurilor de fabricație și, respectiv, la diminuarea competitivității transmisiilor precesionale cu bolturi pe piața de consum. Din aceste considerente, transmisiile precesionale de putere cu bolturi și-au

găsit utilizare în mecanisme de acționare submersibile cu destinație specială, unde acestea nu au alternative printre alte tipuri de transmisii mecanice (v. cap. 9 – aplicații).

Datorită angrenării *dinte-bolt*, TPB se caracterizează prin imposibilitatea realizării angrenajelor cu dimensiuni diametrice mai mici de 50 mm. Acest dezavantaj limitează aria de utilizare a TP în tehnica fină, robotehnică, industria de automobile, utilaj tehnologic, sisteme mecanice de precizie etc.

Pentru depășirea acestor dezavantaje și a constrângerilor de gabarit ale transmisiilor precesionale, în continuare vor fi abordate probleme de cercetare-proiectare a angrenajelor precesionale din roți dințate cu contact convex-concav al dinților.

Scopul cercetării-dezvoltării angrenajelor precesionale cu contact convex-concav constă în majorarea capacității portante și reducerea pierderilor energetice din contactul dinților, inclusiv excluderea constrângerilor de gabarit pentru transmisiile cinematice.

Majoritatea problemelor referitoare la dezvoltarea transmisiilor precesionale cu angrenare dințată se rezumă la identificarea condițiilor și a soluțiilor tehnice care să conducă la majorarea capacității portante a contactului dinților și la sporirea eficienței energetice prin diminuarea forțelor de frecare dintre flancurile dinților.

Aceste două obiective interdependente determină performanțele funcționale ale unei transmisii mecanice și pot fi realizate prin:

1. Proiectarea geometriei contactului dinților cu profiluri convex/concave cu diferența mică a curburilor flancurilor conjugate.
2. Diminuarea sau excluderea frecării cu alunecare relativă dintre flancurile active ale dinților conjugați.

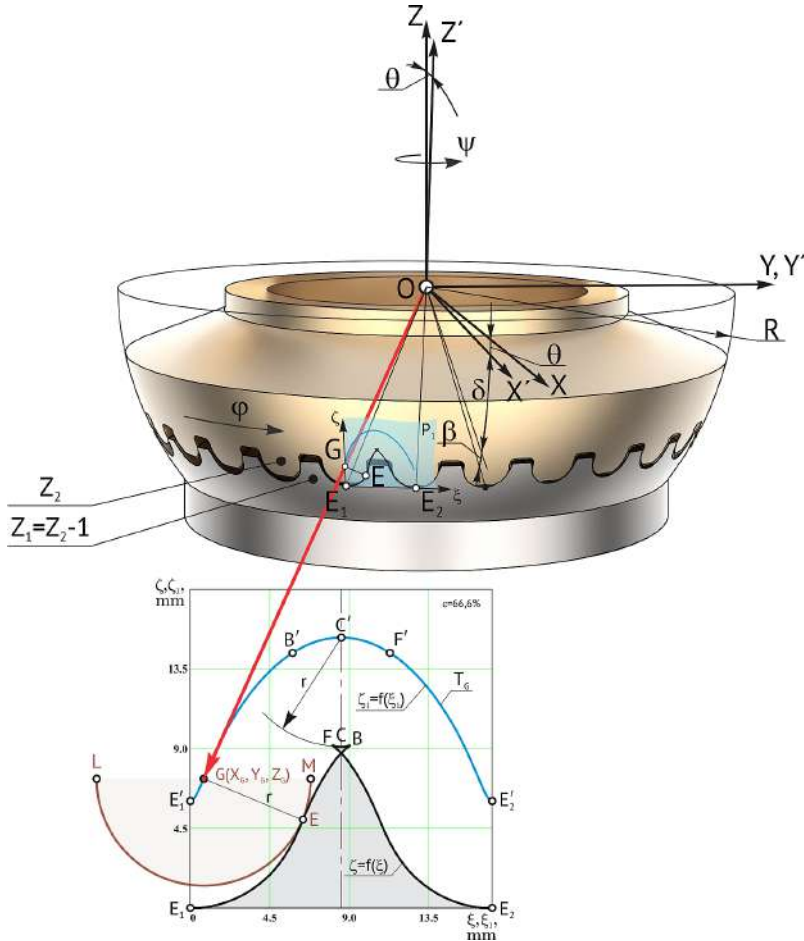
**Remarca 7.4.** În contextul dezvoltării angrenajelor dințate  $A^D$ , se propune cercetarea contactului convex-concav  $K_{CX-CV}$  sau concav-concav  $K_{CV-CV}$  al dinților prin atribuirea unui profil în arc de cerc dinților coroanelor satelitului precesional, iar dinților roților centrale – a unui profil convex/concav, determinat de înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc cu raza  $r$  în mișcarea lor sferospațială și dependent de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

### 7.7.2 Desemnarea formei profilului dinților satelitului și mișcarea punctului de referință

Relațiile cinematice ale interacțiunii satelitului cu mișcare sferospațială cu roata centrală a transmisiei precesionale sunt exprimate prin ecuațiile Euler, expuse în capitolul 3.

Elaborările teoretice prezentate în capitolul 3 pentru angrenarea *dinte - bolt*, modelele și metodele aplicate sunt în deplină măsură valabile și pentru angrenarea *dinte - dinte* ce urmează a fi examinată.

Pentru crearea contactului convex-concav al dinților angrenați cu mișcare sferospațială, admitem că profilul dinților satelitelui este desemnat cu curba *LEM*, spre exemplu, în arc de cerc de raza  $r$  cu originea în punctul  $G$  (fig. 7.39), denumit *punct de referință* al dinților satelitelui.



**Figura 7.39.** Descrierea traiectoriei mișcării originii  $G$  a razei arcului de cerc în coordonatele  $\zeta - \xi$ , proiectată pe planul  $P_1$

La mișcarea sferospațială a satelitelui, originea razei  $r$  a arcului de cerc plasată în punctul  $G$  descrie pe sfera cu raza  $R$  o traiectorie regulată cu amplitudinea  $A = R \operatorname{tg} \theta$  și perioada  $\pi D Z_2 / Z_1$ .

În sistemul mobil de coordonate  $O X_1 Y_1 Z_1$  legat cu satelitul, poziția originii  $G$  a razei arcului de cerc este determinată de coordonatele:

$$X_{1G} = 0, \quad Y_{1G} = -R \cos \delta, \quad Z_{1G} = -R \sin \delta, \quad (7.21)$$

unde  $\delta$  este unghiul axoidei conice.

Din ecuațiile cinematice Euler, luând în considerație (7.21) și relația cinematică dintre unghiurile  $\varphi$  și  $\psi$  exprimată prin  $\varphi = -Z_1\psi/Z_2$ , obținem coordonatele originii  $G$  a razei arcurilor de cerc  $X_G, Y_G, Z_G$  în funcție de unghiul de rotație a arborelui-manivelă  $\psi$ :

$$\begin{aligned} X_G &= R \cos \delta [-\cos \psi \sin (Z_1\psi/Z_2) + \sin \psi \cos (Z_1\psi/Z_2) \cos \theta] \\ &\quad - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\ Y_G &= -R \cos \delta [\sin \psi \sin (Z_1\psi/Z_2) + \cos \psi \cos (Z_1\psi/Z_2) \cos \theta] \\ &\quad + R \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\ Z_G &= -R \cos \delta \cos (Z_1\psi/Z_2) \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta. \end{aligned} \quad (7.22)$$

Originea  $G$  a razei arcului de cerc, cu care arbitrar sunt descriși dinții satelitului, se mișcă pe suprafața sferei cu raza  $R$  cu originea în centrul de precesie  $O$ , descriind traiectoria  $\zeta_1 = f(\xi_1)$ , exprimată prin coordonatele  $X_G, Y_G, Z_G$  (fig. 7.39).

Traectoria mișcării originii  $G$  a arcului de cerc  $LEM$  de pe sfera cu raza  $R$  o proiectăm pe planul  $P_1$  utilizând regulile trigonometriei sferice (v. subcapitolul 1.4 [9]). Astfel obținem traiectoria  $T_G$  a mișcării originii razei arcului de cerc  $G$  pe planul  $P_1$ , exprimată prin dependența  $\zeta_1 = f(\xi_1)$ .

### 7.7.3 Determinarea profilului dinților roții centrale

#### 7.7.3.1 Profilul exprimat prin traiectoria mișcării punctului de contact al dinților

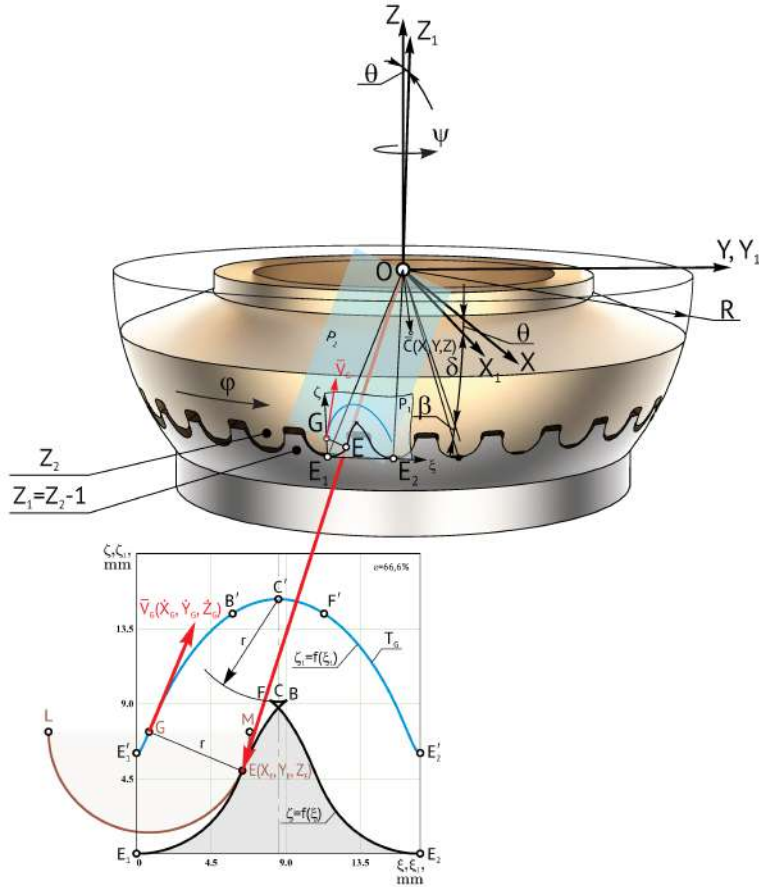
Cunoscând traiectoria  $\zeta_1 = f(\xi_1)$  a mișcării originii razei arcului de cerc  $G$ , exprimată în coordonatele  $X_G, Y_G, Z_G$  (fig. 7.40), determinăm poziția punctului de contact  $E$  al profilului dinților satelitului în arc de cerc cu profilul dinților roților centrale.

Punctul de contact  $E$  al dinților satelitului în arc de cerc și al roții centrale, pentru orice poziție unghiulară  $\psi$  a arborelui-manivelă, este situat la distanța razei  $r$  a arcului de cerc, pe normala la vectorul vitezei  $\mathbf{V}_G$  a originii acesteia în punctul  $G$  (fig. 7.40).

Familia punctelor de contact  $E$  obținută în cadrul unui ciclu de precesie  $0 < \psi < 2\pi Z_2/Z_1$  reprezintă profilul dinților roții centrale.

În continuare, pentru descrierea profilului dinților roții centrale determinăm proiecțiile vectorului vitezei  $\mathbf{V}_G$  pe axele de coordonate ale sistemului mobil  $OX_1Y_1Z_1$ .





**Figura 7.40.** Descrierea profilului dinților roții centrale prin vectorul vitezei  $V_G$  a originii  $G$  a arcului de cerc

În acest scop derivăm în timp ecuațiile (7.22) și obținem:

$$\begin{aligned}
 \dot{X}_G &= R\dot{\psi} \cos \delta \left[ \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \sin \psi \sin (\psi Z_1 / Z_2) \right. \\
 &\quad \left. + \left( \cos \theta - \frac{Z_1}{Z_2} \right) \cos \psi \cos (\psi Z_1 / Z_2) \right] - R\dot{\psi} \sin \delta \sin \theta \cos \psi, \\
 \dot{Y}_G &= -R\dot{\psi} \cos \delta \left[ \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \cos \psi \sin (\psi Z_1 / Z_2) \right. \\
 &\quad \left. - \left( \cos \theta - \frac{Z_1}{Z_2} \right) \sin \psi \cos (\psi Z_1 / Z_2) \right] - R\dot{\psi} \sin \delta \sin \theta \sin \psi, \\
 \dot{Z}_G &= R\dot{\psi} (Z_1 / Z_2) \cos \delta \sin \theta \sin (\psi Z_1 / Z_2),
 \end{aligned} \tag{7.23}$$

unde  $\dot{\psi}$  este viteza unghiulară a arborelui-manivelă.

Pentru determinarea poziției punctului de contact  $E$  al dinților pe suprafața sferică, identificăm ecuația unui plan  $P_2$  trasat perpendicular pe vectorul vitezei  $\mathbf{V}_G$ , care trece prin centrul de precesie  $O$  și originea razei arcului de cerc  $G$ . Ecuația planului  $P_2$  poate fi scrisă prin expresia:

$$[\mathbf{OG} \times \mathbf{OC}] \times \mathbf{V}_G = \mathbf{0}, \quad (7.24)$$

unde  $\mathbf{OG}$  și  $\mathbf{OC}$  sunt vectori care stabilesc poziția punctului de referință al dintelui satelitelui  $G$  în arc de cerc și, respectiv, a unui punct arbitrar  $C$  al planului  $P_2$  în raport cu originea sistemului imobil de coordonate  $OXYZ$  (fig. 7.40).

Produsul vectorial  $[\mathbf{OG} \times \mathbf{OC}]$  se exprimă în formă de determinant de ordinul trei și, deschizându-l după elementele primului rând, obținem:

$$\begin{aligned} [\mathbf{OG} \times \mathbf{OC}] &= \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_G & Y_G & Z_G \\ X & Y & Z \end{vmatrix} \\ &= \mathbf{i}(Y_G Z - Z_G Y) + \mathbf{j}(Z_G X - X_G Z) + \mathbf{k}(X_G Y - Y_G X), \end{aligned} \quad (7.25)$$

în care  $X_G, Y_G, Z_G$  sunt coordonatele punctului de referință  $G$  al dinților satelitelui în arc de cerc;  $X, Y, Z$  – coordonatele punctului arbitrar  $C$  pe planul  $P_2$ .

Analogic descriem ecuația vectorială  $[\mathbf{OG} \times \mathbf{OC}] \times \mathbf{V}_G = \mathbf{0}$ , utilizând (7.25), obținem:

$$\begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ Y_G Z - Z_G Y & Z_G X - X_G Z & X_G Y - Y_G X \\ \dot{X}_G & \dot{Y}_G & \dot{Z}_G \end{vmatrix} = 0, \quad (7.26)$$

iar după deschidere obținem ecuațiile:

$$\dot{Z}_G (X Z_G - Z X_G) - \dot{Y}_G (Y X_G - X Y_G) = 0, \quad (7.27)$$

$$\dot{X}_G (Y X_G - X Y_G) - \dot{Z}_G (Z Y_G - Y Z_G) = 0, \quad (7.28)$$

$$\dot{Y}_G (Z Y_G - Y Z_G) - \dot{X}_G (X Z_G - Z X_G) = 0. \quad (7.29)$$

Ecuația (7.29) rezultă din (7.27) și (7.28) și poate fi adoptată ca ecuația planului  $P_2$  din figura 7.40.

Pentru identificarea coordonatelor punctului de contact  $E$  al profilului dinților satelitelui în arc de cerc cu profilul dinților roții centrale, luăm în considerare că punctul  $E$  aparține simultan planului  $P_2$  și sferei cu raza  $R$ .

Din aceste considerente, coordonatele punctului  $E$  satisfac ecuația planului  $P_2$ , din care motiv putem scrie ecuația:

$$(Z_G X_E - X_G Z_E) \dot{X}_G - (Y_G Z_E - Z_G Y_E) \dot{Y}_G = 0. \quad (7.30)$$

Punctul de contact al dinților  $E$  aparține concomitent și sferei cu raza  $R$ , adică coordonatele lui satisfac ecuația acesteia:

$$X_E^2 + Y_E^2 + Z_E^2 - R^2 = 0. \quad (7.31)$$

Din figura 7.39 observăm că unghiul dintre vectorii poziției punctului de referință al dintelui în arc de cerc  $\mathbf{OG}$  al satelitului și vectorul poziției punctului de contact  $E$  al dinților  $\mathbf{OE}$  reprezintă unghiul de conicitate  $\beta$  al dinților satelitului în arc de cerc, din care rezultă:

$$\mathbf{OG} \cdot \mathbf{OE} = R^2 \cos \beta \quad (7.32)$$

sau

$$X_E X_G + Y_E Y_G + Z_E Z_G - R^2 \cos \beta = 0. \quad (7.33)$$

Din ecuația (7.33) determinăm:

$$X_E = (R^2 \cos \beta - Y_E Y_G - Z_E Z_G) / X_G. \quad (7.34)$$

Pentru determinarea coordonatei  $Y_E$  a punctului de contact al dinților  $E$ , înlocuim (7.34) în (7.30) și obținem:

$$Y_E = k_1 Z_E - d_1, \quad (7.35)$$

iar înlocuind (7.35) în (7.34), obținem expresia coordonatei  $X_E$  a punctului de contact:

$$X_E = k_2 Z_E + d_2, \quad (7.36)$$

unde

$$\begin{aligned} k_1 &= \left[ X_G \left( X_G \cdot \dot{X}_G + Y_G \dot{Y}_G \right) + Z_G^2 \dot{X}_G \right] / \left( X_G \dot{Y}_G - Y_G \dot{X}_G \right) Z_G, \\ d_1 &= R^2 \cos \beta \dot{X}_G / \left( X_G \dot{Y}_G - Y_G \dot{X}_G \right), \\ k_2 &= - (k_1 Y_G + Z_G) / X_G, \\ d_2 &= (R^2 \cos \beta + d_1 Y_G) / X_G. \end{aligned} \quad (7.37)$$

Înlocuind (7.35) și (7.36) în (7.31) și rezolvând ecuația obținută în raport cu coordonata  $Z_E$  a punctului de contact  $E$ , obținem:

$$Z_E = \frac{(k_1 d_1 - k_2 d_2) \pm \left[ (k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1) (R^2 - d_1^2 - d_2^2) \right]^{1/2}}{(k_1^2 + k_2^2 + 1)}. \quad (7.38)$$

Este de menționat că curba profilului dinților roții centrale este echidistantă de traiectoria mișcării originii  $G$  a razei arcului de cerc, iar pentru orice unghi de rotire  $\psi$  al arborelui-manivelă trebuie să se îndeplinească condiția  $Z_E < Z_G$ .

După unele transformări ale expresiei (7.38), coordonata  $Z_E$  poate fi determinată prin relația:

$$Z_E = \frac{(k_1 d_1 - k_2 d_2) - \left[ (k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2) \right]^{1/2}}{(k_1^2 + k_2^2 + 1)}. \quad (7.39)$$

Relațiile (7.35), (7.36) și (7.39) determină coordonatele  $X_E$ ,  $Y_E$  și  $Z_E$  ale punctului de contact  $E$  al dinților, mulțimea căroră în cadrul unui ciclu de precesie reprezintă profilul dinților roții centrale, plasat pe sferă.

Angrenajul precesional fiind conic, cu prelungirile generatoarelor intersectate în centrul de precesie, este oportun să examinăm profilul dinților în secțiune normală, spre exemplu, în planul  $P_1$  trasat prin punctele  $E_1$  și  $E_2$  perpendicular pe planul  $OE_1E_2$  (fig. 7.40).

Coordonatele  $X_E$ ,  $Y_E$ ,  $Z_E$  ale punctelor  $E_1$  și  $E_2$  de pe profilul dinților pe sferă se determină din relațiile (7.32), (7.35) și (7.39) pentru unghiurile de precesie  $\psi = 0$  și  $\psi = 2\pi \frac{Z_2}{Z_1}$ , corespunzătoare unui ciclu de precesie, iar ecuația planului – din condiția:

$$[\mathbf{E}_1 \mathbf{E}_2 \times \mathbf{E}_1 \mathbf{E}] [\mathbf{O} \mathbf{E}_1 \times \mathbf{O} \mathbf{E}_2] = 0, \quad (7.40)$$

unde  $E$  este un punct arbitrar de pe planul  $P_1$ .

Produsele vectoriale din (7.40) se calculează conform teoriei matriceale:

$$\begin{aligned} [\mathbf{E}_1 \mathbf{E}_2 \times \mathbf{E}_1 \mathbf{E}] &= \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_{E_2} - X_{E_1} & Y_{E_2} - Y_{E_1} & Z_{E_2} - Z_{E_1} \\ X - X_{E_1} & Y - Y_{E_1} & Z - Z_{E_1} \end{vmatrix} \\ &= \mathbf{i} [(Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z - Z_{E_1}) - (Y - Y_{E_1})(Z_{E_2} - Z_{E_1})] \\ &\quad + \mathbf{j} [(X - X_{E_1})(Z_{E_2} - Z_{E_1}) - (Z - Z_{E_1})(X_{E_2} - X_{E_1})] \\ &\quad + \mathbf{k} [(Y - Y_{E_1})(X_{E_2} - X_{E_1}) - (X - X_{E_1})(Y_{E_2} - Y_{E_1})] \end{aligned} \quad (7.41)$$

și

$$[\mathbf{O} \mathbf{E}_1 \times \mathbf{O} \mathbf{E}_2] = \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_{E_1} & Y_{E_1} & Z_{E_1} \\ X_{E_2} & Y_{E_2} & Z_{E_2} \end{vmatrix} = n_x \mathbf{i} + n_y \mathbf{j} + n_z \mathbf{k}, \quad (7.42)$$

unde

$$n_x = Y_{E_1} Z_{E_2} - Y_{E_2} Z_{E_1}, \quad n_y = X_{E_2} Z_{E_1} - X_{E_1} Z_{E_2}, \quad n_z = X_{E_1} Y_{E_2} - X_{E_2} Y_{E_1}$$

Substituind (7.41) și (7.42) în (7.40), obținem ecuația planului  $P_1$ :

$$\begin{aligned} & [(Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z - Z_{E_1}) - (Y - Y_{E_1})(Z_{E_2} - Z_{E_1})] n_x \\ & + [(X - X_{E_1})(Z_{E_2} - Z_{E_1}) - (X_{E_2} - X_{E_1})(Z - Z_{E_1})] n_y \\ & + [(X_{E_2} - X_{E_1})(Y - Y_{E_1}) - (X - X_{E_1})(Y_{E_2} - Y_{E_1})] n_z = 0. \end{aligned} \quad (7.43)$$

Utilizând regulile trigonometriei sferice, proiectăm profilul dinților de pe sfera cu raza  $R$  pe planul  $P_1$  exprimat prin coordonatele punctelor  $E_N$  de intersecție cu acesta a familiei dreptelor trecătoare prin centrul de precizie  $O$  și comunitatea punctelor  $N$  de pe profilul dinților pe sferă. Ecuația directoarei-proiectoare de forma liniei drepte, care trece prin centrul de precizie  $O$  și punctele  $E_N$ , o prezentăm prin expresiile:

$$Y = \frac{XY_E}{X_E}, \quad Z = \frac{XZ_E}{X_E}. \quad (7.44)$$

Din ecuațiile planului  $P_1$  (7.43) și ale dreptei (7.44) obținem:

$$\begin{aligned} & \left[ (Y_{E_2} - Y_{E_1}) \left( \frac{Z_E X}{X_E} - Z_{E_1} \right) - (Z_{E_2} - Z_{E_1}) \left( \frac{Y_E X}{X_E} - Y_{E_1} \right) \right] n_x \\ & + \left[ (Z_{E_2} - Z_{E_1}) (X - X_{E_1}) - \left( \frac{Z_E X}{X_E} - Z_{E_1} \right) (X_{E_2} - X_{E_1}) \right] n_y \\ & + \left[ (X_{E_2} - X_{E_1}) \left( \frac{XY_E}{X_E} - Y_{E_1} \right) - (X - X_{E_1}) (Y_{E_2} - Y_{E_1}) \right] n_z = 0. \end{aligned} \quad (7.45)$$

Rezolvând ecuația (7.45) în funcție de  $X$ , obținem:

$$X_N = X = \frac{X_E \Delta_1}{\Delta_2}, \quad (7.46)$$

unde

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= (X_{E_2} - X_{E_1})(Y_{E_1} n_z - Z_{E_1} n_y) + (Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z_{E_1} n_x - X_{E_1} n_z) \\ &\quad + (Z_{E_2} - Z_{E_1})(X_{E_1} n_y - Y_{E_1} n_x), \\ \Delta_2 &= (X_{E_2} - X_{E_1})(Y_E n_z - Z_E n_y) + (Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z_E n_x - X_E n_z) \\ &\quad + (Z_{E_2} - Z_{E_1})(X_E n_y - Y_E n_x). \end{aligned}$$

Coordonatele  $Y_N$  și  $Z_N$  se determină din relațiile (7.44), în care  $X$  se substituie cu  $X_N$  calculat din ecuația (7.46).

Pentru proiectarea profilului dinților roții centrale în două coordonate  $\zeta$  și  $\xi$  în planul  $P_1$  trasăm sistemul de coordonate  $E_1 \xi \zeta$  cu originea în punctul  $E_1$ , a cărui axă  $E_1 \xi$  trece prin punctul  $E_2$  (fig. 7.40). De la coordonatele  $X_N$ ,  $Y_N$  și  $Z_N$  trecem la coordonatele  $\xi$  și  $\zeta$  utilizând relațiile:

$$\xi = \frac{[(E_1 E_2)^2 + \nu_1^2 - \nu_2^2]}{2(E_1 E_2)}, \quad \zeta = \sqrt{\nu_1^2 - \xi^2}, \quad (7.47)$$

unde

$$(E_1 E_2)^2 = (X_{E_2} - X_{E_1})^2 + (Y_{E_2} - Y_{E_1})^2 + (Z_{E_2} - Z_{E_1})^2, \quad (7.48)$$

$$\nu_1^2 = (E_1 E_N)^2 = (X_N - X_{E_1})^2 + (Y_N - Y_{E_1})^2 + (Z_N - Z_{E_1})^2, \quad (7.49)$$

$$\nu_2^2 = (E_2 E_N)^2 = (X_N - X_{E_2})^2 + (Y_N - Y_{E_2})^2 + (Z_N - Z_{E_2})^2. \quad (7.50)$$

Expresiile (7.47) reprezintă coordonatele punctelor curbei, familia cărora constituie profilul flancurilor dinților roții centrale, proiectat pe planul  $P_1$ , exprimat în formă parametrică prin varierea unghiului de precesie de la  $\psi = 0$  până la  $\psi = 2\pi Z_2/Z_1^2$ .

Pentru identificarea particularităților contactului dinților satelitului precesional cu profil desemnat în arc de cerc și al dinților roții centrale cu profil descris în coordonatele  $\xi$  și  $\zeta$ , determinăm traiectoria mișcării în planul  $P_1$  a originii  $G$  a razei arcurilor de cerc la un ciclu de precesie  $0 < \psi < 2\pi Z_2/Z_1$ .

Pentru aceasta, notăm prin  $X_n$ ,  $Y_n$  și  $Z_n$  coordonatele punctelor de intersecție cu planul  $P_1$  a dreptei care trece prin centrul de precesie  $O$  și originea  $G$  a arcurilor de cerc. Coordonatele  $X_n$ ,  $Y_n$  și  $Z_n$  se determină prin substituirea coordonatelor  $X_E$ ,  $Y_E$  și  $Z_E$  cu coordonatele  $X_G$ ,  $Y_G$  și  $Z_G$ . Prin urmare:

$$\begin{aligned} X_n &= \frac{X_G \Delta_1}{\Delta_3} \\ Y_n &= \frac{Y_G X_n}{X_G}, \\ Z_n &= \frac{Z_G X_n}{X_G}, \end{aligned} \quad (7.51)$$

unde

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= (X_{E_2} - X_{E_1})(Y_{E_1} n_z - Z_{E_1} n_y) + (Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z_{E_1} n_x - X_{E_1} n_z) \\ &\quad + (Z_{E_2} - Z_{E_1})(X_{E_1} n_y - Y_{E_1} n_x), \\ \Delta_3 &= (X_{E_2} - X_{E_1})(Y_D n_z - Z_D n_y) + (Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z_D n_x - X_D n_z) \\ &\quad + (Z_{E_2} - Z_{E_1})(X_D n_y - Y_D n_x). \end{aligned}$$

Pentru proiectarea traiectoriei mișcării originii  $G$  a arcurilor de cerc în 2D, trecem de la coordonatele  $X_n$ ,  $Y_n$  și  $Z_n$  la coordonatele carteziene  $\xi_1$ ,  $\zeta_1$  utilizând relațiile:

$$\xi_1 = \frac{[(E_1 E_2)^2 - S_1^2 - S_2^2]}{2(E_1 E_2)}, \quad \zeta_1 = \sqrt{S_1^2 - \xi_1^2}, \quad (7.52)$$

unde

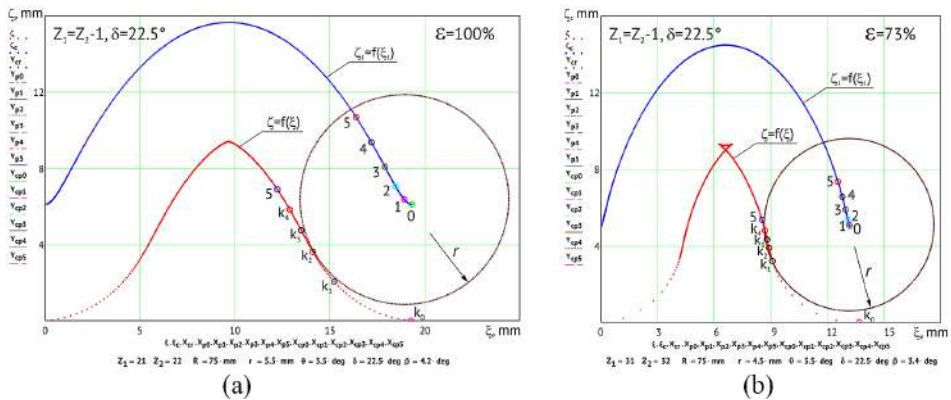
$$S_1^2 = (X_n - X_{E_1})^2 + (Y_n - Y_{E_1})^2 + (Z_n - Z_{E_1})^2, \quad (7.53)$$

$$S_2^2 = (X_n - X_{E_2})^2 + (Y_n - Y_{E_2})^2 + (Z_n - Z_{E_2})^2, \quad (7.54)$$

$$(E_1 E_2)^2 = (X_{E_2} - X_{E_1})^2 + (Y_{E_2} - Y_{E_1})^2 + (Z_{E_2} - Z_{E_1})^2. \quad (7.55)$$

Funcția  $\xi_1$  de  $\zeta_1$  (7.52) reprezintă proiecția traiectoriei mișcării originii  $G$  a arcurilor de cerc pe planul  $P_1$ , iar funcția  $\xi$  de  $\zeta$  (7.47) reprezintă profilul dinților roții centrale proiectat pe planul  $P_1$ .

În figura 7.41 sunt prezentate profilogramele dinților angrenajului dințat  $Z_1-Z_2$  cu configurația parametrică  $Z_1 = 21, Z_2 = 22, r = 5,5 \text{ mm}, \theta = 3,5^\circ, \delta = 22,5^\circ$  și  $R = 75 \text{ mm}$  (a) și ale angrenajului dințat  $Z_3-Z_4$  cu configurația parametrică  $Z_3 = 31, Z_4 = 32, r = 4,5 \text{ mm}, \theta = 3,5^\circ, \delta = 22,5^\circ$  și  $R = 75 \text{ mm}$  ale reductorului precesional  $2K-H$  cu raportul de transmitere  $i = -67,2$ .



**Figura 7.41.** Profilogramele de referință ale flancurilor dinților roților centrale  $\zeta = f(\xi)$  pentru angrenajul precesional dințat  $2K-H, i = -67,2$  cu multiplicitatea de referință  $\varepsilon = 100\%$  (a) și  $\varepsilon = 73\%$  (b)

Profilurile dinților roților centrale sunt prezentate prin funcțiile  $\zeta = f(\xi)$  construite după relațiile (7.46), iar ale dinților satelitului sunt prescise în arc de cerc cu raza  $r$ . Multiplicitatea de referință în angrenajul  $Z_1-Z_2$  este de 100%, iar în angrenajul  $Z_3-Z_4$  (b) – de 73%. Punctele  $k_0, k_1, k_2, \dots, k_i$  de pe curba  $\zeta = f(\xi)$  reprezintă contactul flancurilor dinților roții imagineare centrale din angrenajul real cu arcurile de cerc cu originile razelor amplasate corespunzător în punctele  $0, 1, 2, \dots, i$  de pe curba  $\zeta_1 = f(\xi_1)$ . Punctele de contact  $k_0, k_1, k_2, \dots, k_i$  de pe curba  $\zeta = f(\xi)$ , precum și originile razelor de curbură ale arcurilor de cerc  $0, 1, 2, \dots, i$  de pe curba  $\zeta_1 = f(\xi_1)$  corespund unghiurilor de poziționare a arborelui-manivelă, determinate de relația

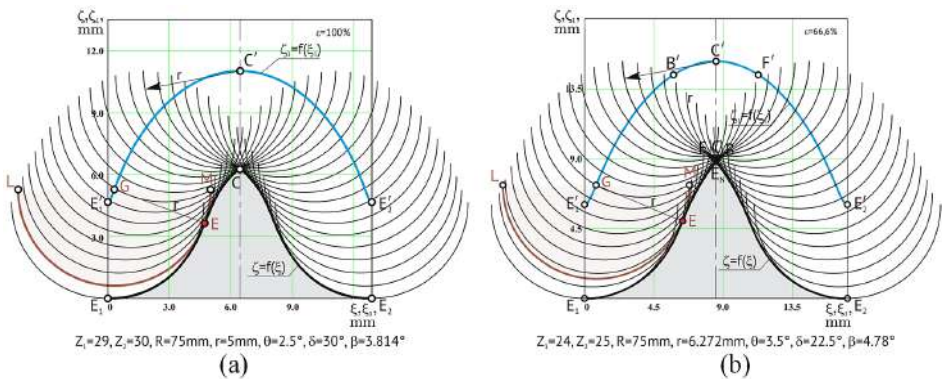
$\psi = 360iZ_2/Z_1^2$ , unde  $i$  este numărul de ordine al contactului perechilor de dinți angrenați.

Din figura 7.41 (a, b) observăm că viteza de alunecare dintre flancurile dinților și diferența razelor de curbură în punctele de contact  $k_0, k_1, k_2, \dots, k_i$  sunt variabile în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .

**Remarca 7.5.** *Tendențele de variație a vitezei relative de alunecare dintre flancuri și a diferenței razelor de curbură ale profilurilor conjugate reprezintă două aspecte determinante ale majorării portanței contactului dinților și a randamentului mecanic al angrenajului precesional dințat  $A^D$ .*

### 7.7.3.2 Profilul exprimat prin înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc

Admitem condiția uzuală că  $LEM$  este o curbă de forma arcului de cerc (fig. 7.42), care prescrie arbitrar profilul dinților coroanelor satelitelui cu mișcare sferospațială cu un punct fix. Curba  $E_1CE_2$  (fig. 7.42 a) sau  $E_1E_NE_2$  (fig. 7.42 b) reprezintă înfășurătoarea familiilor arcurilor de cerc  $LEM$  cu raza  $r$  cu originea  $G$  amplasată pe traiectoria mișcării acestuia  $E'_1C'E'_2$  (fig. 7.42 a) sau  $E'_1B'C'F'E'_2$  (fig. 7.42 b) în sistemul imobil de coordonate  $OXYZ$ . Înfășurătoarele poziționării profilurilor dinților satelitelui în arc de cerc în cadrul unui ciclu de precesie  $0 < \psi < 2\pi$  reprezintă profilul dinților roții centrale.



**Figura 7.42.** Descrierea profilului dinților roții centrale prin înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc în angrenarea cu multiplicitatea frontală de referință  $\varepsilon = 100\%$  (a) și  $\varepsilon < 66,6\%$  (b)

Pentru descrierea analitică a profilului dinților roții centrale  $E_1CE_2$  (fig. 7.42 a) sau  $E_1E_NE_2$  (fig. 7.42 b), identificăm ecuația înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc  $LEM$  utilizând ecuațiile suprafeței flancurilor dinților satelitelui în arc de cerc și parametrilor mișcării relative a acestora.



Pentru simplificarea identificării înfășurătoarei, transferăm coordonatele originii razei arcului de cerc  $G$  în sistemul mobil de coordonate  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$  legat cu roata centrală conform relațiilor:

$$\begin{aligned}\bar{X}_G &= X_G \cos \psi_3 + Y_G \sin \psi_3, \\ \bar{Y}_G &= -X_G \sin \psi_3 + Y_G \cos \psi_3, \\ \bar{Z}_G &= Z_G,\end{aligned}\tag{7.56}$$

unde  $\bar{X}_G, \bar{Y}_G, \bar{Z}_G$  sunt coordonatele originii razei de curbură a arcului de cerc  $G$  în sistemul mobil de coordonate  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ ,  $\psi_3 = \psi/i$  – unghiul de rotire a roții centrale,  $i$  – raportul de transmitere a transmisiei precesionale.

Ecuatiile (7.56) reprezintă desfășurata traiectoriei mișcării originii  $G$  a razei arcului de cerc  $r$  pe sfera cu raza  $R$ .

Reprezentăm apoi suprafața de lucru a flancurilor dinților satelitului cu profil în arc de cerc în forma conică cu prelungirile generatoarelor intersectate în centrul de precesie  $O$  (în secțiunea normală) în sistemul mobil de coordonate  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ , utilizând condiția din geometria diferențială:

$$r\mathbf{e} = r \cos \beta \text{ sau } X\bar{X}_G + Y\bar{Y}_G + Z\bar{Z}_G = Rr \cos \beta,\tag{7.57}$$

în care  $\mathbf{e}$  este vectorul unitar de-a lungul axei conului dinților cu profil în arc de cerc,  $\beta$  – unghiul de vârf al suprafeței conice a dinților cu profil în arc de cerc.

Ecuția înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc  $LEM$  pe sfera cu raza  $R$  o determinăm rezolvând în comun ecuațiile ce descriu înfășurătoarea familiei suprafețelor flancurilor dinților satelitului cu profil în arc de cerc:

$$\begin{aligned}\Phi(X, Y, Z, \psi) &= XX_G + YY_G + ZZ_G - Rr \cos \beta = 0, \\ \frac{d\Phi}{d\psi}(X, Y, Z, \psi) &= 0\end{aligned}\tag{7.58}$$

și ecuația suprafeței sferei:

$$X^2 + Y^2 + Z^2 - R^2 = 0.\tag{7.59}$$

Pentru aceasta, din ecuațiile (7.59) și (7.60) scriem:

$$\begin{aligned}
 \frac{d\Phi}{d\psi} &= X \frac{\partial \bar{X}_G}{\partial \psi} + Y \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} + Z \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi}, \\
 \frac{\partial \bar{X}_G}{\partial \psi} &= \frac{\partial X_G}{\partial \psi} \cos \psi_3 - \frac{X_G}{u} \sin \psi_3 + \frac{\partial Y_G}{\partial \psi} \sin \psi_3 + \frac{Y_G}{u} \cos \psi_3, \\
 \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} &= -\frac{\partial X_G}{\partial \psi} \sin \psi_3 - \frac{X_G}{u} \cos \psi_3 + \frac{\partial Y_G}{\partial \psi} \cos \psi_3 - \frac{Y_G}{u} \sin \psi_3, \\
 \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} &= \frac{\partial Z_G}{\partial \psi}, \\
 \frac{\partial X_G}{\partial \psi} &= -R \cos \delta (1 - \cos \theta) \cos 2\psi - R \sin \delta \sin \theta \cos \psi, \\
 \frac{\partial Y_G}{\partial \psi} &= -R \cos \delta (1 - \cos \theta) \sin 2\psi - R \sin \delta \sin \theta \cos \psi, \\
 \frac{\partial Z_G}{\partial \psi} &= R \cos \delta \sin \theta \sin \psi.
 \end{aligned} \tag{7.60}$$

După înlocuirea (7.60) în (7.58) și (7.59), obținem ecuațiile înfășurătoarei pe sferă:

$$\begin{aligned}
 X_i &= \frac{-(ab + de) \pm \sqrt{(ab + de)^2 + (1 + a^2 + d^2)(R^2 - b^2 - e^2)}}{1 + a^2 + d^2}, \\
 Y_i &= aX_i + b, \\
 Z_i &= dX_i + e,
 \end{aligned} \tag{7.61}$$

unde

$$\begin{aligned}
 a &= \left( \bar{X}_G \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} - \bar{Z}_G \frac{\partial \bar{X}_G}{\partial \psi} \right) / \left( \bar{Z}_G \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} - \bar{Y}_G \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} \right), \\
 b &= \left( -R^2 \cos \beta \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} \right) / \left( \bar{Z}_G \frac{\partial \bar{Y}_G}{\partial \psi} - \bar{Y}_G \frac{\partial \bar{Z}_G}{\partial \psi} \right), \\
 d &= -\frac{(\bar{X}_G + a\bar{Y}_G)}{\bar{Z}_G}, \quad e = \frac{R^2 \cos \beta - b\bar{Y}_G}{\bar{Z}_G}.
 \end{aligned}$$

Ecuațiile (7.61) reprezintă înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc pe sferă și, respectiv, profilul dinților roților centrale. Pentru identificarea profilului dinților roții centrale, în secțiunea normală proiectăm înfășurătoarea de pe sferă pe un plan  $P$  perpendicular pe două directoare trecătoare prin două puncte similare și vecine de pe profilul dinților pe sferă, spre exemplu prin  $E_1$  și  $E_2$  corespunzător (fig. 7.40), coordonatele cărora pot fi exprimate

prin:

$$\begin{aligned}
 X_{E_1} &= X_1 = X_i \Big|_{\psi=0} \\
 Y_{E_1} &= Y_1 = Y_i \Big|_{\psi=0} = -R \cos(\delta + \theta + \beta) , \\
 Z_{E_1} &= Z_1 = Z_i \Big|_{\psi=0} = -R \cos(\beta + \delta + \theta) , \\
 X_{E_2} &= X_2 = X_i \Big|_{\psi = \frac{2\pi Z_2}{Z_1}} ; Y_{E_2} = Y_2 = Y_i \Big|_{\psi = \frac{2\pi Z_2}{Z_1}} , \\
 Z_{E_2} &= Z_2 = Z_i \Big|_{\psi = \frac{2\pi Z_2}{Z_1}} .
 \end{aligned} \tag{7.62}$$

Pentru proiectarea înfășurătoarei de pe sferă, prin punctele  $E_1$  și  $E_2$ , trasăm un plan  $P_1$  perpendicular directoarelor  $OE_1$  și  $OE_2$  (fig. 7.43). Ecuația acestui plan poate fi identificată din condiția:

$$[\mathbf{E}_1 \mathbf{E}_2 \times \mathbf{E}_1 \mathbf{E}] [\mathbf{O} \mathbf{E}_1 \times \mathbf{O} \mathbf{E}_2] = 0, \tag{7.63}$$

unde  $E$  este un punct arbitrar de pe planul  $P_1$ . Ecuația (7.63) o reprezentăm în forma:

$$\begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_2 - X_1 & Y_2 - Y_1 & Z_2 - Z_1 \\ X - X_1 & Y - Y_1 & Z - Z_1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} i & j & k \\ X_1 & Y_1 & Z_1 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 \end{vmatrix} = 0$$

sau

$$A_1 X + B_1 Y + C_1 Z + D_1 = 0, \tag{7.64}$$

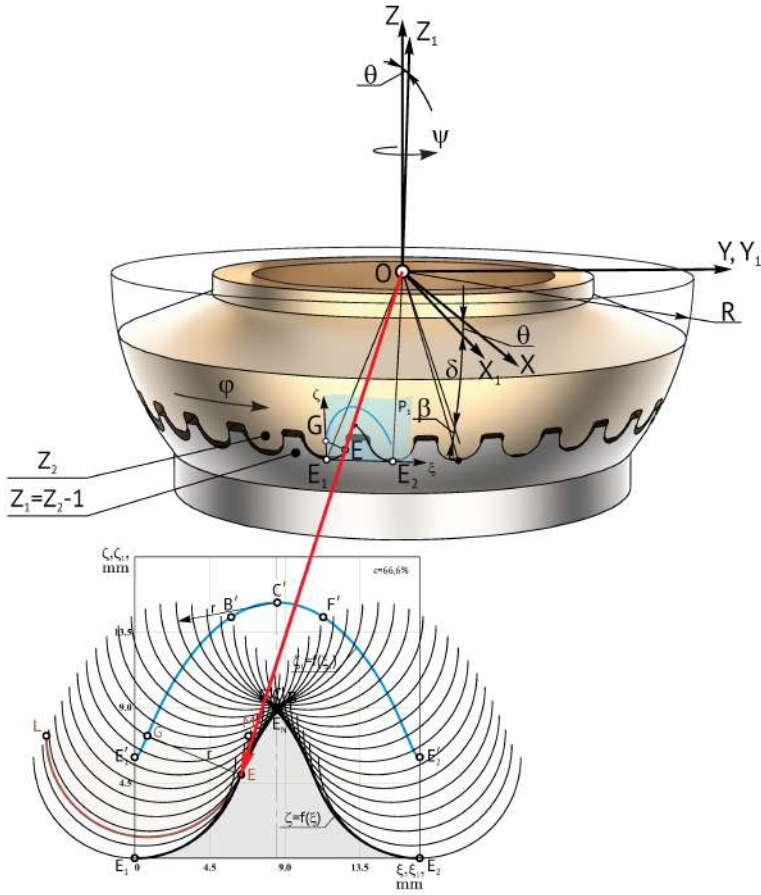
unde

$$\begin{aligned}
 A_1 &= (Z_2 - Z_1)(X_2 Z_1 - X_1 Z_2) - (Y_2 - Y_1)(X_1 Y_2 - X_2 Y_1) , \\
 B_1 &= (X_2 - X_1)(X_1 Y_2 - X_2 Y_1) - (Z_2 - Z_1)(Y Z_2 - Z_1 Y_2) , \\
 C_1 &= (Y_2 - Y_1)(Y_1 Z_2 - Z_1 Y_2) - (X_2 - X_1)(Z_1 X_2 - X_1 Z_2) , \\
 D_1 &= -A_1 X_1 - B_1 Y_1 - C_1 Z_1 .
 \end{aligned}$$

În continuare, utilizând regulile trigonometriei sferice, proiectăm înfășurătoarea exprimată prin ecuațiile (7.61) de pe sferă pe planul  $P_1$ , descris prin ecuația (7.64). Pentru aceasta, identificăm locul geometric al punctelor de intersecție ale familiei de drepte trecătoare prin centrul de precesie  $O$  și punctele ce formează înfășurătoarea pe sferă.

Ecuația dreptei trecătoare prin centrul de precesie  $O$  și un punct arbitrar  $E$  de pe înfășurătoarea (7.61) are forma:

$$Y = X \frac{Y_i}{X_i}, \quad Z = X \frac{Z_i}{X_i}. \tag{7.65}$$



**Figura 7.43.** Descrierea profilului dinților roții centrale prin înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc în sistemul mobil de coordonate  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$

Rezolvând în comun ecuațiile (7.64) și (7.65), obținem ecuațiile înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc (7.64) în sistemul de coordonate  $OXYZ$ .

$$\begin{aligned}
 X_{iP} &= -\frac{D_1 X_i}{A_1 X_i + B_1 Y_i + C_1 Z_i}, \\
 Y_{iP} &= X \frac{Y_i}{X_i}, \\
 Z_{iP} &= X \frac{Z_i}{X_i}.
 \end{aligned}
 \tag{7.66}$$

Pentru prezentarea înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc în 2D, trecem de la prezentarea înfășurătoarei în coordonatele  $X, Y, Z$  în sistemul de coordonate  $OXYZ$  la ecuația acestuia în coordonatele  $\xi$  și  $\zeta$  în sistemul de coordonate  $E_1\xi\zeta$ , amplasat în planul  $P_1$  (7.64) (fig. 7.43), conform

expresiilor:

$$\begin{aligned}
 E_1 E_2 &= \sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2}, \\
 E_1 E &= \sqrt{(X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2} = \sqrt{\xi^2 + \zeta^2}, \\
 E_2 E &= \sqrt{(X - X_2)^2 + (Y - Y_2)^2 + (Z - Z_2)^2} = \sqrt{(E_1 E_2 - \xi)^2 + \zeta^2}.
 \end{aligned} \tag{7.67}$$

Rezolvând (7.67), obținem ecuațiile înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc (fig. 7.43), proiectată în 2D pe planul  $P_1$  în coordonatele  $\xi$  și  $\zeta$ . Funcția  $\xi = f(\zeta)$  exprimă înfășurătoarea profilurilor dinților satelitului în arc de cerc și reprezintă profilul dinților roții centrale în secțiune normală, definit prin expresiile:

$$\begin{aligned}
 \xi &= \left\{ (E_1 E_2)^2 + (X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2 \right. \\
 &\quad \left. - (X - X_2)^2 + (Y - Y_2)^2 + (Z - Z_2)^2 \right\} (2E_1 E_2)^{-1}, \\
 \zeta &= \sqrt{(X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2 - \xi^2}.
 \end{aligned} \tag{7.68}$$

Profilul dinților roții centrale în secțiune normală este proiectat în sistemul de modelare CAD/CAM/CAE/CATIA V5R7.

**Remarca 7.6.** *Principiul de formare a înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc descrise cu ecuațiile 7.68, cu amplasarea originilor razelor acestora pe curba descrisă cu ecuațiile 7.56, reprezintă modelul cinematic al procedeelelor  $G_{r,s}$  de generare prin rulare spațială a dinților roții centrale, cu reproducerea geometriei și a cinematicii interacțiunii dinților din transmisia precesională reală.*

#### 7.7.4 Contact convex-concav precesional cu geometrie transformabilă

Indicatorii funcționali principali ai unei transmisii mecanice, din care derivă caracteristica nivelului ei tehnic, sunt:

- posibilitățile cinematice exprimate prin raportul de transmitere a mișcării;
- capacitatea portantă;
- randamentul mecanic.

Pentru utilizatorii de transmisii mecanice, pe lângă indicatorii menționați, are importanță și prețul de cost, care deseori domină gradul lor de competitivitate pe piața de desfacere.

În contextul prezentării unei analize complexe a transmisiilor planetare precesionale, în capitolul 2 sunt descrise posibilitățile cinematice unice

de realizare a rapoartelor de transmitere în transmisiile precesionale de tipurile  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și complexe  $3K-2H$ ; în capitolul 5 sunt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale ale indicatorilor funcționali, efectuate pe o gamă largă de reductoare experimentale; în capitolul 8 sunt descrise tehnologiile de generare a danturilor roților dințate cu profil nestandardizat, de care depind în mare măsură prețurile de cost ale transmisiilor, iar în capitolele 9 și 10 sunt prezentate exemple de aplicație a transmisiilor precesionale în diverse domenii.

Analiza complexă a rezultatelor prezentate în capitolele 2, 5, 8, 9 și 10 referitoare la indicatorii nivelului tehnic se rezumă la următoarele concluzii:

**Concluzia 7.1.** *Transmisiile precesionale nu au analogi printre transmisiile cunoscute la scară mondială privind diapazonul larg de realizare a rapoartelor de transmitere, inclusiv posibilitățile cinematice de a funcționa în regim de reductor, multiplicator sau diferențial.*

**Concluzia 7.2.** *Capacitatea portantă și randamentul mecanic rămân a fi două obiective importante pentru cercetarea-dezvoltarea transmisiilor precesionale cu angrenaje  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$ , și a angrenărilor  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ .*

**Concluzia 7.3.** *Soluțiile tehnice privind majorarea capacității portante și a randamentului mecanic sunt abordate în complex prin transformarea geometriei contactului cu considerarea cinematicii punctului de contact al dinților.*

Astfel, în continuare vom aborda în complex problemele referitoare la majorarea capacității portante și a randamentului mecanic al transmisiilor precesionale prin transformarea geometriei contactului dinților în angrenare.

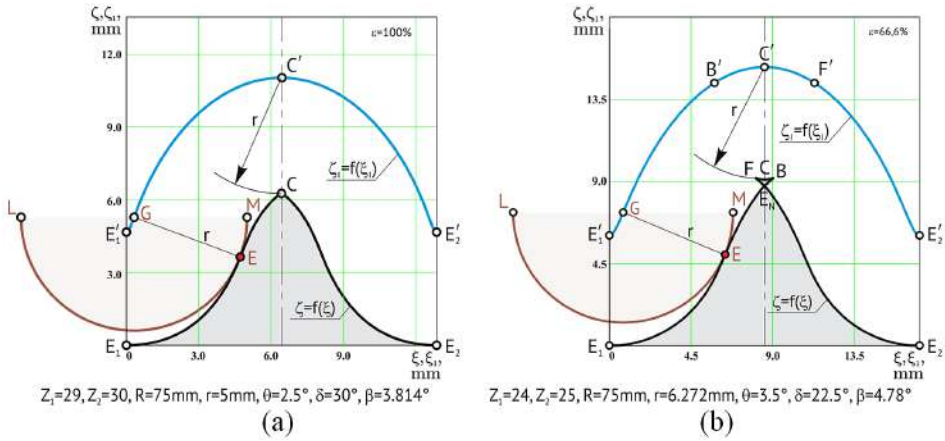
#### 7.7.4.1 Contact convex-concav cu diferența mică a razelor de curbură a flancurilor dinților

Din punctul de vedere al mecanicii solidului deformabil, de parametrii de formă a contactului dinților în angrenare depinde capacitatea portantă și distribuția sarcinii în contact, care la rândul lor determină majoritatea indicatorilor funcționali ai transmisiei.

Parametrii de formă generalizatori ai contactului dinților în angrenajele transmisiilor mecanice sunt raza de curbura echivalentă a profilurilor dinților și parametrii diferenței curburilor flancurilor conjugate.

În cadrul proiectării geometriei contactului dinților în angrenajul precesional, s-a admis că  $LEM$  este o curbă de forma arcului de cerc (fig. 7.44 a, b), care prescrie profilul dinților coroanelor satelitului cu mișcare sferospațială cu un punct fix, iar curba  $E_1ECE_2$  (fig. 7.44 a) sau  $E_1EE_nE_2$  (fig. 7.44 b) reprezintă profilul flancurilor dinților roții centrale, exprimat prin înfășurătoare-

le familiilor arcurilor de cerc  $LEM$  de raza  $r$  cu originea  $G$  amplasată pe traiectoria mișcării acestuia în cadrul unui ciclu de precesie  $0 < \psi < 2\pi$ .



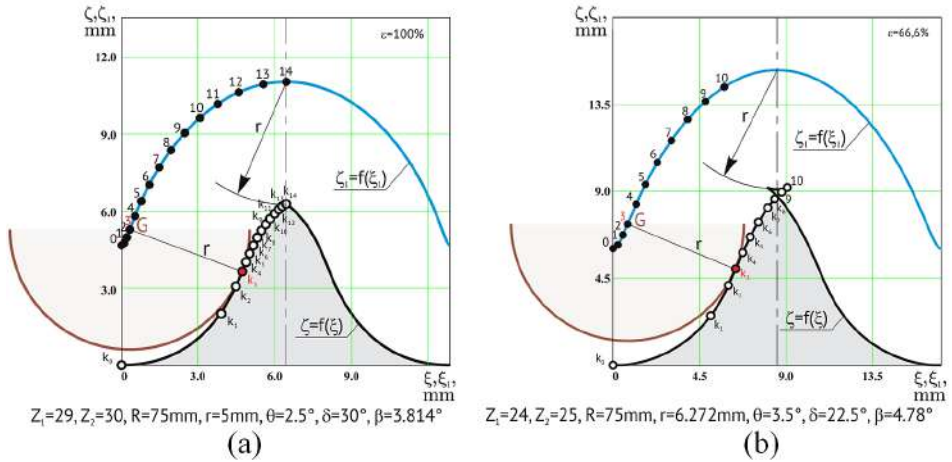
**Figura 7.44.** Profilul dinților angrenajului precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință  $\varepsilon = 100\%$  (a) și  $\varepsilon = 66,6\%$  (b)

În figura 7.44 este prezentată profilograma dinților proiectată pe planul  $P_1$ , în care concomitent se află în angrenare  $100\%$  (fig. 7.44 a) și, respectiv,  $66,6\%$  perechi de dinți (fig. 7.44 b).

Admitem că în mișcarea sferospațială a satelitelui, în poziția arborelui-manivelă cu unghiul de precesie  $\psi = 0$ , profilul dinților satelitelui în arc de cerc  $LEM$  contactează cu profilul activ al dinților roții centrale  $E_1EC$  în punctul  $E$  (fig. 7.44 a) sau cu profilul activ al dinților  $E_1EE_N$  (fig. 7.44 b). Odată cu creșterea unghiului de precesie  $0 < \psi < \pi$ , punctul de contact  $E$  al arcurilor de cerc  $LEM$  și al profilului activ  $E_1EC$  al dinților roții centrale migrează din punctul  $E_1$ , când  $\psi = 0$ , către punctul  $C$ , când  $\psi = \pi$  (fig. 7.44 a), sau către punctul  $E_N$  (fig. 7.44 b).

Geometric, amplasarea punctelor de contact  $E$  ale profilurilor dinților roții-satelit pe profilul activ al dinților roții centrale este definită de unghiul de precesie  $\psi$  al arborelui-manivelă cu localizarea prezentată în figura 7.45: (a) – pentru angrenarea cu multiplicitatea  $\varepsilon = 100\%$  și (b) – pentru angrenarea cu  $\varepsilon = 66,6\%$ . Pe curbele  $\zeta_1 = f(\xi_1)$  sunt amplasate originile arcurilor de cerc  $G$  ale profilului dinților satelitelui, iar pe curbele  $\zeta = f(\xi)$  – contactele  $k_1, k_2, k_3, \dots, k_n$  ale perechilor de dinți *satelit – roata centrală* concomitent angrenate la diferite poziții unghiulare ale arborelui-manivelă.

Poziția originilor arcurilor de cerc  $G$  amplasate pe curba  $\zeta_1 = f(\xi_1)$ , notate cu  $p. 1, 2, 3, \dots, i$ , corespund unghiurilor de precesie  $\psi$  ale arborelui-manivelă în creștere de la o pereche de dinți la alta cu pasul unghiular  $\psi = 360 \cdot Z_2 / Z_1^2$ .



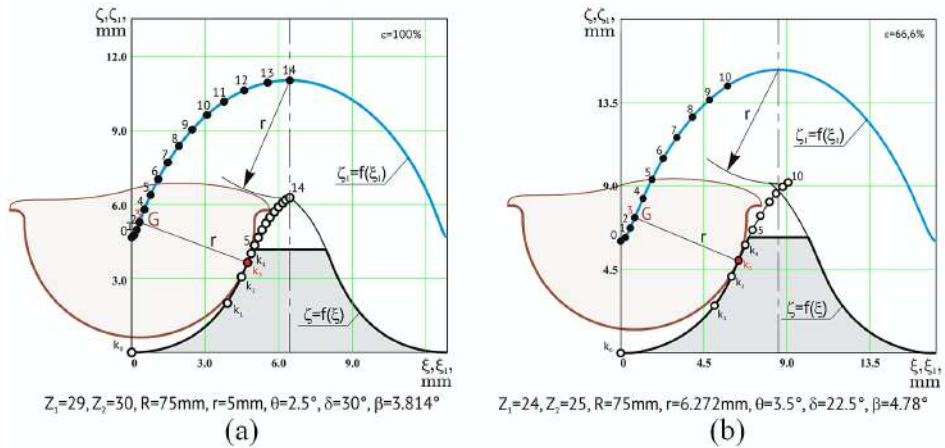
**Figura 7.45.** Contactul activ al dinților în angrenajul precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință  $\varepsilon = 100\%$  (a) și  $\varepsilon = 66,6\%$  (b)

În funcție de faza de precesie a satelitului, determinată de unghiul de precesie  $\psi$  al arborelui-manivelă, fiecare pereche de dinți *satelit – roata centrală* trece prin trei forme geometrice de contact, și anume de la convex-concavă în contactele  $k_0$ ,  $k_1$  și  $k_2$ , situate în zona de picior a dinților roții centrale, la convex-rectilinie în contactele  $k_3$  și  $k_4$ , situate în zona de trecere a profilului dinților roții centrale de la curbura concavă la cea convexă și cea convex-convexă în contactele  $k_5, \dots, k_{14}$  (fig. 7.45 a) și, respectiv,  $k_5, \dots, k_8$  (fig. 7.45 b), situate în zona de vârf a dinților roții centrale.

Este evident că pentru majorarea capacității portante a contactului dinților se propune forma geometrică convex-concavă, iar având în vedere teoria clasică a contactului dintre corpuri deformabile, diferența razelor de curbura a profilurilor flancurilor dinților conjugați trebuie să fie minimă. Acest criteriu, în transmisiile precesionale cu angrenaj dințat, este realizabil prin două soluții interdependente: prima – prin varierea, selectarea configurației parametrilor  $Z_1$ ,  $Z_2$ ,  $\delta$ ,  $\theta$  și  $r$  (v. capitolul 3), care determină forma profilului dinților roții centrale, și a doua – prin excluderea din angrenare a perechilor de dinți cu contact geometric convex-convex sau și convex-rectiliniu, cu extinderea zonei de contact al dinților cu geometrie convex-concavă.

Din analiza figurilor 7.44 și 7.45 constatăm că contactul convex-convex și cel convex-rectiliniu sunt caracteristice conjugării flancurilor cu zona de vârf a dinților roții centrale. Utilizând acest aspect geometric, se asigură posibilitatea modificării formei dintelui, implicit și a caracteristicilor de performanță a contactului, prin scurtarea înălțimii acestuia până la cota ce ar asigura doar un contact convex-concav (fig. 7.46).



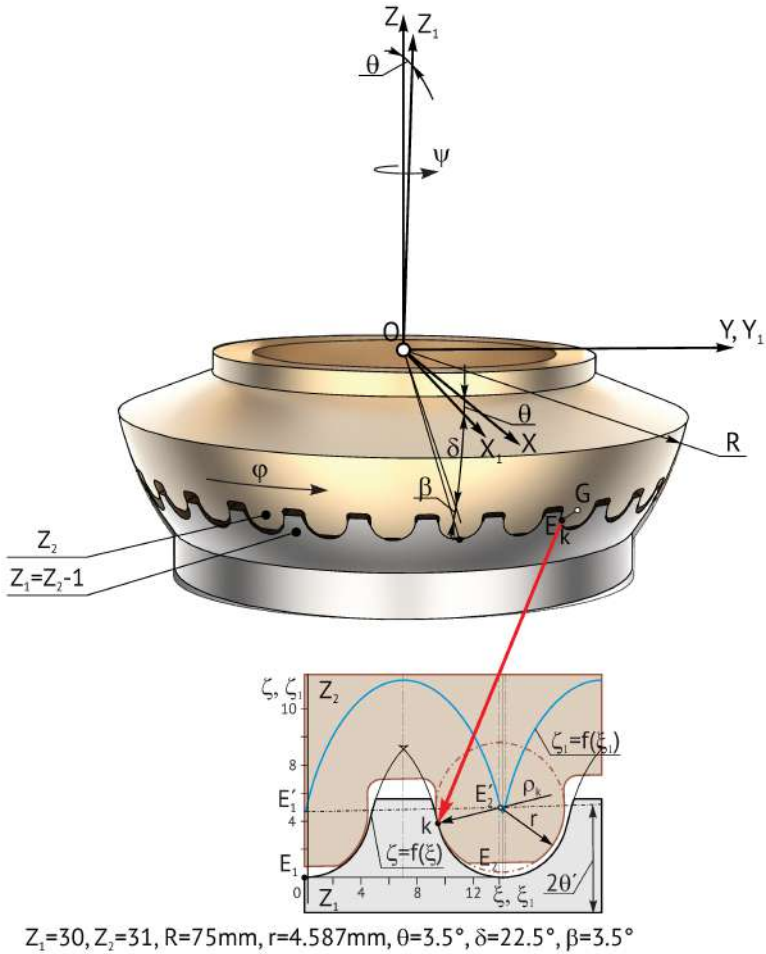


**Figura 7.46.** Geometria contactului activ al dinților modificați în angrenajul precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință  $\epsilon = 100\%$  (a) și  $\epsilon = 66,6\%$  (b)

Modificând forma dintelui roții centrale prin scurtarea înălțimii lui (fig. 7.46), flancurile dinților se conjugă în contact convex-concav la limită în punctul  $k$  (fig. 7.47), iar în zona dintre acesta și vârful dintelui modificat, flancurile se conjugă în contact convex-rectiliniu. Așadar, în funcție de înălțimea modificată a dinților roții centrale și de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , care ar asigura transformarea mișcării cu raport de transmitere constant, putem asigura angrenare singulară, bipolară, tripară etc., adică putem interveni asupra multiplicității angrenării geometriei contactului și cinetostaticii contactului dinților.

În baza simulărilor computerizate pe modele virtuale, s-a constatat că la varierea unghiului de precesie al arborelui-manivelă  $0 < \psi < 37^\circ$ , contactul convex-concav se asigură în perechile de dinți conjugate în contactele  $k_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  și  $k_3$ , prezentate în desfășurata profilogramei dinților în figura 7.48.

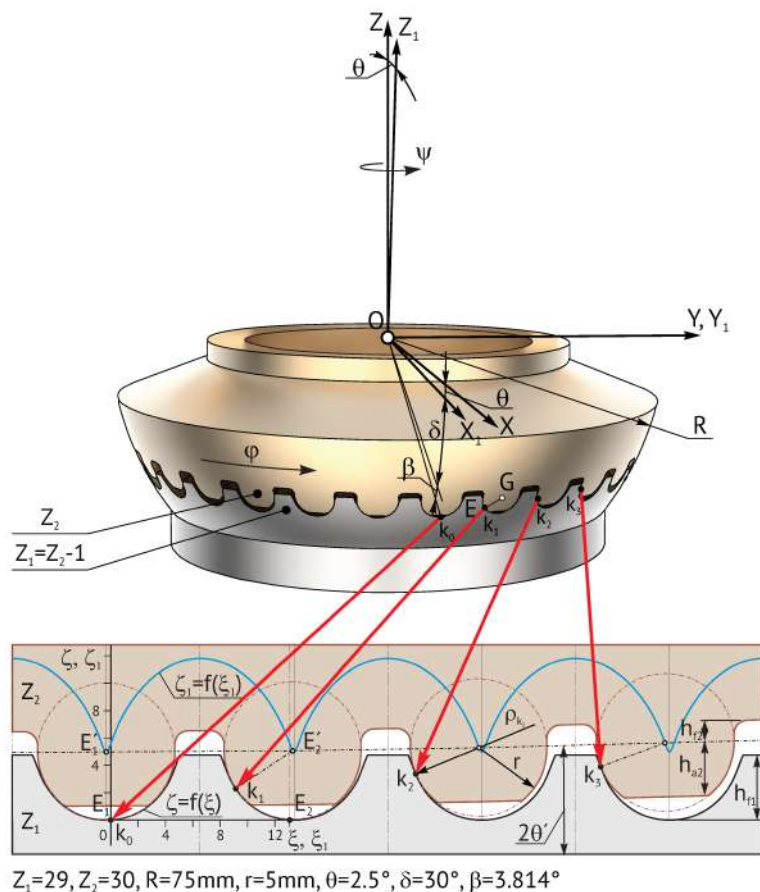
Astfel, pentru angrenajul cu parametrii geometrici  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $R = 75\text{mm}$ ,  $r = 5,0\text{mm}$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\delta = 30^\circ$ ,  $\beta = 3,8^\circ$ , contactul dinților se caracterizează prin următoarea geometrie (fig. 7.48): în contactul  $k_0$  corespunzător unghiului de precesie al arborelui-manivelă  $\psi = 0^\circ$ , diferența razelor de curbura dintre profilurile roții centrale și a satelitului  $\rho_1 - r = 5,26 - 5,0 = 0,26\text{mm}$  în punctul de contact  $k_1$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 12,84^\circ$ ;  $\rho_1 - r = 5,78 - 5,0 = 0,78\text{mm}$  (prima pereche de dinți angrenați); în punctul de contact  $k_2$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 25,68^\circ$ ,  $\rho_1 - r = 11,3 - 5,0 = 6,3\text{mm}$  (a doua pereche de dinți angrenați); în punctul de contact  $k_3$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 38,53^\circ$ ,  $\rho_1 - r = 225 - 5,0 = 220\text{mm}$  (a treia pereche de dinți angrenați ș.a.m.d.).



**Figura 7.47.** Angrenaj precesional 2K–H cu contact convex-concav al dinților de formă modificată

Constatăm că, variind configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  și modificând forma dinților roții centrale, putem proiecta angrenarea precesională dințată singulară, bipară, tripară sau cvadripară etc. În angrenarea tripară prezentată în figura 7.48, la rotirea arborelui-manivelă, punctul de contact al fiecărei perechi de dinți improvizează o mișcare oscilatorie pe o traiectorie cu amplitudinea  $A = R \operatorname{tg} \theta$ , cu perioada  $P = 2\pi R Z_2 / Z_1$  și cu originea în punctul  $k_0$ , iar zona de angrenare concomitentă a dinților portanți de sarcină se extinde de la contactul  $k_0$  până la  $k_i$ .

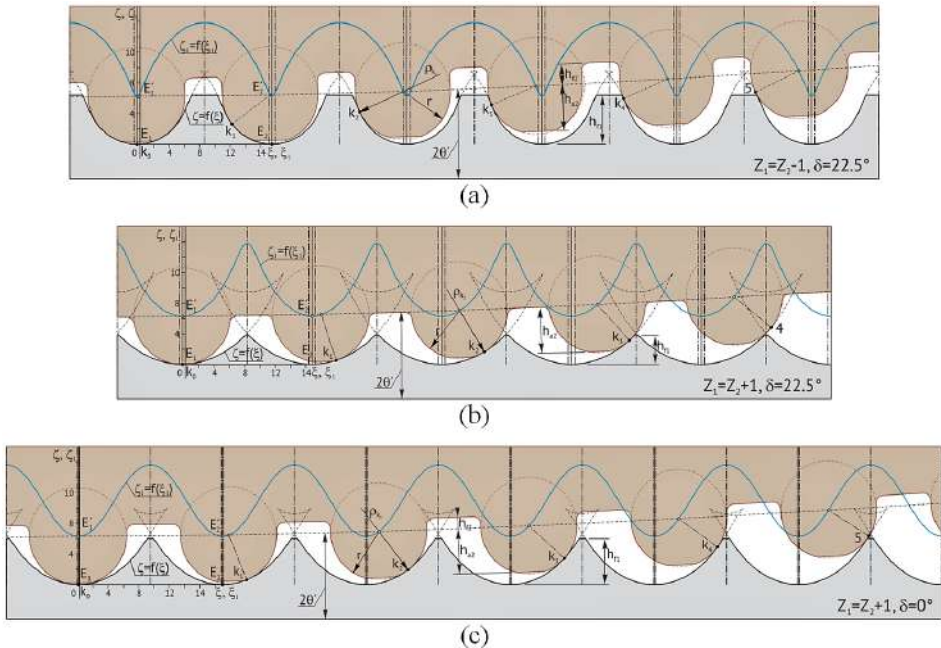
La rotirea arborelui-manivelă, fiecare contact  $k_i$  al dinților roților angrenate efectuează o mișcare improvizată pe aceeași traiectorie, deplasându-se imaginar, de exemplu, din contactul  $k_0$  al dintelui satelitului pe fundul din-



**Figura 7.48.** Angrenaj precesional  $2K-H$  cu diferența mică a curburilor în contactul dinților angrenați cu multiplicitatea  $\varepsilon = 13,75\%$

telui roții centrale (fig. 7.48) către contactul  $k_0$  format de perechea de dinți (premergătoare) după rotirea arborelui-manivelă cu unghiul  $\psi = 360Z_2/Z_1^2$ . În această evoluție, în timp ce unghiul de poziție al arborelui-manivelă  $\psi$  crește în intervalul  $0 < \psi < 360Z_2/Z_1^2$ , contactul  $k_1$  se deplasează spre poziția contactului  $k_0$  (vezi  $k_0$  din perechea precedentă de dinți, conjugată pe fundul dintelui roții-centrale), contactul  $k_2$  – către  $k_1$ , contactul  $k_3$  – către  $k_2$ , iar perechea de dinți premergătoare primelor trei formează un nou contact  $k_3$  ș.a.m.d., astfel încât în angrenarea concomitentă să se păstreze un număr constant de perechi de dinți. Perechile de dinți concomitent angrenate, în mișcarea precesională a satelitelui, se păstrează ca număr constant (proiectat), iar contactele acestora migrează, respectând principiul de similaritate între ele în funcție de  $\psi$ .

În figura 7.49 (a, b, c) sunt prezentate profilogramele dinților angrenajului precesional cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta; \pm 1]$   $Z_1 = 24(25)$ ,  $Z_2 = 25(24)$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ(0^\circ)$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$  și  $R = 75\text{ mm}$ . În figura 7.49 (a) sunt prezentate profilogramele cu coraportul numărului dinților roților conjugate  $Z_1 = Z_2 - 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta = 22,5^\circ$ , recomandate pentru transmisii precesionale cu regim de funcționare de reductor, iar profilogramele din figura 7.49 (b, c), respectiv cu parametrii  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $\delta = 22,5^\circ$  și  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $\delta = 0^\circ$ , sunt recomandate pentru transmisii precesionale cu regim de funcționare de multiplicator sau diferențial.



**Figura 7.49.** Profilogramele în desfășurare ale flancurilor dinților conjugăți în contactele  $k_0 \dots k_i$ , pentru: a)  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ; b)  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ; c)  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $\delta = 0^\circ$  ( $Z_1 = 24(25)$ ,  $Z_2 = 25(24)$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ(0^\circ)$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ )

**Remarca 7.7.** Proiectarea geometriei contactului convex-concav  $K_{CX-CV}$  sau concav-concav  $K_{CV-CV}$  cu diferența mică a razelor de curbură a flancurilor dinților angrenajului precesional dințat se efectuează prin varierea parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , ținând cont de gradul și de direcția de influență a fiecărui parametru separat asupra formei profilului dinților roții centrale.

### 7.7.4.2 Contact convex-concav cu alunecare redusă între flancurile dinților

Un alt criteriu important al proiectării geometriei contactului precesional dințat se rezumă la minimizarea sau excluderea alunecării relative de frecare dintre flancurile conjugate, fapt ce conduce la majorarea randamentului mecanic al transmisiei.

În baza simulărilor computerizate pe modelul virtual al angrenajului precesional dințat prezentat în figura 7.49, s-a demonstrat că alunecarea relativă din contactul dinților este o variabilă dependentă de unghiul de precesie  $\psi$ , fiind minimă pentru  $\psi < 30^\circ$  și tinzând spre cote maxime pentru  $\psi \rightarrow \pi$ . Din analiza simulărilor computerizate constatăm că pentru perechile de dinți conjugate în contactele  $k_0, k_1, k_2, k_3$  și  $k_4$  corespunzătoare unghiurilor de precesie  $\psi_{k_0} = 0^\circ, \psi_{k_1} = 15,6^\circ, \psi_{k_2} = 31,2^\circ, \psi_{k_3} = 46,8^\circ$  și  $\psi_{k_4} = 62,4^\circ$ , alunecarea relativă dintre flancuri este minimă, majorându-se de la contactul  $k_0$  către  $k_4$  (fig. 7.45), iar pentru o anumită configurație a parametrilor  $\delta, \theta, r$  și  $Z$ , inclusiv pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$ , alunecarea relativă poate fi redusă (sau exclusă).

Ținând cont de teoria clasică a contactului dintre corpurile deformabile aplicată angrenajelor dințate, diferența razelor de curbură a profilurilor flancurilor dinților în contactul convex-concav trebuie să fie minimă, iar conform condițiilor tribologice de minimizare a pierderilor energetice, alunecarea relativă  $V_{al}$  din contact de asemenea trebuie să fie cât mai mică.

În acest context, observăm existența unei similarități pronunțate între tendințele de variere a diferenței razelor de curbură a profilurilor flancurilor în contact  $(\rho_1 - r)$  și alunecarea relativă  $V_{al}$  dintre flancurile conjugate. Constatăm că în contactul flancurilor dinților  $k_0$  (fig. 7.48), diferența razelor de curbură a profilurilor  $(\rho_1 - r)$  și viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancuri sunt minime, în contactele  $k_1, k_2, k_3$  și  $k_4$   $(\rho_1 - r)$  și  $V_{al}$  sunt în ușoară creștere, iar în a cincea pereche de dinți, contactul este înlăturat prin modificarea formei dinților roții centrale. În contactele primare  $k_4 \dots k_8$  (fig. 7.45) se atestă majorări esențiale ale diferenței razelor de curbură  $(\rho_1 - r)$ , dar mai ales ale vitezei relative de alunecare  $V_{al}$ .

Acestor două condiții fundamentale pentru geometria și cinematica contactului le corespund perechile de dinți angrenate în punctele  $k_0, k_1, k_2, k_3$  și  $k_4$  (fig. 7.49). În această zonă a angrenării, diferența curburilor profilurilor flancurilor dinților în punctele de contact și alunecarea relativă dintre flancurile conjugate sunt minime, fapt ce influențează decisiv capacitatea portantă și randamentul mecanic al transmisiei precesionale cu angrenare dințată.

**Remarca 7.8.** Pentru diminuarea (sau excluderea) alunecării relative dintre flancurile dinților în contact, se modifică forma dinților scurtând

înălțimea lor prin rețezarea vârfurilor, astfel încât să păstrăm contactul concav-concav al dinților doar în punctele  $k_0-k_3$  sau  $k_1-k_3$  ( $k_4$ ).

### 7.7.5 Curbura flancurilor dinților în contact

#### 7.7.5.1 Raza de curbură spațială a profilului dinților roților centrale

Profilul flancurilor dinților roților centrale reprezintă o curbă pe sferă cu raza  $R$  cu originea în centrul de precesie  $O$ . Poziția unui punct arbitrar  $E$  este determinată cu ecuații parametrice (v. capitolul 3) prin coordonatele  $X_E$ ,  $Y_E$  și  $Z_E$ , dependente de unghiul de precesie  $\psi$ , care la rândul său reprezintă o funcție liniară de timp. Pentru descrierea profilului în coordonate, divizăm dintele în 360 de segmente prezentate funcțional prin unghiul de precesie  $\psi$ . Pentru determinarea razei de curbură în spațiu a unei porțiuni arbitrare a profilului dintelui, prin trei puncte consecutive de pe această porțiune (fig. 7.50) trasăm un plan  $P_1$ , pe care se va situa centrul de curbură al segmentului respectiv de profil.

Notăm cu  $E'$ ,  $E''$  și  $E'''$  trei puncte consecutive  $i-1$ ,  $i$  și  $i+1$ , plasate în planul  $P_1$ , ale curbei profilului activ al dintelui corespunzătoare unghiurilor  $\psi$ :

$$\psi_{E'} = \psi_{i-1}, \quad \psi_{E''} = \psi_i, \quad \psi_{E'''} = \psi_{i+1} \quad (7.69)$$

Ecuația planului  $P_1$  care trece prin punctele  $E'$ ,  $E''$  și  $E'''$  poate fi scrisă în formă vectorială (fig. 7.50):

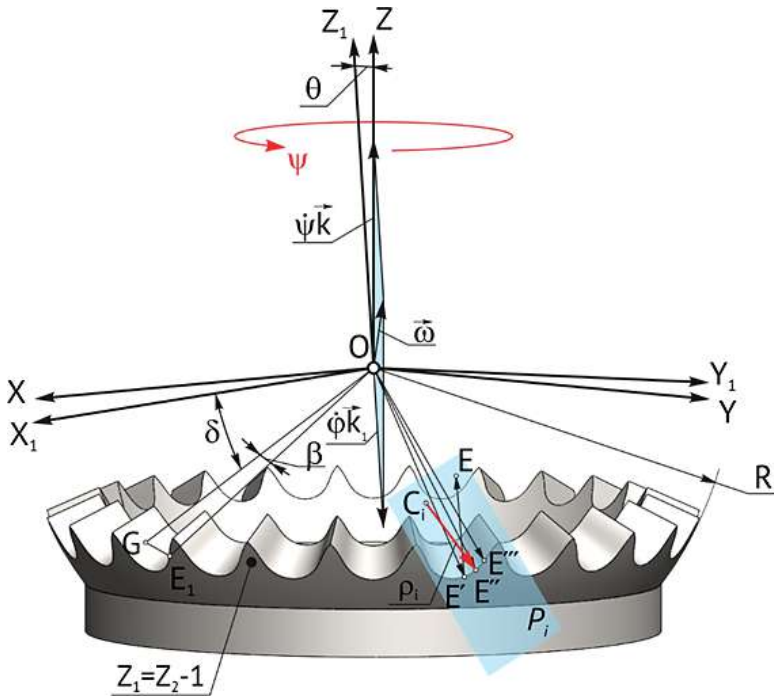
$$[\mathbf{E}'\mathbf{E}'' \times \mathbf{E}'\mathbf{E}'''] \cdot \mathbf{E}'\mathbf{E} = 0, \quad (7.70)$$

unde  $\mathbf{E}'\mathbf{E}$  este vectorul de poziție a unui punct arbitrar  $E$  al planului  $P_1$ ,

$$\begin{aligned} \mathbf{E}'\mathbf{E}'' &= (X_i - X_{i-1})\mathbf{i} + (Y_i - Y_{i-1})\mathbf{j} + (Z_i - Z_{i-1})\mathbf{k}, \\ \mathbf{E}'\mathbf{E}''' &= (X_{i+1} - X_{i-1})\mathbf{i} + (Y_{i+1} - Y_{i-1})\mathbf{j} + (Z_{i+1} - Z_{i-1})\mathbf{k}, \\ \mathbf{E}'\mathbf{E} &= (X - X_{i-1})\mathbf{i} + (Y - Y_{i-1})\mathbf{j} + (Z - Z_{i-1})\mathbf{k}. \end{aligned}$$

Produsul vectorial scris în formă de determinant este:

$$\begin{aligned} \mathbf{E}'\mathbf{E}'' \times \mathbf{E}'\mathbf{E}''' &= \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_i - X_{i-1} & Y_i - Y_{i-1} & Z_i - Z_{i-1} \\ X_{i+1} - X_{i-1} & Y_{i+1} - Y_{i-1} & Z_{i+1} - Z_{i-1} \end{vmatrix} \quad (7.71) \\ &= \mathbf{i}[(Y_i - Y_{i-1})(Z_{i+1} - Z_{i-1}) - (Y_{i+1} - Y_{i-1})(Z_i - Z_{i-1})] \\ &\quad + \mathbf{j}[(X_{i+1} - X_{i-1})(Z_i - Z_{i-1}) - (X_i - X_{i-1})(Z_{i+1} - Z_{i-1})] \\ &\quad + \mathbf{k}[(X_i - X_{i-1})(Y_{i+1} - Y_{i-1}) - (X_{i+1} - X_{i-1})(Y_i - Y_{i-1})] \\ &= a_i\mathbf{i} + b_i\mathbf{j} + c_i\mathbf{k}. \end{aligned}$$



**Figura 7.50.** Diagrama vectorială a poziționării centrului razei de curbură  $C_i$  pentru porțiunea profilului roții centrale definită cu  $i = f(\psi)$

Ecuția planului  $P_1$  ce trece prin trei puncte consecutive  $i - 1$ ,  $i$  și  $i + 1$  este:

$$a_1 X + b_1 Y + c_1 Z = a_1 X_1 + b_1 Y_1 + c_1 Z_1, \quad (7.72)$$

unde

$$\begin{aligned} \Delta X_i &= X_i - X_{i-1}, & \Delta Y_i &= Y_i - Y_{i-1}, & \Delta Z_i &= Z_i - Z_{i-1}, \\ \Delta X_{i+1} &= X_{i+1} - X_{i-1}, & \Delta Y_{i+1} &= Y_{i+1} - Y_{i-1}, & \Delta Z_{i+1} &= Z_{i+1} - Z_{i-1}, \\ a_i &= \Delta Y_i \cdot \Delta Z_{i+1} - \Delta Y_{i+1} \cdot \Delta Z_i, \\ b_i &= \Delta Z_i \cdot \Delta Z_{i+1} - \Delta X_{i+1} \cdot \Delta X_i, \\ c_i &= \Delta X_i \cdot \Delta Y_{i+1} - \Delta X_{i+1} \cdot \Delta Y_i. \end{aligned} \quad (7.73)$$

Notăm cu  $d_i = a_i X_i + b_i Y_i + c_i Z_i$ . Centrul cercului care trece prin punctele vizate aparține planului  $P_1$  și are raza  $\rho_i$ , și prin urmare:

$$(X_{i-1} - X_{C_i})^2 + (Y_{i-1} - Y_{C_i})^2 + (Z_{i-1} - Z_{C_i})^2 = \rho_i^2, \quad (7.74)$$

$$(X_i - X_{C_i})^2 + (Y_i - Y_{C_i})^2 + (Z_i - Z_{C_i})^2 = \rho_i^2, \quad (7.75)$$

$$(X_{i+1} - X_{C_i})^2 + (Y_{i+1} - Y_{C_i})^2 + (Z_{i+1} - Z_{C_i})^2 = \rho_i^2, \quad (7.76)$$

$$a_i X_{C_i} + b_i Y_{C_i} + c_i Z_{C_i} = d_i. \quad (7.77)$$

După transformări, din ecuațiile (7.74)–(7.76) obținem sistemul de ecuații din care putem determina valorile coordonatelor  $X_{c_i}$ ,  $Y_{c_i}$  și  $Z_{c_i}$ :

$$\Delta X_i \cdot X_{c_i} + \Delta Y_i \cdot Y_{c_i} + \Delta Z_i \cdot Z_{c_i} = 0, \quad (7.78)$$

$$\Delta X_{i+1} \cdot X_{c_i} + \Delta Y_{i+1} \cdot Y_{c_i} + \Delta Z_{i+1} \cdot Z_{c_i} = 0, \quad (7.79)$$

$$a_i X_{c_i} + b_i Y_{c_i} + c_i Z_{c_i} = d_i. \quad (7.80)$$

Determinanții sistemului de ecuații sunt:

$$\begin{aligned} \Delta_i &= \begin{vmatrix} \Delta X_i & \Delta Y_i & \Delta Z_i \\ \Delta X_{i+1} & \Delta Y_{i+1} & \Delta Z_{i+1} \\ a_i & b_i & c_i \end{vmatrix} = \Delta X_i (c_i \Delta Y_{i+1} - b_i \Delta Z_{i+1}) \\ &+ \Delta Y_i (a_i \Delta Z_{i+1} - c_i \Delta X_{i+1}) + \Delta Z_i (b_i \Delta X_{i+1} - a_i \Delta Y_{i+1}). \end{aligned} \quad (7.81)$$

$$\Delta_{1i} = \begin{vmatrix} 0 & \Delta Y_i & \Delta Z_i \\ 0 & \Delta Y_{i+1} & \Delta Z_{i+1} \\ d_i & b_i & c_i \end{vmatrix} = d_i (\Delta Y_i \Delta Z_{i+1} - \Delta Y_{i+1} \Delta Z_i), \quad (7.82)$$

$$\Delta_{2i} = \begin{vmatrix} \Delta X_i & 0 & \Delta Z_i \\ \Delta X_{i+1} & 0 & \Delta Z_{i+1} \\ a_i & d_i & c_i \end{vmatrix} = d_i (\Delta Z_i \Delta X_{i+1} - \Delta Z_{i+1} \Delta X_i), \quad (7.83)$$

$$\Delta_{3i} = \begin{vmatrix} \Delta X_i & \Delta Y_i & 0 \\ \Delta X_{i+1} & \Delta Y_{i+1} & 0 \\ a_i & b_i & d_i \end{vmatrix} = d_i (\Delta X_i \Delta Y_{i+1} - \Delta X_{i+1} \Delta Y_i). \quad (7.84)$$

Coordonatele centrului de curbură  $c_i$  sunt:

$$X_{c_i} = \frac{\Delta_{1i}}{\Delta_i}, \quad Y_{c_i} = \frac{\Delta_{2i}}{\Delta_i}, \quad Z_{c_i} = \frac{\Delta_{3i}}{\Delta_i}. \quad (7.85)$$

Raza de curbură se calculează conform formulei (7.74):

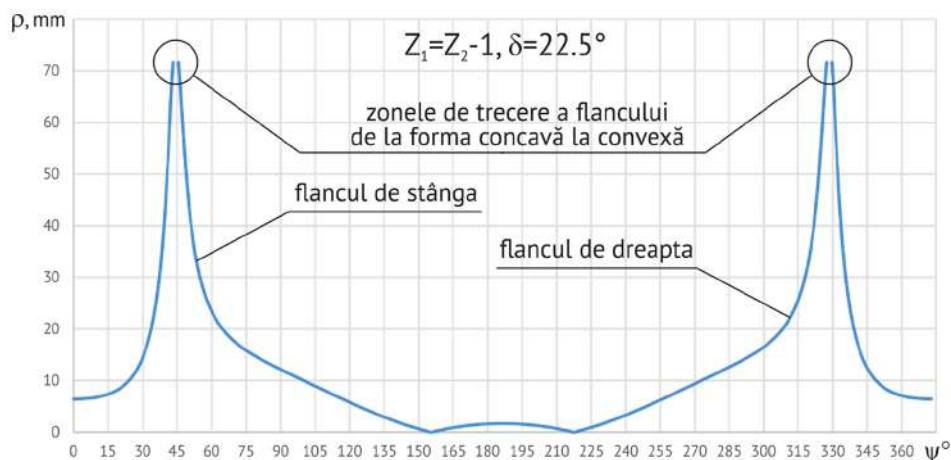
$$\rho_1 = \sqrt{(X_i - X_{c_i})^2 + (Y_i - Y_{c_i})^2 + (Z_i - Z_{c_i})^2} \quad (7.86)$$

Pentru  $i = 0$  considerăm  $X_{-1} = -X_1$ ,  $Y_{-1} = Y_1$ ,  $Z_{-1} = Z_1$ , datorită simetriei profilului dintelui roții centrale.

Raza de curbură  $\rho_i$  a unei porțiuni de profil al dinților roții centrale definită de  $i = f(\psi)$  depinde de configurația parametrilor geometrici ai angrenajului  $Z_1$ ,  $Z_2$ ,  $\delta$ ,  $\beta$ ,  $R$  și  $Z_1 = Z_2 \pm 1$  (fig. 7.49 și fig. 7.56).

$$\begin{aligned} X_{i-1}^2 + Y_{i-1}^2 + Z_{i-1}^2 &= R^2, \\ X_i - X_{i-1} &= \Delta X_i. \end{aligned}$$





**Figura 7.51.** Variația razei de curbură  $r$  a profilului convex/concav al dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ )

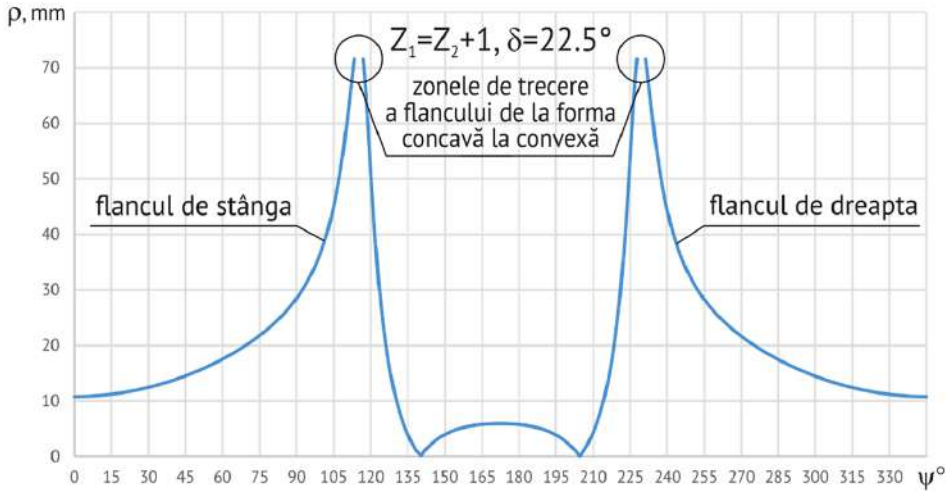
În figura 7.51 este prezentată variația razei de curbură în spațiu a profilului flancurilor dinților roților centrale în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .

Observăm că pentru valorile unghiului de precesie  $\psi = 43^\circ$  (flancul activ) și  $\psi = 327^\circ$  (flancul pasiv), raza de curbură  $\rho_i$  a flancului dinților tinde către  $\infty$ , deoarece pe acest segment are loc trecerea formei geometrice a flancurilor din concavă în convexă. Este de menționat că în angrenajul precesional cu parametrii geometrici  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78$ ,  $R = 75\text{ mm}$ , geometria contactului dinților pentru  $0 < \psi < 43^\circ$  este convex-concavă, iar pentru  $43 < \psi < 156^\circ$  – convex-convexă. Din punctul de vedere al majorării capacității portante a angrenajului precesional, este evident că proiectarea acestuia trebuie să condiționeze aflarea dinților solicitați cu sarcina majoră anume în zona  $0 < \psi < 43^\circ$ .

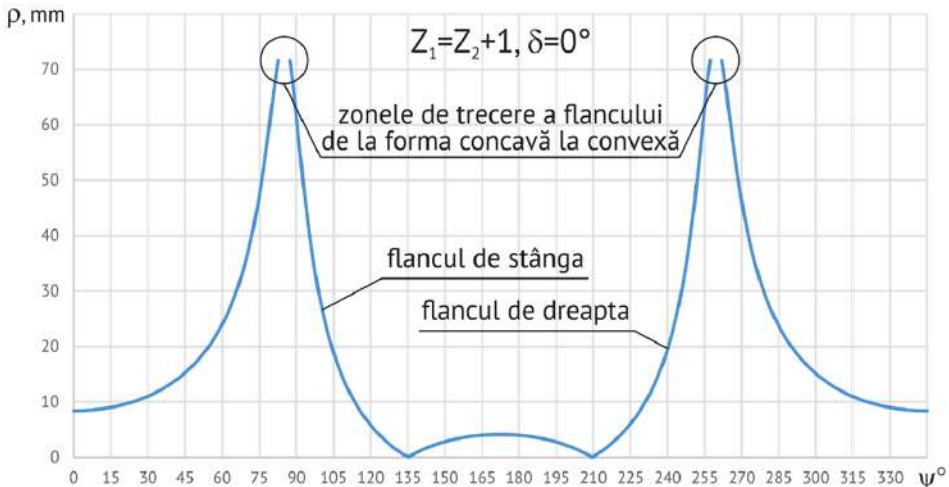
În angrenajul precesional cu configurația  $[Z_g - \theta; \pm 1]$   $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$  și  $R = 75\text{ mm}$ , prezentată în figura 7.52, deosebită de configurația parametrică din figura 7.51 doar prin coraportul numărului dinților  $Z_1 = Z_2 + 1$ , se constată că contactul dinților cu geometrie convex-concavă se extinde până la  $\psi = 115^\circ$ , însă razele de curbură pentru valorile mici ale unghiului  $\psi$  sunt mai mari.

Aceeași tendință de variere a razei de curbură  $\rho$  a profilurilor flancurilor dinților o observăm și pentru configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  prezentată în figura 7.53, deosebită de cea prezentată în figura 7.51 prin coraportul numerelor de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$  și de cea din figura 7.52 prin unghiul axoidei conice  $\delta = 0$ .

Din figura 7.52 constatăm că geometria convex-concavă a contactului flancurilor conjugate se extinde până la  $\psi = 85^\circ$ , dar mărimea razelor de curbura ale dinților roții centrale se micșorează în raport cu configurația  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  prezentată în figura 7.52.



**Figura 7.52.** Variația razei de curbură  $r$  a profilului convex/concav al dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

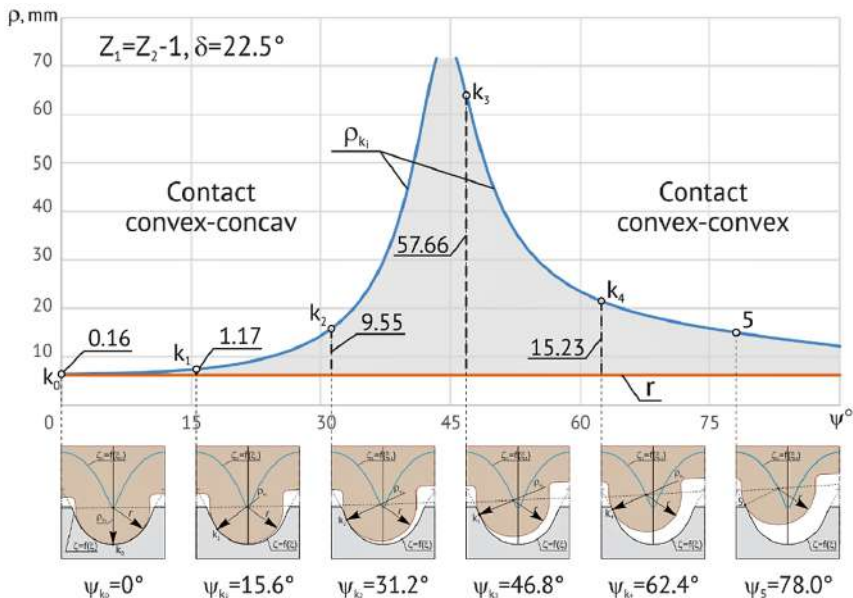


**Figura 7.53.** Variația razei de curbură  $r$  a profilului convex/concav al dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

### 7.7.5.2 Diferența razelor de curbură ale flancurilor dinților în contact

Geometria contactului dinților determină capacitatea portantă a angrenajului precesional dințat, dependentă de mărimea diferenței razelor de curbură ale profilurilor conjugate în punctele de contact.

În figurile 7.54–7.56 este prezentată variația diferenței razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) ale profilurilor dinților roții centrale  $\rho_{k_i}$  și a satelitului  $r$  în contactele  $k_i$  ale flancurilor conjugate, în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , pentru angrenajele precesionale dințate cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  diferită.



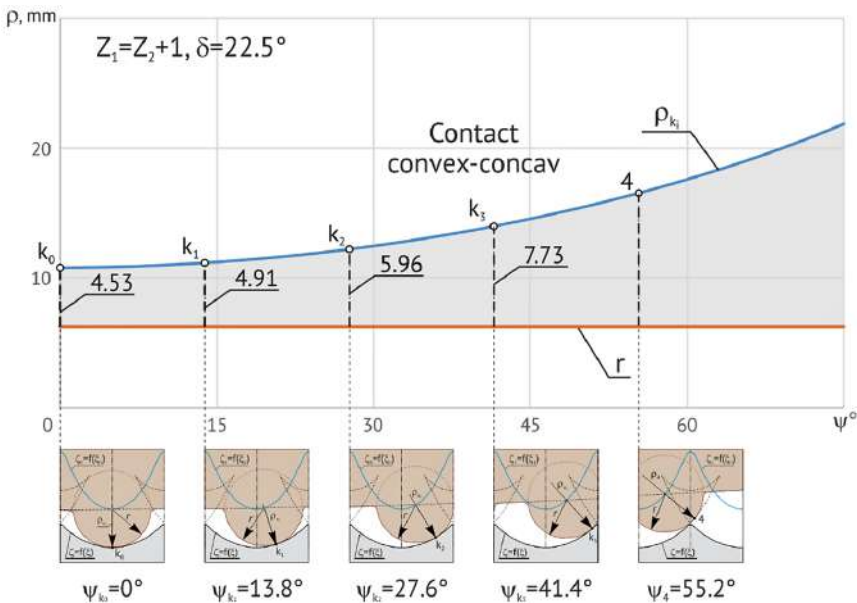
**Figura 7.54.** Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) ale profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitului  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

Profilurile flancurilor dinților roților centrale sunt descrise prin funcția  $\zeta = f(\xi)$ , construită după ecuațiile parametrică (7.47), sau prin înfășurătoarea (7.48) a arcurilor de cerc cu raza  $r$  cu originea amplasată pe traiectoria mișcării acesteia  $\zeta_1 = f(\xi_1)$ . Profilul dinților satelitului este prescris de o curbă în arc de cerc cu originea razelor de curbură amplasată pe aceeași curbă  $\zeta_1 = f(\xi_1)$ .

În angrenajul precesional dințat cu parametrii  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$  și  $R = 75 \text{ mm}$ , prezentat în figura 7.54, în contactul  $k_0$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 0^\circ$ , diferența razelor de curbură ale profilurilor conjugate este  $(\rho_{k_0} - r) = 0,16 \text{ mm}$ , în contactul

$k_1$  corespunzător  $\psi = 15,6^\circ$  ( $\rho_{k_1} - r$ ) = 1,17 mm, în  $k_2$  corespunzător  $\psi = 31,25^\circ$  ( $\rho_{k_2} - r$ ) = 9,55 mm, iar în  $k_3$  corespunzător  $\psi = 46,8^\circ$  contactul s-a transformat în convex-convex, cu raza de curbură externă a profilului dinților roții centrale  $\rho_{k_3} = 57,66$  mm.

Din teoria clasică a contactului dintre corpuri deformabile a lui Hertz rezultă ca în angrenajele dințate cu contact convex-concav al dinților, capacitatea portantă a acestora este invers proporțională cu diferența razelor de curbură ale profilurilor flancurilor dinților angrenați. Deci, în contactul convex-concav, cu cât mai mică este diferența razelor de curbură ale profilurilor flancurilor dinților, cu atât mai mare este capacitatea portantă a contactului dintre flancurile dinților și, respectiv a angrenajului precesional.



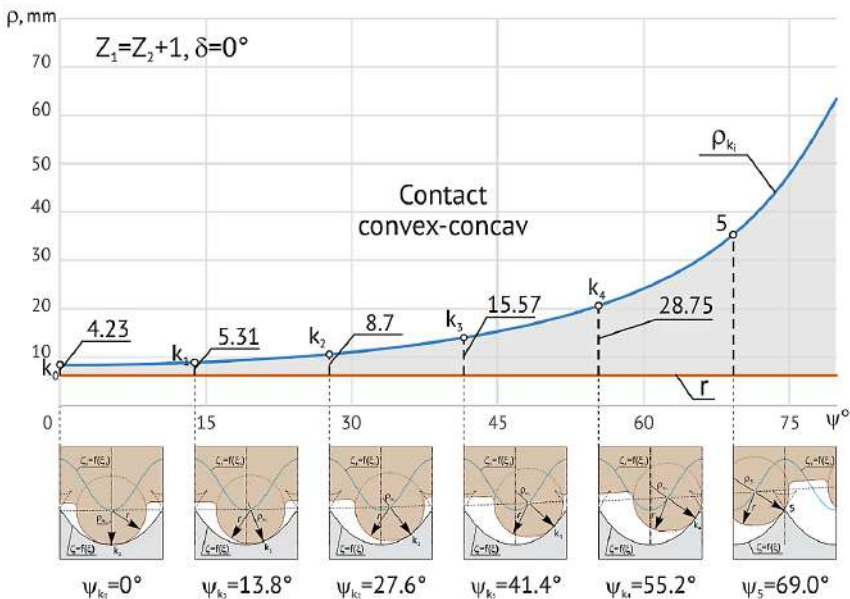
**Figura 7.55.** Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) ale profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitului  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27$  mm,  $R = 75$  mm)

De aceea, proiectarea angrenajului precesional dințat trebuie însoțită de analiza influenței parametrilor configurației [ $Z_g - \theta$ ,  $\pm 1$ ] asupra geometriei contactului dinților. Din figura 7.54 rezultă că geometria contactului dinților este convex-concavă pentru 2,8 perechi de dinți concomitent angrenate, cuprinse de unghiul de poziționare a arborelui manivelă  $0 < \psi < 43^\circ$ , iar pentru  $\psi > 43^\circ$  geometria contactului trece în convex-convexă.

În angrenarea precesională dințată cu parametrii configurației  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27$  mm,  $R = 75$  mm, prezentată în figura 7.55, diferită de configurația parametrică din figura 7.54 doar prin

coraportul numărului dinților  $Z_1 = Z_2 + 1$ , în contactul  $k_0$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 0$  diferența razelor de curbura ale profilurilor conjugate este de  $(\rho_{k_0} - r) = 4,53 \text{ mm}$ , în contactul  $k_1$  corespunzător  $\psi = 13,8^\circ$   $(\rho_{k_1} - r) = 4,91 \text{ mm}$ , în  $k_2$  corespunzător  $\psi = 27,6^\circ$   $(\rho_{k_2} - r) = 5,96 \text{ mm}$ , în  $k_3$  corespunzător  $\psi = 41,4^\circ$   $(\rho_{k_3} - r) = 7,73 \text{ mm}$ .

Din angrenarea precesională dințată prezentată în figura 7.56 cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , diferită de cea prezentată în figura 7.55 doar prin unghiul axoidei conice  $\delta = 0$ , se observă că în contactul  $k_0$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 0$ , diferența razelor de curbura ale profilurilor conjugate  $(\rho_{k_1} - r) = 4,23 \text{ mm}$ , în contactul  $k_1$  corespunzător  $\psi_{k_1} = 13,8^\circ$   $(\rho_{k_1} - r) = 5,31 \text{ mm}$ , în  $k_2$  corespunzător  $\psi_{k_2} = 27,6^\circ$   $(\rho_{k_2} - r) = 8,7 \text{ mm}$ , iar în contactul  $k_3$  corespunzător  $\psi_{k_3} = 41,4^\circ$   $(\rho_{k_3} - r) = 15,5 \text{ mm}$ .



**Figura 7.56.** Diferența razelor de curbura  $(\rho_{k_i} - r)$  ale profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitului  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

### 7.7.6 Cinematica punctului de contact al dinților

În abordarea particularităților interacțiunii dinților în angrenajul precesional dințat cu prezența alunecării relative între flancurile dinților, este important să se stabilească dimensiunile și factorii de influență asupra forțelor de frecare din contact, să se identifice pierderile energetice în angrenaj și consecințele cu impact negativ asupra funcționalității transmisiei în ansamblu. În acest sens, cinematica contactului dinților cu interacțiune

precesională și forma geometrică a flancurilor dinților roților conjugate reprezintă două componente indispensabile ale studiului contactului deformabil, cu identificarea soluțiilor tehnice prin optimizări parametrice luate în calcul în stadiul proiectării angrenajului.

Contactul convex-concav al dinților în angrenajul precesional dințat este format prin angrenarea flancurilor dinților satelitului cu profil în arc de cerc și a flancurilor dinților roții centrale cu profil convex/concav variabil.

S-a constatat că atât forma geometrică a contactului dinților, cât și cinematica punctului de contact depind de configurația valorică a parametrilor geometrici ai angrenajului, printre care  $Z_1$ ,  $Z_2$ ,  $\delta$ ,  $\theta$ ,  $\beta$  și coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 - 1$  sau  $Z_1 = Z_2 + 1$ .

Având în vedere cele menționate, se determină vitezele liniare ale punctului de contact al dinților  $E$  separat pentru punctul  $E_1$ , care aparține profilului dintelui roții centrale, și pentru  $E_2$ , care aparține profilului dintelui satelitului în cazul  $Z_1 = Z_2 - 1$ .

#### 7.7.6.1 Viteza liniară a punctului de contact $E_1$ de pe profilul dintelui roții centrale

Vectorul de poziție al punctului de contact  $E_1$  al dinților conjugați, care aparține profilului dintelui roții centrale (fig. 7.57), se identifică prin următoarea ecuație vectorială:

$$\mathbf{r}_{E_1} = \mathbf{r}_{G_2} + \mathbf{G}_2 \mathbf{E}_1 = \mathbf{r}_{G_2} + \mathbf{r}, \quad (7.87)$$

în care

$$\mathbf{G}_2 \mathbf{E}_1 = \mathbf{r} = R \sin \beta \frac{\boldsymbol{\nu}_{G_2} \times \mathbf{r}_{G_2}}{|\boldsymbol{\nu}_{G_2} \times \mathbf{r}_{G_2}|}$$

și  $\mathbf{r}_{G_2} = \mathbf{r}_G \cos \beta$ , unde  $\mathbf{r}$  este vectorul de poziție al punctului  $E_1$  față de punctul  $G_2$  și are modulul egal cu raza de curbură a profilului dinților satelitului cu profil în arc de cerc,  $\mathbf{r}_G$  și  $\mathbf{r}_{G_2}$  sunt vectorii de poziție a originii razei de curbură a dinților în arc de cerc ai satelitului, respectiv, de pe sferă și de pe directoarea  $GO$  (fig. 7.51).

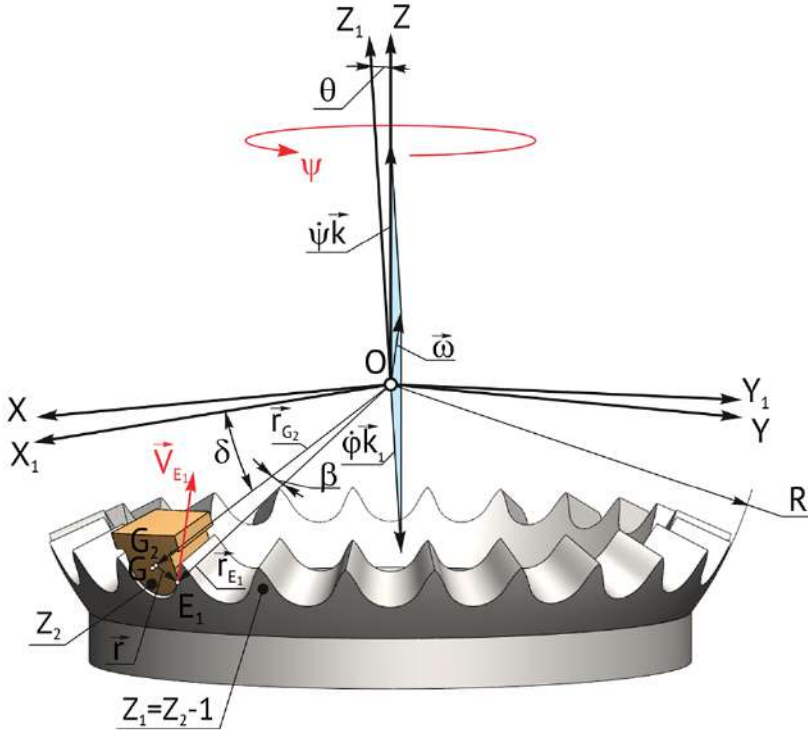
Vectorul de poziție a originii razei de curbură  $\mathbf{r}_{G_2}$  poate fi exprimat prin coordonatele  $x_{G_2}$ ,  $y_{G_2}$  și  $z_{G_2}$ :

$$\mathbf{r}_{G_2} = x_{G_2} \mathbf{i} + y_{G_2} \mathbf{j} + z_{G_2} \mathbf{k}, \quad (7.88)$$

iar vectorul vitezei  $\mathbf{V}_{G_2}$  a punctului  $G_2$  va fi:

$$\mathbf{V}_{G_2} = \dot{\mathbf{r}}_{G_2} = \dot{x}_{G_2} \mathbf{i} + \dot{y}_{G_2} \mathbf{j} + \dot{z}_{G_2} \mathbf{k}.$$

Traectoria mișcării pe sfera cu raza  $R$  a originii razei de curbură  $r$  a profilului dinților  $G$  ( $X_G$ ,  $Y_G$ ,  $Z_G$ ) ai satelitului în funcție de unghiul  $\psi$ , în



**Figura 7.57.** Diagrama poziționării vectorului vitezei punctului de contact  $V_{E_1}$  de pe profilul dintelui roții centrale

sistemul fix de coordonate  $OXYZ$  se determină din relațiile:

$$\begin{aligned}
 X_G &= R \cos \delta (-\cos \psi \sin \varphi_\psi + \sin \psi \cos \varphi_\psi \cos \theta) \\
 &\quad - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\
 Y_G &= -R \cos \delta (\sin \psi \sin \varphi_\psi + \cos \psi \cos \varphi_\psi \cos \theta) \\
 &\quad + R \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\
 Z_G &= -R \cos \delta \cos \varphi_\psi \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta,
 \end{aligned} \tag{7.89}$$

unde  $R$  este raza sferii cu originea în centrul sistemului de coordonate  $O$  amplasat în centrul de precesie,  $\delta$  este unghiul axoidei conice,  $\theta$  – unghiul de nutație,  $\psi$  denotă unghiul de poziționare a arborelui-manivelă (de precesie) și  $\varphi_\psi$  este unghiul de rotație a satelitului în jurul propriei axe.

Pentru determinarea vectorului de poziție a punctului de contact  $E_1$  (fig. 7.57), care aparține profilului dintelui roții centrale, notăm pe axa  $OG$  punctul  $G_2$ , amplasat în secțiunea normală a acestuia, și identificăm traiectoria mișcării lui în sistemul fix de coordonate  $OXYZ$  exprimată prin

coordonatele  $X_{G_2}$ ,  $Y_{G_2}$ ,  $Z_{G_2}$  în funcție de  $\psi$ :

$$\begin{aligned}
 X_{G_2} &= R \cos \beta \cos \delta (-\cos \psi \sin \varphi_\psi + \sin \psi \cos \varphi_\psi \cos \theta) \\
 &\quad - R \cos \beta \sin \delta \sin \theta \sin \psi, \\
 Y_{G_2} &= -R \cos \beta \cos \delta (\sin \psi \sin \varphi_\psi + \cos \psi \cos \varphi_\psi \cos \theta) \\
 &\quad + R \cos \beta \sin \delta \sin \theta \cos \psi, \\
 Z_{G_2} &= -R \cos \beta \cos \delta \sin \theta \cos \varphi_\psi - R \cos \beta \sin \delta \cos \theta,
 \end{aligned} \tag{7.90}$$

unde  $\beta$  este unghiul de vârf al profilului dintelui satelitului.

Proiecțiile pe axele  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  ale vectorului-viteză al originii razei de curbură  $\mathbf{V}_G$  de pe sferă sunt următoarele:

$$\begin{aligned}
 V_{GX} &= R\omega \left[ \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \varphi_\psi \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \cos \psi \cos \varphi_\psi \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] - \sin \delta \sin \theta \cos \psi \right], \\
 V_{GY} &= -R\omega \left[ \cos \delta \left[ \cos \psi \sin \varphi_\psi \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + \sin \psi \cos \varphi_\psi \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] + \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right], \\
 V_{GZ} &= R\omega \frac{Z_1}{Z_2} \cos \delta \sin \theta \sin \varphi_\psi
 \end{aligned} \tag{7.91}$$

și, respectiv, proiecțiile vectorului-viteză  $\mathbf{V}_{G_2}$  (fig. 7.57) sunt:

$$\begin{aligned}
 V_{G_2X} &= R \cos \beta \omega \left[ \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \varphi_\psi \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \cos \psi \cos \varphi_\psi \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] - \sin \delta \sin \theta \cos \psi \right], \\
 V_{G_2Y} &= -R \cos \beta \omega \left[ \cos \delta \left[ \cos \psi \sin \varphi_\psi \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + \sin \psi \cos \varphi_\psi \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] + \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right], \\
 V_{G_2Z} &= R \cos \beta \omega \frac{Z_1}{Z_2} \cos \delta \sin \theta \sin \varphi_\psi,
 \end{aligned} \tag{7.92}$$

unde  $Z_1$  este numărul de dinți ai roții centrale;  $Z_2$  – numărul de dinți ai satelitului;  $\omega$  – viteza unghiulară a arborelui-manivelă, care pentru frecvența de rotație a acestuia  $n = 3000$  rot/min va fi  $\omega = 2\pi n/60$  s<sup>-1</sup>.

Notăm cu  $\mathbf{a}$  produsul vectorial  $\boldsymbol{\nu}_{G_2} \times \mathbf{r}_{G_2}$  din (7.87):

$$\mathbf{a} \equiv \boldsymbol{\nu}_{G_2} \times \mathbf{r}_{G_2} = a_x \mathbf{i} + a_y \mathbf{j} + a_z \mathbf{k},$$



unde

$$\begin{aligned} a_x &= \dot{y}_{G_2} z_{G_2} - y_{G_2} \dot{z}_{G_2}, \\ a_y &= \dot{z}_{G_2} x_{G_2} - z_{G_2} \dot{x}_{G_2}, \\ a_z &= \dot{x}_{G_2} y_{G_2} - x_{G_2} \dot{y}_{G_2}. \end{aligned} \quad (7.93)$$

Utilizând notațiile (7.93), obținem pentru vectorul  $\mathbf{r}$ :

$$\mathbf{r} = R \sin \beta \frac{\mathbf{a}}{|\mathbf{a}|}, \quad \text{unde } |\mathbf{a}| = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}. \quad (7.94)$$

Derivata vector  $\ddot{\mathbf{r}}$  în raport cu timpul se determină din relația:

$$\dot{\mathbf{r}} = R \sin \beta \frac{|\mathbf{a}|\dot{\mathbf{a}} - \frac{\mathbf{a} \cdot \dot{\mathbf{a}}}{|\mathbf{a}|} \mathbf{a}}{|\mathbf{a}|^2} = \frac{R \sin \beta [|\mathbf{a}|^2 \dot{\mathbf{a}} - (\mathbf{a} \cdot \dot{\mathbf{a}}) \mathbf{a}]}{|\mathbf{a}|^3} \quad (7.95)$$

unde a fost introdusă notația  $\dot{\mathbf{a}} = (\dot{a}_x, \dot{a}_y, \dot{a}_z)$ :

$$\begin{aligned} \dot{a}_x &= \ddot{y}_{G_2} z_{G_2} - y_{G_2} \ddot{z}_{G_2}, \\ \dot{a}_y &= \ddot{z}_{G_2} x_{G_2} - z_{G_2} \ddot{x}_{G_2}, \\ \dot{a}_z &= \ddot{x}_{G_2} y_{G_2} - x_{G_2} \ddot{y}_{G_2}. \end{aligned} \quad (7.96)$$

Proiecțiile pe axele  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  ale accelerației punctului  $G_2$  se definesc prin următoarele expresii:

$$\begin{aligned} a_{G_2X} &= R \cos \beta \omega^2 \left[ \cos \delta \left[ (\cos \psi \sin \varphi_\psi + \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \cos \varphi_\psi) \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) + \left( \sin \psi \cos \varphi_\psi + \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \sin \varphi_\psi \right) \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] + \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right], \\ a_{G_2Y} &= -R \cos \beta \omega^2 \left[ \cos \delta \left[ \left( \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \cos \varphi_\psi - \sin \psi \sin \varphi_\psi \right) \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) + \left( \cos \psi \cos \varphi_\psi - \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \sin \varphi_\psi \right) \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] + \sin \delta \sin \theta \cos \psi \right], \\ a_{G_2Z} &= R \cos \beta \omega^2 \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \cos \delta \sin \theta \cos \varphi_\psi. \end{aligned} \quad (7.97)$$

Pentru determinarea vitezei liniare a punctului de contact al dinților conjugați, care aparține profilului dinților roții centrale  $E_1$ , derivăm (7.87) în raport cu timpul și obținem

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{r}}_{E_1} = \mathbf{V}_{E_1} &= \dot{\mathbf{r}}_{G_2} + \dot{\mathbf{r}} = \dot{x}_{G_2} \mathbf{i} + \dot{y}_{G_2} \mathbf{j} + \dot{z}_{G_2} \mathbf{k} \\ &+ \frac{R \sin \beta}{\left(\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}\right)^3} \left[ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) (\dot{a}_x \mathbf{i} + \dot{a}_y \mathbf{j} + \dot{a}_z \mathbf{k}) \right. \\ &\left. - (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) (a_x \mathbf{i} + a_y \mathbf{j} + a_z \mathbf{k}) \right]. \end{aligned} \quad (7.98)$$

Proiecțiile vectorului  $\mathbf{V}_{E_1}$  pe axele  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  se determină prin expresiile:

$$\begin{aligned} V_{E_1 X} &= \dot{x}_{G_2} + \frac{R \sin \beta}{\left(\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}\right)^3} \left[ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_x \right. \\ &\left. - (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_x \right], \\ V_{E_1 Y} &= \dot{y}_{G_2} + \frac{R \sin \beta}{\left(\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}\right)^3} \left[ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_y \right. \\ &\left. - (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_y \right], \\ V_{E_1 Z} &= \dot{z}_{G_2} + \frac{R \sin \beta}{\left(\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}\right)^3} \left[ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_z \right. \\ &\left. - (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_z \right]. \end{aligned} \quad (7.99)$$

Modulul vitezei punctului de contact  $E_1$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  se determină din relația:

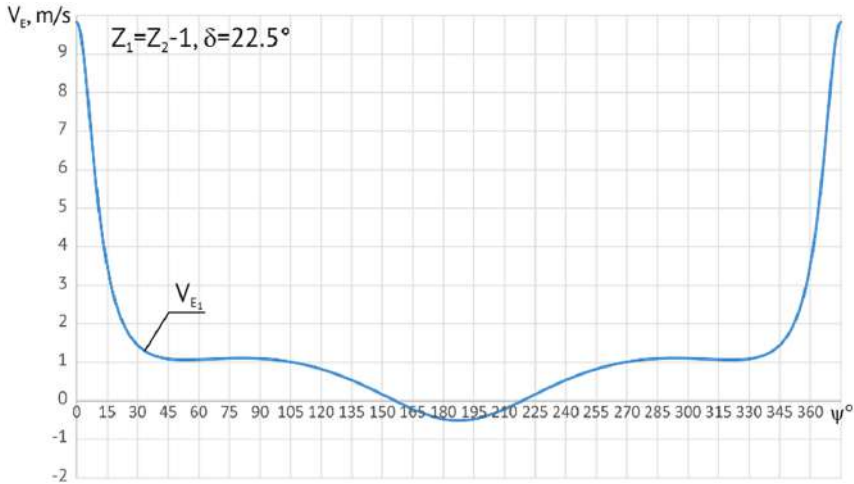
$$V_{E_1} = \sqrt{V_{E_1 X}^2 + V_{E_1 Y}^2 + V_{E_1 Z}^2}. \quad (7.100)$$

În figura 7.58 este prezentată variația vitezei liniare a punctului de contact  $E_1$  de pe profilul dinților roții centrale în funcție de unghiul de poziționare a arborelui-manivelă  $\psi$ .

Alunecarea relativă dintre flancurile dinților în contactul  $E$  se determină prin diferența dintre vitezele liniare ale punctelor de contact de pe profilurile dintelui roții centrale  $V_{E_1}$  și dintelui roții-satelit  $V_{E_2}$ , în funcție de unghiul de poziționare a arborelui-manivelă  $\psi$ , care se definește prin relația:

$$V_{al}(\psi) = V_{E_1}(\psi) - V_{E_2}(\psi). \quad (7.101)$$

Pentru determinarea alunecării relative dintre flancurile dinților conjugați și aprecierea pierderilor energetice în angrenajul dințat, se determină viteza liniară a punctului de pe profilul dinților roții-satelit  $V_{E_2}$  în funcție de același unghi de poziționare a arborelui-manivelă  $\psi$ .



**Figura 7.58.** Viteza liniară a punctului de contact de pe profilul dintelui roții centrale  $V_{E_1}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

### 7.7.6.2 Viteza liniară a punctului de contact $E_2$ de pe profilul dintelui roții-satelit

Roata-satelit în transmisia precesională efectuează mișcare sferospațială în jurul unui punct fix cu trei grade de mobilitate, determinată prin unghiurile lui Euler. Mișcarea sferică a satelitului legat rigid cu sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  în raport cu sistemul fix  $OXYZ$  se descrie prin relații analitice, prezentate în subcapitolul 3.2.

În diagrama vectorială din figura 7.59 este prezentată poziționarea vectorului vitezei punctului de contact  $E_2$ , care aparține profilului dintelui roții-satelit, cu respectarea condiției:

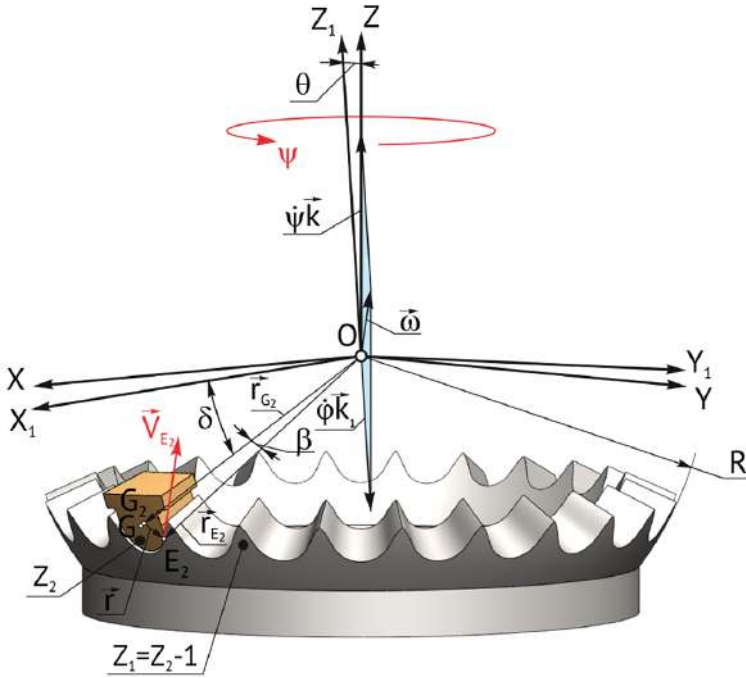
$$\mathbf{r}_{E_1} = \mathbf{OE}_1 = \mathbf{OE}_2 = \mathbf{r}_{E_2}, \quad (7.102)$$

unde

$$\mathbf{OE}_1 = x_{E_1}\mathbf{i} + y_{E_1}\mathbf{j} + z_{E_1}\mathbf{k}, \quad \mathbf{OE}_2 = x_{1E_2}\mathbf{i}_1 + y_{1E_2}\mathbf{j}_1 + z_{1E_2}\mathbf{k}_1. \quad (7.103)$$

Pentru determinarea coordonatelor punctului de contact  $E_2$ , exprimăm poziția satelitului prin versorii  $\mathbf{i}_1$ ,  $\mathbf{j}_1$ ,  $\mathbf{k}_1$  în funcție de versorii  $\mathbf{i}$ ,  $\mathbf{j}$ ,  $\mathbf{k}$  și unghiurile lui Euler  $\psi$ ,  $\theta$  și  $\varphi$  (v. capitolul 3):

$$\begin{aligned} x_{E_2} &= (x_{E_1}\mathbf{i} + y_{E_1}\mathbf{j} + z_{E_1}\mathbf{k}) \cdot \mathbf{i}_1, \\ y_{E_2} &= (x_{E_1}\mathbf{i} + y_{E_1}\mathbf{j} + z_{E_1}\mathbf{k}) \cdot \mathbf{j}_1, \\ z_{E_2} &= (x_{E_1}\mathbf{i} + y_{E_1}\mathbf{j} + z_{E_1}\mathbf{k}) \cdot \mathbf{k}_1, \end{aligned} \quad (7.104)$$



**Figura 7.59.** Diagrama poziționării vectorului vitezei punctului de contact  $V_{E_2}$  de pe profilul dintelui roții-satelit

$$\begin{aligned}
 \mathbf{i}_1 &= \cos \varphi \mathbf{i}' + \sin \varphi \mathbf{j}'' = \cos \varphi (\cos \psi \mathbf{i} + \sin \psi \mathbf{j}) \\
 &+ \sin \varphi (\cos \theta \mathbf{j} + \sin \theta \mathbf{k}) = (\cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta) \mathbf{i} \\
 &+ (\sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \cos \theta) \mathbf{j} + \sin \theta \sin \varphi \mathbf{k}, \\
 \mathbf{j}_1 &= -\sin \varphi \mathbf{i}' + \cos \varphi \mathbf{j}'' = -\sin \varphi (\cos \psi \mathbf{i} + \sin \psi \mathbf{j}) \\
 &+ \cos \varphi (\cos \theta (-\sin \psi \mathbf{i} + \cos \psi \mathbf{j}) + \sin \theta \mathbf{k}) \\
 &= (-\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) \mathbf{i} \\
 &+ (-\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi \cos \theta) \mathbf{j} + \sin \theta \cos \varphi \mathbf{k}, \\
 \mathbf{k}_1 &= -\sin \theta \mathbf{j}' + \cos \theta \mathbf{k} = -\sin \theta (-\sin \psi \mathbf{i} + \cos \psi \mathbf{j}) + \cos \theta \mathbf{k} \\
 &= \sin \theta \sin \psi \mathbf{i} - \sin \theta \cos \psi \mathbf{j} + \cos \theta \mathbf{k}.
 \end{aligned} \tag{7.105}$$

Coordonatele punctului de contact  $E_2$  de pe profilul dinților satelitului se determină conform expresiilor:

$$\begin{aligned}
 x_{1E_2} &= x_{E_1} (\cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta) \\
 &+ y_{E_1} (\sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \cos \theta) + z_{E_1} \sin \theta \sin \varphi, \\
 y_{1E_2} &= x_{E_1} (-\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) \\
 &+ y_{E_1} (-\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi \cos \theta) + z_{E_1} \sin \theta \sin \varphi, \\
 z_{1E_2} &= x_{E_1} \sin \theta \sin \psi + y_{E_1} (-\sin \theta \cos \varphi) + z_{E_1} \cos \theta.
 \end{aligned} \tag{7.106}$$

În cazul în care

$$\varphi = -\frac{Z_1}{Z_2}\psi = -\psi_1, \quad (7.107)$$

relațiile (7.106) pot fi rescrise în următoarele forme:

$$\begin{aligned} x_{1E_2} &= x_{E_1} (\cos \psi \cos \psi_1 + \sin \psi \sin \psi_1 \cos \theta) \\ &\quad + y_{E_1} (\sin \psi \cos \psi_1 - \cos \psi \sin \psi_1 \cos \theta) - z_{E_1} \sin \theta \sin \psi_1, \\ y_{1E_2} &= x_{E_1} (\cos \psi \sin \psi_1 - \sin \psi \cos \psi_1 \cos \theta) \\ &\quad + y_{E_1} (\sin \psi \sin \psi_1 + \cos \psi \cos \psi_1 \cos \theta) + z_{E_1} \sin \theta \cos \psi_1, \\ z_{1E_2} &= x_{E_1} \sin \theta \sin \psi - y_{E_1} \sin \theta \cos \psi + z_{E_1} \cos \theta. \end{aligned} \quad (7.108)$$

Proiecțiile vectorului vitezei punctului  $E_2$  de pe profilul dintelui satelitelui se calculează prin derivarea în raport cu timpul a coordonatelor  $x_{E_2}$ ,  $y_{E_2}$  și  $z_{E_2}$ , care sunt dependente de coordonatele  $x_{E_1}$ ,  $y_{E_1}$ ,  $z_{E_1}$  și unghiurile lui Euler.

Astfel, obținem expresiile proiecțiilor vitezei punctului  $E_2$  pe axele de coordonate  $X_1$ ,  $Y_1$ ,  $Z_1$ .

$$\begin{aligned} V_{E_2X_1} &= \dot{x}_{E_1} (\cos \psi \cos \psi_1 + \sin \psi \sin \psi_1 \cos \theta) \\ &\quad + \dot{y}_{E_1} (\sin \psi \cos \psi_1 - \cos \psi \sin \psi_1 \cos \theta) - \dot{z}_{E_1} \sin \theta \sin \psi_1 \\ &\quad + \dot{\psi} \left\{ x_{E_1} \left[ -\sin \psi \cos \psi_1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \sin \psi_1 + \cos \psi \sin \psi_1 \cos \theta \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \cos \psi_1 \cos \theta \right] + y_{E_1} \left[ \cos \psi \cos \psi_1 - \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \sin \psi_1 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \sin \psi \sin \psi_1 \cos \theta - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \cos \psi_1 \cos \theta \right] \right. \\ &\quad \left. - \dot{z}_{E_1} \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \cos \psi_1 \right\} = \dot{x}_E (\cos \psi \cos \psi_1 + \sin \psi \sin \psi_1 \cos \theta) \\ &\quad + \dot{y}_{E_1} (\sin \psi \cos \psi_1 - \cos \psi \sin \psi_1 \cos \theta) - \dot{z}_{E_1} \sin \theta \sin \psi_1 \\ &\quad + \dot{\psi} \left\{ x_{E_1} \left[ -\left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta\right) \sin \psi \cos \psi_1 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \left(-\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta\right) \cos \psi \sin \psi_1 \right] + y_{E_1} \left[ \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta\right) \cos \psi \cos \psi_1 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \left(-\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta\right) \sin \psi \sin \psi_1 \right] - \dot{z}_{E_1} \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \cos \psi_1 \right\}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
V_{E_2 Y_1} &= \dot{y}_{E_2} = \dot{x}_{E_1} (\cos \psi \cos \psi_1 - \sin \psi \cos \psi_1 \cos \theta) \\
&+ \dot{y}_{E_1} (\sin \psi \sin \psi_1 + \cos \psi \cos \psi_1 \cos \theta) + \dot{z}_{E_1} \sin \theta \cos \psi_1 \\
&+ \dot{\psi} \left\{ x_{E_1} \left[ -\sin \psi \sin \psi_1 + \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \cos \psi_1 - \cos \psi \cos \psi_1 \cos \theta \right. \right. \\
&+ \left. \left. \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \sin \psi_1 \cos \theta \right] + y_{E_1} \left[ \cos \psi \sin \psi_1 + \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \cos \psi_1 \right. \right. \\
&- \left. \left. \sin \psi \cos \psi_1 \cos \theta - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \sin \psi_1 \cos \theta \right] - \frac{Z_1}{Z_2} z_{E_1} \sin \theta \sin \psi_1 \right\} \\
&= \dot{x}_E (\cos \psi \sin \psi_1 - \sin \psi \cos \psi_1 \cos \theta) \\
&+ \dot{y}_{E_1} (\sin \psi \sin \psi_1 + \cos \psi \cos \psi_1 \cos \theta) + \dot{z}_{E_1} \sin \theta \cos \psi_1 \\
&+ \dot{\psi} \left\{ x_{E_1} \left[ - \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \sin \psi \sin \psi_1 \right. \right. \\
&- \left. \left( -\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta \right) \cos \psi \cos \psi_1 \right] + y_{E_1} \left[ \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \cos \psi \sin \psi_1 \right. \right. \\
&- \left. \left( -\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta \right) \sin \psi \cos \psi_1 \right] - \dot{z}_{E_1} \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \sin \psi_1 \left. \right\} \quad (7.109) \\
V_{E_2 Z_1} &= \dot{z}_{E_2} = \dot{x}_{E_1} \sin \theta \sin \psi - \dot{y}_{E_1} \sin \theta \cos \psi + \dot{z}_{E_1} \cos \theta \\
&+ \dot{\psi} (x_{E_1} \sin \theta \cos \psi + y_{E_1} \sin \theta \sin \psi).
\end{aligned}$$

Utilizând relațiile (7.109) pentru calculul proiecțiilor vitezei punctului de contact  $E_2$ , determinăm modulul vitezei punctului de contact  $E_2$  de pe profilul dintelui satelitului conform relației:

$$V_{E_2} = \sqrt{\dot{x}_{1E_2}^2 + \dot{y}_{1E_2}^2 + \dot{z}_{1E_2}^2}, \quad (7.110)$$

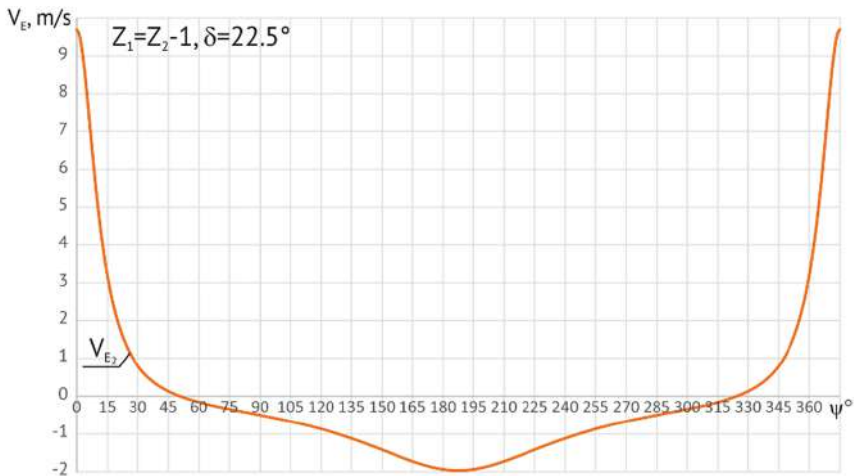
unde

$$\begin{aligned}
\dot{X}_{1E_2} &= V_{E_2 X_1} = V_{G_2 X_1} + \frac{R \sin \beta}{\left( \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \right)^3} \left\{ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_x \right. \\
&- \left. (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_x \right\}, \\
\dot{Y}_{1E_2} &= V_{E_2 Y_1} = V_{G_2 Y_1} + \frac{R \sin \beta}{\left( \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \right)^3} \left\{ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_y \right. \\
&- \left. (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_y \right\}, \quad (7.111) \\
\dot{Z}_{1E_2} &= V_{E_2 Z_1} = V_{G_2 Z_1} + \frac{R \sin \beta}{\left( \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \right)^3} \left\{ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_z \right. \\
&- \left. (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_z \right\}.
\end{aligned}$$

Direcția vectorului vitezei  $\mathbf{V}_{E_2}$  se calculează utilizând funcțiile cosinusurilor directe:

$$\begin{aligned}\cos(\mathbf{V}_{E_2}, \mathbf{i}_1) &= \frac{V_{E_2} X_1}{V_{E_2}}, \\ \cos(\mathbf{V}_{E_2}, \mathbf{j}_1) &= \frac{V_{E_2} Y_1}{V_{E_2}}, \\ \cos(\mathbf{V}_{E_2}, \mathbf{k}_1) &= \frac{V_{E_2} Z_1}{V_{E_2}}.\end{aligned}\quad (7.112)$$

În figura 7.60 este prezentată variația modului vitezei punctului de contact de pe profilul dintelui satelitului  $V_{E_2}$  în funcție de  $\psi$ .

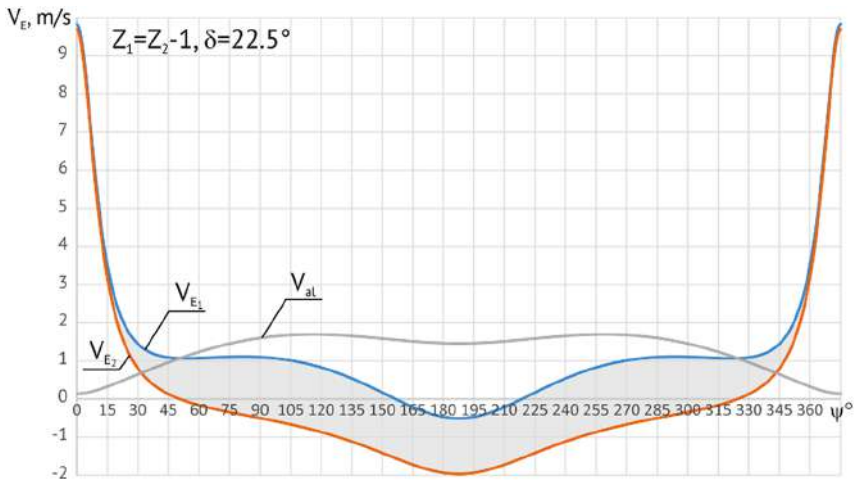


**Figura 7.60.** Viteza liniară a punctului de contact  $E_2$  de pe profilul dintelui roții-satelit  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul  $\psi$ , pentru coraportul dinților  $Z_1 = Z_2 - 1$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

### 7.7.6.3 Viteza relativă de alunecare dintre flancurile conjugate ale dinților

Cunoscând variația vitezelor liniare ale punctelor de contact  $E_1$  și  $E_2$ , respectiv de pe profilurile dinților roții centrale și ai roții-satelit, se determină variația vitezei de alunecare relativă dintre flancurile dinților în funcție de unghiul  $\psi$ ,  $V_{E_{ai}(\psi)} = V_{E_1(\psi)} - V_{E_2(\psi)}$ , prezentată în figura 7.61, pentru angrenajul precesional cu coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 - 1$ .

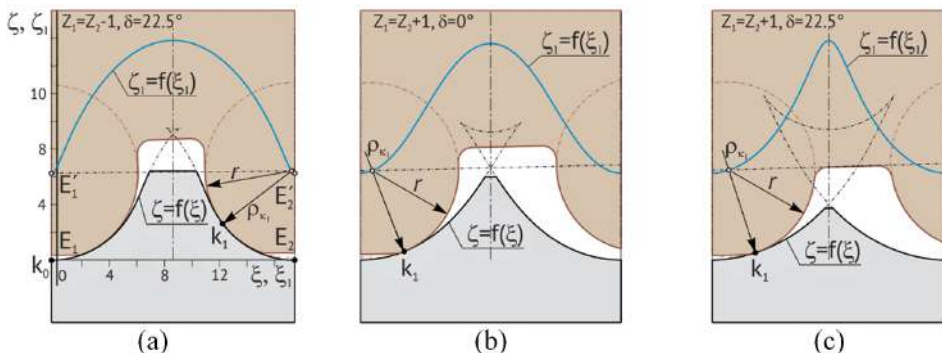
Din secțiunea 7.7.3 se constată că forma profilului flancurilor dinților roții centrale în angrenajul precesional dințat depinde de configurația para-



**Figura 7.61.** Viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților în funcție de unghiul  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24, Z_2 = 25, \theta = 3,5^\circ, \delta = 22,5^\circ, \beta = 4,78^\circ, r = 6,27\text{ mm}, R = 75\text{ mm}$ )

metrilor geometrice  $Z_1, Z_2, \theta, \delta$  și  $r$ , în care coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 \pm 1$  are o influență considerabilă.

În figura 7.62 (a) este prezentată profilograma dinților roților conjugate pentru configurația parametrilor  $Z_1 = 24, Z_2 = 25, \theta = 3,5^\circ, \delta = 22,5^\circ, r = 6,27\text{ mm}, R = 75\text{ mm}$  și coraportul numărului dinților  $Z_1 = Z_2 - 1$ , în figura 7.62 (b) în configurația parametrilor diferă doar coraportul numărului dinților  $Z_1 = Z_2 + 1$ , adică  $Z_1 = 25$  și  $Z_2 = 24$ , iar în figura 7.62 (c), pe lângă coraportul numărului dinților  $Z_1 = Z_2 + 1$ , diferă și unghiul axoidei conice  $\delta = 0^\circ$ .

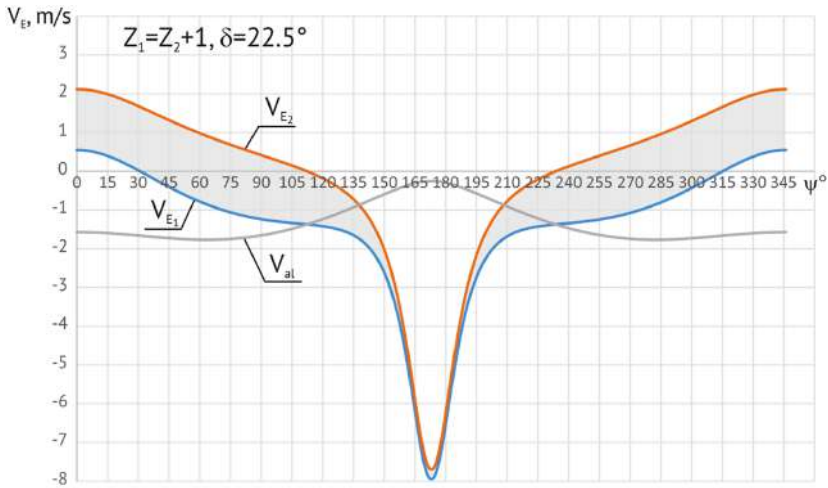


**Figura 7.62.** Profilogramele și poziționarea relativă a flancurilor dinților conjugăți în contactul  $k_1$  pentru: a)  $Z_1 = Z_2 - 1, \delta = 22,5^\circ$ ; b)  $Z_1 = Z_2 + 1, \delta = 22,5^\circ$ ; c)  $Z_1 = Z_2 + 1, \delta = 0^\circ$  ( $Z_1 = 24(25), Z_2 = 25(24), \theta = 3,5^\circ, \delta = 22,5^\circ(0^\circ), r = 6,27\text{ mm}, R = 75\text{ mm}$ )

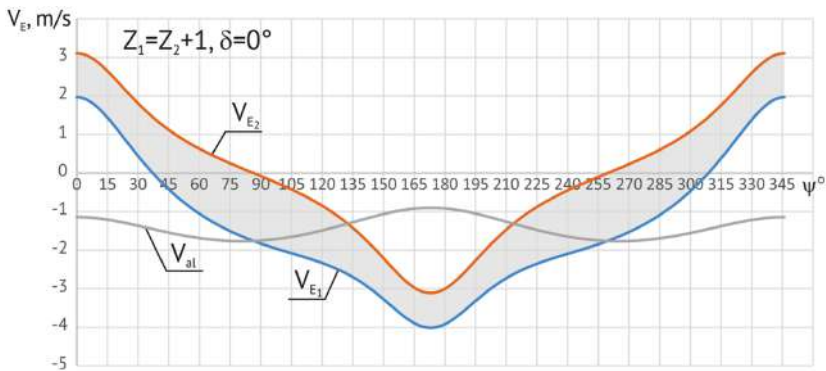


În figura 7.63 sunt prezentate variațiile vitezelor liniare din punctul de contact al dinților  $V_{E_1}$  și  $V_{E_2}$  și diferența lor  $V_{al} = V_{E_1} - V_{E_2}$  pentru angrenajul cu profilul dinților conform figurii 7.62 (b), cu coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta = 22,5^\circ$ , iar în figura 7.64 – pentru coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta = 0^\circ$ , cu profilul dinților conform figurii 7.62 (c).

Din analiza comparativă a figurilor 7.61, 7.63 și 7.64 constatăm că coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 - 1$  sau  $Z_1 = Z_2 + 1$  influențează substanțial vitezele liniare  $V_{E_1}$  și  $V_{E_2}$  din contact și viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților în contact.



**Figura 7.63.** Viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 25, Z_2 = 24, \theta = 3,5^\circ, \delta = 22,5^\circ, r = 6,27\text{ mm}, R = 75\text{ mm}$ )



**Figura 7.64.** Viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$

Din analiza figurilor 7.54–7.56 observăm că coraportul numărului dinților  $Z_1 = Z_2 \pm 1$  influențează în aceeași măsură și asupra razelor de curbură ale profilurilor flancurilor dinților în contact, iar din figura 7.62 (a, b, c) este evidentă influența radicală a coraportului dinților și asupra mărimii unghiului de profil al dinților roții centrale. Analiza cinetostatică a angrenajelor cu coraportul  $Z_4 = Z_2 + 1$  denotă că roțile centrale cu unghiul de profil al dinților mai mare de  $45^\circ$  este rațional de utilizat în transmisiile precesionale cu regim funcțional de multiplicator sau de diferențial. Această recomandare se datorează faptului că în transmisiile precesionale cu regim funcțional de multiplicator (fig. 7.62 b, c), roata centrală condusă (cu regim de reductor) cu  $Z_4$  dinți devine element cinematic conducător, la rotirea căreia mișcarea de rotație se transformă în mișcare sferospațială a satelitului cu frecvența ciclurilor de precesie egală cu numărul de dinți ai roții centrale  $Z_4$  (fig. 7.63 și 7.64).

**Remarca 7.9.** *Angrenajul precesional dințat  $A^D$  cu coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $Z_4 = Z_3 - 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta > 0^\circ$  se recomandă de utilizat în transmisii precesionale cu regim funcțional de reductor, datorită geometriei contactului concav-concav  $K_{CV-CV}$  cu diferența mică a razelor de curbură și vitezei reduse de alunecare relativă dintre flancurile conjugate.*

**Remarca 7.10.** *Angrenajul precesional dințat  $A^D$  cu coraportul numărului de dinți  $Z_4 = Z_3 + 1$  (sau  $Z_1 = Z_2 + 1$ ), unghiul axoidei conice  $\delta \geq 0^\circ$  și unghiul de profil al dinților roții centrale mai mare de  $\alpha_w > 45^\circ$  se recomandă de utilizat în transmisii cu regim funcțional de multiplicator, datorită cinetostaticii favorabile transformării mișcării de rotație a roții centrale în mișcare sferospațială a roții-satelit cu frecvența ciclurilor de precesie  $n_s = Z_4$ .*

#### 7.7.6.4 Cinematica și geometria contactului convex-concav

Cinematica punctului de contact al dinților în angrenare precesională și forma geometrică a flancurilor conjugate reprezintă două caracteristici determinante ale randamentului mecanic și ale capacității portante a contactului.

Randamentul mecanic al angrenajului este expresia pierderilor energetice generate de forțele de frecare cu alunecare dintre flancurile conjugate, iar capacitatea portantă a contactului convex-concav rezultă din mărimea diferenței razelor de curbură ale acestora.

Din aceste considerente, cinematica și geometria contactului se examinează pentru angrenări cu configurații parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  diferite între ele doar prin coraportul numerelor de dinți  $Z_1 = Z_2 \pm 1$  și unghiul axoidei

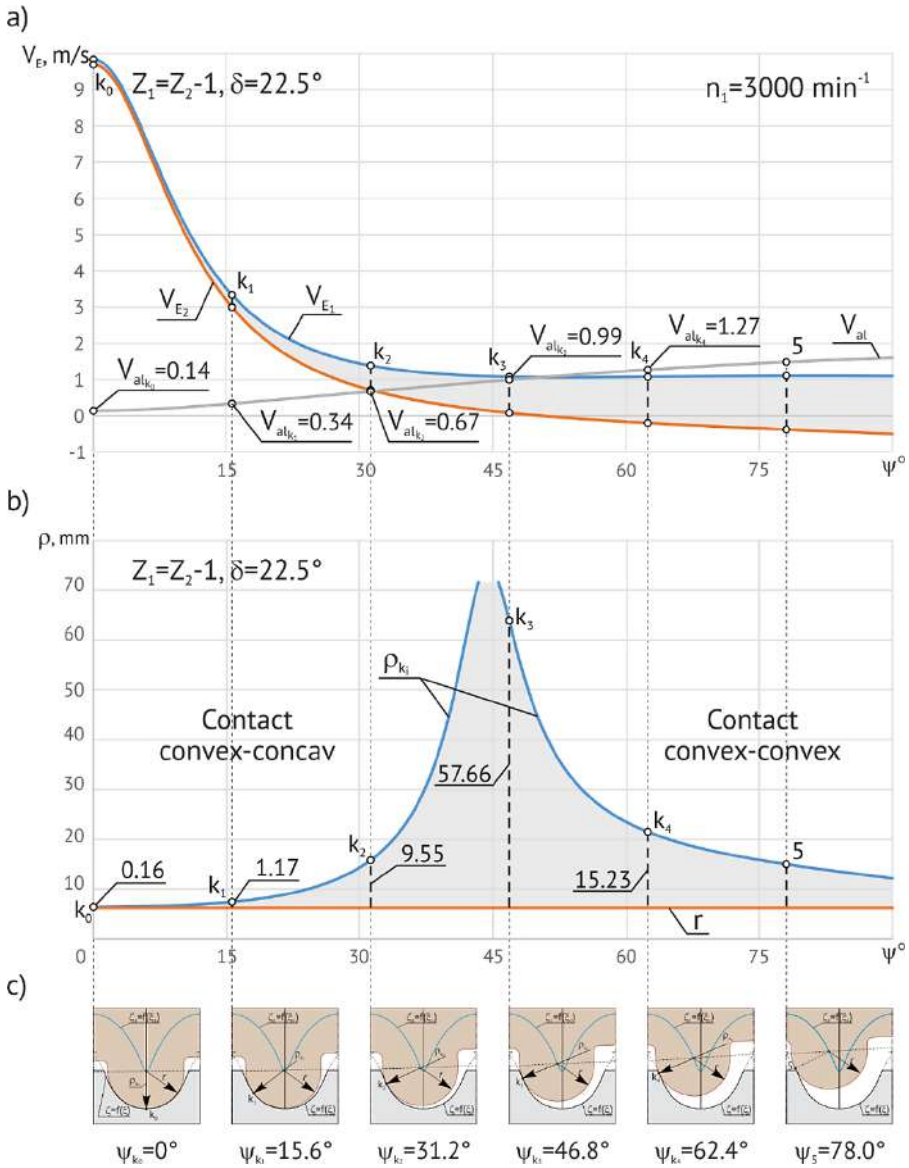
conice  $\delta \geq 0^\circ$ . Din cele menționate, configurația generalizată poate fi exprimată prin parametrii  $Z_1 = 24(25)$ ,  $Z_2 = 25(24)$ ,  $\theta = 3, 5^\circ$ ,  $\delta = 22, 5^\circ(0^\circ)$ ,  $r = 6, 27 \text{ mm}$  și  $R = 75 \text{ mm}$ .

Analiza cinematicii punctelor de contact  $k_0, k_1, k_2 \dots k_i$  corespunzătoare unghiurilor de poziționare a arborelui-manivelă, notificând  $\psi = 0$  pentru  $k_0$ , are loc prin varierea vitezelor liniare ale punctelor de contact  $E_1$  de pe profilul dinților roții centrale și  $E_2$  de pe profilul dinților satelitului și a vitezei relative de alunecare dintre flancuri  $V_{al_{k_i}}$ , iar geometria contactului dinților se prezintă prin razele de curbură  $\rho_{k_i}$  ale profilului dinților roții centrale și ale profilului dinților satelitului  $r$  și diferența lor  $(\rho_{k_i} - r)$ . Analiza cinematicii contactului dinților se efectuează pentru frecvența de turații a arborelui-manivelă  $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$ .

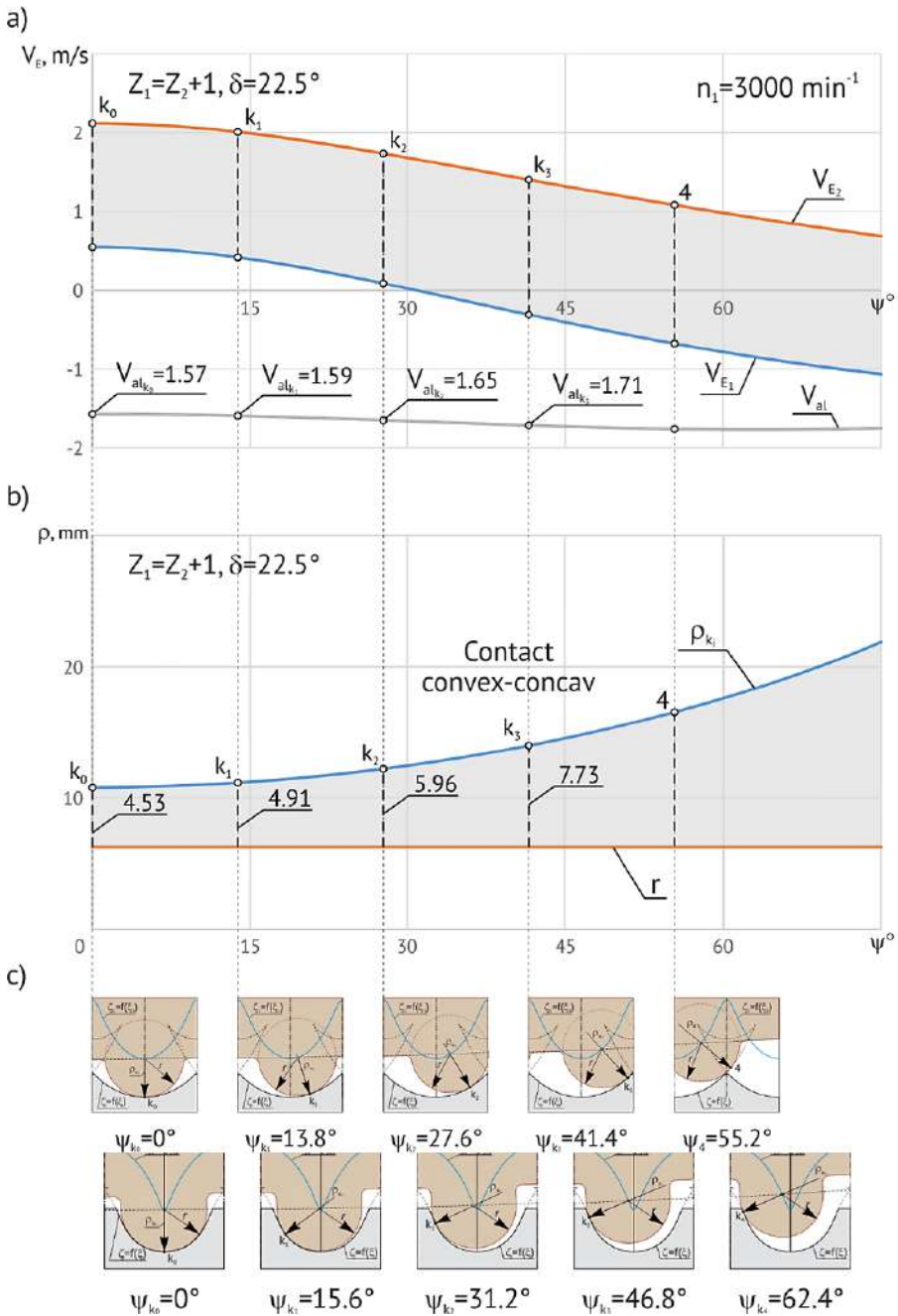
Astfel, în angrenarea corespunzătoare configurației  $[Z_g - \theta, -1]$  cu coraportul numerelor de dinți  $Z_1 = Z_2 - 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta = 22, 5^\circ$ , prezentată în figura 7.65 (a), în contactul dinților  $k_0$  viteza liniară  $V_{E_1} = 9, 83 \text{ m/s}$ ,  $V_{E_2} = 9, 69 \text{ m/s}$ ,  $V_{al_{k_0}} = 0, 14 \text{ m/s}$ , iar raza de curbură a profilului dinților roții centrale  $\rho_{k_0} = 6, 43 \text{ mm}$ , a dinților satelitului  $r = 6, 27 \text{ mm}$  și diferența lor  $(\rho_{k_0} - r) = 0, 16 \text{ mm}$  (fig. 7.65 b).

Odată cu creșterea coordonatei unghiulare de la o pereche conjugată la alta cu pasul  $\psi = 360i \cdot Z_2/Z_1$ , spre exemplu de la coordonata unghiulară  $\psi_{k_0} = 0^\circ$  până la  $\psi = 15, 6^\circ$  atribuirea contactului  $k_1$ , vitezele liniare  $V_{E_1}$  și  $V_{E_2}$  se micșorează, înregistrând în contactul  $k_1$  diferența  $V_{al_{k_1}} = V_{E_1 k_1} - V_{E_2 k_2} = 0, 34 \text{ m/s}$ , iar diferența razelor de curbură ale flancurilor conjugate în  $k_1$   $(\rho_{k_2} - r) = 1, 17 \text{ mm}$ ; în contactul  $k_2$  corespunzător  $\psi = 31, 2^\circ$   $V_{al} = 0, 67 \text{ m/s}$  și diferența razelor de curbură  $(\rho_{k_2} - r) = 9, 55 \text{ mm}$ ; în contactul  $k_3$  corespunzător  $\psi = 46, 8^\circ$   $m/s$ , iar geometria contactului dinților trece din convex-concavă în convex-convexă, cu raza de curbură externă a profilului dinților roții centrale  $\rho_{k_3} = 57, 66 \text{ mm}$ . În figura 7.65 (c) este prezentată evoluția geometriei de la contactul  $k_0$  către contactul  $k_4$ .

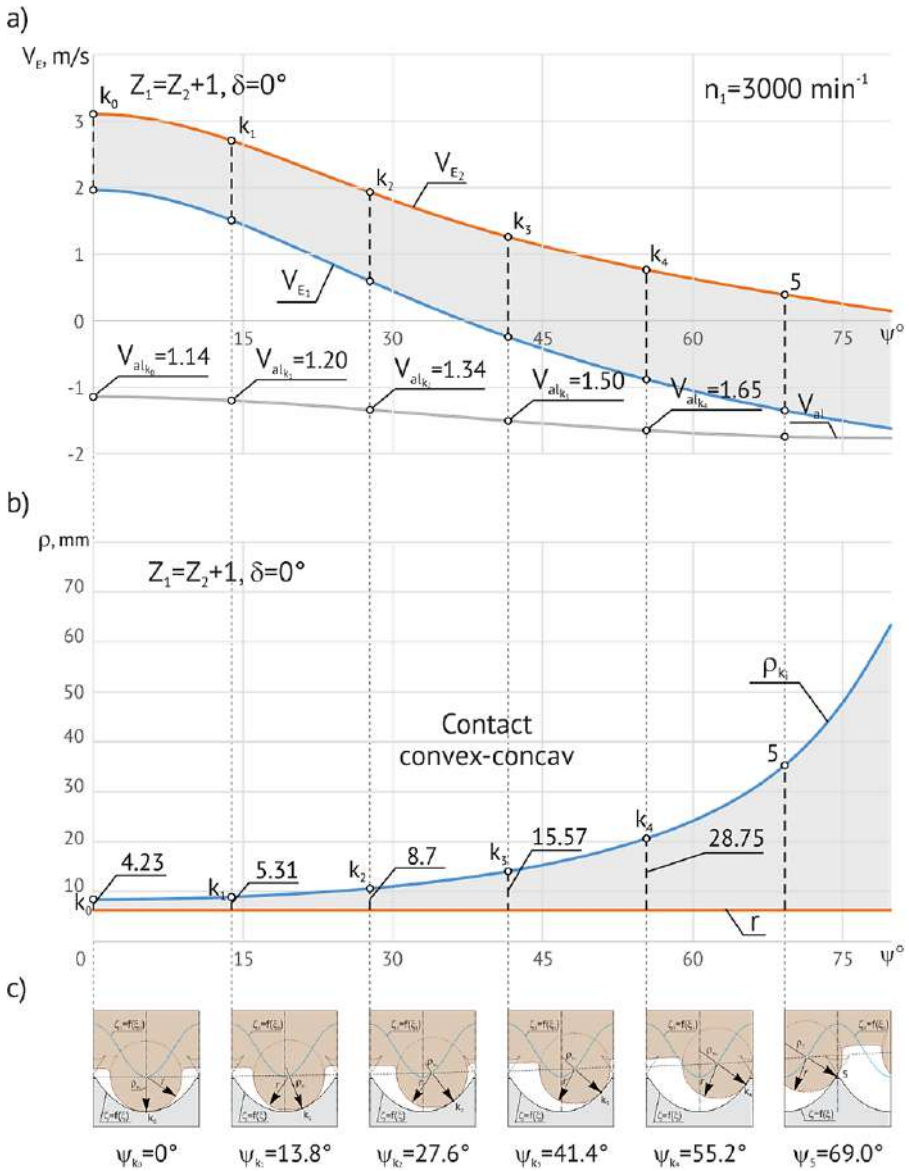
Din angrenarea corespunzătoare configurației parametrice  $[Z_g - \theta, +1]$  cu coraportul numerelor de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta = 22, 5^\circ$ , prezentată în figura 7.66, se constată că în contactul flancurilor dinților  $k_0$  viteza relativă de alunecare  $V_{al_{k_0}} = 1, 57 \text{ m/s}$  și diferența razelor de curbură  $(\rho_{k_0} - r) = 4, 53 \text{ mm}$ ; în contactul  $k_1$  corespunzător  $\psi = 13, 8^\circ$   $m/s$   $V_{al_{k_1}} = 1, 59 \text{ m/s}$  și  $(\rho_{k_1} - r) = 4, 91 \text{ mm}$ ; în  $k_2$  corespunzător  $\psi = 27, 6^\circ$   $V_{al_{k_2}} = 1, 65 \text{ m/s}$  și  $(\rho_{k_2} - r) = 5, 96 \text{ mm}$  și în  $k_3$  corespunzător  $\psi = 41, 4^\circ$   $V_{al_{k_3}} = 1, 71 \text{ m/s}$  și  $(\rho_{k_3} - r) = 7, 73 \text{ mm}$ .



**Figura 7.65.** Vitezele liniare în punctul de contact  $V_{E1}, V_{E2}, V_{al}$  (a) și diferența razelor de curbă  $(\rho_{k_i} - r)$  (b) ale profilurilor conjugate în contactul  $k_i$  (c) în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 24, Z_2 = 25, \theta = 3,5^\circ, \delta = 22,5^\circ, r = 6,27 \text{ mm}, R = 75 \text{ mm}$ )



**Figura 7.66.** Vitezele liniare în punctul de contact  $V_{E_1}$ ,  $V_{E_2}$ ,  $V_{al}$  (a) și diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) (b) ale profilurilor conjugate în contactul  $k_i$  (c) în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )



**Figura 7.67.** Vitezele liniare în punctul de contact  $V_{E1}$ ,  $V_{E2}$ ,  $V_{al}$  (a) și diferența razelor de curbură  $(\rho_{k_i} - r)$  (b) ale profilurilor conjugate în contactul  $k_i$  (c) în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3, 5^\circ$ ,  $\delta = 22, 5^\circ$ ,  $r = 6, 27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

În angrenarea corespunzătoare configurației parametriche  $[Z_g - \theta, +1]$  cu coraportul numerelor de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta = 0$ , prezentată în figura 7.67, se observă că în contactul flancurilor dinților  $k_0$  corespunzător  $\psi = 0$ , viteza relativă de alunecare  $V_{al_{k_0}} = 1, 14 \text{ m/s}$ , diferența

razelor de curbură  $(\rho_{k_0} - r) = 4,23 \text{ mm}$ ; în contactul  $k_1$  corespunzător  $\psi = 13,8^\circ$   $V_{al_{k_1}} = 1,2 \text{ m/s}$ ,  $(\rho_{k_1} - r) = 5,31 \text{ mm}$ ; în contactul  $k_2$  corespunzător  $\psi = 27,6^\circ$   $V_{al_{k_2}} = 1,34 \text{ m/s}$ ,  $(\rho_{k_2} - r) = 8,7 \text{ mm}$ ; în  $k_3$  corespunzător  $\psi = 41,6^\circ$   $V_{al_{k_3}} = 1,5 \text{ m/s}$   $(\rho_{k_3} - r) = 15,57 \text{ mm}$  și în contactul  $k_4$  corespunzător  $\psi = 55,2^\circ$  viteza relativă de alunecare  $V_{al_{k_4}} = 1,65 \text{ m/s}$  și diferența razelor de curbură ale profilurilor conjugate  $(\rho_{k_4} - r) = 28,75 \text{ mm}$ .

Din analiza cinematicii și geometriei contactului dinților în angrenările prezentate în figurile 7.65, 7.66 și 7.67 se constată că în angrenarea corespunzătoare configurației parametrice  $[Z_g - \theta, -1]$  cu coraportul numerelor de dinți  $Z_1 = Z_2 - 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta = 22,5^\circ$ , atât viteza relativă de alunecare  $V_{al}$ , cât și diferențele razelor de curbură  $(\rho_k - r)$  în contactele  $k_0, k_1, k_2$  și  $k_3$  sunt relativ mici, ceea ce presupune utilizarea acestei angrenări pentru proiectarea angrenajelor precesionale cu regim de funcționare de reductor.

**Remarca 7.11.** *Analiza în ansamblu a cinematicii și a geometriei contactului flancurilor conjugate în aceleași coordonate unghiulare ale fazei de precesie permite estimarea randamentului mecanic și a capacității portante a contactului dinților, inclusiv certificarea criteriilor de elaborare a modelului tribologic al contactului.*

#### 7.7.6.5 Distanțele parcurse de punctele de contact $E_1$ și $E_2$ și diferența lor

Cerințele și principiile expuse în subcapitolul 7.4 privind dezvoltarea contactului convex-concav în angrenajul precesional necesită abordări complexe ale contactului deformabil, inclusiv referitoare la procesele tribologice, de care depinde randamentul mecanic al transmisiei.

În [6], autorul menționează că în baza lucrărilor [78, 99, 100] s-a constatat teoretic și prin cercetări experimentale, pe mostre fizice de reductoare precesionale, că intensitatea uzurii  $I_h$  (v. [6, p. 239–242]) a angrenajului precesional depinde de starea tensională a contactului dinților, de filmul lubrifianțului dintre flancurile dinților în contact și de calitatea suprafețelor de contact. Cunoscând intensitatea uzurii  $I_h$ , grosimea admisibilă a stratului uzat al flancurilor dinților  $[h]$  și diferența distanțelor parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$  de pe profilul dintelui roții centrale și, respectiv, a satelitului, putem determina longevitatea angrenajului precesional dințat la uzura  $N_h$  exprimată în cicluri de încărcare prin expresia:

$$N_h = [h] / I_h \cdot S, \quad (7.113)$$

unde  $S = 2aV_{al}/V_{\Sigma K}$  este diferența distanței parcurse de punctele  $E_1$  și  $E_2$  cu frecare de alunecare între flancurile dinților conjugăți, în care

$a = 1,07\sqrt{\frac{q\rho_e}{E_e}}$ , iar  $\rho_e$  este raza de curbură echivalentă a flancurilor dinților angrenați,  $E_e$  – modulul de elasticitate echivalent a materialelor dinților,  $V_{\Sigma K}$  – viteza sumară de rostogolire și  $V_{al}$  este viteza relativă de alunecare din contactul dinților.

Din această perspectivă este important să analizăm în complex viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților și distanțele parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$ , respectiv de pe profilurile dinților roții centrale și ai satelitului, în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ . Distanțele parcurse de punctul de contact de pe profilurile dinților roții centrale  $S_1$  și roții-satelit  $S_2$  se consideră egale cu distanța parcursă de acestea între pozițiile determinate de unghiurile  $\psi_{k_0} = 0$  și  $\psi_{k_1} = 360iZ_2/Z_1^2$ , unde  $i = 1, 2, 3, \dots$  este numărul de ordine al contactului perechilor de dinți conjugate (fig. 7.48).

Având în vedere cele menționate, distanța parcursă de punctul de contact  $E_1$  de pe flancul dinților roții centrale se determină din formula:

$$\begin{aligned} S_1(\psi) &= \int_0^{\frac{Z_2}{Z_1}\psi} \sqrt{\left(\frac{dx_{E_1}}{d\psi}\right)^2 + \left(\frac{dy_{E_1}}{d\psi}\right)^2 + \left(\frac{dz_{E_1}}{d\psi}\right)^2} d\psi \\ &= \int_0^t \sqrt{\dot{x}_{E_1}^2 + \dot{y}_{E_1}^2 + \dot{z}_{E_1}^2} dt, \end{aligned} \quad (7.114)$$

unde  $\dot{x}_{E_1}$ ,  $\dot{y}_{E_1}$  și  $\dot{z}_{E_1}$  sunt proiecțiile vectorului vitezei  $\mathbf{V}_{E_1}$  a punctului  $E_1$  pe axele  $X$ ,  $Y$  și  $Z$ , și care se determină prin expresiile:

$$\begin{aligned} \dot{x}_{E_1} &= V_{E_1X} = \dot{x}_{G_2} + \frac{R \sin \beta}{\left(\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}\right)^3} \left[ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_x \right. \\ &\quad \left. - (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_x \right], \\ \dot{y}_{E_1} &= V_{E_1Y} = \dot{y}_{G_2} + \frac{R \sin \beta}{\left(\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}\right)^3} \left[ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_y \right. \\ &\quad \left. - (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_y \right], \\ \dot{z}_{E_1} &= V_{E_1Z} = \dot{z}_{G_2} + \frac{R \sin \beta}{\left(\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}\right)^3} \left[ (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2) \dot{a}_z \right. \\ &\quad \left. - (a_x \dot{a}_x + a_y \dot{a}_y + a_z \dot{a}_z) a_z \right], \end{aligned} \quad (7.115)$$

în care  $\mathbf{x}_{G_2}$ ,  $\mathbf{y}_{G_2}$  și  $\mathbf{z}_{G_2}$  sunt proiectate pe axele  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  ale vectorului vitezei  $\mathbf{V}_{G_2}$  a originii razei de curbură a dinților roții-satelit  $G_2$  calculate



prin:

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_{G_2} &= V_{G_2X} = R \cos \beta \omega \left[ \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \varphi_\psi \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \cos \psi \cos \varphi_\psi \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] - \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right], \\
 \dot{y}_{G_2} &= V_{G_2Y} = -R \cos \beta \omega \left[ \cos \delta \left[ \cos \psi \sin \varphi_\psi \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + \sin \psi \cos \varphi_\psi \left( \frac{Z_1}{Z_2} - \cos \theta \right) \right] + \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right], \\
 \dot{z}_{G_2} &= V_{G_2Z} = R \cos \beta \omega \frac{Z_1}{Z_2} \cos \delta \sin \theta \sin \varphi_\psi,
 \end{aligned} \tag{7.116}$$

unde  $x_{G_2}$ ,  $y_{G_2}$ ,  $z_{G_2}$  sunt coordonatele în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  al originii razei de curbură a dinților roții-satelit  $G_2$  (7.90),  $\ddot{x}_{G_2}$ ,  $\ddot{y}_{G_2}$ ,  $\ddot{z}_{G_2}$  sunt accelerațiile punctului  $G_2$  (7.98),  $a_x$ ,  $a_y$ ,  $a_z$  și  $\dot{a}_x$ ,  $\dot{a}_y$ ,  $\dot{a}_z$  definite prin (7.93) și (7.96).

Distanța parcursă de punctul de contact  $E_2$  de pe profilul flancului dinților roții-satelit în arc de cerc, pentru aceleași valori ale unghiului de precesie  $\psi$ , se determină prin formula:

$$\begin{aligned}
 S_2(\psi) &= \int_0^{\frac{Z_2}{Z_1} \psi} \sqrt{\left( \frac{dx_{1E_2}}{d\psi} \right)^2 + \left( \frac{dy_{1E_2}}{d\psi} \right)^2 + \left( \frac{dz_{1E_2}}{d\psi} \right)^2} d\psi \\
 &= \int_0^t \sqrt{\dot{x}_{1E_2}^2 + \dot{y}_{1E_2}^2 + \dot{z}_{1E_2}^2} dt,
 \end{aligned} \tag{7.117}$$

unde  $\dot{x}_{1E_2}$ ,  $\dot{y}_{1E_2}$ ,  $\dot{z}_{1E_2}$  sunt proiecțiile vectorului vitezei punctului  $E_2$  pe axele de coordonate  $x_1$ ,  $y_1$ ,  $z_1$  și se calculează prin expresiile:

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_{1E_2} &= V_{E_2X_1} = \dot{x}_{E_1} (\cos \psi \cos \psi_1 + \sin \psi \sin \psi_1 \cos \theta) \\
 &\quad + \dot{y}_{E_1} (\sin \psi \cos \psi_1 - \cos \psi \sin \psi_1 \cos \theta) - \dot{z}_{E_1} \sin \theta \sin \psi_1 \\
 &\quad + \dot{\psi} \left\{ x_{E_1} \left[ - \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \sin \psi \cos \psi_1 + \left( - \frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta \right) \cos \psi \sin \psi_1 \right] \right. \\
 &\quad + y_{E_1} \left[ \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \cos \psi \cos \psi_1 + \left( - \frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta \right) \sin \psi \sin \psi_1 \right] \\
 &\quad \left. - z_{E_1} \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \cos \psi_1 \right\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{y}_{1E_2} = V_{E_2Y_1} = & \dot{x}_{E_1} (\cos \psi \sin \psi_1 + \sin \psi \cos \psi_1 \cos \theta) \\
& + \dot{y}_{E_1} (\sin \psi \sin \psi_1 + \cos \psi \cos \psi_1 \cos \theta) + \dot{z}_{E_1} \sin \theta \cos \psi_1 \\
& + \dot{\psi} \left\{ x_{E_1} \left[ - \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \sin \psi \sin \psi_1 - \left( -\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta \right) \cos \psi \cos \psi_1 \right] \right. \\
& + y_{E_1} \left[ \left( 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta \right) \cos \psi \sin \psi_1 - \left( -\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \theta \right) \sin \psi \cos \psi_1 \right] \\
& \left. - z_{E_1} \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \cos \psi_1 \right\} \quad (7.118)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{z}_{1E_2} = V_{E_2Z_1} = & \dot{x}_{E_1} \sin \theta \sin \psi - \dot{y}_{E_1} \sin \theta \cos \psi + \dot{z}_{E_1} \cos \theta \\
& + \dot{\psi} (x_{E_1} \sin \theta \cos \psi + y_{E_1} \sin \theta \sin \psi),
\end{aligned}$$

unde

$$\begin{aligned}
x_{E_1} &= x_{G_2} + R \sin \beta \frac{a_x}{|\mathbf{a}|}, \\
y_{E_1} &= x_{G_2} + R \sin \beta \frac{a_y}{|\mathbf{a}|}, \\
z_{E_1} &= x_{G_2} + R \sin \beta \frac{a_z}{|\mathbf{a}|}.
\end{aligned} \quad (7.119)$$

Distanțele  $S_1(\psi)$  și  $S_2(\psi)$  parcurse, respectiv, de punctul  $E_1$  de pe flancul dintelui roții centrale (7.114) și de punctul  $E_2$  de pe flancul dintelui roții-satelit (7.117) se definesc prin integrala  $\int_0^t V_E dt$  și se pot calcula după metoda Simpson:

$$\begin{aligned}
\int_a^b f(x) dx \approx & \frac{b-a}{3n} [y_0 + (y_1 + y_3 + y_5 + \dots + y_{n-1}) 4 \\
& + (y_2 + y_4 + y_6 + \dots + y_{n-2}) 2 + y_n], \quad (7.120)
\end{aligned}$$

unde  $n$  este număr par,  $y_0 = f(x_0) = f(a)$ ,  $y_i = f(x_i)$ ,  $y_n = f(x_n) = f(b)$ .

Astfel, distanța parcursă de p.  $E_1$  de pe flancul dintelui roții centrale  $S_1$  în raport cu timpul sau în funcție de unghiul de precizie  $\psi$  este:

$$\begin{aligned}
S_1(t) &= \int_0^t \nu_{E_1} dt = \int_0^t \sqrt{(\dot{x}_{1E_1})^2 + (\dot{y}_{1E_1})^2 + (\dot{z}_{1E_1})^2} dt \\
&= \int_0^\psi \sqrt{\left( \frac{dx_{E_1}}{d\psi} \right)^2 + \left( \frac{dy_{E_1}}{d\psi} \right)^2 + \left( \frac{dz_{E_1}}{d\psi} \right)^2} d\psi = \int_0^\psi \Phi(\psi) d\psi. \quad (7.121)
\end{aligned}$$

În conformitate cu (7.121), formula pentru determinarea distanței parcurse de punctul  $E_1$  capătă forma:

$$S_1(\psi) \approx \frac{\psi - \psi_0}{3i} \left[ \Phi_0 + (\Phi_1 + \Phi_3 + \Phi_5 + \dots + \Phi_{i-1})4 + (\Phi_2 + \Phi_4 + \Phi_6 + \dots + \Phi_{i-2})2 + \Phi_i \right]. \quad (7.122)$$

Substituind în (7.121)  $V_{E_1}$  corespunzătoare succesivității de ordine pară sau impară a segmentelor condiționate în metoda Simpson, obținem:

$$S_1(i) = \frac{\psi}{3i} \left[ V_{E_1}(0) + (V_{E_1}(1) + V_{E_1}(3) + V_{E_1}(5) + \dots + V_{E_1}(i-1))4 + (V_{E_1}(2) + V_{E_1}(4) + V_{E_1}(6) + \dots + V_{E_1}(i-2))2 + V_{E_1}(i) \right]. \quad (7.123)$$

Analogic, substituind în formula (7.121)  $V_{E_1}$  cu  $V_{E_2}$ , obținem distanța  $S_2(i)$  parcursă de punctul  $E_2$  de pe flancul dintelui roții-satelit în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .

Diferența distanțelor parcurse de punctele  $E_1$  și  $E_2$  între contactul lor comun – spre exemplu, în  $k_0$  – corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 0$  și poziția acestora când  $\psi = \psi_i$ , reprezintă alunecarea relativă dintre flancurile dinților roților conjugate, deci

$$V_{al} = \Delta S = S_1\psi - S_2(\psi).$$

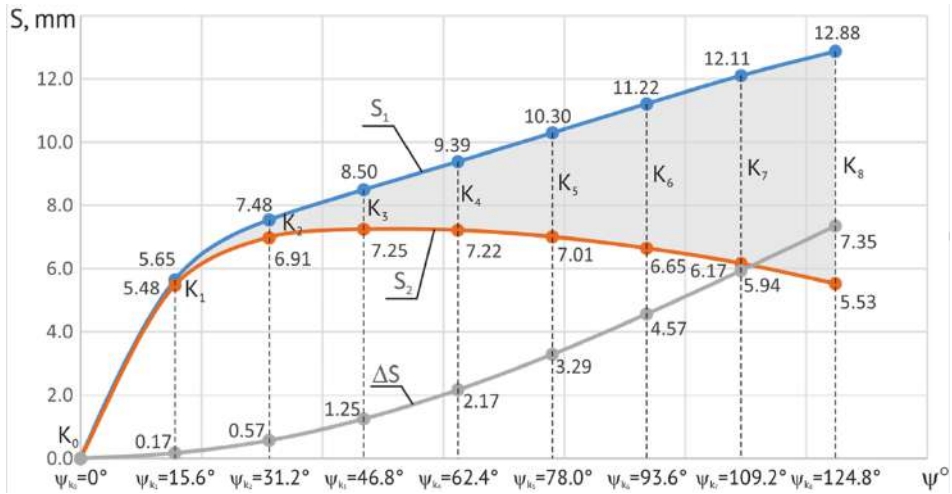
În figura 7.68 este prezentată variația distanțelor  $S_1$  și  $S_2$  parcurse de punctele  $E_1$  și  $E_2$  între pozițiile definite cu unghiurile  $\psi_{k_0}$  și  $\psi_{k_i}$ , corespunzătoare contactelor  $k_0 \dots k_i$  ale perechilor de dinți concomitent angrenate, și diferența lor  $\Delta S$  pentru angrenajul precesional dințat cu parametrii  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3, 5^\circ$ ,  $\delta = 22, 5^\circ$ ,  $r = 6, 27 \text{ mm}$  și  $R = 75 \text{ mm}$ .

Diferența distanțelor parcurse

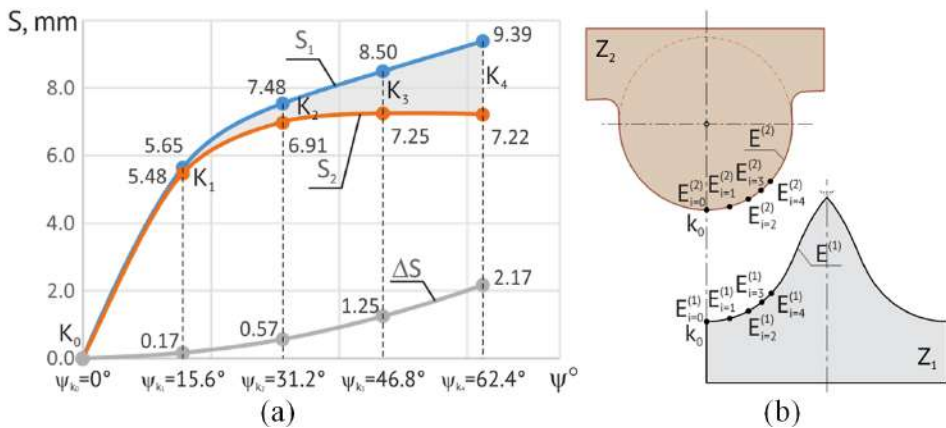
$$\Delta S = S_{k_1 k_4}^{(1)} - S_{k_1 k_4}^{(2)}. \quad (7.124)$$

În figura 7.69 (a) sunt prezentate distanțele parcurse  $S_1$  și  $S_2$  și diferența lor  $\Delta S$  de la contactul dinților  $k_0$  ( $\psi = 0$ ) și până la fiecare dintre contactele dinților  $k_1 \dots k_4$ , doar pentru primele patru perechi de dinți portante conjugate în urma modificării formei profilului dinților roții centrale (care transmit sarcina), iar în figura 7.69 (b) este prezentată topologia plasării pe profilurile dinților roții centrale și ai satelitelui a punctelor de contact  $E_i^{(1)}$  și, respectiv,  $E_i^{(2)}$  pentru aceleași valori ale unghiului de precesie  $\psi$ .

Analizând figura 7.69, se observă că între contactele dinților  $k_0$  și  $k_1$  exprimate, respectiv, prin unghiurile  $\psi = 0$  și  $\psi_{k_1} \equiv 360iZ_2/Z_1^2 = 15, 6^\circ$ , diferența distanțelor  $S_1 - S_2$  parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$



**Figura 7.68.** Distanțele  $S_1$  și  $S_2$  parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$  între pozițiile cu  $\psi_{k_0}$  și  $\psi_{k_8}$  și diferența lor  $\Delta S$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3, 5^\circ$ ,  $\delta = 22, 5^\circ$ ,  $\beta = 4, 78^\circ$ ,  $r = 6, 27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )



**Figura 7.69.** Distanțele  $S_1$  și  $S_2$  parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$  între pozițiile cu  $\psi_{k_0}$  și  $\psi_{k_1}$  și diferența lor  $\Delta S$  pentru angrenarea cu forma dinților modificată (a) și topologia plasării pe profiluri a punctelor de contact similare  $E_i^{(1)}$  și  $E_i^{(2)}$  (b) (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3, 5^\circ$ ,  $\delta = 22, 5^\circ$ ,  $\beta = 4, 78^\circ$ ,  $r = 6, 27 \text{ mm}$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ )

constituie doar  $0, 17 \text{ mm}$ , între contactele  $k_0$  și  $k_2$  diferența distanțelor parcurse este de  $\Delta S = 0, 57 \text{ mm}$ , între contactele  $k_0$  și  $k_3 - \Delta S = 1, 25 \text{ mm}$ , între  $k_0$  și  $k_4 - \Delta S = 2, 17 \text{ mm}$ , între  $k_0$  și  $k_5 - \Delta S = 3, 29 \text{ mm}$ , între  $k_0$  și  $k_6 - \Delta S = 4, 57 \text{ mm}$ , între  $k_0$  și  $k_7 - \Delta S = 5, 94 \text{ mm}$  și între  $k_0$  și  $k_8 - \Delta S = 7, 35 \text{ mm}$ .

În scopul diminuării alunecării relative din contact și, respectiv, majorării randamentului mecanic al angrenajului, geometria dinților roții centrale și ai satelitului  $S$  se modifică prin scurtarea înălțimii lor, astfel încât diferența distanțelor parcurse  $\Delta S$  de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$  să se micșoreze. Această diferență este o caracteristică cinematică importantă pentru elaborarea modelului tribologic al contactului dinților.

Din aceste considerente, prin modificarea formei dinților roții centrale excludem din angrenare contactele dinților ( $k_5 \dots k_8$ ) cu diferența  $\Delta S$  mare a distanțelor parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$ . Astfel păstrăm în angrenare doar contactele ( $k_0 \dots k_4$ ) cu diferența mică a distanțelor parcurse  $\Delta S$ , cu geometrie convex-concavă favorabilă majorării portantei contactului (fig. 7.63).

Spre exemplu, în figura 7.69 sunt prezentate distanțele parcurse  $S_1$  și  $S_2$  și diferența lor  $\Delta S$  doar pentru perechile de dinți aflate în angrenare simultană în contactele  $k_1 \dots k_4$ , corespunzătoare unghiurilor de precesie  $\psi_{k_1} \dots \psi_{k_4}$ .

Numărul perechilor de dinți cu angrenare simultană se stabilește în funcție de cerințele caietului de sarcini la proiectarea angrenajului dințat referitoare la randamentul mecanic și capacitatea portantă a transmisiei precesionale. Este de menționat că randamentul mecanic al angrenajului precesional dințat poate fi majorat ținând cont de evoluția micșorării multiplicității angrenării ( $\varepsilon$ , %) dinților în contact și viceversa, aplicând regulile optimizării parametrice prin alternanță. Micșorarea numărului perechilor de dinți din angrenajul precesional cu multiplicitatea de referință  $\varepsilon \leq 100\%$  se realizează prin scurtarea înălțimii dinților roții centrale, soluție ce exclude angrenarea simultană în contactele  $k_5 \dots k_8$  cu alunecare relativă majoră, și prin teșirea profilului dinților satelitului, care exclude angrenarea dinților în contactul  $k_0$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi_{k_0}$ .

**Remarcă 7.12.** Diferența distanțelor  $S_{E_1}$  și  $S_{E_2}$  parcurse de punctele de contact de pe profilurile dinților roții centrale  $E_1$  și ai satelitului  $E_2$  prezintă interes pentru elaborarea modelului tribologic al contactului convex-concav  $K_{CX-CV}$ , concav-concav  $K_{CV-CV}$  și  $K_{CV-CV}^\beta$  al dinților din angrenajul precesional dințat  $A^D$ , inclusiv pentru studiul lubrifierii suprafețelor de contact ale dinților în regimurile hidrostatic, hidrodinamic, elastohidrodinamic sau squeeze-film.

#### 7.7.6.6 Influența configurației numărului de dinți ai roților angrenate asupra alunecării relative din contact

Modelul matematic al angrenajului precesional și cel al tehnologiei de generare a profilului dinților roții centrale cu profil convex/concav (v. capitolele 2, 3 și 8) au fost elaborate din perspectiva asigurării multiplicității

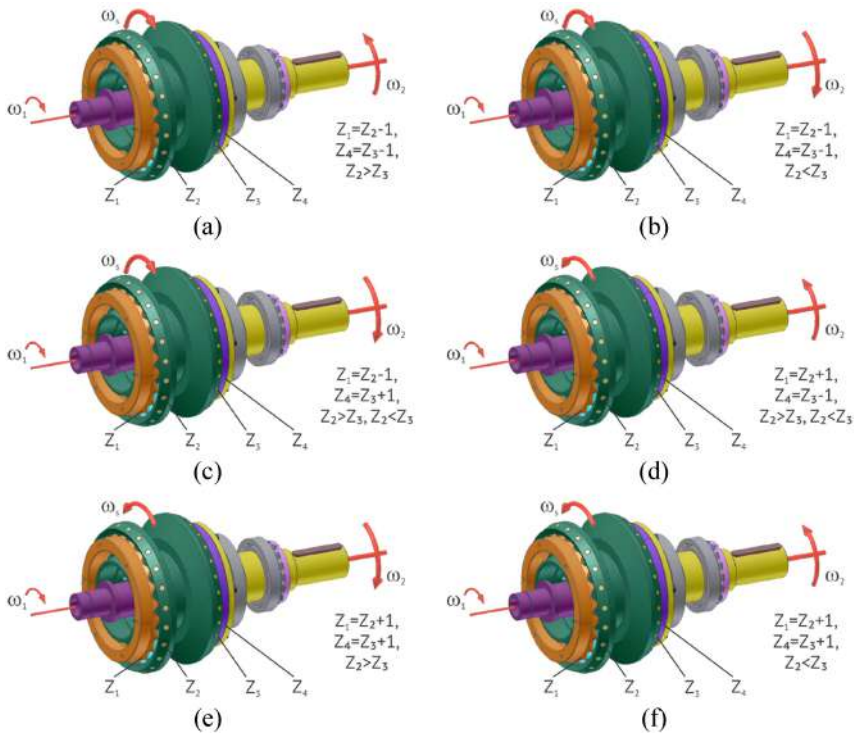
înalte a angrenării dinților roților conjugate și transformării mișcării cu raport de transmitere constant. S-a constatat că pentru realizarea angrenării multipare a dinților cu condiția asigurării raportului de transmitere constant al transmisiei precesionale, este necesar ca diferența numărului de dinți ai roților conjugate să fie de  $\pm 1$ .

Ținând cont de această condiție, în transmisia  $K-H-V$  coraportul numărului de dinți ai roților conjugate poate fi  $Z_1 = Z_2 \pm 1$ , iar pentru  $2K-H$ ,  $Z_1 = Z_2 \mp 1$  și  $Z_3 = Z_4 \pm 1$ , unde  $Z_1$  și  $Z_4$  sunt numerele de dinți ai roților centrale, respectiv imobilă și mobilă,  $Z_2$  și  $Z_3$  sunt numerele de dinți ai coroanelor satelitului conjugate, corespunzător, cu roata centrală imobilă și cea mobilă. Este de menționat că de coraportul “ $\pm$ ” al numărului de dinți ai roților conjugate depinde sensul rotirii arborilor conducători și condus ai transmisiei precesionale.

La analiza structurală a transmisiilor precesionale (v. capitolul 2) s-a constatat că pentru transmisia  $K-H-V$  pot exista două configurații ale numerelor de dinți, și anume  $Z_1 = Z_2 - 1$ , în care arborii condus și conducător se rotesc în sensuri diferite, și  $Z_1 = Z_2 + 1$ , în care arborii se rotesc în aceleași sensuri. Coraportul  $Z_1 = Z_2 + 1$  se recomandă pentru transmisii cu regim de lucru de multiplicator, iar  $Z_1 = Z_2 - 1$  – pentru regimul de lucru de reductor.

Pentru transmisia precesională de tip  $2K-H$  pot exista șase configurații ale numerelor de dinți, prezentate în figura 7.70, și anume:

- Configurația *I*:  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1$ ,  $Z_2 = Z_3 \pm 1, 2, 3 \dots$ , în care arborii condus și conducător se rotesc în sensuri diferite pentru  $Z_2 > Z_3$  (fig. 7.70 a).
- Configurația *II*:  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1$ ,  $Z_2 = Z_3 \pm 1, 2, 3 \dots$ , în care arborii condus și conducător se rotesc în același sens pentru  $Z_2 < Z_3$  (fig. 7.70 b).
- Configurația *III*:  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $Z_4 = Z_3 + 1$ ,  $Z_2 = Z_3 \pm 1, 2, 3 \dots$ , în care arborii condus și conducător se rotesc în același sens atât pentru  $Z_2 > Z_3$ , cât și pentru  $Z_2 < Z_3$  (fig. 7.70 c).
- Configurația *IV*:  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1$ ,  $Z_2 = Z_3 \pm 1, 2, 3 \dots$ , în care arborii condus și conducător se rotesc în sensuri diferite atât pentru  $Z_2 > Z_3$ , cât și pentru  $Z_2 < Z_3$  (fig. 7.70 d).
- Configurația *V*:  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $Z_4 = Z_3 + 1$ ,  $Z_2 = Z_3 + 1, 2, 3, \dots$ , în care arborii condus și conducător se rotesc în același sens pentru  $Z_2 > Z_3$  (fig. 7.70 e).
- Configurația *VI*:  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $Z_4 = Z_3 + 1$ ,  $Z_2 = Z_3 - 1, 2, 3, \dots$ , în care arborii condus și conducător se rotesc în sensuri diferite pentru  $Z_2 < Z_3$  (fig. 7.70 f).



**Figura 7.70.** Cinematica angrenajului precesional  $2K-H$  cu bolturi în funcție de coraportul numărului de dinți

**Remarca 7.13.** În angrenajele precesionale de tip  $K-H-V$  și  $2K-H$  cu coraportul dinților roților conjugate  $Z_1 = Z_2 + 1$  sau  $Z_4 = Z_3 + 1$ , se recomandă unghiul axoidei conice  $\delta = 0$  din considerente de a diminua mărimea unghiului de profil al dinților roții centrale și, respectiv, de a reduce sarcina asupra rulmenților arborelui-manivelă și ale roții-satelit.

Pornind de la faptul că în angrenajul precesional cu bolturi alunecarea din contactul dinților se transferă între suprafețele de rotire a bolturilor pe axe, la proiectarea transmisiilor se permite utilizarea tuturor configurațiilor de dinți posibile în transmisia precesională  $2K-H$ , prezentate în figura 7.70.

Prin analiza rezultatelor cercetării prezentate în subsecțiunea 7.7.6.3 și modelarea computerizată a specificului angrenării dinților în angrenajul precesional din roți dințate, s-a constatat că alunecarea relativă dintre flancurile dinților în contact depinde, pe de o parte, de parametrii geometrici  $\delta$ ,  $\theta$ ,  $\beta$  și  $Z$ , iar pe de altă parte, de coraportul numărului de dinți ai roților conjugate  $Z_1 = Z_2 \pm 1$ .

Este de menționat că parametrii geometrici ai angrenajului  $\delta$ ,  $\theta$ ,  $\beta$  și  $Z$  influențează fiecare în parte și diferit asupra geometriei contactului dinților, în special prin varierea formei profilului flancurilor dinților roților centrale.

Totodată, coraportul numărului de dinți ai roților angrenate, care poate fi  $Z_1 = Z_2 \mp 1$  sau  $Z_4 = Z_3 \pm 1$ , influențează direcția mișcării relative de rotire a coroanelor cu dinți. Spre exemplu, în cazul în care  $Z_1 = Z_2 - 1$  (fig. 7.70), contactul dinților satelitului în mișcarea lor sferospațială de la punctul  $k_i$  către  $k_0$  capătă, în raport cu dinții roții centrale, o mișcare de rotație în contrasens cu mișcarea de rotație a arborelui-manivelă și a satelitului, iar atunci când  $Z_1 = Z_2 + 1$ , dinții satelitului în raport cu dinții roții centrale se rotesc în direcție opusă rotirii arborelui-manivelă (fig. 7.70 d, e, f).

Specificul cinematicii mișcării contactului dinților roților conjugate în angrenajul precesional constă în faptul că în cazul  $Z_1 = Z_2 - 1$ , interacțiunea profilului dinților satelitului în arc de cerc cu profilul concav al dinților roții centrale imobile are loc cu rotirea imaginară a punctului de contact  $\omega_k$  al dinților succedând de la o pereche la alta de la contactul  $k_0$  către  $k_i$  în direcția rotirii satelitului și a arborelui-manivelă.

În angrenajul precesional cu coraportul dinților  $Z_1 = Z_2 - 1$  (roata centrală fixă cu  $Z_1$  dinți), datorită mișcării de rotație imaginară a punctului de contact  $\omega_k$  în același sens cu direcția de rotire a satelitului, alunecarea relativă dintre flancurile dinților se micșorează. S-a constatat că funcție de unghiul de nutație  $\theta$  și pentru un număr redus de perechi de dinți concomitent angrenate, alunecarea din contact poate fi înlocuită cu rostogolirea flancurilor dinților, cu prezența neesențială a alunecării relative.

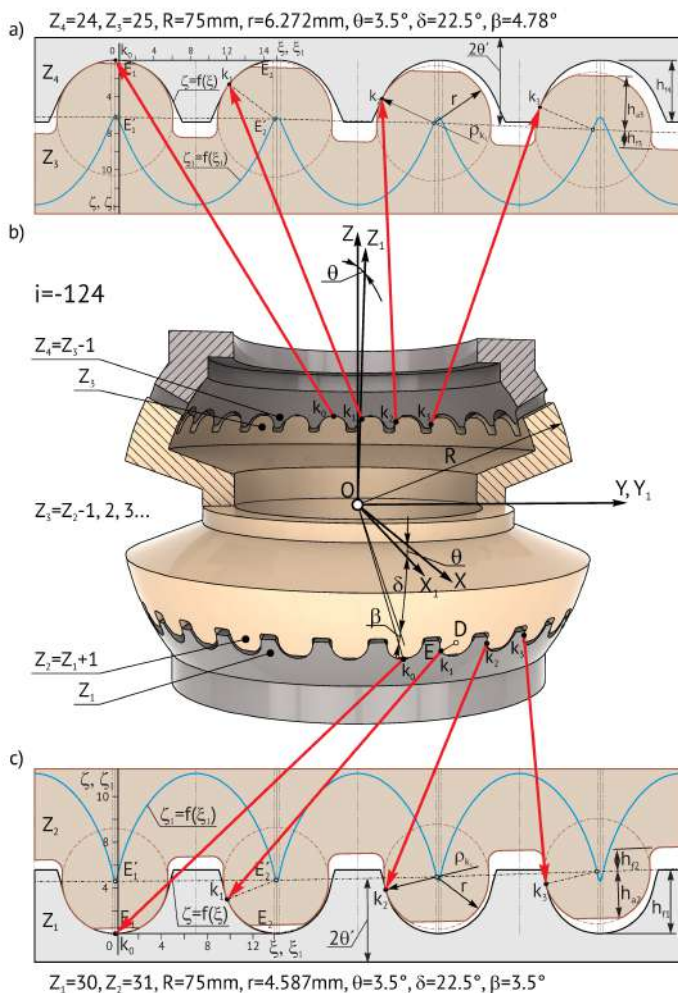
În cazul în care  $Z_4 = Z_3 - 1$ , în angrenajul  $Z_3$ - $Z_4$  cinematica punctului de contact în raport cu dinții conjugăți este ca și în angrenajul  $Z_1$ - $Z_2$ .

Totodată, din figura 7.71 observăm că în cazul în care  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $Z_4 = Z_3 - 1$ , diferența razelor de curbură ale flancurilor dinților conjugăți este mică, crescândă neesențial de la contactul  $k_0$  către  $k_4$ , fapt ce asigură capacitate portantă înaltă a contactului dinților  $k_0 \dots k_4$ . Rezultă că coraportul dinților conjugăți  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $Z_4 = Z_3 - 1$  conduce la sporirea atât a capacității portante, cât și a randamentului mecanic al angrenajului precesional dințat.

În angrenajul precesional  $Z_3$ - $Z_4$  cu coraportul dinților roților angrenate  $Z_4 = Z_3 + 1$  prezentat în figura 7.72, contactul dinților, succedând de la o pereche de dinți la alta, de la contactul  $k_0$  către  $k_i$  se va roti imaginar în contrasens cu mișcarea de rotație a satelitului, fapt care conduce la majorarea alunecării dintre flancurile dinților aflați în angrenare (fig. 7.72 a).

Din figura 7.72 constatăm că în angrenajul  $Z_3$ - $Z_4$  cu coraportul dinților conjugăți  $Z_4 = Z_3 + 1$ , diferența razelor de curbură ale profilurilor dinților conjugăți în contactele  $k_0 \dots k_i$  este mai mare decât în contactele similare din angrenajul cu coraportul dinților  $Z_4 = Z_3 - 1$ . Deci, în angrenajul dințat  $Z_3$ - $Z_4$  cu coraportul dinților  $Z_4 = Z_3 + 1$ , la aceleași dimensiuni ale angrenajului, atât capacitatea portantă a contactului, cât și randamentul mecanic sunt mai mici.

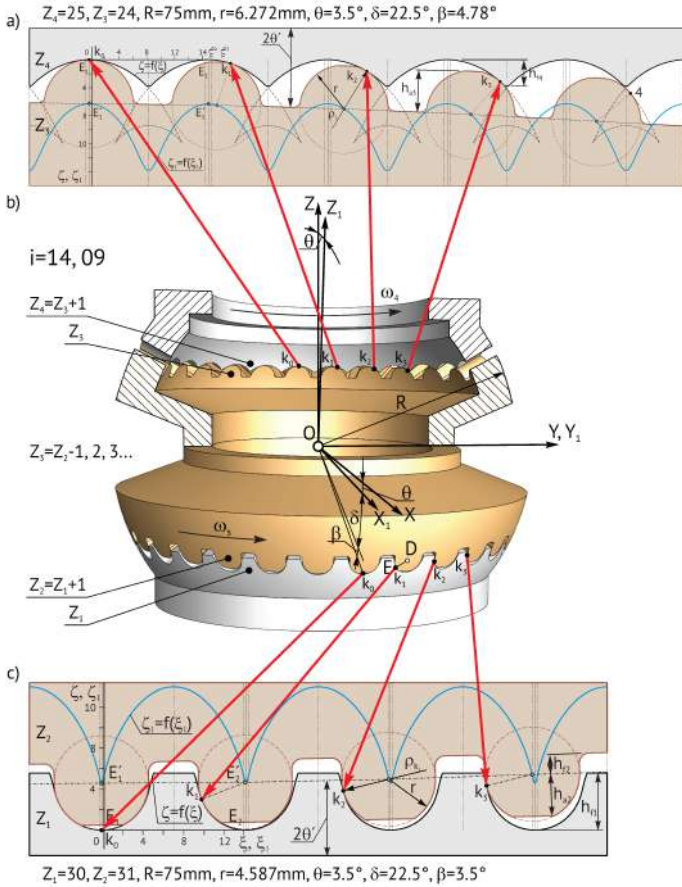




**Figura 7.71.** Cinematica și geometria contactului dinților în angrenajul precesional dințat  $2K-H$  (b): angrenarea  $Z_3-Z_4$  cu  $Z_4 = Z_3 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (a) și angrenarea  $Z_1-Z_2$  cu  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (c)

Având în vedere cele menționate, în scopul diminuării alunecării cu frecare dintre flancurile dinților în contact și micșorării diferenței razelor de curbură ale profilurilor dinților în angrenare, pentru roțile conjugate din transmisia precesională de tip  $2K-H$  cu angrenare dințată se recomandă doar configurațiile *I* și *II* ale numărului de dinți. Configurațiile *III* – *VI* ale numărului de dinți ale roților conjugate se recomandă doar pentru transmisiile cu angrenare cu bolțuri, prezentate în Anexele A1, A2 și A3.

În baza analizei cinematiei interacțiunii dinților în angrenajul precesional dințat și a simulărilor computerizate pe modele matematice, inclusiv



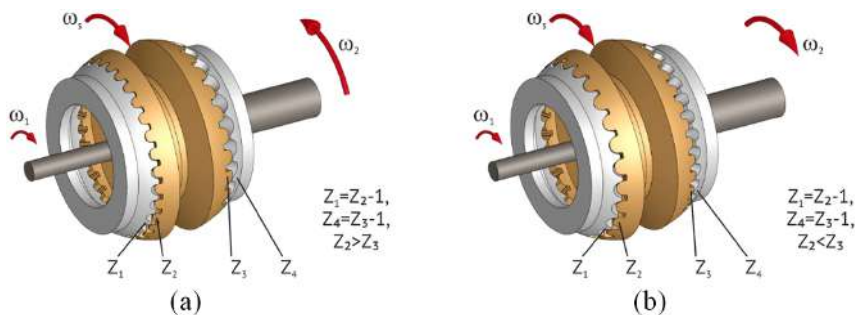
**Figura 7.72.** Cinematica și geometria contactului dinților în angrenajul precesional dințat  $2K-H$  (b): angrenarea  $Z_4 = Z_3 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  (a); angrenarea  $Z_1-Z_2$  cu  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (c)

a rezultatelor cercetărilor experimentale pe modele fizice, putem trage următoarele concluzii:

- În angrenajul precesional dințat de tip  $2K-H$ , pentru a asigura diminuarea pierderilor energetice la învingerea forțelor de frecare de alunecare din contactul dinților și, în consecință, pentru majorarea randamentului mecanic al transmisiei, coraportul numărului de dinți ai roților conjugate se recomandă a fi conform configurațiilor *I* și *II*. Coraportul numărului de dinți (fig. 7.73 a)  $Z_1 = Z_2 - 1, Z_4 = Z_3 - 1$  și  $Z_2 > Z_3$  asigură rotirea arborilor conducător și condus în sensuri diferite, iar coraportul  $Z_1 = Z_2 - 1, Z_4 = Z_3 - 1$  și  $Z_2 < Z_3$  (fig. 7.73 b) asigură rotirea arborilor în același sens. Angrenajele precesionale de tipurile  $2K-H$  și  $K-H-V$  cu coraportul numerelor de dinți  $Z$

conform figurii 7.73 (a, b) pot fi recomandate spre utilizare în transmisii cu regim funcțional de reductor. Configurația numărului de dinți se alege conform tabelului 2.1.

2. Angrenajele precesionale dințate de tip  $2K-H$  cu cel puțin un angrenaj cu coraportul dinților  $Z_1 = Z_2 + 1$  (sau  $Z_4 = Z_3 + 1$ ) și de tip  $K-H-V$  cu  $Z_1 = Z_2 + 1$  pot fi recomandate pentru transmisii cu regim de funcționare de multiplicator, datorită unghiului de profil mic al dinților roții centrale.
3. Configurațiile numerelor de dinți  $III$ ,  $IV$ ,  $V$  și  $VI$  nu se recomandă a fi utilizate la elaborarea transmisiiilor precesionale dințate cu regim de reductor, deoarece acestea includ cel puțin un angrenaj ( $Z_1 - Z_2$ ) sau ( $Z_3 - Z_4$ ) în care coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$  sau  $Z_4 = Z_3 + 1$  conduce la pierderi energetice considerabile pentru învingerea forțelor de frecare de alunecare.

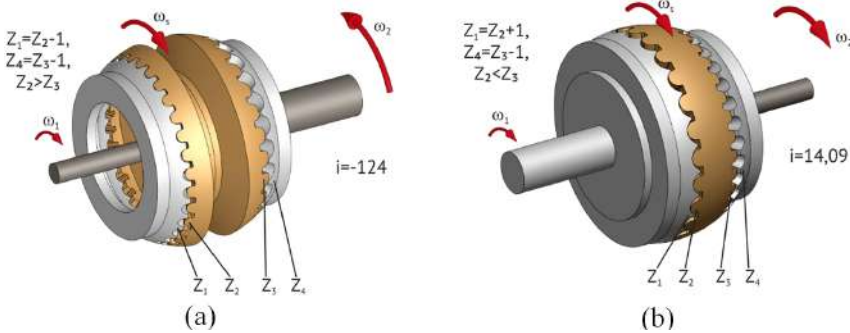


**Figura 7.73.** Cinematica angrenajului precesional dințat  $2K-H$  cu coraportul numărului de dinți ai satelitului  $Z_2 > Z_3$  (a) și  $Z_2 < Z_3$  (b)

**Remarca 7.14.** Angrenajele precesionale cu coraportul numărului de dinți conform configurațiilor  $III$ ,  $IV$ ,  $V$  și  $VI$  pot fi recomandate pentru transmisiiile precesionale cu regim de reductor doar în angrenajele  $A^B$  cu angrenările  $A_{CX-R}^B$  și  $A_{CX-CV}^B$ , deoarece cupla cinematică dinte – bolt asigură transferul frecării de alunecare din contactul exterior de clasă superioară dintre bolt și dinte către suprafețele cilindrice de rotire ale bolturilor pe axele lor de instalare. Configurațiile  $III - VI$  se aleg după tabelele prezentate în Anexele  $A1$ ,  $A2$ ,  $A3$ .

În figura 7.74 (a) este prezentat angrenajul precesional dințat de tip  $2K-H$  cu configurația parametrică a angrenajului pentru regimul funcțional de reductor, cu raportul de transmitere  $i = 124$ , iar în figura 7.74 (b) – cu configurația parametrică pentru regimul funcțional de multiplicator, cu raportul de multiplicare  $i = 14,9$ .

Din figura 7.74 (b) observăm că în angrenajul ( $Z_1 - Z_2$ ) cu coraportul dinților conjugați  $Z_1 = Z_2 + 1$ , unghiul axoidei conice  $\delta = 0$ .



**Figura 7.74.** Cinematica angrenajului precesional dințat  $2K-H$ : a) cu regim funcțional de reductor cu parametrii:  $Z_1-Z_2$ :  $Z_2 = 31$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1 = 30$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 3,5^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 4,6\text{ mm}$ ;  $Z_3-Z_4$ :  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,8^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 6,3\text{ mm}$ ; b) cu regim funcțional de multiplicator cu parametrii:  $Z_1-Z_2$ :  $Z_2 = 24$ ,  $Z_1 = Z_2 + 1 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $\beta = 4,8^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 6,3\text{ mm}$ ;  $Z_3-Z_4$ :  $Z_3 = 31$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1 = 30$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 3,5^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 4,6\text{ mm}$

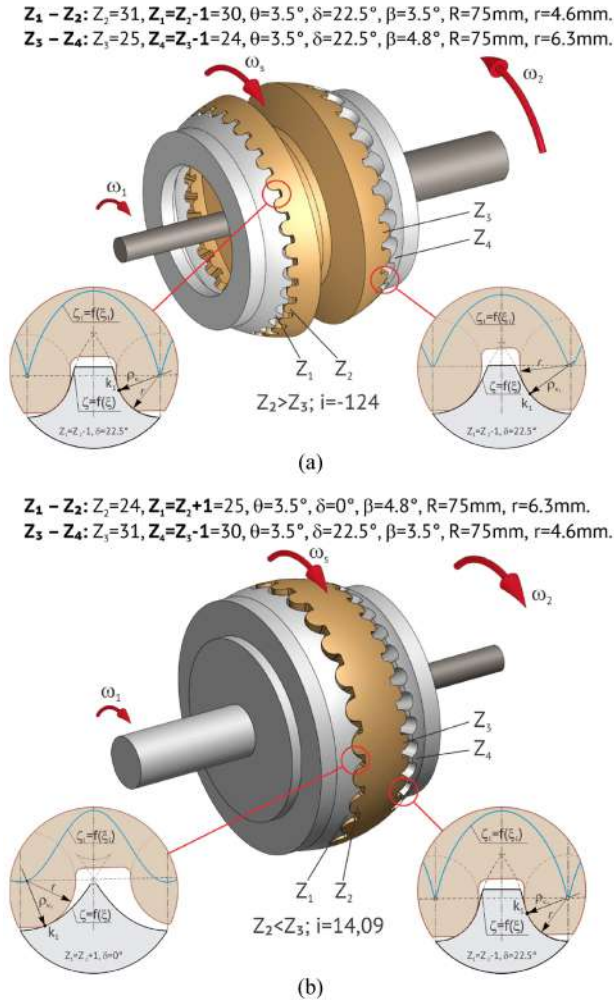
În angrenajul precesional dințat (fig.7.75 a) cu regim de reductor, în ambele angrenări ale dinților ( $Z_1-Z_2$ ) și ( $Z_3-Z_4$ ) configurațiile parametriche ale acestora asigură conjugarea profilurilor dinților cu diferență mică a razelor de curbură, ceea ce asigură capacitate portantă înaltă.

În angrenajul prezentat în figura 7.75 (b), regimul de funcționare de multiplicator asigură angrenarea ( $Z_1-Z_2$ ) cu raportul numerelor de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$ , în care unghiul de profil al dinților roții centrale  $\alpha > 45^\circ$ . La rotirea arborelui conducător al multiplicatorului cu viteza unghiulară  $\omega_1$ , dinții roții centrale cu unghiul profilului dinților  $\alpha > 45^\circ$  transformă mișcarea de rotație a roții centrale mobile în mișcare sferospațială a satelitelui, angrenând dinții  $Z_3$  ai acestuia cu dinții  $Z_4$  ai roții centrale imobile.

### 7.7.7 Proiectarea geometriei contactului convex-concav al dinților cu angrenare precesională

În transmisiile clasice cu roți cilindrice sau conice, geometria contactului dinților este predefinită de curba (curbele) ce descrie flancurile dinților conjugați, printre care evolventa utilizată în peste 90% de angrenaje, cicloida, epihipocicloida, trohoida, arcul de cerc etc.

Spre deosebire de cele clasice, în transmisia precesională profilul dinților roților centrale este variabil dependent de configurația [ $Z_g - \theta, \pm 1$ ]. Acest fapt conduce la *variarea geometriei contactului* dinților în unul și același angrenaj, trecând dintr-o formă în alta, și anume de la convex-concavă la piciorul dintelui roții centrale la convex-rectilinie către mijlocul dintelui și convex-convexă către vârful dintelui (v. subsecțiunea 7.7.4.1).



**Figura 7.75.** Profilurile dinților coroanelor  $Z_1 - Z_2$  și  $Z_3 - Z_4$  în angrenajul precesional cu regim de reductor (a) și de multiplicator (b)

În angrenajele precesionale dințate, spre deosebire de cele cu bolțuri, transformarea și transmiterea mișcării și a sarcinii au loc cu prezența alunecării relative de frecare între flancurile dinților, dependentă de aceeași configurație parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

De aceea, calculul și proiectarea angrenajelor precesionale dințate, spre deosebire de cele clasice, inclusiv precesionale cu bolțuri, includ un algoritm aparte privind proiectarea geometriei contactului dinților, care în general definește capacitatea portantă și randamentul mecanic al transmisiei.

Proiectarea geometriei contactului dinților din angrenajul precesional dințat se rezumă la identificarea formei contactului și a parametrilor geome-

triei acestuia, la determinarea distribuirii sarcinii în contact și a cinematicii punctului de contact al flancurilor considerat ca tribosistem – toate supuse scopului de a spori portanța și randamentul mecanic al contactului dinților.

În p. 7.7.1 au fost menționate posibilitățile de majorare a capacității portante și a randamentului mecanic al angrenajului precesional dințat prin transformarea *geometriei contactului*, și anume modificând forma profilului dinților roților conjugate. S-a constatat că, în pofida reducerii multiplicității angrenării  $\varepsilon(\%)$ , în scopul diminuării alunecării relative dintre flancuri, capacitatea portantă poate fi majorată din contul *geometriei convex-concave a contactului*, cu diferența mică a razelor de curbură ale flancurilor conjugate.

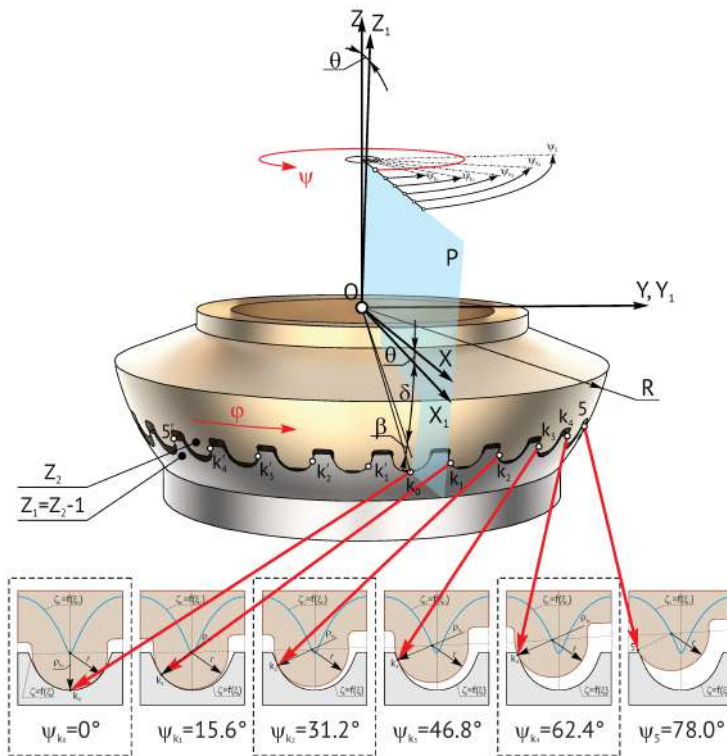
În angrenajul precesional dințat prezentat în figura 7.76 cu patru perechi de dinți concomitent angrenate, prin modificarea formei dintelui roții centrale, multiplicitatea angrenării s-a redus de la 100% perechi de dinți simultan angrenate până la 26,6% perechi, sau 13,3% perechi de dinți cu contact pe profilul activ al dinților roții centrale. Astfel, din angrenare au fost excluse contactele flancurilor cu alunecare relativă mare, fiind create condiții favorabile de variere a configurației parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  privind crearea geometriei contactului convex-concave cu diferență mică a razelor de curbură ale profilurilor conjugate.

În transmisiile mecanice clasice, pentru asigurarea transformării mișcării cu raport de transmitere constant, este necesar ca la ieșirea unei perechi de dinți din angrenare, perechea premergătoare să fie deja în angrenare, astfel se asigură gradul de acoperire  $\varepsilon > 1$ .

În angrenajul precesional dințat prezentat în figura 7.76, se află concomitent în angrenare patru perechi de dinți care transmit sarcină și patru perechi de dinți pasive (nu transmit sarcină), amplasate pe de o parte și de alta a contactului  $k_0$ . La rotirea arborelui-manivelă, perechea de dinți conjugată în contactul  $k_0$  iese din angrenare, iar perechea cu poziția 5 formează un nou contact  $k_4$  purtător de sarcină, astfel păstrându-se constant patru perechi de dinți purtătoare de sarcină.

În conformitate cu figura 7.76, fiecare dintre cele patru perechi de dinți simultan angrenate are coordonate unghiulare exprimate prin poziționarea arborelui-manivelă în funcție de unghiurile la centru  $\psi_{k_1} \dots \psi_{k_4}$  crescânde de la contact la contact cu pasul  $\psi = 360Z_2/Z_1^2$ . Toate cele patru perechi de dinți solicitate cu sarcină se rotesc în jurul axei  $Z$  cu viteza unghiulară  $\dot{\psi}$  și coordonata de start amplasată în planul  $P$  ce trece prin contactul  $k_0$ .

În figura 7.76 sunt prezentate pozițiile contactelor  $k_0 \dots k_4$  și a punctului 5 de pe profilul dintelui satelitului corespunzătoare unghiurilor de poziționare  $\psi_{k_0} = 0^\circ$ ,  $\psi_{k_1} = 15,6^\circ$ ,  $\psi_{k_2} = 31,2^\circ$ ,  $\psi_{k_3} = 46,8^\circ$ ,  $\psi_{k_4} = 62,4^\circ$  și  $\psi_{k_5} = 78,0^\circ$ , determinate din relația  $\psi_{k_i} = 360iZ_2/Z_1^2$ , unde  $i = 0, 1, 2, 3, 4 \dots$  este numărul de ordine al contactului. Razele de curbură ale profilului dinților roții centrale  $\rho_i$  în contactele  $k_0 \dots k_i$  se determină prin relația

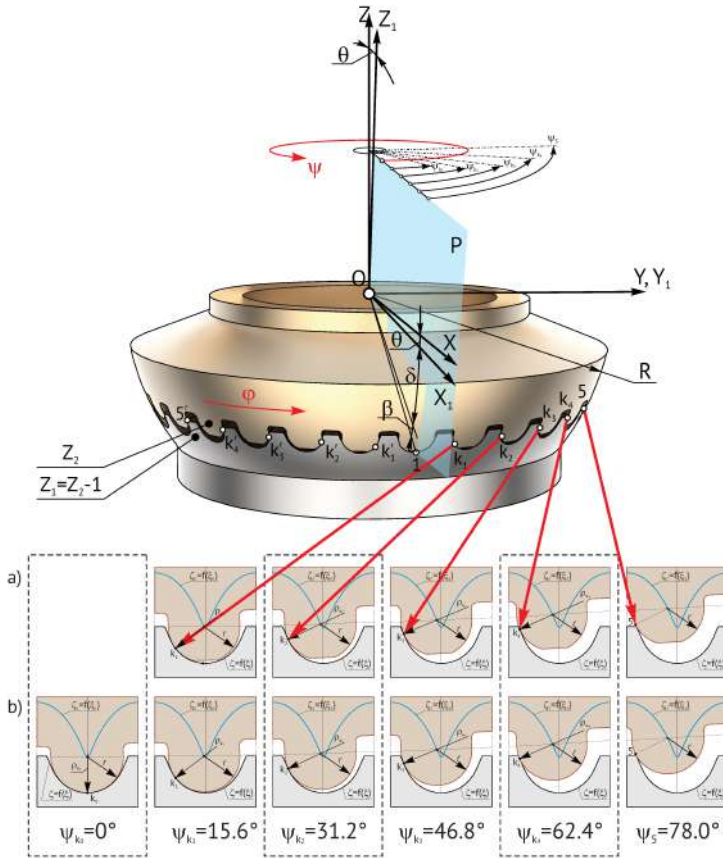


**Figura 7.76.** Evoluția varierii geometriei contactului dinților cu patru perechi de dinți simultan angrenate

(7.86). În cadrul proiectării geometriei contactului, diferența razelor de curbură ( $\rho_i - r$ ) a flancurilor angrenate se calculează prin alternanță, variind parametrii geometrici ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

Este de menționat că analogic cu angrenajul precesional dințat cu patru perechi de dinți concomitent angrenate, prezentat în figura 7.76, pot fi proiectate angrenaje cu trei, două și o pereche de dinți în angrenare, modificând corespunzător forma profilului dinților roții centrale și ai satelitului prin scurtarea respectivă a înălțimii dinților ambelor roți angrenate.

În figurile 7.77–7.79 sunt prezentate angrenaje precesionale dințate cu aceeași configurație parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , cu forma dinților roții centrale și ai satelitului modificată astfel încât să obținem angrenare concomitentă, respectiv, a trei, a două și a unei perechi de dinți. Profilul dinților roții centrale este descris prin funcția  $\zeta = f(\xi)$ , construită în baza ecuațiilor parametriche (7.48) sau prin înfășurătoarea (7.69), a arcurilor de cerc de rază  $r$  cu originea amplasată pe traiectoria mișcării acesteia  $\zeta_1 = f(\xi_1)$ , iar profilul dinților satelitului este descris de o curbă în arc de cerc cu raza  $r$ .

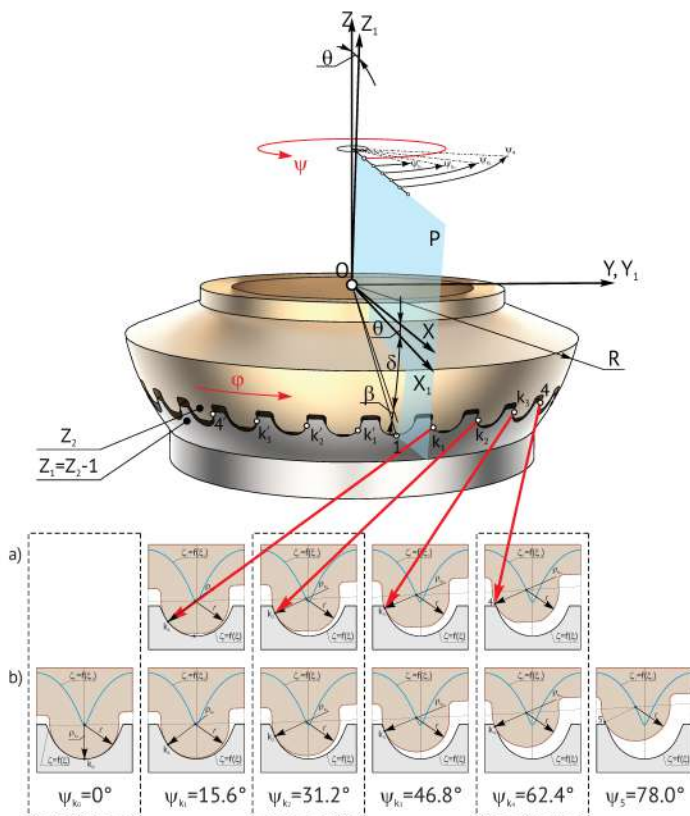


**Figura 7.77.** Evoluția varierii geometriei contactului dinților cu trei perechi de dinți simultan angrenate

Pentru a realiza angrenajul dințat cu trei perechi de dinți simultan angrenate, prezentate în figura 7.77, forma dinților roții centrale a fost modificată prin scurtarea înălțimii acestora, astfel încât să păstrăm doar contactele dinților  $k_1 \dots k_4$ , iar prin modificarea formei dinților satelitului, de asemenea prin scurtarea lor, se lichidează doar contactul  $k_0$  (fig. 7.77 a). Excluderea contactului dinților din vecinătatea punctului  $k_0$  este necesară pentru a “reduce” efectele negative cinetostatice de angrenare (caracterizate prin lovituri “cap în cap” ale dinților) și pentru a micșora componentele forțelor axiale din angrenaj, fapt prin care diminuăm sarcina asupra rulmenților satelitului și arborelui-manivelă.

În figura 7.78 este prezentat angrenajul precesional dințat cu două perechi de dinți aflate simultan în angrenare, în care modificarea formei dinților roții centrale și ai satelitului s-a efectuat prin scurtarea înălțimii acestora, astfel încât să păstrăm doar contactele flancurilor conjugate  $k_1, k_2$  și  $k_3$ .





**Figura 7.78.** Evoluția varierii geometriei contactului dinților cu două perechi de dinți simultan angrenate

Prin modificarea formei dinților roților conjugate, viteza relativă de alunecare cu frecare din contact poate fi esențial micșorată, iar pentru o anumită configurație parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  și multiplicitatea de referință  $\varepsilon(\%)$  redusă aceasta poate fi exclusă. În corespundere cu figura 7.65 (a), vitezele relative de alunecare cu frecare din contactul  $k_1$  constituie  $V_{al_{k_1}} = 0,34 \text{ m/s}$ , în  $k_2 - V_{al_{k_2}} = 0,67 \text{ m/s}$ , în  $k_3 - V_{al_{k_3}} = 0,99 \text{ m/s}$  (pentru frecvența rotațiilor arborelui-manivelă  $\nu_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$ ). Din analiza evoluției varierii geometriei contactului (fig. 7.78 a) se observă că cele două perechi de dinți în contactele  $k_1$  și  $k_0$  simultan se conjugă formând contact convex-concav, iar din figura 7.65 (b) constatăm că diferența razelor lor de curbură în contactul  $k_1$  constituie doar  $1,17 \text{ mm}$ , iar în contactul  $k_2 - 9,55 \text{ mm}$ .

Din aceste considerente, angrenajul precesional dințat cu angrenare singulară prezentat în figura 7.84 prezintă interes pentru elaborarea transmisiilor cu capacitate portantă medie, însă cu randament mecanic înalt.

Perechea de dinți portantă poate fi selectată prin modificarea formei dinților roților conjugate lichidând anumite contacte din rândul celor posibile, prezentate în figura 7.84 (d), adică  $k_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  și  $k_4$ . Spre exemplu, în corespundere cu figura 7.84 (b), se lichidează contactul  $k_0$  prin scurtarea înălțimii dinților satelitului cu profil în arc de cerc și contactele  $k_3$  și  $k_4$  prin scurtarea înălțimii dinților cu profil convex/concav ai roții centrale, iar în angrenajul din figura 7.84 (c) se lichidează contactele  $k_0$  și  $k_1$  prin scurtarea înălțimii dinților satelitului, precum și contactul  $k_4$  prin scurtarea înălțimii dinților roții centrale.

Din analiza figurii 7.65 s-a constatat că în perechile de dinți cu contact corespunzător unghiului de precesie  $\psi < 35^\circ$ , viteza relativă de alunecare cu frecare dintre flancurile dinților este minimă, iar geometria contactului flancurilor dinților este convex-concavă, cu raze de curbură cu diferența mică. Aceste două caracteristici ale contactului dinților conduc la creșterea randamentului mecanic al angrenajului precesional dințat și la asigurarea capacității portante a angrenării singulare, definite de diferența razelor de curbură ale profilurilor conjugate.

Posibilitatea de a alege perechea de dinți cu contactul portant corespunzător unghiului  $\psi = 15,6^\circ$  sau  $\psi = 31,2^\circ$  extinde și avantajele cinetostatice ale angrenajului, inclusiv de minimizare a sarcinii axiale asupra rulmenților satelitului și arborelui-manivelă.

**Remarca 7.15.** *Capacitatea portantă și randamentul mecanic a angrenajului precesional  $A^D$  pot fi majorate prin transformarea geometriei contactului dinților din  $K_{CX-CV}$  în  $K_{CV-CV}$  și  $K_{CV-CV}^\beta$  cu modificarea formei dinților prin scurtarea înălțimii lor și a profilurilor flancurilor conjugate prin variera configurației parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .*

### 7.7.8 Algoritmul de calcul al angrenajului precesional dințat convex-concav. Recomandări și constrângeri privind proiectarea contactului

Proiectarea geometriei contactului dinților din angrenajele precesionale  $A^D$  cu profiluri în arc de cerc și concav se bazează pe recomandări, constrângeri și abordări menite să majoreze performanțele funcționale ale contactului dinților, expuse în următoarea succesivitate.

- A. În funcție de raportul de transmitere  $i$  stipulat în caietul de sarcini la proiectare, se identifică structura cinematică  $2K-H$ ,  $K-H-V$  sau combinată a transmisiei, după care din șirul rapoartelor de transmitere din tabelele 2.2 și 2.3 se alege raportul de transmisie realizabil cel mai apropiat ca valoare, iar din tabelul 2.1 se alege preventiv coraportul numărului de dinți pentru angrenajele  $(Z_1 - Z_2)$ , după caz, și pentru  $(Z_3 - Z_4)$ .

- B. În funcție de cerințele constructive, cinematice și dinamice, inclusiv privind capacitatea portantă, compacitatea, masa și gabaritele transmisiei după nomogramele prezentate în capitolul 3 (subcapitolul 3.4), preliminar se alege unghiurile axoidei conice  $\delta$  și de nutație  $\theta$ , iar raza profilului dinților în arc de cerc  $r = (0,8 \div 0,95) \pi D / Z_{1,4} \text{ mm}$ .
- C. În conformitate cu ecuațiile parametrice de descriere analitică a profilului convex/concav al dinților (de regulă, a roților centrale) prezentate în capitolul 3 (subcapitolele 3.2 și 3.3), se proiectează profilogramele dinților în contact cu parametrii angrenajului aleși preventiv în p. A și p. B.
- D. În conformitate cu parametrii geometrici ai profilogramelor dinților proiectate în p. C, se calculează caracteristicile definitorii ale capacității portante a contactului, printre care:
- multiplicitatea angrenării  $\varepsilon(\%)$  în conformitate cu subcapitolul 3.5, capitolul 3;
  - diferența curburilor profilurilor flancurilor dinților în punctele de contact  $(\rho_1 - r)$ , în conformitate cu secțiunea 7.7.4, capitolul 7;
  - alunecarea relativă a flancurilor dinților conjugăți în punctele de contact  $V_{al}$ , în conformitate cu secțiunea 7.7.5, capitolul 7;
  - tensiunea efectivă de contact  $\sigma_{HE}$  cu considerarea alunecării din contact (v. capitolul 7).
- E. În baza analizei caracteristicilor capacității portante a contactului calculate în p. D ( $\varepsilon, \rho_1 - r, V_{al}, \sigma_{HE}$ ), se modifică configurația valorică a parametrilor geometrici ai angrenajului  $\delta, \theta, \beta$  și numărul dinților angrenărilor ( $Z_1 - Z_2$ ) și ( $Z_3 - Z_4$ ) și conform p. C se proiectează o geometrie nouă a contactului, urmărind scopul de a obține:
- diferența minimă a curburilor profilurilor conjugate  $(\rho_1 - r)$ ,
  - alunecare minimă între flancurile dinților în contact ( $V_{al}$ ),
  - unghiul minim de profil al dinților roților centrale ( $\alpha_w$ ), care conduce la diminuarea încărcării rulmenților arborelui-manivelă și a roții-satelit, etc.
- Ținând cont de asigurarea minimizării alunecării relative dintre flancurile dinților  $V_{al}$ , a diferenței minime a curburilor flancurilor dinților în contact  $(\rho_1 - r)$  și a unghiului minim de profil al dinților  $\alpha_w$ ,
- se identifică configurația parametrilor geometrici ai angrenajelor ( $\delta, \theta, \beta$  și  $Z$ ), care ar asigura multiplicitatea de referință  $\varepsilon$  optimă (2–3 perechi de dinți);
  - se identifică configurația parametrilor geometrici ( $\delta, \theta, \beta$  și  $Z$ ) ai angrenajului, care ar asigura  $\alpha_w < 30^\circ$ ;

- se modifică (prin scurtare) înălțimea dinților roții-satelit și ai roților centrale, astfel încât să obținem cota admisibil minimă a alunecării relative în contactul dinților angrenați;
- în scopul diminuării (excluderii) alunecării relative  $V_{al}$  între flancurile active ale dinților conjugați în contact concav-concav (convex-concav), dinții angrenajului se execută sub un unghi de înclinare, astfel încât prin diminuarea multiplicității angrenării de referință  $\varepsilon$  să se asigure coraportul optim dintre acoperirea frontală și cea longitudinală a dinților.

### 7.7.9 Proiectarea transmisiilor precesionale cu contact concav-concav (convex-concav) al dinților

În conformitate cu algoritmul de calcul al angrenajului precesional  $A^D$  multipar cu profilurile dinților în arc de cerc – convex-concav (v. subcapitolul 7.6), au fost proiectate și fabricate transmisiile precesionale cu roți dințate prezentate în figurile 1.16–1.19, 7.32, 7.33, 7.34, 7.79, 7.80, 7.81, 7.82, 7.83, 10.4, 10.6, 10.7, 10.10, 10.32.

Randamentul mecanic al transmisiilor precesionale respective, comparativ cu transmisiile evolventice, este mai mic din cauza prezenței alunecării relative în contactul flancurilor dinților.

În continuare sunt prezentate câteva exemple de calcul și de proiectare preventivă a angrenajelor  $A^D$  a transmisiilor precesionale cu angrenări  $A_{CV-CV}^D$  cu roți dințate cu alunecare de frecare în contactul flancurilor active ale dinților.

Pentru a diminua alunecarea relativă dintre flancurile dinților, preventiv se proiectează geometria contactului în următoarea consecutivitate:

1. În funcție de raportul de transmitere solicitat, de exemplu  $i = -107,5$  (a se vedea 7.79), se alege structura cinematică a transmisiei  $2K-H$ , iar din tabelul 2.2 se alege numărul de dinți: pentru roata centrală imobilă 5  $Z_1 = 42$ ; pentru coroana de dinți 2 a roții-satelit 1  $Z_2 = 43$ ; pentru coroana de dinți 3 a roții-satelit 1  $Z_3 = 31$  și pentru roata centrală mobilă 7  $Z_4 = 30$ .
2. În conformitate cu nomogramele prezentate în capitolul 3, subcapitolul 3.4, se aleg preventiv: unghiul axoidei conice  $\delta = 22^\circ 30'$ , unghiul de nutație  $\theta = 3^\circ 30'$ , raza profilului dinților în arc de cerc  $r = 0,96 \text{ mm}$  ( $\beta = 3,05^\circ$ ).
3. Pentru parametrii angrenajului selectați (p. 1 și p. 2) preventiv, se proiectează desfășurata profilogramei dinților în contact prezentată în figura 7.79 (b).

**Remarca 7.16.** *Geometria contactului dinților din angrenajele precesionale  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  se optimizează prin proiectarea selectivă (repetată)*

a acestora din perspectiva de a obține avantaje performante concrete ale angrenajelor  $A_{CV-CV}^D$  sau  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ . Din analiza profilogramelor se constată că unghiul de profil al dinților  $\alpha_w > 30^\circ$  conduce la majorarea reacțiunilor în rulmenții arborelui-manivelă și ai roții-satelit. Totodată, se constată că dintre parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  unghiul de nutație  $\theta$  are cea mai mare influență asupra unghiului de profil  $\alpha_w$ .

4. În conformitate cu **Remarca 7.16**, se proiectează o nouă profilogramă a contactului dinților pentru aceeași configurație valorică a parametrilor geometrici ai angrenajului  $\delta, r, Z$ , dar cu unghiul de nutație  $\theta = 3, 5^\circ$ , (fig. 7.79 b), unde pentru perechea de dinți conjugați în  $k_1$ ,  $\alpha_w = 28^\circ$ .
5. Pentru configurația valorică a parametrilor geometrici ai angrenajului  $\delta, r, \theta$  și  $Z$  din p. 4, se calculează caracteristicile definatorii ale capacității portante a contactului dinților:

- multiplicitatea de referință a angrenării dinților  $\varepsilon, \%$ ;
- diferența curburilor flancurilor dinților  $(\rho_1 - r), (mm)$ ;
- alunecarea relativă a flancurilor dinților în p. de contact  $V_{al}, m/s$ ;
- tensiunile efective de contact cu considerarea alunecării  $MPa$ .

**Remarca 7.17.** *Caracteristicile definatorii ale capacității portante și ale randamentului mecanic sunt: multiplicitatea de referință a angrenării  $\varepsilon(\%)$ ; diferența razelor de curbura a profilurilor dinților angrenați  $\rho_1 - r (mm)$ ; parametrii cinematici ai contactului dinților  $V_{al} (m/s)$  și  $S_E (mm)$ , și se optimizează prin proiectarea preventivă a geometriei contactului dinților în funcție de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .*

6. În conformitate cu **Remarca 7.17**, se definitivează configurația valorică a tuturor parametrilor geometrici ai angrenajului  $(\delta, \theta, r, Z)$ , care să asigure:
  - diminuarea multiplicității angrenării de referință  $\varepsilon < 40\%$  din perechile de dinți ai roților conjugate;
  - diferența minimă a razelor de curbura ale profilurilor flancurilor dinților conjugați  $(\rho_1 - r)$ ;
  - în scopul reducerii (excluderii) alunecării relative din contact, geometria dinților în secțiunea normală se modifică prin scurtarea înălțimii dinților roților centrale și ai roții-satelit, astfel încât angrenarea reală frontală să constituie nu mai mult de trei sau patru perechi de dinți concomitent angrenate (fig. 7.76).

Modificarea formei dintelui în secțiunea normală prin scurtarea înălțimii acestuia, conduce la micșorarea multiplicității angrenării  $\varepsilon$ . Spre exemplu, dacă în angrenajul cu profil nemodificat al dinților multiplicitatea angrenării

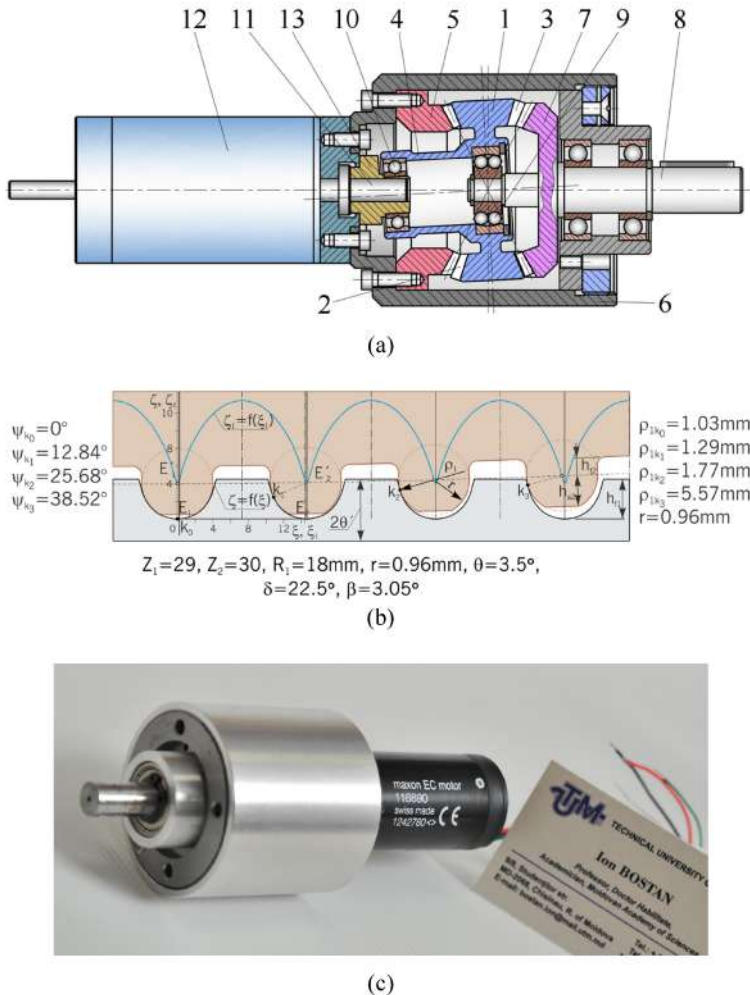
de referință constituie  $\varepsilon = 100\%$ , atunci, după modificarea formei profilului dinților lăsând doar patru perechi de dinți conjugate în punctele de contact  $k_0 \dots k_4$ , multiplicitatea reală scade până la patru perechi de dinți conjugate pe profilul activ al acestora. În cazul în care multiplicitatea scade, capacitatea portantă a angrenajului o putem recupera prin crearea geometriei cu contact concav-concav al dinților cu diferență mică ale curburilor flancurilor conjugate.

În figura 7.79 (a) este prezentat desenul de ansamblu al motoreductorului precesional cu roți dințate de tip  $2K-H$  cu contact  $K_{CV-CV}$  cu profiluri în arc de cerc – concav al dinților angrenați. Roata-satelit 1 are două coroane dințate laterale cu dinții 2 și 3 cu profil în arc de cerc și constituie un întreg cu arborele-manivelă 4 de formă tubulară. Dinții coroanei 2 ai roții-satelit 1 se angrenează cu dinții roții centrale imobile 5 montate în carcasa 6, iar dinții coroanei 3 – cu dinții roții centrale mobile 7 montate pe arborele condus 8. Dinții roților centrale 5 și 7 au profil concav, descris cu ecuațiile parametrice prezentate în capitolul 7, secțiunea 7.7.3. Roata-satelit 1 este instalată pe un rulment sferic cu bile 9, amplasat în cavitatea arborelui-manivelă tubular 4 în zona centrului de precesie  $O$  și sprijinit pe capătul arborelui condus 8. La cealaltă extremitate a arborelui-manivelă 4, în cavitatea lui tubulară este instalat rulmentul 10, montat pe arborele 11 al electromotorului 12 prin intermediul excentricului 13.

La rotirea arborelui 11 al electromotorului 12, mișcarea de rotație prin intermediul excentricului 13 și rulmentului 10 se transformă în mișcare sferospațială a roții-satelit 1, astfel impunând dinții roților conjugate să se angreneze și să realizeze reducerea mișcării de rotație cu raportul de transmitere  $i = -\frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3 - Z_2 Z_4}$  (notarea dinților, a se vedea fig. 2.12).

Raportul de transmitere al reductorului  $i = -95,9$  se realizează prin angrenările  $(Z_1 - Z_2)$  și  $(Z_3 - Z_4)$  cu numerele de dinți  $Z_1 = 42$ ,  $Z_2 = 43$ ,  $Z_3 = 30$  și  $Z_4 = 29$ . În figura 7.79 (b) este prezentată desfășurata profilogramei angrenării  $(Z_3 - Z_4)$  cu parametrii:  $R_1(R_4) = 18 \text{ mm}$  – raza secțiunii mediane a angrenajului;  $r = 0,96 \text{ mm}$  – raza arcului de cerc a profilului dinților roții-satelit;  $\theta = 3,5^\circ$  – unghiul de nutație;  $\delta = 22,5^\circ$  – unghiul axoidei conice;  $\beta = 3,05^\circ$  – unghiul de cuprindere al secțiunii mediane a dinților roții-satelit cu raza  $r$ ,  $\rho_{k_i}$  – raza de curbura ( $\text{mm}$ ) a profilului dintelui roții centrale în punctele de contact  $k_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  și  $k_3$  calculate conform formulei 7.74 respectiv, pentru unghiurile de precesie  $\psi_{k_i}$  (a se vedea fig. 7.79 b).

Forma geometrică a contactului dinților  $K_{CV-CV}$  în  $A_{CV-CV}^D$  (fig. 7.79 b) se caracterizează prin următoarele: în punctul de contact  $k_0$  corespunzător unghiului de precesie al arborelui-manivelă  $\psi = 0$ , diferența dintre raza de curbura a profilurilor dinților roții centrale și ai roții-satelit constituie



**Figura 7.79.** Motoreductor precesional cu angrenaj dințat  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -95,9$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală

$(\rho_1 - r) = 1,03 - 0,96 = 0,07 \text{ mm}$ ; în punctul de contact  $k_1$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 12,84^\circ$   $(\rho_1 - r) = 1,29 - 0,96 = 0,33 \text{ mm}$ ; în punctul de contact  $k_2$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 25,68^\circ$   $(\rho_1 - r) = 1,77 - 0,96 = 0,81 \text{ mm}$ , iar în punctul de contact  $k_3$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 38,52^\circ$   $(\rho_1 - r) = 5,57 - 0,96 = 4,61 \text{ mm}$ .

În figura 7.79 (c) este prezentată vederea generală a motoreductorului precesional cu raportul de transmitere  $i = -95,9$ .

În figura 7.80 este prezentat motoreductorul precesional cu construcția similară celui din figura 7.79 cu raportul de transmitere  $i = -68,8$  realizat

prin angrenările ( $Z_1 - Z_2$ ) și ( $Z_3 - Z_4$ ) cu numerele de dinți  $Z_1 = 54$ ,  $Z_2 = 55$ ,  $Z_3 = 30$  și  $Z_4 = 29$ .

În figura 7.80 (b) este prezentată desfășurata profilogramei angrenării ( $Z_3 - Z_4$ ) cu parametrii:  $R_1(R_4) = 31 \text{ mm}$ ,  $r = 1,89 \text{ mm}$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 15^\circ$ ,  $\beta = 3,5^\circ$ ,  $\rho_{k_i} (\text{mm})$  – (a se vedea fig. 7.80 b). Contactul concav-concav  $K_{CV-CV}$  al dinților se caracterizează prin geometria: în punctul de contact  $k_0$ , corespunzător unghiului de precesie al arborelui-manivelă  $\psi = 0^\circ$ , diferența dintre razele de curbură ale profilurilor roții centrale și a satelitului  $(\rho_1 - r) = 1,9 - 1,89 = 0,01 \text{ mm}$ ; în punctul de contact  $k_1$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 12,4^\circ$   $(\rho_1 - r) = 2,2 - 1,89 = 0,31 \text{ mm}$  (prima pereche de dinți angrenați); în punctul de contact  $k_2$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 24,8^\circ$   $(\rho_1 - r) = 6,34 - 1,80 = 4,45 \text{ mm}$  (a doua pereche de dinți angrenați); în punctul de contact  $k_3$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi = 37,2^\circ$   $(\rho_1 - r) = 10,86 - 1,89 = 8,97 \text{ mm}$  (a treia pereche de dinți angrenați) ș.a.m.d.

În figura 7.80 (c) se prezintă vederea generală a motoreductorului precesional cu raportul de transmitere  $i = -68,8$  și diametrul angrenajului în secțiunea mediană  $d_m = 60 \text{ mm}$ .

În figura 7.81 este prezentat motoreductorul precesional cu angrenaj dințat  $A^D$  și angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu parametrii  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = 24$ ,  $R_1 = 37,5 \text{ mm}$ ,  $r = 3,15 \text{ mm}$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ . Profilurile dinților roții-satelit sunt prescrise cu arcuri de cerc cu raza  $r$ , iar cele ale dinților roților centrale sunt concave descrise cu ecuațiile parametrice (7.48). Raportul de transmitere al reductorului  $i = -144$ , iar raza angrenajului în secțiunea mediană  $R_1 = 37,5 \text{ mm}$ . Construcția satelitului 1 cu două coroane de dinți laterale 2 și 3 în secțiunea axială este aceeași ca și în reductorul prezentat în figura 7.79.

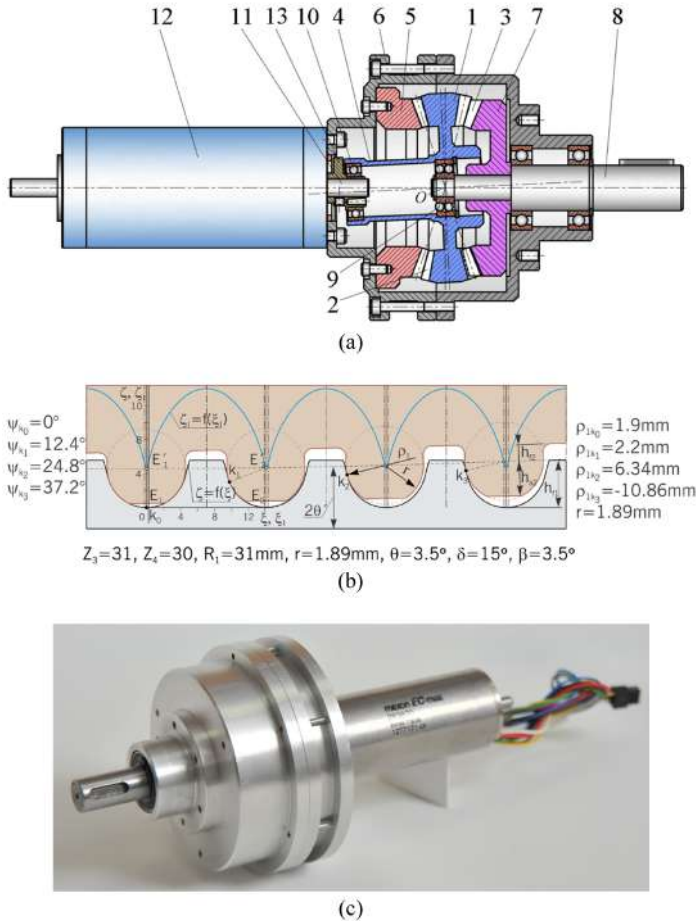
În figura 7.81 (a) se prezintă reductorul precesional cu angrenaj dințat  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -144$  realizat prin angrenările  $A_{CV-CV}^D$  cu numerele de dinți  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 25$  și  $Z_4 = 24$ .

În carcasa 1 cu capacul 2 al reductorului este montată roata centrală imobilă 3, roata-satelit 4 cu două coroane dințate laterale 5 și 6, roata centrală mobilă 7, fixată pe arborele condus 8, montat în bușa 9. Corpul roții-satelit 4 cu coroanele dințate 5 și 6 este turnat din masă plastică, fiind armat la centrul axial cu arborele-manivelă 10 instalat în rulmenții 11 și 12.

Excentricul 13 este instalat în capacul 2 în rulmenții 14, amplasați coaxial cu arborele motorului electric (nu este prezentat). Excentricul 13 este dotat lateral cu lăcașul de așezare a rulmentului 11, amplasat cu excentricitate și coaxial cu roata-satelit 4, astfel încât formează cu axa centrală a reductorului unghiul de nutație  $\theta$ .

La rotirea arborelui motorului electric, prin intermediul excentricului 13 mișcarea de rotație se transformă în mișcare sferospațială a roții-satelit,

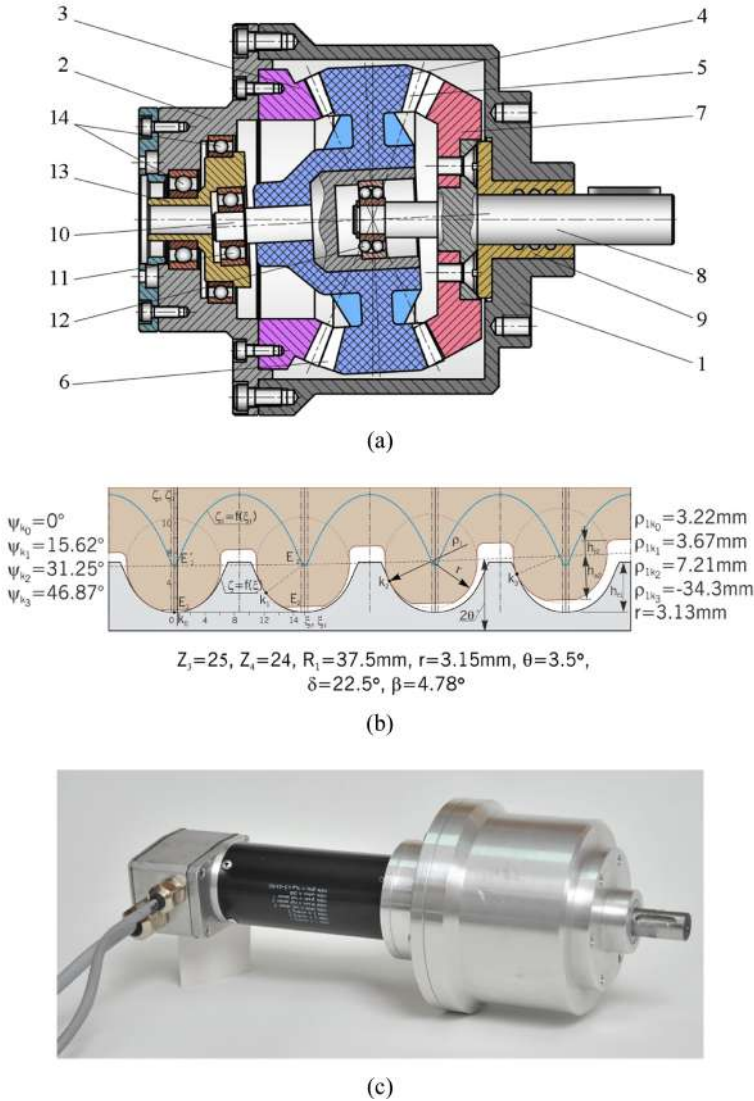




**Figura 7.80.** Motoreductor precesional cu angrenaj  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -68, 8$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală

susținută de rulmentul sferic 12 cu unghiul de nutație  $\theta$ , astfel angrenând dinții coroanelor satelitului 5 și 6 cu dinții roților centrale fixă 3 și mobilă 7.

Roata-satelit este fabricată prin turnare din masă plastică, iar roțile centrale sunt fabricate prin sinterizare din pulberi metalice (a se vedea capitolul 8). Geometria contactului dinților (fig. 7.81 b) este convex-concavă cu profilurile dinților satelitului în arc de cerc, iar cea a dinților roților centrale – convex-concavă nestandardizată, asigurate geometric prin configurația parametrilor: numărul dinților  $Z_1 = 29, Z_2 = 30, Z_3 = 25, Z_4 = 24$ ; raza mediană a axoidei conice  $R_m = 37,5\text{mm}$ ; unghiul la vârf al dinților cu profil în arc de cerc  $\beta = 4,78\text{mm}$ ; unghiul de nutație  $\theta = 3,5^\circ$ , unghiul axoidei conice  $\delta = 22,5^\circ$ .



**Figura 7.81.** Motoreductor precesional cu angrenaj dințat  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -144$ : (a) desen de ansamblu a reductorului precesional  $2K-H$ ; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală

Geometria contactului dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu parametrii geometrici  $\delta = 22,5^\circ, \theta = 3,5^\circ, \beta = 4,78^\circ, Z_4 = 24$  și  $Z_3 = 25$ , prezentată în figura 7.81 (b), este caracterizată prin următoarele: în punctul de contact  $k_0$  corespunzător unghiului de precizie  $\psi k_0 = 0$ , diferența razelor de curbură a profilurilor dinților roții centrale și ai roții-satelit constituie  $(\rho_1 - r) = 3,22 - 3,13 = 0,09\text{mm}$ ; în punctul de contact  $k_1$  corespunzător unghiului

de precesie  $\psi k_1 = 15,63^\circ$  ( $\rho_1 - r$ ) = 3,67 - 3,13 = 0,54 mm; în punctul de contact  $k_2$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi k_2 = 31,25^\circ$  ( $\rho_1 - r$ ) = 7,21 - 3,13 = 4,08 mm și în punctul de contact  $k_3$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi k_3 = 46,87^\circ$  ( $\rho_1 - r$ ) = 34,3 - 3,13 = 31,17 mm.

În figura 7.81 (c) este prezentată vederea generală a motoreductorului precesional cu angrenaj dințat  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -144$ .

Un alt motoreductor precesional cu destinație generală este prezentat în figura 7.82, având următorii parametri geometrici ai angrenajului:  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 31$ ,  $Z_3 = 30$ ,  $Z_4 = 29$ ,  $R_1 = 18,5$  mm,  $r = 0,98$  mm,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 3,05^\circ$ .

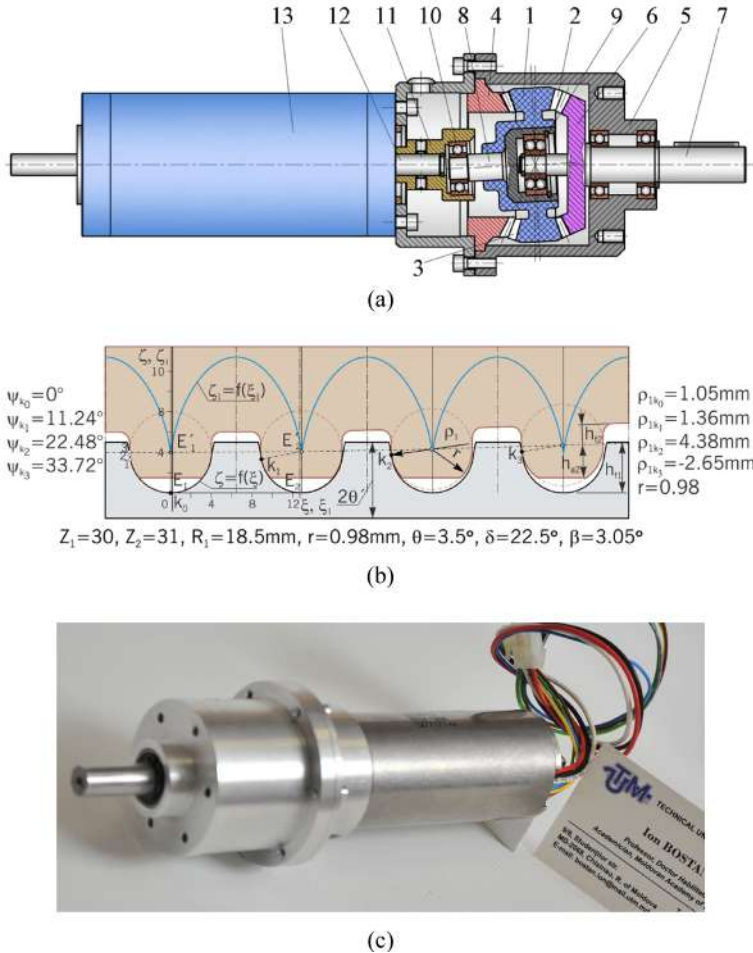
Reductorul conține roata-satelit 1 cu două coroane de dinți 2 și 3 cu profil în arc de cerc, angrenate lateral, pe de o parte, cu roata centrală fixă 4, montată pe carcasa 5 a reductorului, iar pe de altă parte, cu roata mobilă 6, instalată pe arborele condus 7. Dinții roților centrale 4 și 6 au profiluri convexe/concave, descrise cu ecuații parametrice conform modelului matematic prezentat în secțiunea 7.7.3. Roata-satelit este turnată din masă plastică, fiind fixată cu arborele-manivelă 8, dotat în zona centrului de precesie cu rulmentul sferic 9, iar la altă extremitate – cu rulmentul 10 instalat în excentricul 11, montat pe arborele 12 al electromotorului 13. Rulmentul sferic 9 este montat coaxial pe arborele condus 7.

Reductorul are raportul de transmitere  $i = -899,0$ , cu configurația numărului de dinți: roata centrală fixă  $Z_1 = Z_2 - 1$ ; coroana satelitului angrenată cu roata centrală fixă  $Z_2 = Z_1 + 1 = 31$ ; roata centrală mobilă  $Z_4 = Z_3 - 1$ ; coroana satelitului angrenată cu roata centrală mobilă  $Z_3 = 30$ .

În figura 7.82 (b) este prezentată desfășurata profilogramei flancurilor dinților  $Z_1$  ai roții centrale cu dinții  $Z_2$  ai satelitului cu următoarea diferență a razelor de curbură: în contactul  $k_0$ , diferența ( $\rho_1 - r$ ) = 1,05 - 0,98 = 0,07 mm; în  $k_1$  - ( $\rho_1 - r$ ) = 1,36 - 0,98 = 0,38 mm; în  $k_2$  - ( $\rho_1 - r$ ) = 4,38 - 0,98 = 3,4 mm; în  $k_3$  - ( $\rho_1 - r$ ) = -2,65 - 0,98 = -3,63 mm. În figura 7.82 (c) este prezentată vederea generală a motoreductorului cu diametrul exterior al carcasei  $D = 50$  mm.

În figura 7.83 (a) este prezentat desenul de ansamblu în secțiune axială a motoreductorului precesional cu angrenaj dințat cu raportul de transmitere  $i = -78,8$ , format prin configurația dinților  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 22$ ,  $Z_4 = 21$ , iar în figura 7.83 (b) este redată desfășurata profilogramei angrenajului  $Z_1$ - $Z_2$  cu diferența razelor de curbură în punctul de contact  $k_0$  ( $\rho_1 - r$ ) = 0,73 - 0,68 = 0,05 mm; în punctul de contact  $k_1$  ( $\rho_1 - r$ ) = 0,91 - 0,68 = 0,23 mm; în punctul de contact  $k_2$  ( $\rho_1 - r$ ) = 1,25 - 0,68 = 0,57 mm; în punctul de contact  $k_3$  ( $\rho_1 - r$ ) = 3,95 - 0,68 = 3,27 mm.

În figura 7.83 (c) este prezentată vederea generală a motoreductorului cu diametrul exterior al carcasei  $D = 35$  mm.

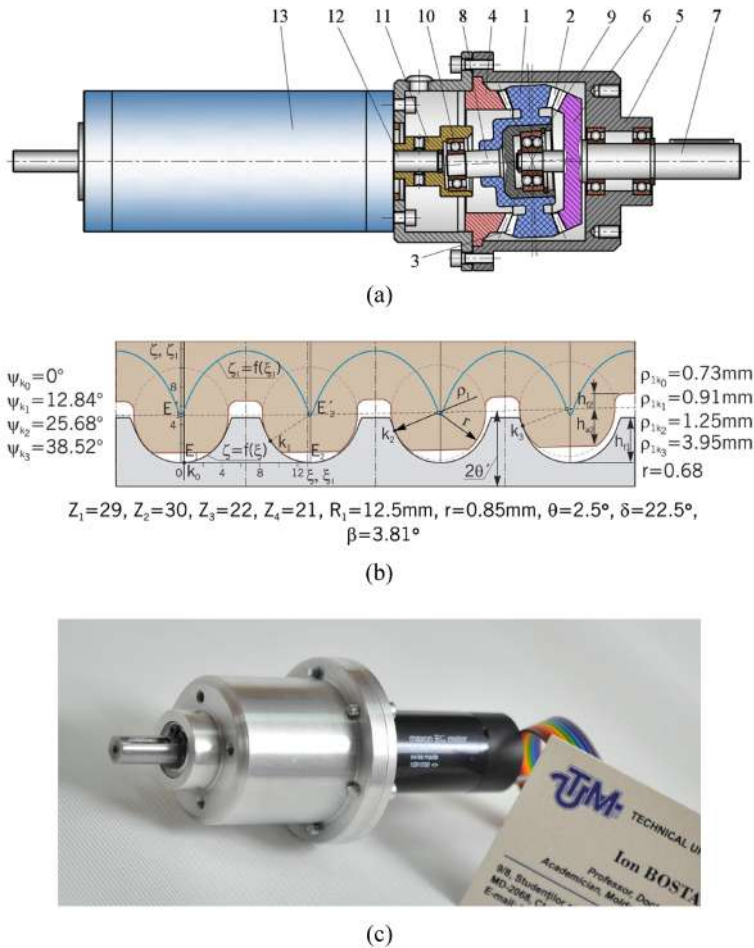


**Figura 7.82.** Motoreductor precesional cu angrenaj dințat cu raportul de transmitere  $i = -899,0$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală

### 7.8 Angrenaj precesional cu contact concav-concav cu dinți înclinați

Obiectivul de a îmbina în transmisia precesională posibilități cinematice cât mai extinse, capacități portante înalte și pierderi energetice cât mai mici se rezumă la cercetarea sub aspect structural a angrenajului  $A^D$ , sub aspect geometric a contactului dinților conjugați  $K_{CV-CV}$  și sub aspect cinematic a angrenării  $A_{CV-CV}^D$ .

Realizarea obiectivelor propuse a necesitat cercetări științifice complexe, axate pe trei direcții distincte privind:



**Figura 7.83.** Motoreductor precesional cu angrenaj dințat cu raportul de transmitere  $i = -78, 8$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală

- *extinderea posibilităților cinematice*, realizată prin dezvoltarea a înșeși structurilor cinematice de tipurile  $K-H-V$ ,  $2K-H$  și  $3K-2H$ , care prin diapazonul rapoartelor de transmitere posibile nu au analogi printre transmisiile mecanice cunoscute la scară mondială;
- *sporirea capacității portante* a angrenajului  $A^D$ , realizată prin transformarea angrenării cu contact convex-rectiliniu  $A_{CX-R}^D$  în angrenarea cu contact convex-concav  $A_{CX-CV}^D$ , iar a angrenării  $A_{CX-CV}^D$  - în angrenările cu contact concav-concav  $A_{CV-CV}^D$  cu diferența mică a razelor de curbură a profilurilor de flanc și în  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu dinți înclinați;
- *majorarea randamentului mecanic*, realizată prin diminuarea alunecării de frecare dintre flancurile conjugate ale dinților angrenați.

### 7.8.1 Bazele sintezei angrenării cu contact concav-concav al dinților înclinați

S-a constatat că în angrenările  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$  interacțiunea dinților în contact are loc cu o anumită cotă de alunecare de frecare, motiv din care de la o angrenare la alta randamentul mecanic și uzura suprafețelor active ale dinților sunt diferite și depind de viteza relativă de alunecare dintre flancuri.

Din analiza geometriei contactului dinților se observă că în angrenările  $A_{CX-R}^D$  și  $A_{CX-CV}^D$  capacitatea portantă este limitată de raza de curbură echivalentă a profilurilor de flanc în contact.

Totodată, în subsecțiunea 7.7.5.2 se constată că diferența razelor de curbură a profilurilor de flanc ale dinților conjugați în contactele  $k_0 \dots k_4$  (fig. 7.54) se micșorează odată cu micșorarea coordonatei unghiulare  $\psi_i$  a contactului respectiv al dinților.

Utilizând diagramele vectoriale ale punctelor de contact ale dinților  $E$  și ale vitezelor lor liniare (prezentate în secțiunea 7.7.6), se descrie cinematica punctului de contact al dinților conjugați (fig. 7.58–7.61). În rezultat se determină ecuațiile vitezelor și ale accelerațiilor, inclusiv ale vitezelor relative în punctul de contact  $E$  al dinților, și ecuațiile diferenței distanțelor parcurse de punctele  $E_1$  și  $E_2$  de pe profilurile dinților satelitului și, respectiv, ale roților centrale în funcție de  $\psi$ .

În scopul diminuării alunecării relative  $V_{al}$  dintre flancuri și majorării capacității portante a contactului flancurilor conjugate, în subcapitolul 7.7 se propune dezvoltarea angrenării  $A_{CV-CV}^D$  cu contact concav-concav, realizată prin modificarea formei profilurilor de flanc ale dinților conjugați.

Din analiza cinematicii și a geometriei contactului dinților din angrenarea precesională, descrise în secțiunile 7.7.5 și 7.7.6, este evident că viteza de alunecare cu frecare dintre flancurile conjugate  $V_{al}$  poate fi micșorată prin reducerea numărului perechilor de dinți concomitent angrenate (fig. 7.63–7.67), ceea ce presupune majorarea randamentului mecanic al transmisiei. Totodată, trebuie de menționat că micșorarea numărului perechilor de dinți concomitent angrenate în  $A_{CV-CV}^D$  conduce la diminuarea liniei sumare de contact al dinților și nemijlocit la reducerea capacității portante a angrenajului precesional. Reiese că randamentul mecanic al angrenajului precesional poate fi majorat din contul micșorării capacității lui portante și invers – capacitatea portantă a angrenajului poate fi mărită din contul diminuării randamentului mecanic.

Pentru majorarea concomitentă atât a randamentului mecanic, cât și a capacității portante, se propune angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu dinți înclinați, dezvoltată sub aspectele geometric și cinematic cu respectarea principiilor de bază ale legii fundamentale a angrenării. Realizarea acestui obiectiv

presupune identificarea parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , care în mod cert ar asigura o alunecare minimă între flancurile conjugate și diferența minimă a razelor de curbură ale profilurilor dinților conjugăți în contactul concav-concav.

Majorarea concomitentă a randamentului mecanic și a capacității portante a angrenajului  $A^D$  presupune dezvoltarea angrenării  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ , având ca bază angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  prezentată în figura 7.84, cu o singură pereche de dinți în angrenare frontală.

Elaborarea angrenării  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cuprinde câteva etape distincte.

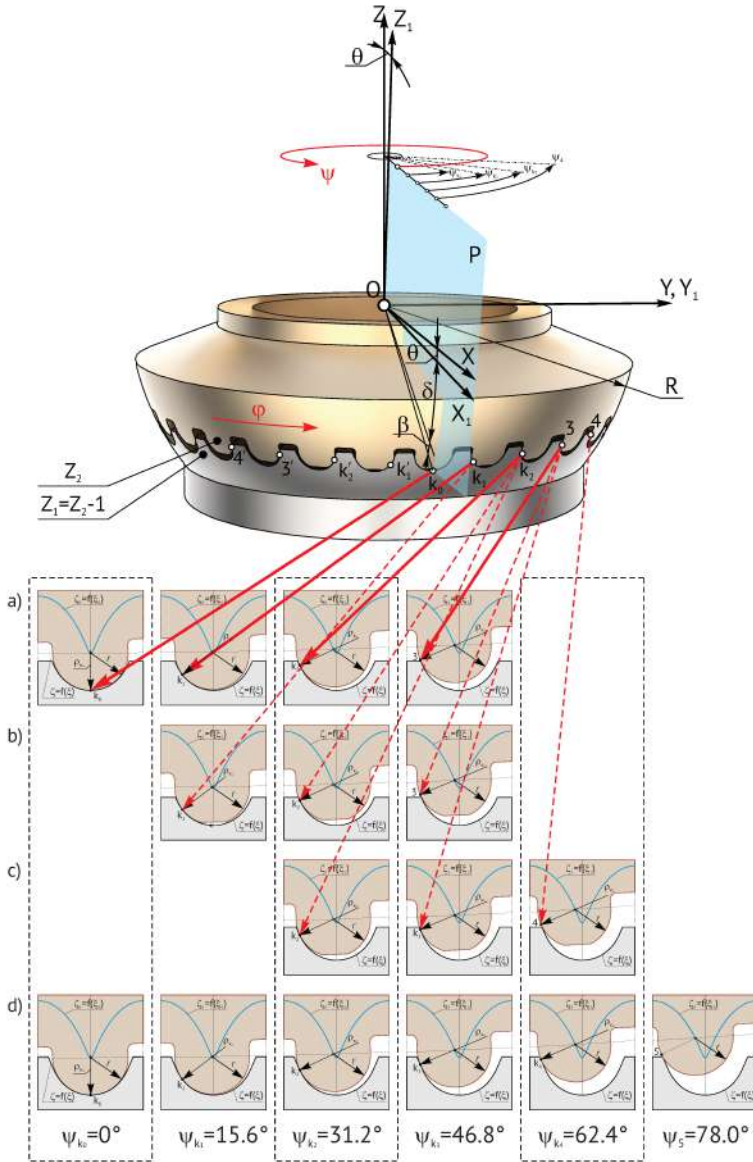
1. Se identifică coordonata  $\psi$  a perechii de dinți cu cinematică și geometrie care să asigure concomitent *alunecare de frecare minimă* între flancuri și *diferență redusă a razelor de curbură* a profilurilor de flanc conjugate în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .
2. Se stabilește *unghiul de înclinare a dinților*  $\beta_g$  și lungimea lor activă  $b_w$ , care în cazul angrenării frontale unipare să asigure *gradul de acoperire axială*  $\varepsilon$  necesar pentru respectarea condiției de bază a legii fundamentale a angrenării privind continuitatea transformării mișcării.
3. Se elaborează *geometria spațială* a dinților înclinați și se determină parametrii geometrici ai dinților satelitului și ai roților centrale în secțiunea normală și în cea tangențială.
4. Se determină *liniile de contact spațiale* și gradul de acoperire sumar al perechilor de dinți angrenați simultan în funcție de unghiul de înclinare a dinților  $\beta_g$ .
5. Se identifică influența *unghiurilor de nutație*  $\theta$  a mișcării sferospațiale a satelitului și *unghiurilor de înclinare*  $\beta$  a dinților asupra gradului de rostogolire pură a dinților cu interacțiune precesională.

### 7.8.2 Modelul matematic al angrenajului $A^{D,\beta}$ cu dinți înclinați

Elaborarea modelului matematic al angrenajului  $A^{D,\beta}$  cu angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu contact concav-concav al dinților înclinați se bazează, analogic celui cu dinți dreți, pe respectarea enunțului principal al legii fundamentale a angrenării privind asigurarea continuității și raportului permanent constant al transformării mișcării.

Pentru elaborarea modelului matematic al angrenajului  $A^{D,\beta}$  admitem următoarele considerațiuni, condiții și constrângeri (a se vedea figura 7.85):

1. Admitem  $\beta_g$  - unghiul de înclinare a dinților și  $b_w$  lungimea activă a flancurilor dinților conjugăți;
2. Considerăm că profilul dintelui roții-satelit înclinat cu unghiul  $\beta_g$ , în secțiunea mediană de raza  $R_m$  este descris de arcul de cerc LEM de raza  $r_m$  cu originea în punctul  $G_m$ , iar planul arcului de cerc  $P_m$  este perpendicular pe linia  $G_mO$ . În mișcarea sferospațială a roții-satelit,



**Figura 7.84.** Evoluția contactului dinților în funcție de  $\psi$  în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu o singură pereche angrenată frontal (variante)

originea  $G_m$  a razelor de curbură  $r_m$  a dinților acestia la un ciclu de precesie  $0 \leq \psi \leq 2\pi Z_2/Z_1$  descrie pe sfera de raza  $R_m$  o traiectorie



cu coordonatele  $X_{G_m} Y_{G_m} Z_{G_m}$  (a se vedea figura 7.85):

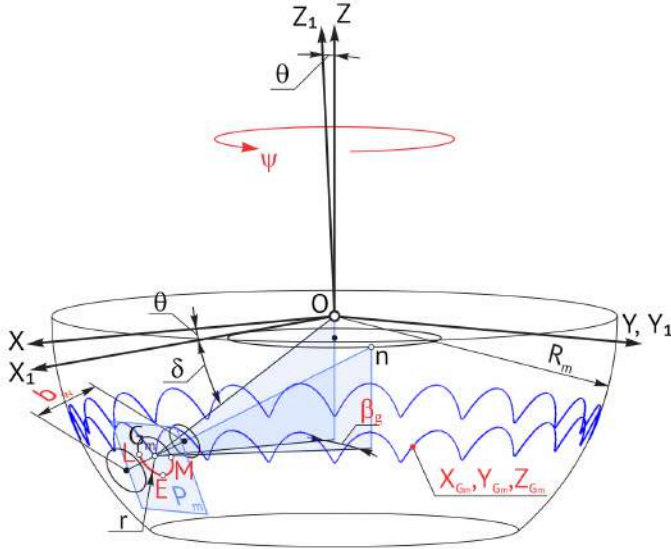
$$\begin{aligned}
 X_{G_m} &= R_m \cos \delta \left[ -\cos \psi \sin \left( \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \right) + \sin \psi \cos \left( \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \theta \right) \right] \\
 &\quad - R_m \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\
 Y_{G_m} &= -R_m \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \left( \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \right) + \cos \psi \cos \left( \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \theta \right) \right] \\
 &\quad + R_m \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\
 Z_{G_m} &= -R_m \cos \delta (Z_1 \psi / Z_2) \sin \theta - R_m \sin \delta \cos \theta.
 \end{aligned} \tag{7.125}$$

3. Suprafața de flanc al dintelui roții-satelit (a se vedea figura 7.86) reprezintă suprafața laterală a unui trunchi de con înclinat cu prelungirile generatoarelor trecătoare prin cercul descris cu arcul  $LEM$  și vârful amplasat în punctul  $n$  de tangentă la cilindrul cu axa  $Z$  de raza  $e$  a liniei  $G_m n$  aflată în planul  $P_c$  tangent la axoidul conic cu axa  $Z$  și vârful în centrul  $O$  cu unghiul de vârf  $\pi - 2(\theta + \delta)$ .
4. Unghiul  $\beta_g$  de înclinare a dintelui roții-satelit este egal cu unghiul dintre liniile  $G_m O$  și  $G_m n$  proiectate în planul perpendicular pe axa  $Z$  a roții-satelit (a se vedea figura 7.85). Având în vedere enunțul din p. 2 a modelului geometric al angrenării  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ , conform căruia arcul de cerc  $LEM$  în secțiunea mediană a dintelui roții-satelit se află într-un plan perpendicular pe  $G_m O$ , atunci pentru această secțiune, profilul dinților înclinați poate fi exprimat prin coordonatele  $X_{E_m}$ ,  $Y_{E_m}$ ,  $Z_{E_m}$  similar angrenajului  $A_{CV-CV}^D$  cu dinți drepți.
5. Suprafața de flanc a dintelui roții centrale reprezintă amprenta înfășurătoarei familiei suprafeței dintelui roții-satelit, care satisfac condiția  $Z_{E_m} < Z_{G_m}$  la varierea unghiurilor de poziționare a arborelui manivelă  $\psi$  și de rotire proprie  $\varphi$  a roții-satelit la un ciclu de precesie  $0 \leq \psi \leq 2\pi Z_2 / Z_1$ .

În figura 7.86 este prezentată proiecția pe planul  $P_1$  a profilului dintelui roții centrale în secțiunea mediană cu raza  $R_m$ , obținută ca înfășurătoarea familiei de cercuri de raza  $r_m$  ale dinților roții-satelit cu originile amplasate pe traiectoria mișcării sferospațiale a originii acestora  $G_m$ .

Totodată, profilul dinților roții centrale în secțiunea mediană  $R_m$  reprezintă traiectoria punctului de contact al dinților  $E_m$  la un ciclu de precesie  $0 \leq \psi \leq 2\pi Z_2 / Z_1$  și poate fi exprimată prin coordonatele  $X_{E_m}$ ,  $Y_{E_m}$ ,  $Z_{E_m}$ .

Din figura 7.86 constatăm, că unghiul dintre vectorul de poziție  $\mathbf{OG}_m$  a originii razei de curbura a profilului în arc de cerc al dintelui roții-satelit  $G_m$  și vectorul de poziție  $\mathbf{OE}_m$  a punctului de contact al dinților în secțiunea mediană cu raza  $R_m$ , reprezintă unghiul imaginar de conicitate  $\beta$  al dinților



**Figura 7.85.** Descrierea poziționării dintelui înclinat în angrenajul  $A^{D,\beta}$

roții-satelit cu profil în arc de cerc, care poate fi exprimat prin expresia

$$\mathbf{OG}_m \times \mathbf{OE}_m = R_m^2 \cos \beta, \quad (7.126)$$

sau

$$X_{E_m} X_{G_m} + Y_{E_m} Y_{G_m} + Z_{E_m} Z_{G_m} - R_m^2 \cos \beta = 0, \quad (7.127)$$

din care coordonata  $X_{E_m}$

$$X_{E_m} = (R_m^2 \cos \beta - Y_{E_m} Y_{G_m} - Z_{E_m} Z_{G_m}) / X_{G_m}. \quad (7.128)$$

Înlocuind (7.128) în (7.127), obținem

$$Y_{E_m} = k_1 Z_{E_m} - d_1, \quad (7.129)$$

iar, înlocuind (7.129) în (7.128), coordonata  $X_{E_m}$  a punctului de contact al dinților în secțiunea mediană se determină din expresia:

$$X_{E_m} = k_2 Z_{E_m} - d_2, \quad (7.130)$$

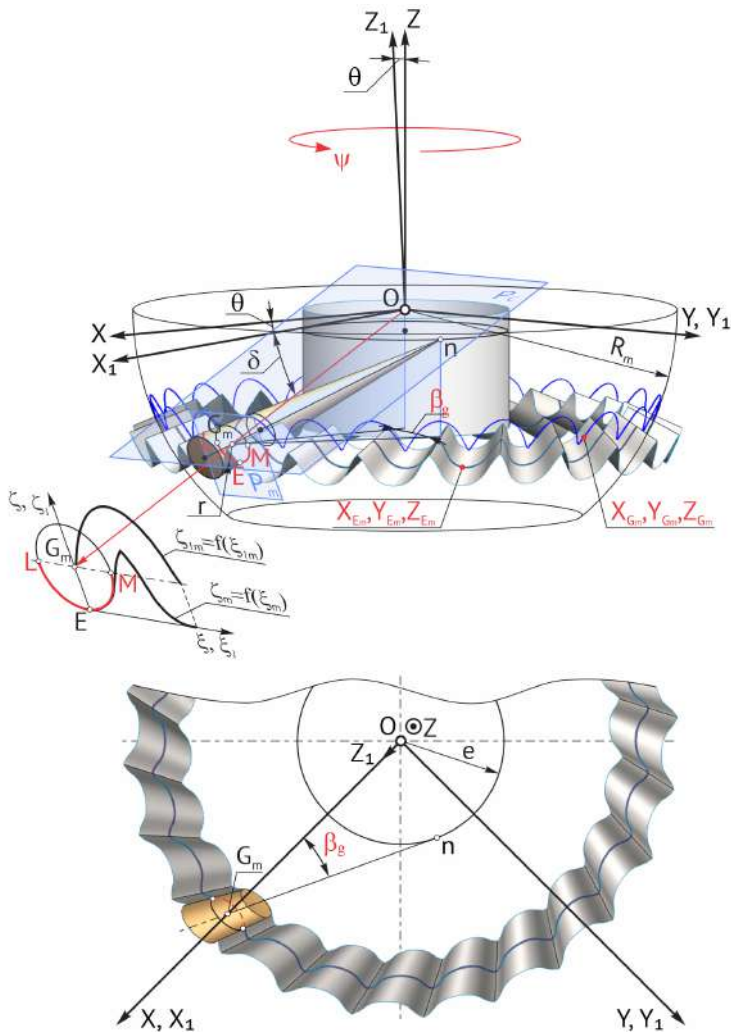
unde

$$k_1 = \frac{X_{G_m} (X_{G_m} \dot{X}_{G_m} + Y_{G_m} \dot{Y}_{G_m}) + Z_{G_m}^2 X_{G_m}}{(X_{G_m} \dot{Y}_{G_m} - Y_{G_m} \dot{X}_{G_m}) Z_{G_m}},$$

$$d_1 = R^2 \cos \beta \dot{X}_{G_m} / (X_{G_m} \dot{Y}_{G_m} - Y_{G_m} \dot{X}_{G_m}),$$

$$k_2 = -(k_1 Y_{G_m} + Z_{G_m}) / X_{G_m},$$

$$d_2 = (R^2 \cos \beta + d_1 Y_{G_m}) / X_{G_m}. \quad (7.131)$$



**Figura 7.86.** Descrierea profilurilor dinților în arc de cerc a roții-satelit și concav/concav a roții centrale în secțiunea mediană

Punctul de contact al dinților  $E_m$  aparține concomitent și sferei cu raza  $R_m$ , adică coordonatele lui satisfac ecuația acesteia:

$$X_{E_m}^2 + Y_{E_m}^2 + Z_{E_m}^2 - R_m^2 = 0. \tag{7.132}$$

Înlocuind (7.129) și (7.130) în (7.132) și rezolvând ecuația obținută în raport cu coordonata  $Z_{E_m}$  a punctului de contact  $E_m$  obținem:

$$Z_{E_m} = \frac{(k_1 d_1 - k_2 d_2) \pm \left[ (k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2) \right]^{1/2}}{(k_1^2 + k_2^2 + 1)}. \quad (7.133)$$

Este de menționat că curba profilului dinților roții centrale este echidistantă de traiectoria mișcării originii  $G_m$  a razei arcului de cerc, iar pentru orice unghi de rotire  $\psi$  al arborelui-manivelă trebuie să se îndeplinească condiția  $Z_{E_m} < Z_{G_m}$ .

După unele transformări ale expresiei (7.133) coordonata  $Z_{E_m}$  poate fi determinată prin relația:

$$Z_{E_m} = \frac{(k_1 d_1 - k_2 d_2) - \left[ (k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2) \right]^{1/2}}{(k_1^2 + k_2^2 + 1)}. \quad (7.134)$$

În baza ecuațiilor (7.129), (7.130) și (7.134) pe sfera de raza  $R_{E_m}$  a fost interpretată traiectoria punctului de contact  $E_m(\psi)$  al dinților conjugați în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  prezentată în figura 7.86. Traiectoria mișcării punctului de contact al dinților conjugați  $E_m(\psi)$  reprezintă profilul dinților roții centrale în secțiunea mediană de raza  $R_m$ .

Aplicând procedurile proiectării din trigonometria sferică, similar cu angrenajul cu dinți dreupți, determinăm funcțiile  $\zeta_m = f(\xi_m)$  ce reprezintă profulul dinților înclinați în secțiunea mediană cu raza  $R_m$  în coordonate carteziene plane și funcția  $\zeta_{1m} = f(\xi_{1m})$  – ce reprezintă în același sistem traiectoria mișcării originii curburii  $G_m$  a arcului de cerc în secțiunea mediană a dintelui înclinat (a se vedea fig. 7.86).

Profilul dinților roților centrale prezentat în figura 7.86 (funcția  $\zeta_m = f(\xi_m)$ ) este caracteristic doar pentru secțiunea mediană cu raza  $R_m$  a dinților înclinați. Este de menționat, că în orice alte secțiuni pe lungimea dintelui roții centrale (a se vedea figura 7.87) forma geometrică a acestuia în secțiuni transversale nu sunt asemănătoare între ele (concurrente) ca în cazul dinților dreupți. Din analiza figurii 7.87 constatăm că în cazul dinților înclinați sub unghiul  $\beta_g$  pentru  $R_i < R_m$  secțiunile transversale ale dintelui roții centrale, în raport cu secțiunea cu raza  $R_m$  sunt în continuă discreștere, pentru  $R_i > R_m$  – secțiunile transversale sunt în continuă creștere, iar forma geometrică a acestora diferă de la secțiune la secțiune. Forma profilurilor de flanc ale dintelui înclinat a roții centrale, în dependență de raza  $R_i$  diferă între ele cu influența asupra acestora a unghiului de conicitate  $\beta$  a dinților roții-satelit calculat din expresia

$$\beta_i = \arctg \frac{r_i}{R_i}. \quad (7.135)$$

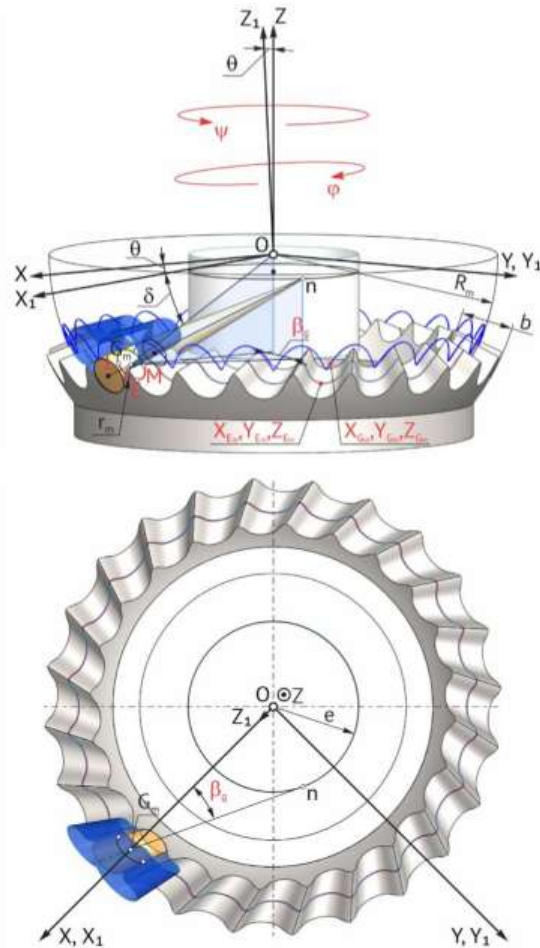


Figura 7.87. Geometria suprafeței de flanc al dinților înclinați ai roții centrale

### 7.8.3 Transformarea angrenării $A_{CV-CV}^D$ în $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ și evoluția geometriei și cinematicii punctului de contact al dinților

Pentru că alunecarea dintre flancurile conjugate și geometria contactului dinților în angrenare definesc randamentul mecanic și capacitatea portantă a transmisiei precesionale, examinăm evoluția acestor două caracteristici pentru angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  în contactele dinților  $k_0 \dots k_i$  în funcție de coordonata lor unghiulară, exprimată prin unghiul de precesie  $\psi_i$ .

Din perspectiva majorării concomitente a randamentului mecanic și a capacității portante a angrenajului, în continuare sunt examinate geometria și cinematica contactului dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu configurația parametrică  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22^\circ 30'$ ,  $r = 6,27 \text{ mm}$  și

$R = 75 \text{ mm}$  pentru coraportul numerelor de dinților  $Z_1 = Z_2 - 1$ . Din figura 7.65 se observă că odată cu creșterea coordonatei  $\psi_i$  a contactelor dinților conjugați  $k_0 \dots k_i$  viteza relativă de alunecare cu frecare  $V_{al}$  și diferența razelor de curbură ale profilurilor de flanc ( $\rho_{ki} - r$ ) se măresc de la contactul  $k_0$  către contactul  $k_i$ . Din figura 7.65 (c) de asemenea se constată că geometria contactului dinților, odată cu creșterea  $\psi_i$ , se transformă din forma concav-concavă în forma convex-rectilinie urmată de cea convex-convexă, iar unghiul de profil al dinților roților centrale  $\alpha_w$  scade, fapt ce conduce la micșorarea forțelor de încărcare a reazemelor roții-satelit și arborelui-manivelă.

Prin analiza evoluției acestor caracteristici geometrice și cinematice ale contactului dinților în funcție de  $\psi_i$  pot fi definite condițiile și cerințele pentru sinteza contactului optim dintre flancuri, care să asigure un randament și o capacitate portantă înalte și diminuarea sarcinii în reazemele roții-satelit și arborelui-manivelă.

Așadar, în angrenajul precesional cu frecvența rotațiilor la arborele-manivelă  $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$ , în contactul dinților  $k_0$  viteza liniară de alunecare  $V_{al} = 0,14 \text{ m/s}$  (fig. 7.65 a), iar diferența razelor de curbură ale profilurilor de flanc  $(\rho_{k0} - r) = 0,16 \text{ mm}$  (fig. 7.65 b); în contactul  $k_1$ ,  $V_{alk_1} = 0,34 \text{ m/s}$ ,  $(\rho_{k1} - r) = 1,17 \text{ mm}$ ; în contactul  $k_2$ ,  $V_{alk_2} = 0,67 \text{ m/s}$ ,  $(\rho_{k2} - r) = 9,55 \text{ mm}$ ; în contactul  $k_3$ ,  $V_{alk_3} = 0,99 \text{ m/s}$ , iar contactul concav-concav al dinților se transformă în contact convex-concav cu raza echivalentă de curbură  $\rho = 57,66 \text{ mm}$ .

Din figura 7.65 (c) se observă că odată cu creșterea coordonatei unghiulare  $\psi_i$  a contactului dinților  $k_i$ , unghiul de profil  $\alpha_w$  al dinților roților centrale scade, deci se micșorează și forțele care încarcă cu sarcină reazemele roții-satelit și arborelui-manivelă.

Din aceste considerente, angrenajul precesional  $A^D$  cu angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu o singură pereche de dinți în angrenare, prezentat în figura 7.84, se propune ca bază pentru elaborarea angrenării precesionale cu dinți înclinați  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ .

Dezvoltarea angrenării  $A_{CV-CV}^D$  în  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  și a contactului dinților  $K_{CV-CV}$  în  $K_{CV-CV}^\beta$  presupune selectarea unei perechi de dinți cu geometria și cinematica punctului de contact care ar întruni plenar cerințele și condițiile de majorare a randamentului mecanic și a capacității portante a transmisiei, inclusiv de diminuare a sarcinii de încărcare a reazemelor roții-satelit și arborelui-manivelă.

Perechile (sau perechea) de dinți portante pot fi selectate prin modificarea formei dinților roților conjugate prin aplicarea coeficientului de înălțime a dinților  $f_0$ , astfel lichidând anumite contacte din rândul celor posibile prezentate în figurile 7.84 (d), adică  $k_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  și  $k_4$ . De exemplu, în

corespundere cu figura 7.84 (b), contactul  $k_0$  se lichidează prin scurtarea înălțimii dinților roții-satelit cu profil în arc de cerc, iar contactele  $k_3$  și  $k_4$  – prin scurtarea înălțimii dinților cu profil convex/concav ai roții centrale. Prin aceeași procedură, în angrenajul din figura 7.84 (c) se lichidează contactele  $k_0$  și  $k_1$  prin scurtarea înălțimii dinților roții-satelit cu profilul dinților în arc de cerc.

Din analiza angrenării  $A_{CV-CV}^D$  (fig. 7.84) s-a constatat că în perechile de dinți cu contact  $K_{CV-CV}$  corespunzător unghiului de precesie  $\psi_i < 35^\circ$  viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  cu frecare între flancurile dinților scade, iar geometria contactului flancurilor dinților este concav-concavă, cu raze de curbură cu diferență în scădere. Această evoluție presupune creșterea randamentului mecanic al angrenajului precesional dințat și majorarea capacității portante a angrenării.

Posibilitatea de a alege perechea de dinți cu contactul portant corespunzător unghiului  $\psi = 15,6^\circ$  sau  $\psi = 31,2^\circ$  extinde și avantajele cinetostatice ale angrenajului, inclusiv minimizarea sarcinii axiale asupra reazemelor roții-satelit și arborelui-manivelă.

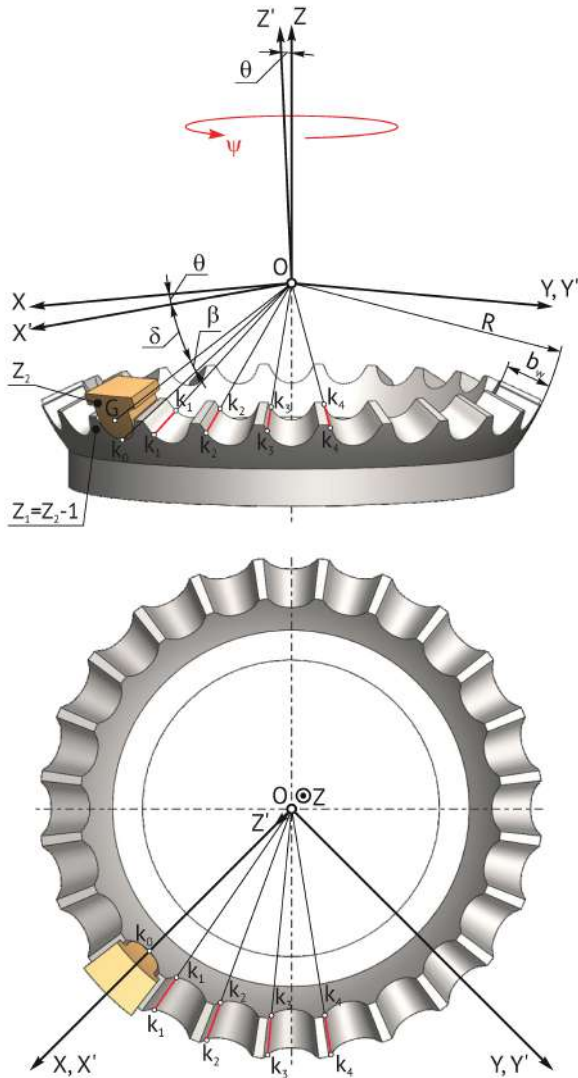
**Remarca 7.18.** *Geometria contactului convex-concav  $K_{CX-CV}$ , concav-concav  $K_{CV-CV}$  și  $K_{CV-CV}^\beta$  cu capacitate portantă și randament mecanic înalte poate fi creată prin identificarea numărului rațional de perechi de dinți conjugate concomitent și modificarea formei dinților, însoțită de optimizarea profilului dinților roții centrale prin varierea parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .*

#### 7.8.4 Evoluția liniei sumare de contact al dinților în angrenările $A_{CV-CV}^D$ și $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ și elementele de calcul

##### *Angrenarea precesională cu dinți drepți*

În figura 7.88 este prezentată poziționarea liniilor de contact  $k_0 - k_0$ ,  $k_1 - k_1$ ,  $k_2 - k_2$ ,  $k_3 - k_3 \dots k_i - k_i$  al perechilor de dinți drepți conjugate în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  corespunzătoare punctelor de contact  $k_0 \dots k_i$ , cuprinse în câmpul de angrenare frontală, prezentate în figura 7.84.

În condițiile respectării cerințelor și a postulatului de bază al legii fundamentale a angrenării privind asigurarea continuității transformării mișcării, se constată că în cazul dinților drepți prelungirile liniilor de contact se intersectează în centrul de precesie  $O$  (fig. 7.88), iar dinții intră și ies din angrenare instantaneu pe toată lungimea, asigurându-se încontinuu gradul de acoperire  $\varepsilon_f > 1$  ( $\varepsilon_f = 1, 2, 3, 4 \dots$ ). Din aceste considerente, la anumite valori ale unghiului de precesie  $\psi_i$ , linia sumară de contact al perechilor de dinți aflați în câmpul de angrenare frontală variază discretizat, având pasul egal cu lungimea  $b_w$  a unei perechi de dinți. Acest fapt, evident provoacă varierea sarcinii specifice dintre dinții conjugați în câmpul



**Figura 7.88.** Evoluția varierii liniei frontale sumare de contact al dinților drepecți în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  în funcție de  $\psi$

angrenării frontale, conduce la majorarea vibrațiilor, a emisiei de zgomot și a dinamicității sarcinii în angrenaj.

Prin urmare, în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  lungimea sumară a liniilor de contact  $l_{\Sigma}$  al perechilor de dinți conjugate concomitent este  $l_{\Sigma} = \varepsilon_f b_w$ , unde  $\varepsilon_f = 1, 2, 3 \dots i$ ,  $i$  este numărul perechilor de dinți aflate concomitent în câmpul angrenării, iar  $b_w$  – lungimea activă a dinților ( $mm$ ).

Linia sumară de contact al dinților drepecți angrenați sub sarcină este definită de punctele de contact  $k_i$  și rezultă din modificarea formei dinților



satelitului și ai roților centrale prin scurtarea înălțimii lor, iar sarcina specifică  $q$  pe lungimea dinților

$$q = \frac{F_t k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{l_{\Sigma} \cos \alpha_w}, \quad (7.136)$$

unde  $F_t$  este forța tangențială în angrenaj ( $mm$ ),  $\alpha_w$  – unghiul de profil al dinților roților centrale ( $grad$ ),  $k_{HP}$  – coeficientul distribuirii sarcinii între perechile de dinți concomitent angrenate ( $i = 1, 2, 3, \dots, i$  – perechi de dinți),  $k_{H\beta}$  – coeficientul distribuirii sarcinii pe lungimea dinților și  $k_{HV}$  este coeficientul dinamicității sarcinii.

### **Angrenarea precesională cu dinți înclinați**

Linia sumară  $l_{\Sigma}$  de contact al dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  se determină din condiția angrenării frontale a unui număr limitat de perechi de dinți ( $\varepsilon_f = 1, 2, 3, \dots$ ), dar nu mai puțin de o pereche ( $\varepsilon_{f,min} = 1$ ). În cazul  $\varepsilon_{f,min} = 1$  rezultă că o pereche de dinți intră în angrenare, în timp ce perechea anterioară iese din angrenare.

În conformitate cu condiția de asigurare a continuității angrenării și a mersului lent al transmisiei, este necesar ca gradul de acoperire a dinților  $\varepsilon_m > 1$ . Astfel, în cazul  $\varepsilon_{f,min} = 1$  se propune înclinarea dinților sub unghiul  $\beta_g$ , care ar asigura un grad de acoperire axială

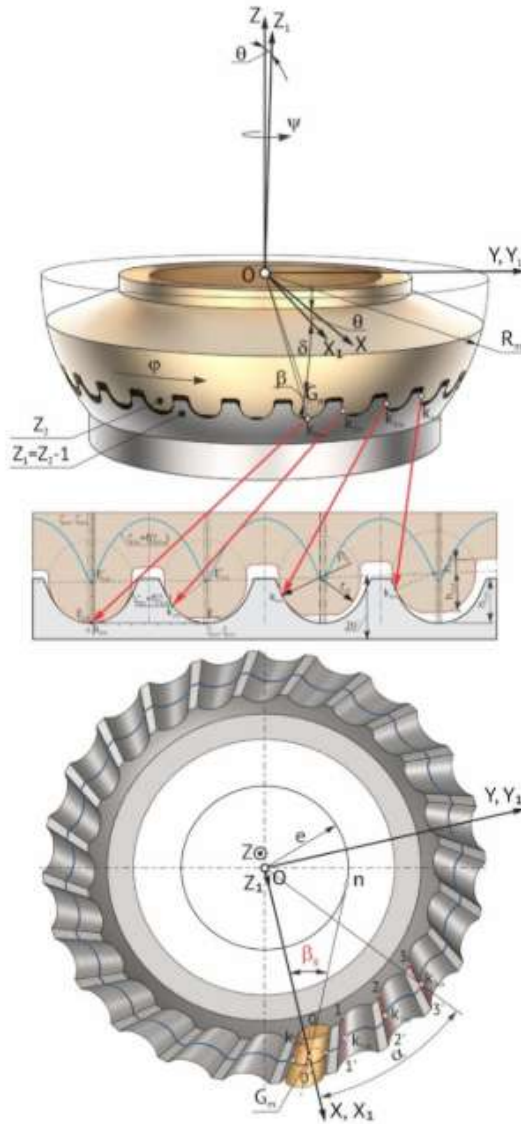
$$\varepsilon_f^{\beta} = \frac{b_w Z_1 \sin \beta}{2\pi Z_2} = 1. \quad (7.137)$$

În figura 7.89 se prezintă lungimea, varierea și poziționarea liniilor de contact al dinților înclinați angrenați în limitele zonei de acoperire, care se extinde la unghiul de centru  $\alpha$ .

Din analiza succesivității intrării și ieșirii perechilor de dinți din zona angrenării constatăm că gradul de acoperire a dinților în angrenare și, respectiv lungimea sumară a liniilor de contact a dinților angrenați depinde de acoperirea frontală, determinată de multiplicitatea angrenării  $\varepsilon_f$  și de acoperirea longitudinală  $\varepsilon_a$  dependentă de unghiul de înclinare a dinților  $\beta_g$ , inclusiv de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  și de modificarea înălțimii dinților. De asemenea, se observă că liniile de contact între dinții înclinați sunt poziționați în spațiu astfel încât prelungirile lor sunt tangente la cilindrul cu raza  $e$ .

Trebuie de menționat că înclinarea dinților conduce la diminuarea alunecării cu frecare în contactul dinților angrenați, deoarece conjugarea dinților are loc prin rostogolire în funcție de unghiul  $\theta$ .

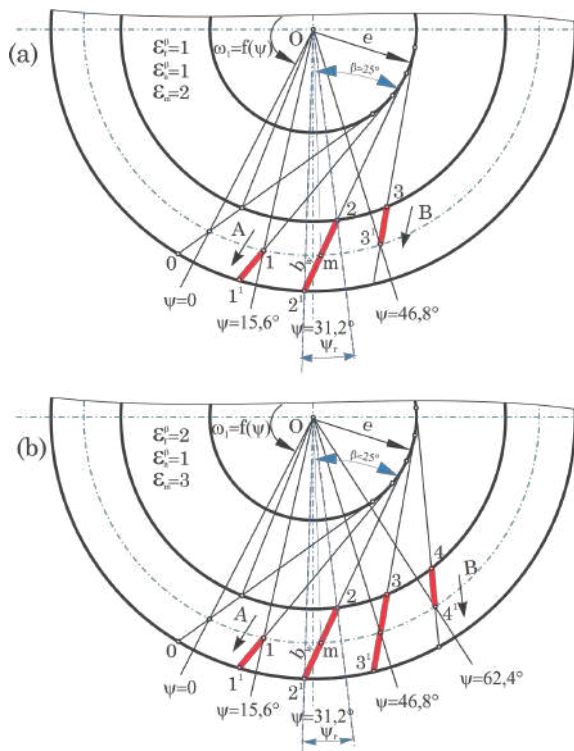
Profilul dinților înclinați ai roților centrale în secțiunea mediană cu raza  $R_m$  este considerat drept baza pentru elaborarea procedurii de generare a dinților înclinați  $G_{m.ax}^{D,\beta}$  pe mașini-unelte multiaxiale cu comanda numerică.



**Figura 7.89.** Evoluția varierii liniilor sumare de contact a dinților înclinați în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  în funcție de  $\psi$

Spre deosebire de dinții drepti, cei înclinați nu intră în angrenare concomitent pe toată lungimea, ci treptat, cu un anumit decalaj al unghiului  $\psi$  dependent de unghiul de înclinare  $\beta$  și lungimea dintelui  $b_w$ .

Amplasarea liniilor de contact în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu contact concav-concav al dinților înclinați în limitele câmpului de angrenare este prezentată în figura 7.90. La rotirea arborelui-manivelă  $\omega_1$ , liniile de contact al dinților



**Figura 7.90.** Contactul dinților înclinați cu unghiul  $\beta_g$  amplasați în câmpul angrenării  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu o pereche de dinți conjugați frontal (a) și cu 2 perechi (b)

angrenați se deplasează în câmpul de angrenare în direcția indicată de săgețile  $A$  și  $B$ .

În figura 7.90 (a) cu o pereche de dinți în angrenare frontală, în câmpul de angrenare sunt cuprinse trei perechi de dinți înclinați, unde perechea 2 contactează pe toată lungimea  $2-2'$  al dinților, perechea 1 – pe lungimea  $1-1'$ , iar perechea 3 – pe lungimea  $3-3'$ .

La creșterea unghiului de poziționare al arborelui-manivelă  $\psi_i$  cu o anumită valoare unghiulară  $\Delta\psi$  (fig. 7.90 a), lungimea liniei de contact  $3-3'$  crește cu  $\Delta l$  prin deplasarea punctului  $3'$  către punctul  $3''$ , iar lungimea liniei de contact  $1-1'$  se micșorează cu aceeași lungime  $\Delta l$  prin deplasarea punctului 1 către  $1'$ . Evoluția lungimii sumare a liniilor de contact  $1-1'$ ,  $2-2'$  și  $3-3'$  pentru orice valoare  $\psi$  rămâne constantă,  $l_{\Sigma} = const.$

În cazul angrenării  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu două perechi de dinți în angrenare frontală  $\varepsilon_f = 2$  prezentată în figura 7.90 (b), în câmpul angrenării se află perechile de dinți cu contactul 2 și 3 pe toată lungimea dinților. La rotirea arborelui-manivelă cu valoarea unghiulară  $\Delta\psi$ , lungimea liniei de contact  $4-4'$  crește cu  $\Delta l$  prin deplasarea punctului  $4'$  către  $4''$ , iar lungimea liniei de contact

1–1' se micșorează cu aceeași lungime  $\Delta l$  prin deplasarea punctului 1 către 1'. Lungimea sumară a liniilor de contact pentru orice valoare a unghiului  $\psi$  este constantă,  $l_\Sigma = const$ .

În angrenarea precesională  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ , dinții se încarcă cu sarcină treptat, pe măsura intrării lor în câmpul de angrenare, iar în angrenare permanent se află minimum două perechi de dinți:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_f^\beta + \varepsilon_a^\beta. \quad (7.138)$$

Angrenarea precesională  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu dinți înclinați poate funcționa și fără acoperire frontală, deci cu  $\varepsilon_f^\beta < 1$ , dacă va fi asigurată acoperirea axială  $\varepsilon_\beta$ , adică  $b_w > (2\pi Z_2)/(Z_1 \operatorname{tg} \beta)$ . În angrenarea precesională  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu dinți înclinați, sarcina între dinții concomitent angrenați se distribuie proporțional lungimilor liniilor de contact al perechilor de dinți solicitate cu sarcină.

Este evident că sarcina specifică pe dinți  $q$  se micșorează odată cu majorarea lungimii sumare a liniilor de contract  $l_\Sigma = \varepsilon_m b_w \sin \delta / \cos \beta$ , iar  $l_\Sigma$  nu se modifică în timp, fiindcă micșorarea lungimii liniei de contact 1–1' a dinților în orice poziție  $\psi$  a arborelui-manivelă se compensează cu o creștere egală a lungimii liniei de contact 3–3' (fig. 7.90). Este evident că în cazul respectării  $l_\Sigma = const$ , sarcina pe dinți nu se va modifica în timp, iar emisia de zgomot și sarcinile dinamice se vor micșora.

Totodată putem constata că în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  contactul concav-concav al dinților conjugați în angrenarea frontală (fig. 7.84 b) este format din profiluri de flanc cu diferența mică a razelor de curbura (fig. 7.65 b), iar pentru aceeași lățime a danturii, lungimea liniilor de contact crește, fapt ce duce la micșorarea sarcinii specifice pe dinți.

Efectul maximal produs de dinții înclinați ai angrenării  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  constă în diminuarea esențială a vitezei relative de alunecare dintre flancuri (fig. 7.65 a), datorate înlocuirii acesteia cu rostogolirea pură a dinților în cote asigurate de unghiul  $\psi_r$  (fig. 7.90) dependent de unghiul de înclinare  $\beta$  al dinților, de lungimea dintelui  $b_w$  și de unghiul de nutație  $\theta$  al mișcării sferospațiale a roții-satelit.

Alegerea optimă a perechii de dinți de referință conjugată în punctul cu unghiul de poziționare a arborelui-manivelă  $\psi_i$  se bazează pe trei considerații, și anume: diferența razelor de curbura ale profilurilor de flanc în contact  $(\rho_k - r) = \min$ , viteza de alunecare dintre flancuri în contact  $V_{al} = \min$ , unghiul de presiune  $\alpha_w$  al profilului de flanc al dinților roților centrale  $\alpha_w = \min$ . Toți acești parametri de geometrie și de cinematică a contactului dinților sunt în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .

Din analiza figurii 7.65 observăm că condițiile  $(\rho_k - r) = \min$  și  $V_{al} = \min$  pot fi realizate prin micșorarea unghiului  $\psi$ , iar  $\alpha_w = \min$  – prin majorarea

unghiului  $\psi$ . Aceste trei condiții definesc geometric și cinematic parametrii de contact al flancurilor angrenajului  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ , care ar asigura randament și capacitate portantă înalte și solicitare statică minimă a reazemelor arborelui-manielă și ale roții-satelit.

Așadar, pentru micșorarea unghiului de presiune  $\alpha_w$  trebuie să alegem perechea de dinți cu angrenare frontală în punctul de contact cu coordonata  $\psi$  cât mai mare, iar alunecarea relativă de frecare din contactul flancurilor în acest caz să o micșorăm prin înclinarea dinților.

În rezultatul analizei geometriei și cinematicii contactului dinților conjugăți în câmpul angrenării definit de unghiul de centru  $\alpha$  (a se vedea figura 7.89) distingem următoarele:

**Constatarea 7.1.** *Geometria contactului concav-concav  $K_{CV-CV}^\beta$  al dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  depinde de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , iar capacitatea lui portantă – de diferența cât mai mică a razelor de curbură a profilurilor conjugate.*

**Constatarea 7.2.** *Gradul de acoperire a dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  rezultă din acoperirea frontală  $\varepsilon_f^\beta$  determinată de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  și din acoperirea longitudinală  $\varepsilon_a^\beta$  dependentă de unghiurile de înclinare  $\beta_g$  și de nutație  $\theta$ .*

**Constatarea 7.3.** *Alunecarea relativă de frecare între flancurile dinților înclinați poate fi redusă prin: alegerea rațională a parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , modificarea formei dinților prin scurtarea înălțimii acestora, astfel încât să majorăm cota rostogolirii pure a dinților conjugăți datorată mișcării sferospațiale.*



## GENERAREA DINȚILOR PRIN ROSTOGOLIRE-RULARE SPAȚIALĂ ȘI FABRICAREA ROȚILOR PRIN TEHNOLOGII NECONVENȚIONALE

Crearea unei transmisii mecanice cu angrenaj cu profil nestandardizat al dinților presupune cercetări teoretice și experimentale complexe, în special în domeniul tehnologiilor de fabricație a roților dințate.

Noutatea transmisiei precesionale și avantajele funcționale ale acesteia derivă din două aspecte: 1 – din geometria contactului dinților convex-concavă cu angrenare multipară sau concav-concavă cu diferența mică a razelor de curbură a profilurilor de flanc ale dinților, și 2 – din transformarea mișcării și a sarcinii bazată pe interacțiunea dinților cu mișcare sferospațială.

Geometria convex-concavă  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CX-CV}^B$  a contactului dinților cu angrenare multipară și concav-concavă cu diferență mică a razelor de curbură  $A_{CV-CV}^D$  îi asigură angrenajului o capacitate portantă înaltă, iar transformarea și transmiterea mișcării și a sarcinii cu interacțiune sferospațială a roților conjugate îi asigură transmisiei posibilități cinematice unice, cu raporturi de transmitere de ordinul milioanei.

În capitolul 2 s-a constatat că în angrenajul precesional, atât contactul convex-concav al dinților conjugați, cât și forma convex/concavă a profilului dinților roților centrale variază în funcție de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

Transmișiile precesionale cu profilurile dinților nestandardizate și interacțiune sferospațială pot fi valorificate doar în cazul elaborării unor tehnologii de fabricare bazate pe principii noi de generare a danturilor, care ar asigura costuri reduse și precizie înaltă de execuție a roților dințate.

Este de menționat că fabricarea roților angrenajelor precesionale  $A^D$  și  $A^B$  cu profil al dinților convex/concav variabil nu poate fi realizată prin

procedeele de generare existente, fapt ce impune elaborarea unei tehnologii principal noi.

În continuare, examinăm aspectele elaborării unui concept tehnologic nou de generare a dinților roților din transmisia precesională, bazat pe reproducerea geometriei contactului și a mișcării relative a dinților din transmisia reală. Astfel, se propune ca scula generatoare de profil să reproducă forma trunchiului de con cu dimensiunile rolei din angrenajul real, iar mișcarea acesteia în raport cu semifabricatul să reproducă interacțiunea dinților cu mișcare sferospațială din transmisia reală. La elaborarea tehnologiei de generare a danturilor roților precesionale de asemenea s-a ținut cont de respectarea principiului legii fundamentale a angrenării privind asigurarea continuității raportului de transformare a mișcării.

Cu respectarea acestor condiții, au fost elaborate noi procedee de generare a dinților prin rostogolire-rulare spațială  $G_{r,s}^{con}$  și  $G_{r,s}^{disc}$  cu sculă cu mișcare sferospațială, cu un punct fix în raport cu dinții roții-semifabricat [8, 9].

La elaborarea bazelor teoretice ale procedeele de generare  $G_{r,s}^{con}$  și  $G_{r,s}^{disc}$  a profilului dinților prin rostogolire-rulare cu sculă cu mișcare sferospațială, s-a descris traiectoria mișcării punctului de contact al conturului generator al sculei (al muchiei așchietoare) cu cel al profilului dintelui roții-semifabricat, prin reproducerea interacțiunii dinților din angrenajul real la un ciclu precesional. Astfel, a fost elaborat modelul matematic al procedeele de generare a dinților prin rostogolire rulare-spațială cu sculă precesională, ce reflectă plener geometria contactului și mișcările de interacțiune a dinților din transmisia precesională reală. În acest scop au fost descrise:

- legăturile cinematice ale sculei cu mișcare sferospațială cu batiul mașinii-unelte și ale conturului generator al sculei cu semifabricatul (roata centrală), bazate pe asigurarea continuității funcției de transformare a mișcării în lanțul cinematic *sculă – semifabricat*;
- traiectoria mișcării unui punct de pe axa sculei în sistemul imobil de coordonate;
- traiectoria mișcării unui punct de pe axa sculei în sistemul de coordonate mobil, legat cu semifabricatul;
- conturul generator al sculei în sistemul mobil de coordonate și înfășurătoarea familiei conturilor generatoare ale sculei pentru un ciclu de precesie;
- proiecția înfășurătoarei conturului generator al sculei în sistemul de coordonate cartezian.

## 8.1 Procedul de generare a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rolare spațială cu sculă de forma “trunchi de con”

### 8.1.1 Cinematica mecanismului portsculei

Elaborarea procedului de generare a dinților cu profil convex/concav variabil notificat  $G_{r.s}^{con}$  s-a bazat pe conceptul constructiv-cinematic al mecanismului portsculei, care să reproducă geometria contactului și interacțiunea cu mișcare sferospațială a dinților conjugați în transmisia precesională reală, prezentat în figura 8.1 [8, 9]. În mecanismul elaborat, nodul care antrenează scula de forma “trunchi de con” în mișcare sferospațială 2 printr-o articulație de legătură cinematică 4 este oprit de la rotirea în jurul axei comune  $OZ$  a *axului principal al mașinii-unelte – semifabricat* și a semifabricatului. Rotirea semifabricatului 3 și a axului principal 1 este redată de lanțul cinematic de divizare al mașinii-unelte. Articulația de legătură cinematică (neasurică) 4 a sculei cu batiul mașinii-unelte trebuie construită astfel încât să asigure continuitatea funcției de transformare a mișcării de rotație, deci  $\omega_1/\omega_3 = const.$  Continuitatea funcției de transformare a mișcării de rotație o analizăm prin traiectoria mișcării punctului  $C$ , care aparține sistemului de coordonate mobil. Pentru examinarea cinematicii mecanismului 2 de antrenare a sculei în mișcare sferospațială, admitem că roata-satelit imaginară (scula generatoare de profil) 2, cu numărul imaginar de dinți  $Z_2$  (determinat de cinematica mașinii-unelte), intră în angrenare cu semifabricatul 3, fixat pe masa mașinii-unelte, cu numărul dinților  $Z_3 = Z_2 \pm 1$ . În acest caz, la o turație a axului principal 1, semifabricatul se rotește la unghiul  $\psi_3$ , corespunzător unghiului cuprins de diferența dinților roților:

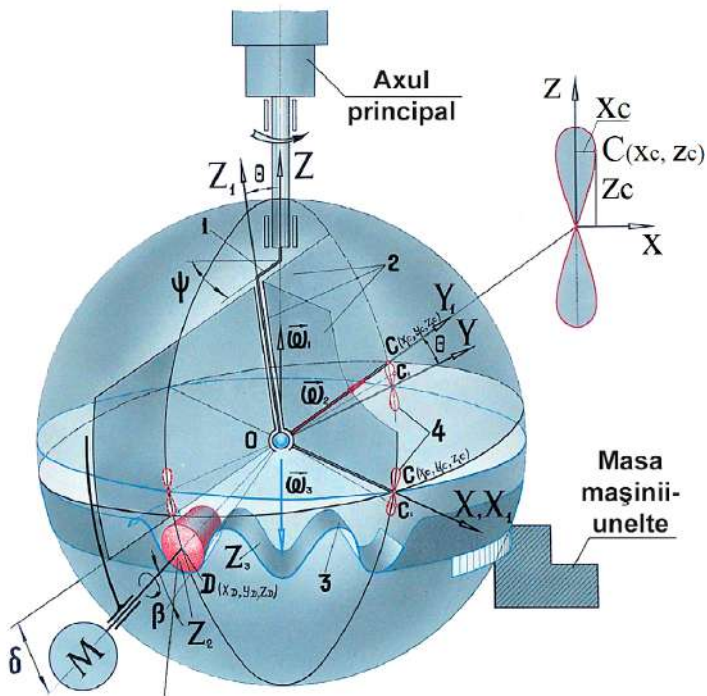
$$\psi_3 = \frac{2\pi}{Z_3} (Z_2 - Z_3). \quad (8.1)$$

Pentru stabilirea funcției de poziție a mecanismului dat  $\psi_3 = f(\psi)$ , este necesar de determinat în prealabil ecuațiile mișcării sculei în sistemele de coordonate imobil  $OXYZ$  și mobil  $OX_1Y_1Z_1$ . Legătura dintre coordonatele sistemelor nominalizate se stabilește prin unghiurile Euler [8]. Mișcarea sferospațială a sculei (roata imaginară), la rotirea uniformă a axului principal 1,  $\omega_1$  se descrie cu sistemul de ecuații:

$$\psi = \omega_1 t, \quad \theta = const., \quad \varphi = \varphi(t). \quad (8.2)$$

Mecanismul de realizare a procedului tehnologic de generare a danturilor constructiv prevede limitarea rotirii sculei în jurul axului principal al mașinii-unelte printr-o anumită soluție tehnică, de exemplu prin cupla cinematică *deget - canelură*.





**Figura 8.1.** Schema spațială principală a procedurii de generare a dinților prin rostogolire-rolare spațială (cu scula precesională)

În acest caz, coordonatele punctului de contact  $C$  (fig. 8.1) al degetului limitator cu canalul în sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  vor fi:

$$X_{1C} = 0, \quad Y_{1C} = R_C, \quad Z_{1C} = 0, \quad (8.3)$$

unde  $R_C$  este raza amplasării punctului  $C$ .

La mișcarea sferospațială a sculei 2, mișcarea punctului  $C$  amplasat în planul  $OZ_1X_1$  este limitată de pereții canalului, deci, pentru orice valoare  $\psi$  se îndeplinește condiția:

$$X_C = 0. \quad (8.4)$$

Utilizând matricea  $\mathbf{A} = (a_{ij})_{i,j=1,2,3}$  de trecere de la sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , legat cu scula și degetul limitator al rotirii acesteia în jurul axei  $Z$ , la sistemul fix de coordonate, condiția  $X_C = 0$  o putem scrie în forma:

$$X_C = [a_{11}, a_{12}, a_{13}] \cdot \begin{bmatrix} X_{1C} \\ Y_{1C} \\ Z_{1C} \end{bmatrix} = 0 \quad (8.5)$$

sau în formă desfășurată:

$$X_C = a_{11}X_{1C} + a_{12}Y_{1C} + a_{13}Z_{1C} = 0.$$

Înlocuind  $a_{11}$ ,  $a_{12}$  și  $a_{13}$  în (8.5), obținem:

$$\begin{aligned} X_C &= X_{1C} (\cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta) \\ &\quad - Y_{1C} (\cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) + Z_{1C} \sin \psi \sin \theta. \end{aligned} \quad (8.6)$$

Pentru punctul de contact  $C$  al degetului cu canalul cu coordonatele (8.3), avem:

$$X_C = -R_C (\cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) = 0. \quad (8.7)$$

Astfel,

$$(\cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) = 0. \quad (8.8)$$

Rezolvând ecuația (8.8), determinăm ecuația de legătură între unghiul de rotație de poziție al sculei 2 și unghiul de rotație al axului principal:

$$\varphi = -\arctg (\cos \theta \operatorname{tg} \psi). \quad (8.9)$$

Ecuațiile mișcării precesionale ale sculei 2 vor avea forma:

$$\psi = \omega_1 t, \quad \theta = \text{const.}, \quad \varphi = -\arctg (\cos \theta \operatorname{tg} \psi). \quad (8.10)$$

Pentru stabilirea dependenței unghiului de rotație al semifabricatului  $\psi_3$  de unghiul de rotație al axului principal  $\psi$ , prezentăm mișcarea semifabricatului compusă din mișcarea de antrenare de rotație împreună cu manivela axului principal  $\psi_{3e}$  și mișcarea de rotație relativă în raport cu manivela axului principal  $\psi_{3r}$ .

În mișcarea compusă a semifabricatului  $\psi_{3e} = \psi$ , iar  $\psi_{3r}$  reprezintă o oarecare funcție  $f(\varphi)$  a unghiului de rotație proprie al sculei  $\varphi$ , adică:

$$\psi_3 = \psi + f(\varphi). \quad (8.11)$$

Pentru precesia ideală a mecanismului de acționare a mașinii-unelte, funcția  $f(\varphi)$  va avea forma:

$$f(\varphi) = \frac{Z_2}{Z_3} \varphi.$$

Ținând cont de funcția  $f(\varphi)$ , expresia (8.11) va lua forma:

$$\psi_3 = \psi + \frac{Z_2}{Z_3} \varphi. \quad (8.12)$$

Cu considerarea ecuației (8.9), obținem funcția poziției articulației de legătură cinematică (neasurică) a dispozitivului:

$$\psi_3 = \psi - \frac{Z_2}{Z_3} \arctg (\cos \theta \operatorname{tg} \psi). \quad (8.13)$$

Raportul de transmitere instantaneu al articulației de legătură cinematică a dispozitivului se obține derivând (8.13) după  $\psi$ :

$$i_{31} = \frac{d\psi_3}{d\psi} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = 1 - \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{\cos \theta}{\cos^2 \psi + \cos^2 \theta \sin^2 \psi}. \quad (8.14)$$

Raportul de transmitere mediu la o rotație a axului principal va fi:

$$i_{31}^{med} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} i(\psi) d\psi = \frac{1}{2\pi} \left[ \psi - \frac{Z_2}{Z_3} \operatorname{arctg}(\cos \theta \operatorname{tg} \psi) \right] \Big|_0^{2\pi} = -\frac{Z_2 - Z_3}{Z_3}. \quad (8.15)$$

Analiza dependenței (8.15) ne demonstrează că pentru raportul dinților  $Z_2 < Z_3$ , sensul rotirii axului principal al mașinii de danturat și a semifabricatului (roții imaginare) coincide, iar pentru coraportul dinților  $Z_2 < Z_3$  este diferit. Lanțul cinematic de divizare a mașinii-unelte trebuie să asigure următoarea legătură cinematică: la o rotație completă a axului principal, semifabricatul (roata imaginară) trebuie să se rotească cu unghiul  $\psi_3 = 2\pi(Z_2 - Z_3)/Z_3$ . Această legătură cinematică definește raportul de transmitere mediu al angrenajului în fabricare. Având în vedere faptul că legătura cinematică *sculă – semifabricat* se realizează prin intermediul lanțului de divizare a mașinii-unelte cu respectarea condiției  $\omega_1/\omega_2 = \text{const.}$ , varierea vitezei unghiulare provocate de mecanismul de legătură cinematică (neasurică) a sculei cu batiul se va transpune pe profilul dintelui. Eroarea de schemă  $\Delta\psi_3$  poate fi identificată prin eroarea poziționării unghiulare a semifabricatului  $\psi_3$  în raport cu poziționarea  $\psi_3^{med}$  a aceluiași semifabricat, care condiționat s-ar roti uniform cu raportul de transmitere  $i_{31}^{med} = -(Z_2 - Z_3)/Z_3$ .

În acest caz, eroarea de schemă va fi:

$$\Delta\psi_3 = \psi_3 - i_{31}^{med} = \frac{Z_2}{Z_3} [\psi - \operatorname{arctg}(\cos \theta \operatorname{tg} \psi)]. \quad (8.16)$$

În figura 8.2 este prezentat graficul erorii de schemă a poziției sculei  $\psi_3$  la o rotație a axului principal pentru diferite unghiuri de nutație  $\theta$ . În cazul mișcării punctului  $C$  în planul  $OZY$ , această eroare se transmite intact sculei, iar ultima generează profilul dintelui cu aceeași eroare.

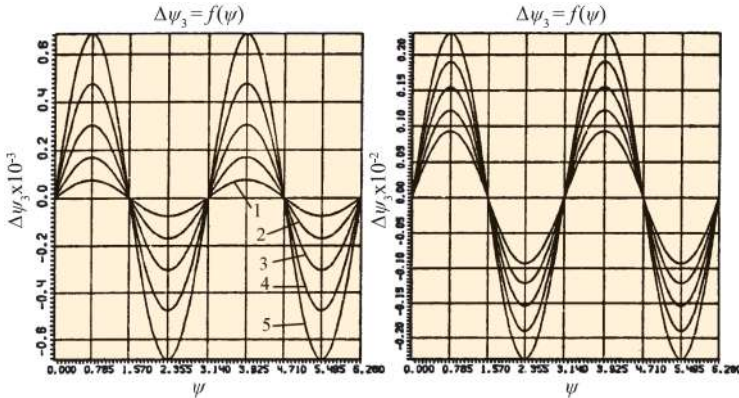
Pentru asigurarea continuității funcției de transformare a mișcării, este necesară modificarea profilului dinților cu valoarea erorii de schemă  $\Delta\psi_3$  prin comunicarea unei mișcări suplimentare sculei. Legitatea mișcării suplimentare a sculei a fost stabilită cu ajutorul unui program de calcul computerizat.

S-a constatat că precizia generării dinților roții fabricate 3 depinde de uniformitatea vitezei unghiulare  $\dot{\varphi}$  proprii a sculei 2 (fig. 8.1). Analiza

funcției (8.12) demonstrează că pentru  $\varphi = -\psi$  raportul de transmitere instantaneu  $i_{31} = const.$  Pentru condiția  $\varphi = -\psi$ , din ecuația (8.12) avem:

$$\psi_3 = \psi - \frac{Z_2}{Z_3}\psi = -\frac{Z_2 - Z_3}{Z_3}\psi = -\frac{Z_2 - Z_3}{Z_3}\omega_1 t.$$

Așadar, legătura cinematică a sculei cu batiul introduce o oarecare eroare de schemă în profilul dinților.



**Figura 8.2.** Dependența erorii de poziție a sculei de unghiul de rotație  $\psi$  al axului principal pentru diferite unghiuri de mutație  $\theta$ : 1)  $\theta = 1,5^\circ$ , 2)  $\theta = 2,0^\circ$ , 3)  $\theta = 2,5^\circ$ , 4)  $\theta = 3^\circ$ , 5)  $\theta = 3,5^\circ$

Din această analiză constatăm că o eventuală soluție tehnică pentru excluderea influenței erorii de schemă asupra preciziei generării profilului dinților cu sculă precesională ar fi profilarea 3D a suprafețelor de contact ale canalului director al articulației de legătură cinematică, în care se sprijină degetul (limitatorul de rotație). Prin contactul degetului cu suprafețele profilate ale canelurii, momentul de torsiune reactiv de la nodul în care este instalată scula se transmite către batiu. Pentru realizarea soluției tehnice propuse privind excluderea erorii de schemă prin profilarea 3D a suprafețelor de sprijin ale canelurii de legătură cu degetul, este necesară descrierea profilului acestor suprafețe cu ecuații parametrice. În acest caz, pe axa sculei luăm un punct arbitrar  $C$  cu coordonatele  $X_{1C}, Y_{1C}, Z_{1C}$  (fig. 8.1) și identificăm traiectoria mișcării lui în sistemul imobil de coordonate  $OXYZ$ , cu satisfacerea condiției  $i_{31} = const.$

Utilizând forma matriceală pentru trecerea de la sistemul de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  la sistemul fix  $OXYZ$ , obținem:

$$\begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} X_{1C} \\ Y_{1C} \\ Z_{1C} \end{bmatrix} \tag{8.17}$$

sau pe componente:

$$\begin{aligned} X_C &= a_{11}X_{1C} + a_{12}Y_{1C} + a_{13}Z_{1C}, \\ Y_C &= a_{21}X_{1C} + a_{22}Y_{1C} + a_{23}Z_{1C}, \\ Z_C &= a_{31}X_{1C} + a_{32}Y_{1C} + a_{33}Z_{1C}, \end{aligned} \quad (8.18)$$

unde  $a_{ij}$ ,  $i, j = 1, 2, 3$  sunt cosinusurile unghiurilor dintre axele de coordonate.

Considerând că raportul de transmitere instantaneu  $i_{31} = const$  când  $\varphi = -\psi$ , ecuațiile (8.18) le transcriem în forma:

$$\begin{aligned} X_C &= X_{1C} (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) + Y_{1C} (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi \\ &\quad + Z_{1C} \sin \theta \sin \psi, \\ Y_C &= X_{1C} (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi + Y_{1C} (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi) \\ &\quad - Z_{1C} \sin \theta \cos \psi, \\ Z_C &= -X_{1C} \sin \theta \sin \psi + Y_{1C} \sin \theta \cos \psi + Z_{1C} \cos \theta. \end{aligned} \quad (8.19)$$

Pentru cazul în care punctul  $C$  este așezat pe axa  $OY_1$ , poziția acestuia se definește cu coordonatele  $X_{1C}=0$ ,  $Y_{1C}=R_C$ ,  $Z_{1C}=0$ , iar ecuațiile (8.19) capătă forma:

$$\begin{aligned} X_C &= R_C (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi, \\ Y_C &= R_C (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi), \\ Z_C &= R_C \sin \theta \cos \psi. \end{aligned} \quad (8.20)$$

Ecuațiile (8.20) descriu profilul suprafețelor laterale ale canelurii, cu care degetul de limitare a mișcării de rotație a sculei în jurul axei fixe  $OZ$  formează o articulație ce asigură condiția  $i_{31} = const$ . Deci, forma suprafețelor laterale ale canelurii cu care degetul formează cupla cinematică de legătură a sculei cu batiul, descrise cu ecuațiile parametrice (8.20), exclude complet influența erorilor de schemă asupra profilului dinților.

### 8.1.2 Descrierea analitică a traiectoriei mișcării sculei precesionale

În corespundere cu cinematica mecanismului portsculei descris în secțiunea 8.2.1, profilul generator al sculei trebuie să reproducă forma de trunchi de con a bolțului și mișcarea sferospațială a acestuia din angrenajul real. Angrenajul precesional este constituit din roata centrală cu dinți cu profil convex/concav variabil și roata-satelit cu bolțuri cu profil în arc de cerc. Pentru a identifica traiectoria mișcării sculei cu unghiul de amplasare față de planul  $OX_1Y_1$   $\delta \geq 0$ , pe axa sculei notăm un punct  $D$  (fig. 8.3) cu coordonatele  $X_{1D}$ ,  $Y_{1D}$ ,  $Z_{1D}$ , în sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ . Ecuațiile

parametrice ale mișcării punctului  $D$  în sistemul mobil de coordonate pentru  $i_{31} = const.$ , după o serie de transformări, sunt următoarele:

$$\begin{aligned} X_D &= a_{11}X_{1D} + a_{12}Y_{1D} + a_{13}Z_{1D}, \\ Y_D &= a_{21}X_{1D} + a_{22}Y_{1D} + a_{23}Z_{1D}, \\ Z_D &= a_{31}X_{1D} + a_{32}Y_{1D} + a_{33}Z_{1D}. \end{aligned} \quad (8.21)$$

Luând în calcul condiția  $\varphi = -\psi$  și raportul de transmitere instantaneu constant  $i_{31} = const.$ , obținem:

$$\begin{aligned} X_D &= X_{1D} (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) + Y_{1D} (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi \\ &\quad + Z_{1D} \sin \theta \sin \psi, \\ Y_D &= X_{1D} (1 - \cos \theta) \sin \psi \cos \psi + Y_{1D} (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi) \\ &\quad - Z_{1D} \cos \psi \sin \theta, \\ Z_D &= X_{1D} \sin \theta \sin \psi + Y_{1D} \sin \theta \cos \psi + Z_{1D} \cos \theta. \end{aligned} \quad (8.22)$$

Pentru  $\delta = 0$ , coordonatele punctului  $D$  al sculei vor avea forma:

$$X_{1D} = 0, \quad Y_{1D} = -R_u, \quad Z_{1D} = 0. \quad (8.23)$$

Atunci, ecuațiile traiectoriei mișcării punctului  $D$  al sculei, în funcție de unghiul de rotire  $\psi$  al axului principal pentru  $\delta = 0$ , vor fi:

$$\begin{aligned} X_D &= -R_u (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi, \\ Y_D &= -R_u (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi), \\ Z_D &= -R_u \sin \theta \cos \psi. \end{aligned} \quad (8.24)$$

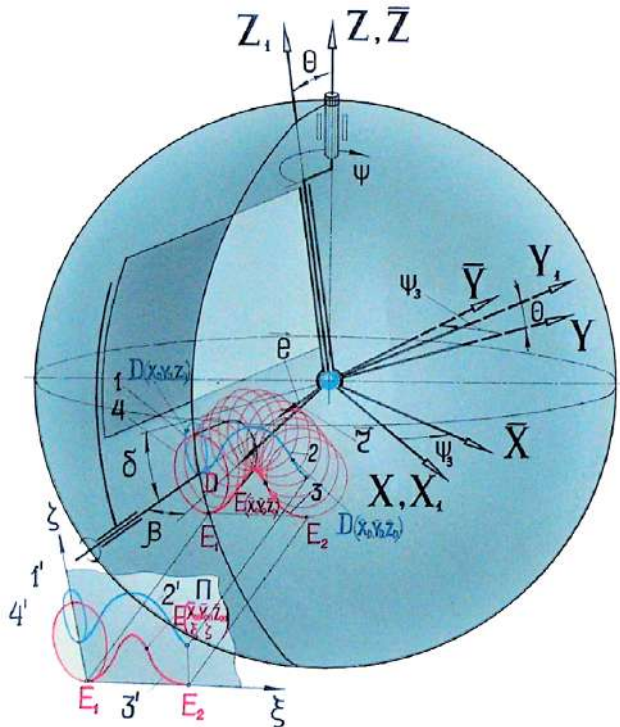
În cazul roților dințate cu unghiul axoidei conice  $\delta > 0$ , scula trebuie amplasată sub același unghi față de planul  $OX_1Y_1$ . Atunci, punctul  $D$  va avea coordonatele:

$$X_{1D} = 0, \quad Y_{1D} = -R \cos \delta, \quad Z_{1D} = -R \sin \delta, \quad (8.25)$$

iar ecuațiile traiectoriei mișcării punctului  $D$  al sculei în sistemul imobil de coordonate  $OXYZ$  vor avea forma:

$$\begin{aligned} X_D &= -R_u \cos \delta (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi - R_u \sin \delta \sin \theta \sin \psi, \\ Y_D &= -R_u \cos \delta (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi) + R_u \sin \delta \sin \theta \sin \psi, \\ Z_D &= -R_u \cos \delta \sin \theta \cos \psi - R_u \sin \delta \cos \theta. \end{aligned} \quad (8.26)$$

Traectoria mișcării punctului  $D$  al sculei conform ecuațiilor (8.26) a fost utilizată la elaborarea dispozitivului portsculei, prezentat în figura 8.5.



**Figura 8.3.** Determinarea înfășurătoarei familiei suprafețelor sculei precesionale

### 8.1.3 Descrierea analitică a înfășurătoarei familiei conturilor generatoare ale sculei

Profilul dintelui roții prelucrate reprezintă înfășurătoarea familiei conturilor generator al sculei în mișcarea lui relativă cu dintele [8, 9]. Profilul flancurilor dinților roții centrale este materializat prin înfășurătoarea determinată după ecuațiile suprafeței de lucru a sculei în formă de trunchi de con și parametrii mișcării relative a acesteia la înfășurare.

Pentru simplificarea determinării înfășurătoarei, se trece la coordonatele centrului  $D$  al sculei în sistemul mobil de coordonate (fig. 8.3), legat cu semifabricatul 3:

$$\begin{aligned}\bar{X}_D &= X_D \cos \psi_3 + Y_D \sin \psi_3, \\ \bar{Y}_D &= -X_D \sin \psi_3 + Y_D \cos \psi_3, \\ \bar{Z}_D &= Z_D,\end{aligned}\tag{8.27}$$

unde  $\bar{X}_D, \bar{Y}_D, \bar{Z}_D$ , sunt coordonatele centrului sculei în sistemul mobil de coordonate,  $\psi_3 = \psi/i$  este unghiul de rotație a semifabricatului și  $i$  este raportul de transmitere al lanțului cinematic *ax principal - semifabricat*.

Ecuatiile (8.27) stabilesc traiectoria mișcării centrului sculei, desfășurată pe sferă.

În continuare, descriem suprafața conică de lucru a sculei 1 (cu forma geometrică trunchi de con) în sistemul de coordonate mobil, utilizând condiția cunoscută din geometria diferențială:

$$\bar{r}e = r \cos \beta \quad \text{sau} \quad X\bar{X}_D + Y\bar{Y}_D + Z\bar{Z}_D = Rr \cos \beta, \quad (8.28)$$

unde  $e$  este vectorul unitar orientat pe axa trunchiului de con, iar  $\beta$  – unghiul de conicitate al sculei în formă de trunchi de con.

Ecuția înfășurătoarei 5 pe sferă se obține prin rezolvarea sistemului de ecuații ce descriu înfășurătoarea familiei suprafețelor de lucru ale sculei 1:

$$\begin{aligned} \Phi(X, Y, Z, \psi) &= X\bar{X}_D + Y\bar{Y}_D + Z\bar{Z}_D - Rr \cos \beta = 0, \\ \frac{d\Phi}{d\psi}(X, Y, Z, \psi) &= 0 \end{aligned} \quad (8.29)$$

și ecuația suprafeței sferice:

$$X^2 + Y^2 + Z^2 - R^2 = 0. \quad (8.30)$$

Pentru aceasta, găsim:

$$\begin{aligned} \frac{d\Phi}{d\psi} &= X \frac{\partial \bar{X}_D}{\partial \psi} + Y \frac{\partial \bar{Y}_D}{\partial \psi} + \frac{\partial \bar{Z}_D}{\partial \psi} = 0, \\ \frac{\partial \bar{X}_D}{\partial \psi} &= \frac{\partial X_D}{\partial \psi} \cos \psi_3 - \frac{X_D}{u} \sin \psi_3 + \frac{\partial Y_D}{\partial \psi} \sin \psi_3 + \frac{Y_D}{u} \cos \psi_3, \\ \frac{\partial \bar{Y}_D}{\partial \psi} &= -\frac{\partial X_D}{\partial \psi} \sin \psi_3 - \frac{X_D}{u} \cos \psi_3 + \frac{\partial Y_D}{\partial \psi} \cos \psi_3 - \frac{Y_D}{u} \sin \psi_3, \\ \frac{\partial \bar{Z}_D}{\partial \psi} &= \frac{\partial Z_D}{\partial \psi}, \end{aligned} \quad (8.31)$$

unde

$$\begin{aligned} \frac{\partial X_D}{\partial \psi} &= -R \cos \delta (1 - \cos \theta) \cos^2 \psi - R \sin \delta \sin \theta \cos \psi, \\ \frac{\partial Y_D}{\partial \psi} &= -R \cos \delta (1 - \cos \theta) \sin^2 \psi - R \sin \delta \sin \theta \sin \psi, \\ \frac{\partial Z_D}{\partial \psi} &= -R \cos \delta \sin \theta \sin \psi. \end{aligned} \quad (8.32)$$



După introducerea (8.31) și (8.32) în (8.29) și (8.30), obținem ecuațiile înfășurătoarei pe sferă:

$$\begin{aligned} X_i &= \frac{-(ab + de) \pm \sqrt{(ab + de)^2 + (1 + a^2 + d^2)(R^2 - b^2 - e^2)}}{1 + a^2 + d^2}, \\ Y_i &= aX_o + b, \\ Z_i &= dX_o + e, \end{aligned} \quad (8.33)$$

în care:

$$\begin{aligned} a &= \frac{\bar{X}_D \frac{\partial \bar{Z}_D}{\partial \psi} - \bar{Z}_D \frac{\partial \bar{X}_D}{\partial \psi}}{\bar{Z}_D \frac{\partial \bar{Y}_D}{\partial \psi} - \bar{Y}_D \frac{\partial \bar{Z}_D}{\partial \psi}}, \\ b &= -\frac{R^2 \cos \beta \frac{\partial \bar{Z}_D}{\partial \psi}}{\bar{Z}_D \frac{\partial \bar{Y}_D}{\partial \psi} - \bar{Y}_D \frac{\partial \bar{Z}_D}{\partial \psi}}, \\ d &= -\frac{(\bar{X}_D + a\bar{Y}_D)}{\bar{Z}_D}, \\ e &= \frac{R^2 \cos \beta - b\bar{Y}_D}{\bar{Z}_D}. \end{aligned} \quad (8.34)$$

Ecuațiile (8.33) determină înfășurătoarea pe sferă a conturilor generatoare ale sculei, forma căreia reprezintă profilul dinților (curba 3, fig. 8.3). Pentru determinarea înfășurătoarei profilului dinților în secțiune transversală, este necesară proiectarea ei pe planul  $\Pi$ , perpendicular pe două generatoare care trec prin două puncte minime consecutive ale profilului dinților pe sferă, adică punctele  $E_1$  și  $E_2$ , și centrul de precesie  $O$ . Coordonatele punctelor  $E_1$  și  $E_2$  se determină, respectiv, prin relațiile:

$$\begin{aligned} X_{E_1} &= X_1 = X_i|_{\psi=0} = 0, \\ Y_{E_1} &= Y_1 = Y_i|_{\psi=0} = -R \cos(\delta + \theta + \beta), \\ Z_{E_1} &= Z_1 = Z_i|_{\psi=0} = -R \sin(\delta + \theta + \beta), \\ X_{E_2} &= X_2 = X_i|_{\psi=\frac{2\pi Z_2}{Z_1}}, \\ Y_{E_2} &= Y_2 = Y_i|_{\psi=\frac{2\pi Z_2}{Z_1}}, \\ Z_{E_2} &= Z_2 = Z_i|_{\psi=\frac{2\pi Z_2}{Z_1}}. \end{aligned} \quad (8.35)$$

Prin punctele  $E_1$  și  $E_2$  se trasează un plan perpendicular pe generatoarele  $OE_1$  și  $OE_2$ . Ecuația acestui plan o determinăm din condiția:

$$[\mathbf{E}_1 \mathbf{E}_2 \times \mathbf{E}_1 \mathbf{E}] \cdot [\mathbf{OE}_1 \times \mathbf{OE}_2], \quad (8.36)$$

unde  $E$  este un punct arbitrar pe plan. Ecuația (8.36) se prezintă în forma:

$$\begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_2 - X_1 & Y_2 - Y_1 & Z_2 - Z_1 \\ X - X_1 & Y - Y_1 & Z - Z_1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_1 & Y_1 & Z_1 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 \end{vmatrix}, \quad (8.37)$$

sau

$$A_1X + B_1Y + C_1Z + D_1 = 0, \quad (8.38)$$

unde

$$\begin{aligned} A_1 &= (Z_2 - Z_1)(X_2Z_1 - X_1Z_2) - (Y_2 - Y_1)(X_1Y_2 - X_2Y_1), \\ B_1 &= (X_2 - X_1)(X_1Y_2 - X_2Y_1) - (Z_2 - Z_1)(Y_1Z_2 - Y_2Z_1), \\ C_1 &= (Y_2 - Y_1)(Y_1Z_2 - Y_2Z_1) - (X_2 - X_1)(Z_1X_2 - X_1Z_2), \\ D_1 &= -A_1X_1 - B_1Y_1 - C_1Z_1. \end{aligned}$$

Pentru proiectarea înfășurătoarei (8.33) de pe sferă pe planul (8.38), identificăm locul geometric al punctelor de intersecție ale familiei de drepte ce trec prin înfășurătoarea (8.33) și centrul de precesie. Ecuațiile dreptei care trece prin punctul de precesie  $O$  și un punct arbitrar de pe înfășurătoarea (8.33) obțin forma:

$$Y = X \frac{Y_i}{X_i}, \quad Z = X \frac{Z_i}{X_i}. \quad (8.39)$$

Rezolvând în comun ecuațiile (8.38) și (8.39), obținem ecuațiile înfășurătoarei (profilului dintelui) pe planul  $\Pi$  (fig. 8.4):

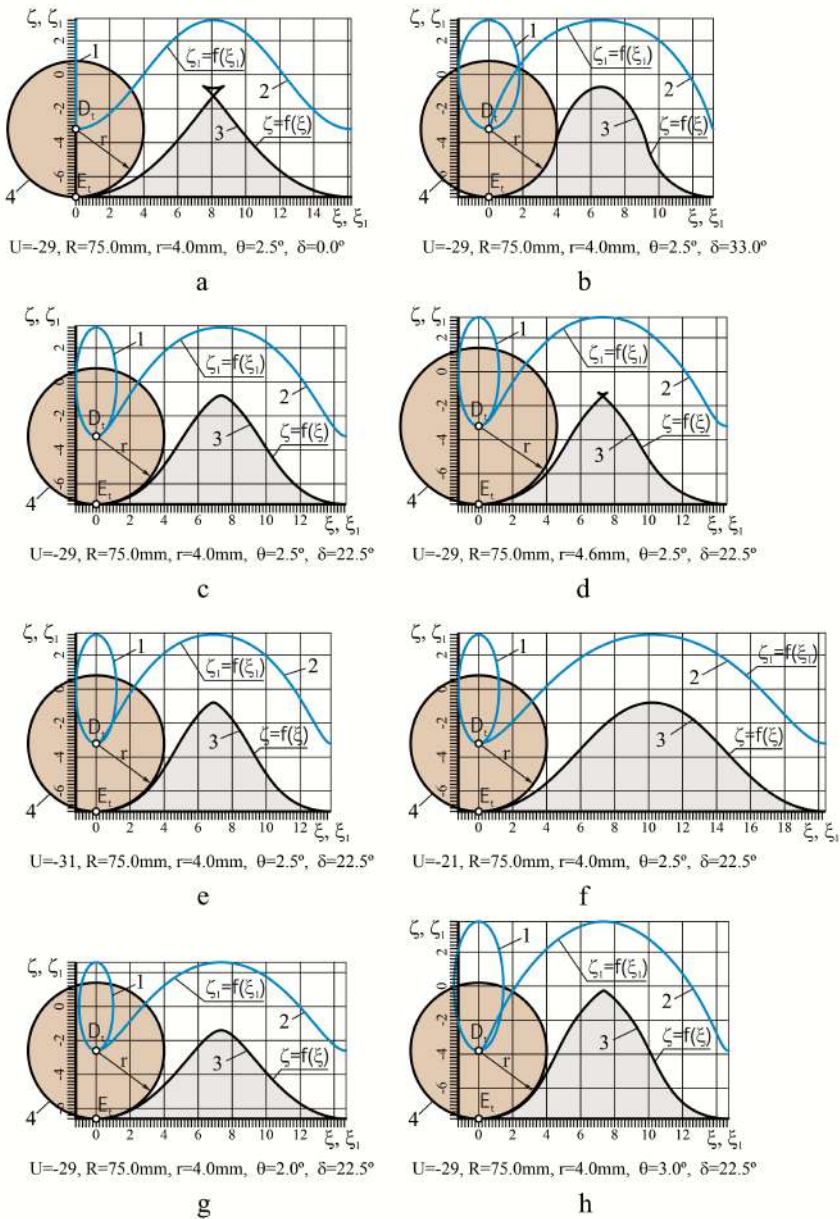
$$X_{in} = \frac{D_1X_i}{A_1X_i + B_1Y_i + C_1Z_i}, \quad Y_{in} = X \frac{Y_i}{X_i}, \quad Z_{in} = X \frac{Z_i}{X_i}. \quad (8.40)$$

Ecuațiile înfășurătoarei prezentate în coordonatele  $X, Y, Z$  în sistemul de coordonate  $OXYZ$  le transcriem în ecuații în două coordonate  $\xi$  și  $\zeta$ , în sistemul de coordonate  $E_1\xi\zeta$ , (fig. 8.3), legat cu planul descris, cu ecuațiile:

$$\begin{aligned} E_1E_2 &= \sqrt{(X_2 - X_1)^2 + (Y_2 - Y_1)^2 + (Z_2 - Z_1)^2}, \\ E_1E &= \sqrt{(X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2} = \sqrt{\xi^2 + \zeta^2}, \\ E_2E &= \sqrt{(X - X_2)^2 + (Y - Y_2)^2 + (Z - Z_2)^2} = \sqrt{(E_1E_2 - \xi)^2 + \zeta^2}. \end{aligned} \quad (8.41)$$

Din ecuațiile (8.41) obținem ecuațiile înfășurătoarei în două coordonate  $\xi$  și  $\zeta$  în sistemul de coordonate  $E_1\xi\zeta$ , care reprezintă profilul dinților generat în secțiune transversală:

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{(E_1E_2)^2 + (X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2 - (X - X_2)^2 + (Y - Y_2)^2 + (Z - Z_2)^2}{2E_1E_2}, \\ \zeta &= \sqrt{(X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2 - \xi^2}. \end{aligned} \quad (8.42)$$



**Figura 8.4.** Profilograme ale procedurii de generare  $G_{r,s}^{con}$  a profilului dinților cu sculă precesională de formă “trunchi de con”: 1, 2 – traiectoriile mișcării p.  $D$  al sculei în sistemul de coordonate fix  $OXYZ$  și, respectiv, mobil  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ ; 3 – profilul dintelui; 4 – conturul generator al sculei

În figura 8.4 sunt prezentate profilogramele generării profilului dinților prin rostogolire-rolare spațială cu sculă precesională, executate în sistemul de modelare CAD/CAM/CAE/CATIA V5R7. Pe profilograme, curba 1 (fig. 8.4 a) reprezintă traiectoria mișcării centrului sculei în sistemul imobil de coordonate  $OXYZ$ , iar curba 2 – traiectoria mișcării centrului sculei în sistemul mobil de coordonate  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ , curba 3 redă înfășurătoarea familiei suprafețelor sculei precesionale (profilul dintelui), curba 4 – conturul sculei generatoare de profil.

Analizând profilogramele (fig. 8.4), se demonstrează gradul și caracterul influenței unghiului de amplasare a sculei  $\delta$  față de planul  $OX_1Y_1$  (unghiul axoidei conice), a razei sculei  $R$  și a raportului de transmitere  $i$  al lanțului cinematic *ax principal – semifabricat* asupra formei profilului dinților roții centrale.

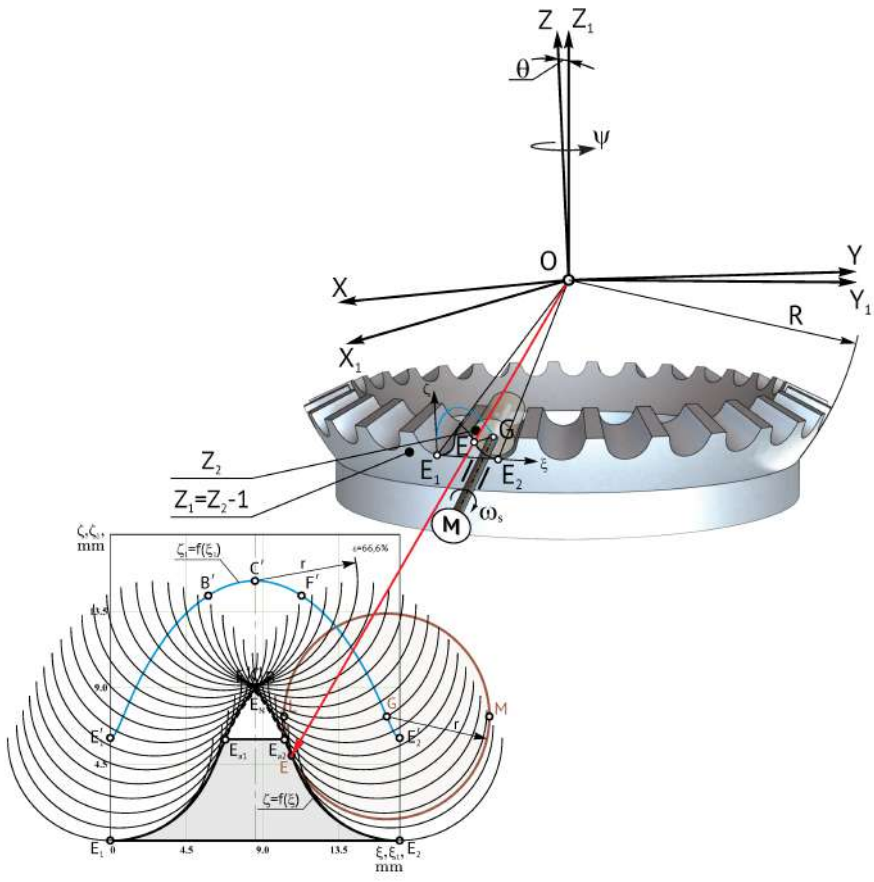
Pentru fabricarea profilurilor de flanc convex/concave variabile ale dinților roților conice centrale (fig. 8.4), a fost elaborat procedeul de generare a dinților prin rostogolire-rolare spațială cu scula de forma “trunchi de con”, notificat prin  $G_{r,s}^{con}$ . În figura 8.5 este prezentată schema principială a procedurii  $G_{r,s}^{con}$  pentru generarea flancurilor dinților cu forma modificată cu angrenarea  $A_{CV-CV}^D$ .

### 8.1.4 Utilaj tehnologic de generare prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu profil convex/concav

Profilul dinților roților centrale ale angrenajului precesional este variabil în funcție de valorile parametrilor geometrici ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ . Generarea acestor profiluri prin metode tradiționale este imposibilă, deoarece pentru fiecare corelație valorică a parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  profilul dinților se schimbă ca formă, fapt ce impune pentru fiecare configurație proiectarea și fabricarea sculei cu profilul respectiv.

Din aceste considerente, a fost propusă o tehnologie nouă, protejată cu brevet de invenție [111],<sup>1</sup> de generare a danturilor roților centrale prin rostogolire-rolare spațială notificată prin  $G_{r,s}^{con}$ , care asigură realizarea unei mulțimi de profiluri ale dinților, utilizând o sculă cu aceiași parametri geometrici [8, 9, 111]. Pentru realizarea tehnologiei noi de generare a danturilor cu profil convex/concav și variabil, în baza schemei spațiale principiale prezentate în figura 8.1, precum și a utilizării descrierilor teoretice și soluțiilor tehnice propuse în [111], a fost elaborată construcția portsculei de generare a dinților (fig. 8.5). Metoda  $G_{r,s}^{con}$  constă în următoarele: sculei (frezei sau pietrei de rectificat cu forma geometrică trunchi de con) i se comunică o serie de mișcări coordonate între ele în raport cu semifabricatul

<sup>1</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”.



**Figura 8.5.** Procedeu de generare a dinților cu profiluri convexe/concave și concav-concave variabile prin rostogolire-rulare spațială cu scula de forma “trunchi de con”

rotitor. Legătura cinematică a semifabricatului cu scula asigură rotirea semifabricatului cu un dinte la un ciclu închis al mișcării comunicate sculei. Sculei i se atribuie forma și mișcarea care permit prelucrarea oricărui profil din mulțimea posibilă [8, 9], inclusiv cu modificare longitudinală și de profil conform secțiunii 8.3.1. Suprafața descrisă de partea periferică a sculei față de semifabricatul rotitor reproduce un oarecare corp imaginabil, numit *roată imaginară*.

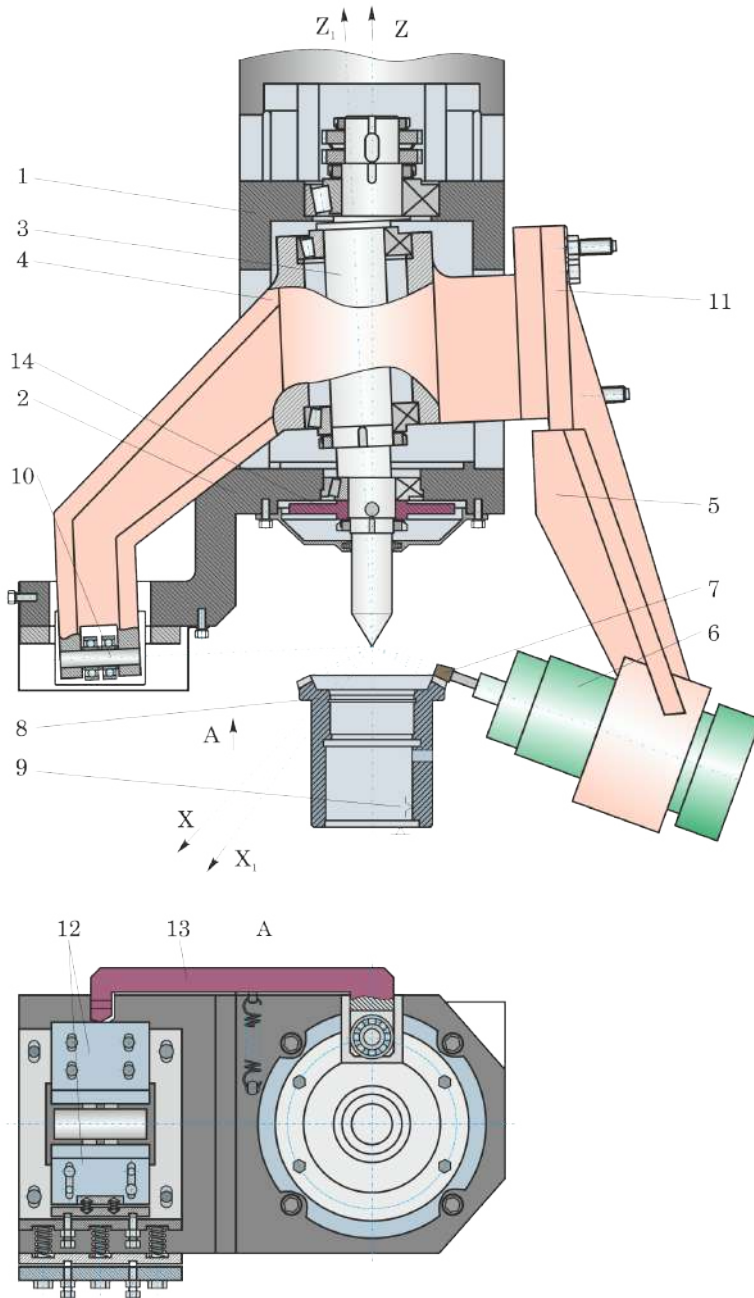
Utilizând lanțul cinematic de rulare al mașinii-unelte de danturat, semifabricatul roții dințate și scula se aduc într-o mișcare coordonată – mișcarea de rulare, ce reproduce angrenarea roții imaginare cu semifabricatul. La fiecare schimbare elementară a poziției sculei în spațiu în raport cu semifabricatul, din acesta se înlătură o parte din metal. În consecință, suprafața de lucru a danturii roții prelucrate se obține ca înfășurătoarea unei serii consecutive de poziții ale conturului generator de profil al sculei rotitoare față de semifabricat.

Pentru realizarea mișcărilor necesare ale sculei, a fost elaborat dispozitivul portsculei (fig. 8.6), care poate fi ajustat la mașinile de danturat de modelele: 5K32P53, 5330P, 53A50, 5A60, 5342.

Dispozitivul (fig. 8.6) include carcasa 1, traversa 2, arborele-manivelă 3 instalat în corpul 4, pe care sunt fixate rigid nervurile 5, capul de rectificat 6 cu scula 7, semifabricatul 8 fixat în mecanismul de strângere 9, mecanismul de corecție 10, legat rigid cu corpul 4 și cinematic prin intermediul camei 14, balansierul 11 în care se fixează capul de rectificat 6. Sistemul de coordonate  $OXYZ$  este fix, iar sistemul mobil  $OX_1Y_1Z_1$  este legat cu arborele-manivelă 3. La rotirea axului principal al mașinii-unelte, legat cu arborele-manivelă 3, sculei 7 instalate în capul de rectificat sau frezat (portscula) 6 i se comunică o serie de mișcări cu unghiurile Euler  $\psi$ ,  $\theta$  și  $\varphi$  coordonate între ele, care se repetă ciclic la fiecare rotație a axului principal.

Pentru compensarea erorii de schemă a satelitului generată de rotirea lui sferospațială, în lanțul cinematic *ax principal 3 – scula 7 – semifabricat 8* (v. secțiunea 8.2.1) se introduce o articulație neasurică de legătură a traversei 2 cu corpul 1, care asigură continuitatea funcției de transformare a mișcării de rotație  $\omega_1/\omega_2 = const$ . Cu alte cuvinte, la prelucrarea dinților prin metoda propusă, profilul lor se corectează cu o valoare egală cu eroarea de schemă neasurică introdusă de mișcarea sferospațială a sculei în raport cu batiul (carcasa).

În [8] s-a stabilit că în transmisiile precesionale  $2K-H$  reale, legătura satelitului precesional cu corpul introduce o eroare în poziția arborelui condus, care provoacă neuniformitatea rotirii lui la rotirea uniformă a arborelui conducător (v. subcapitolul 8.2). Neajunsul dat se elimină prin transpunerea erorii poziției arborelui condus asupra profilului dinților prelucrați. Eroarea de schemă se elimină prin construcția articulației de



**Figura 8.6.** Dispozitiv de generare  $G_{r,s}^{con}$  prin rostogolire-rolare spațială a flancurilor dinților cu profil convex/concav cu sculă de forma “trunchi de con” (diametrul roților fabricate  $D = 600 \dots 1500 \text{ mm}$ )

legătură a traversei 2 cu corpul 1 care, printr-un sistem cu camă instalat pe arborele-manivelă 3, comunică sculei o mișcare auxiliară. Articulația asigură continuitatea funcției de transformare a mișcării de rotație în tot lanțul cinematic *arbore-manivelă – sculă – semifabricat*. La prelucrarea dinților prin metoda propusă, profilul lor este corijat cu valoarea erorii unghiulare a arborelui condus, introdusă de legătura satelitului precesional cu carcasa în transmisia reală (fig. 8.2).

În dispozitivul portsculei elaborat, punctul de intersecție a axei nemișcate  $OZ$  cu cea mobilă  $OZ_1$  a arborelui-manivelă 3 (centrul de precesie) se află pe axa de rotație a mesei mașinii de danturat. Să examinăm particularitățile interacțiunii dintre sculă și dintele roții prelucrate ( $\delta > 0$ ), axa căreia coincide cu axa  $OZ$  a arborelui-manivelă al dispozitivului.

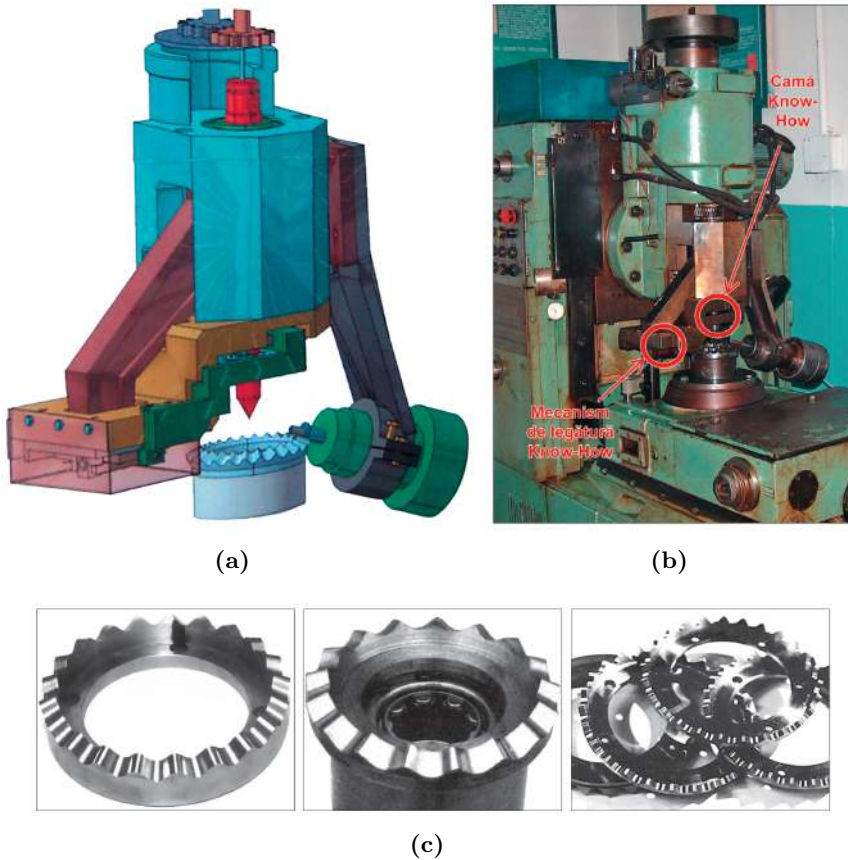
Scula 7, instalată în capul de rectificat sau frezat 6 (fig. 8.6), este legată cu sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , în care axa  $OZ_1$  coincide cu axa mobilă a manivelei 3, axa  $OY_1$  trece prin axa articulației mecanismului de legătură, iar corpul 1 îl legăm cu sistemul nemișcat de coordonate  $OXYZ$ . Centrele sistemelor fix și mobil de coordonate se suprapun în punctul de intersecție a axei mobile și celei fixe a manivelei 3 (centrul de precesie). La rotirea arborelui-manivelă 3, axa  $OZ_1$  descrie o suprafață conică cu vârful în centrul de precesie  $O$ . Orice punct de pe axele  $X_1$  și  $Y_1$  descrie o anumită traiectorie închisă în formă de octoidă (fig. 8.1). Dimensiunile octoidei în planul  $OXZ$  depind de distanța acestui plan de la centrul  $O$  și de unghiul  $\delta$ . Pentru a exclude influența erorii de schemă (corijarea profilului), trebuie profilate suprafețele plăcilor de contact al roților 10 din mecanismul de legătură 12 conform profilurilor laterale ale octoidei descrise în planul  $OXZ$  cu ecuațiile (8.20). Prin aceste soluții constructive aplicate mecanismului de legătură, se va asigura continuitatea funcției de transformare a mișcării rotative în lanțul cinematic *ax principal 3 – scula 7 – semifabricat 14*.

Așadar, la prelucrarea dinților prin metoda propusă, profilul lor se rectifică cu valoarea erorii de schemă a articulației de legătură satelit - carcasă.

În figura 8.7 (a) este prezentat modelul 3D computerizat al dispozitivului de prelucrare a roților dințate cu profil nestandardizat, elaborat în softul *AutoDesk Inventor* și simulat în softul *Motion Inventor*. În figura 8.7 (b) este prezentată fotografia mașinii-unelte de danturat dotate cu dispozitivul de generare a profilurilor cu scula precesională. În figura 8.7 (c) sunt redată mostre de roți dințate cu profil nestandardizat, executate pe mașina-unealtă.

În figura 8.8 (a) este prezentată schema de formare pozițională a profilului dintelui roții centrale cu parametrii geometrici ai angrenajului:  $\delta = 26^\circ$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$ ,  $Z_2 = 31$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $d = 8 \text{ mm}$ ,  $D = 160 \text{ mm}$ . Pentru stabilirea traiectoriei mișcării centrului sculei, analizăm interacțiunea conturului sculei cu dintele prelucrat, în diferite faze de formare, respectând condiția  $\omega_H/\omega_b = \text{const.}$ , unde  $\omega_H$ ,  $\omega_b$  sunt, respectiv, vitezele unghiulare ale axului

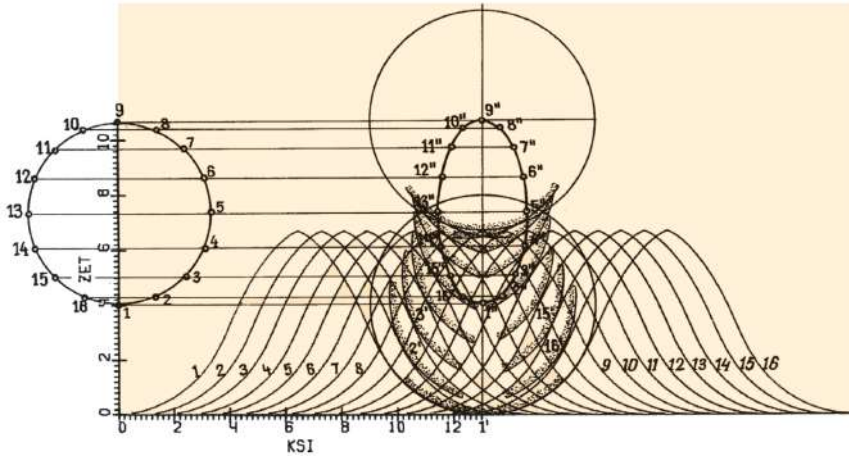




**Figura 8.7.** Dispozitiv de generare  $G_{r,s}^{con}$  prin rostogolire-rolare spațială a flancurilor dinților cu profil convex/concav (a), mașina-unealtă (b) și mostre de roți dințate fabricate (c)

principal  $H$  și semifabricatului  $b$ . Astfel, la rotirea axului principal  $H$  cu unghiul  $\varphi_H = 360^\circ/16$ , dintelul prelucrat se deplasează din poziția 1 în poziția 2. Partea periferică a sculei prelucrează profilul dintelui în punctul  $2'$ , iar centrul ei se află în punctul  $2''$ . În continuare procesul se repetă. La o rotație a axului principal, partea periferică a sculei efectuează prelucrarea continuă a dintelui. Centrul sculei va descrie traiectoria  $1'', 2'', 3'' \dots 16''$ .

Pentru prelucrarea de degroșare a dinților roților, a fost elaborat, proiectat și fabricat un alt dispozitiv de prelucrare a dinților prin frezare cu freză-deget în formă de trunchi de con, prezentat în figura 8.9. Spre deosebire de dispozitivul anterior (fig. 8.7), datorită forțelor mari la prelucrarea prin frezare, balansierul 1 montat pe arborele-manivelă 2 este dotat cu două noduri 3 și 4, amplasate diametral opus, de transmitere a forțelor reactive la corpul 5 al dispozitivului. Perpendicular pe axa  $OO$  de amplasare a



(a)



(b)

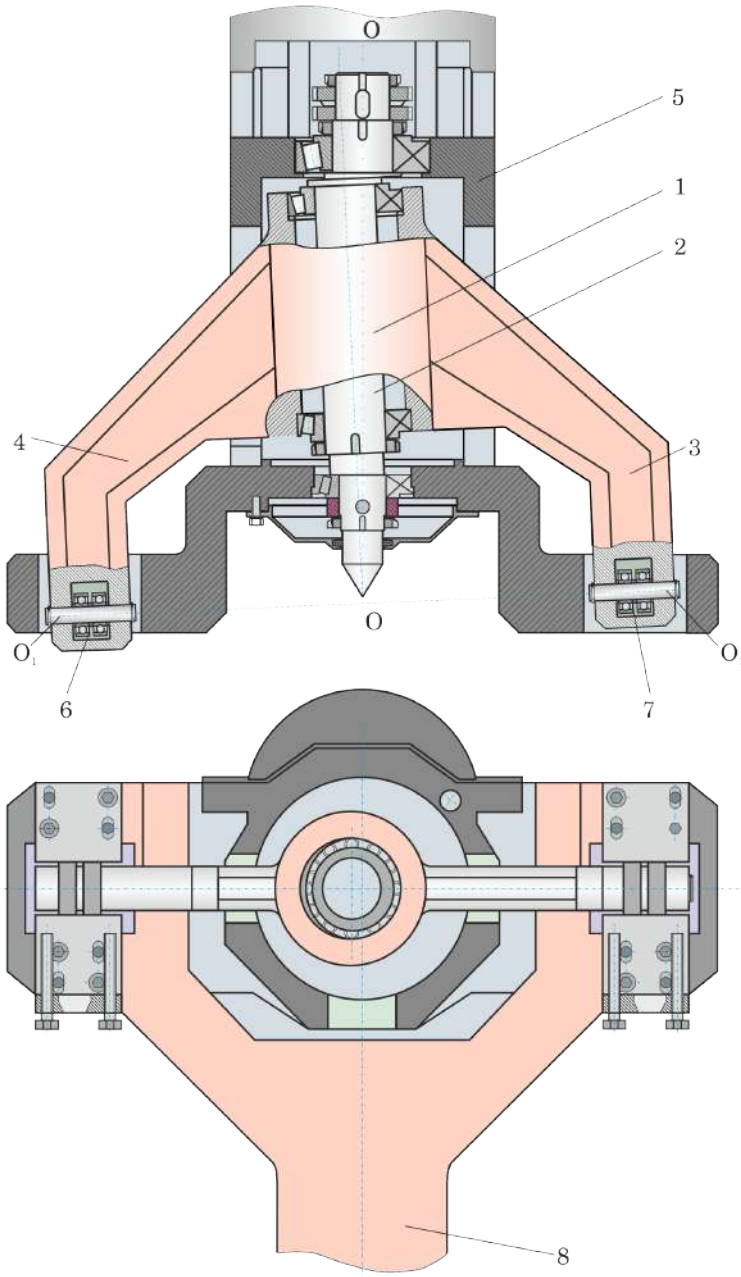


(c)

**Figura 8.8.** Schema pozițională de generare  $G_{r.s}^{con}$  prin rostogolire-rolare spațială a dinților roților conice cu  $D = 50 \text{ mm}$ ,  $\delta = 26^\circ$ ,  $Z_1 = 21$ ,  $Z_2 = Z_1 + 1 = 22$ ,  $d = 8 \text{ mm}$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$  cu sculă precesională în formă de trunchi de con (a); mostre de roți dințate fabricate (b, c)

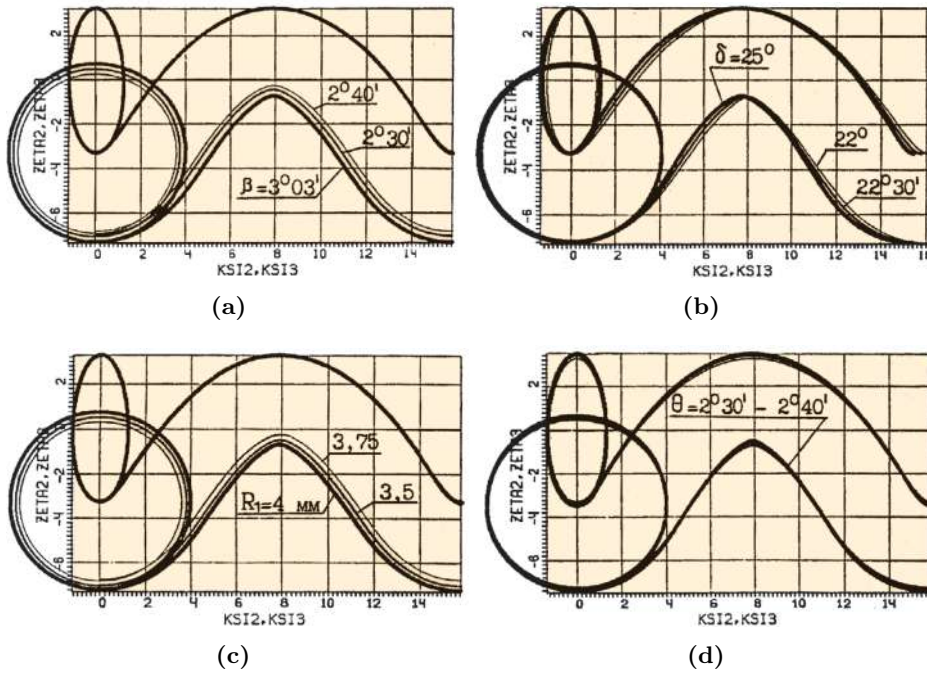
rulmenților 6 și 7 este amplasat nodul de fixare 7 a motorului sculei (nu este prezentat). Datorită excluderii necesității prelucrării cu precizie înaltă, dispozitivul de generare prin frezare nu include mecanismul de corecție a mișcărilor sculei. Freza este acționată de un hidromotor cuplat la hidrostație (în figura 8.7 nu este).

Pentru elaborarea recomandărilor tehnologice privind procesul de generare  $G_{r.s}^{con}$  a dinților cu sculă precesională, este necesar să stabilim gradul de influență a erorilor tehnologice și de montaj asupra preciziei de generare a profilului dinților (fig. 8.10). În acest scop, în baza relațiilor teoretice expuse în secțiunea 8.2.3, au fost elaborate algoritmul și programul de simulare a interacțiunii sculă – semifabricat, după care au fost stabilite gradul și direcția influenței asupra formei profilului dinților a uzurii sculei



**Figura 8.9.** Dispozitiv pentru generarea  $G_{r.s}^{con}$  prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu freză în formă de trunchi de con cu mișcare sferospațială

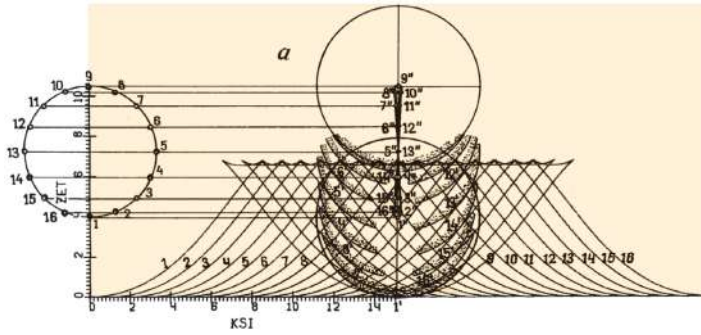
$\Delta\beta$ , a erorilor de instalare a sculei în direcție axială  $\Delta l$  și unghiulară  $\Delta\delta$  și  $\Delta\theta$  (fig. 8.10). În urma simulării, s-a stabilit că uzura sculei până la 2 mm (fig. 8.10 a) la diametrul  $d = 15\text{ mm}$  duce la modificarea profilului dintelui cu doar 0,006 mm, ceea ce este neesențial.



**Figura 8.10.** Influența asupra formei profilului dinților a uzurii sculei  $\Delta\beta$  (a), a erorii de instalare după unghiul axoidei conice  $\Delta\delta$  (b), a erorii de instalare în direcția axială a sculei  $\Delta l$  (c), a erorii de instalare după unghiul de rotație  $\Delta\theta$  (d)

În figurile 8.11–8.12 sunt prezentate schemele de formare pozițională a profilului dinților roților angrenajului precesional cu diferiți parametri geometrici ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ . Analizăm interacțiunea conturului generator al sculei cu dintele prelucrat în diferite faze de formare, respectând condiția  $\omega_H/\omega_b = \text{const.}$ , unde  $\omega_H$ ,  $\omega_b$  sunt viteza unghiulară a axului principal  $H$  și, respectiv, viteza semifabricatului.

Astfel, la rotirea axului principal  $H$  cu unghiul  $\psi_H = 360^\circ/16$ , dintele prelucrat se deplasează din poziția 1 în poziția 2. Partea periferică a sculei prelucreează profilul dintelui în punctul  $2'$ , iar centrul ei se află în punctul  $2''$ . De la o poziție a dintelui la alta, procesul se repetă. La o rotație a axului principal, partea periferică a sculei efectuează prelucrarea continuă a unui dinte. Centrul sculei va descrie traiectoria  $1'', 2'', 3'' \dots 16''$ . După cum se observă, profilul dintelui este convex/concav și variabil, în funcție de coraportul valoric al parametrilor geometrici ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .



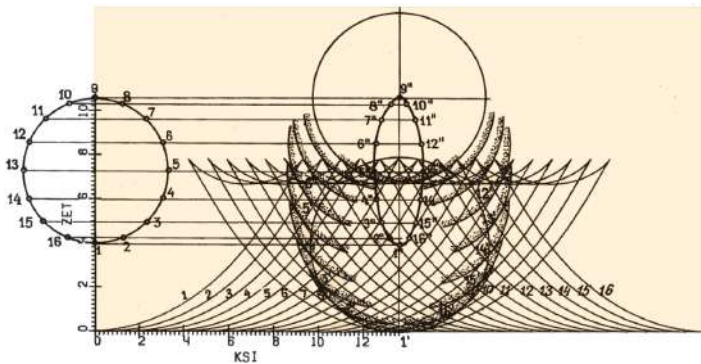
(a)



(b)



(c)

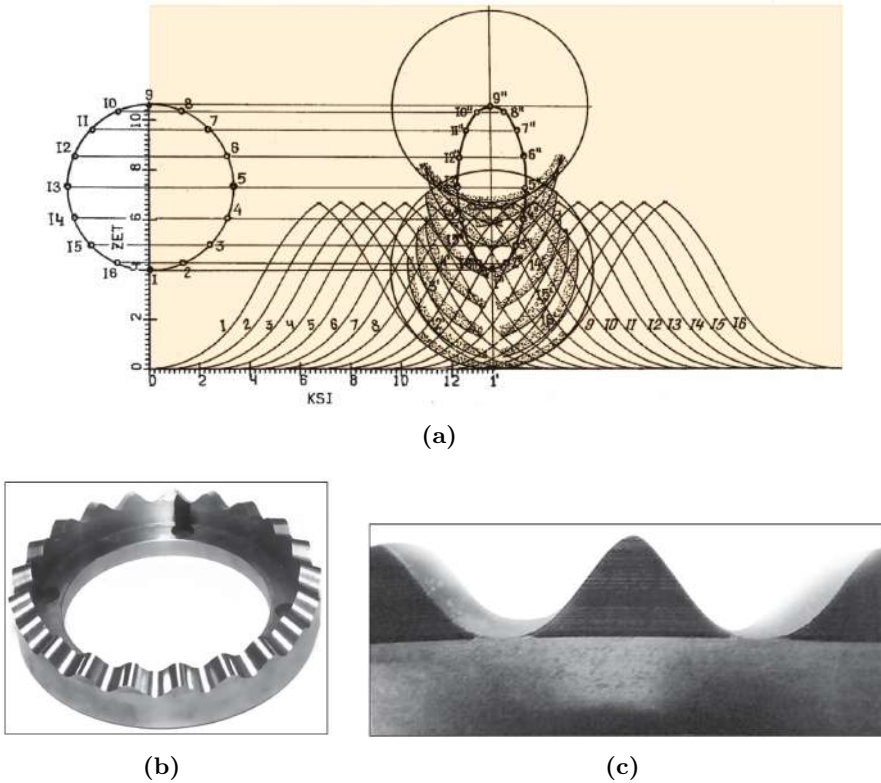


(d)



(e)

**Figura 8.11.** Scheme poziționale de generare  $G_{r.s}^{con}$  prin rostogolire-rolare spațială a profilului dintelui roții conice cu  $D = 150\text{ mm}$ ,  $d = 8\text{ mm}$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$ : (a)  $\delta = 0$ ,  $Z_2 = 32$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1 = 31$ ; (b) și (c) mostre de roți dințate pentru transmisii precesionale cu regim de funcționare de reductor; (d)  $\delta = 22^\circ 30'$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_1 = Z_2 + 1 = 31$ ; (e) mostră de roată dințată pentru transmisii precesionale cu regim de funcționare de multiplicator



**Figura 8.12.** Schema pozițională de generare  $G_{r,s}^{con}$  prin rostogolire-rulare spațială a profilului dintelui roții conice cu  $D = 150\text{ mm}$ ,  $d = 8\text{ mm}$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$ ,  $\delta = 26^\circ$ ,  $Z_b = 22$ ,  $Z_g = Z_b + 1 = 23$  (a), mostră de roată dințată (b) și de profil al dinților (c)

Influențele erorilor instalării axiale  $\Delta l$  și de unghi  $\Delta\theta$  ale sculei de asemenea sunt neesențiale. Eroarea unghiului axoidei conice  $\Delta\delta$  are o influență majoră asupra formei profilului dinților. De aceea, eroarea de execuție a unghiului axoidei conice  $\delta$  nu trebuie să depășească 20–30 secunde unghiulare.

### 8.2 Modificarea longitudinală a dinților cu profil convex/concav cu sculă hiperboloidală

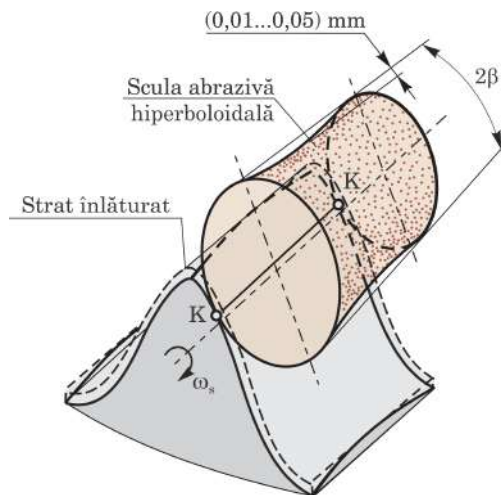
Fiabilitatea și durabilitatea funcționării transmisiei în ansamblu la apariția dezaxării aleatorii a axelor roților în mare măsură depind de capacitatea angrenajului de a compensa erorile. La rândul său, capacitatea de compensare a angrenajului este determinată de doi factori de bază:

1. Deformarea elastică a elementelor angrenajului în ansamblu, îndeosebi a coroanei cu dinți, care depinde de parametrii constructivi.

2. Capacitatea angrenajului de a anihila sau a compensa complet influența posibilelor erori (constructive, tehnologice, de montaj, ale deformărilor elastice) asupra localizării petei de contact în limita lungimii dinților.

Mărirea capacității portante a angrenajului și a transmisiei în ansamblu este posibilă prin modificarea dinților în direcție longitudinală.

Tehnologiile clasice de modificare longitudinală a dinților constau, de regulă, în redarea formei de butoi suprafeței de lucru a unuia dintre dinții angrenați. În procedeul de generare a danturilor prin rostogolire-rolare spațială cu sculă precesională, pentru a reda dintelui forma de butoi, este necesar să-i aplicăm suprafeței periferice a sculei generatoare de profil o formă inversă celei de butoi, adică de hiperboloid de rotire cu o pânză (fig. 8.13). Suprafața periferică a sculei din abraziv cu formă conică poate fi profilată prin rodarea acesteia cu creionul de diamant. Pentru a da forma dorită suprafeței periferice a sculei, trebuie comunicate creionului profilator deplasări radială și axială coordonate între ele, astfel încât raportul dintre ele să genereze curbura dorită a suprafeței periferice. Practic, este imposibil de a coordona aceste mișcări prin metoda de coordonate la curburi foarte mari ale suprafeței periferice a sculei.



**Figura 8.13.** Schema de modificare a flancului dintelui cu sculă hiperboloidală

Modificarea longitudinală a dinților se execută cu scula abrazivă, profilată în procesul rectificării danturii, deoarece această operație asigură cea mai înaltă precizie de prelucrare. Metoda de rectificare permite modificarea longitudinală a dinților fără comunicarea unor mișcări suplimentare sculei sau semifabricatului, ci doar dându-i sculei forma-oglină a modificării longitudinale necesare. La prelucrarea dinților cu o astfel de sculă, modificarea longitudinală se obține prin copiere [8, 9].

La alegerea formei modificării longitudinale a dinților, trebuie de ținut cont de unele condiții. Caracterul acțiunii forțelor în angrenajul precesional face ca probabilitatea deplasării petei de contact spre flancul interior al dintelui să fie mai mare decât deplasarea spre cel exterior. Roțile angrenajului precesional sunt conice, deci razele de curbură la flancul interior sunt mai mici decât la cel exterior. Rezultă că la erori  $\Delta$  egale ca modul și opuse ca direcție, tensiunile de contact la flancul interior vor fi cu 20–30% mai mari decât la cel exterior. O deplasare spre flancul interior este deci mai primejdioasă și mai frecventă decât spre cel exterior. De aceea, este necesar de a reduce probabilitatea deplasării petei de contact spre flancul interior în funcție de eroarea unghiulară sumară a poziției generatoarei rolei în raport cu dintele. Acest lucru poate fi realizat printr-o modificare longitudinală asimetrică, care să asigure o curbură mai mare la flancul interior și una mai mică la cel exterior [8, 9, 111].

### 8.2.1 Descrierea analitică a conturului generator al sculei de formă hiperboloidală și a utilajului pentru profilare

Analizând generarea suprafețelor liniare de ordinul doi, a fost constatat faptul că suprafața hiperboloidului de rotire cu o pânză este cea mai rațională din punctul de vedere al profilării sculei rectificatoare. Alegerea hiperboloidului cu o pânză (fig. 8.14 b) este argumentată prin faptul că suprafața lui periferică poate fi generată prin deplasarea vârfului creionului de diamant pe o traiectorie liniară de-a lungul dreptei  $AB$ , așezate sub un anumit unghi. Această proprietate a generării hiperboloidului cu o pânză a fost utilizată în tehnologia execuției suprafeței periferice a sculei care generează suprafața modificată a dintelui [8].

Tehnologia de generare a hiperboloidului cu o pânză constă în deplasarea creionului cu diamant după dreapta  $LK$  (fig. 8.14 a), care formează în raport cu axa  $OZ$  unghiul  $\alpha$ , partea lui așchietoare în procesul rulării generează pe scula rotitoare o suprafață liniară de ordinul doi.

Suprafața hiperboloidului cu o pânză se determină cu ecuația canonică [8]:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1. \quad (8.43)$$

Secțiunea hiperboloidului cu o pânză cu axele de coordonate  $OXZ$  ( $Y = 0$ ) și  $OYZ$  ( $X = 0$ ) se determină după ecuațiile:

$$\begin{cases} \frac{x^2}{a^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1, \\ y = 0 \end{cases}, \quad \begin{cases} \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1. \\ x = 0 \end{cases}. \quad (8.44)$$



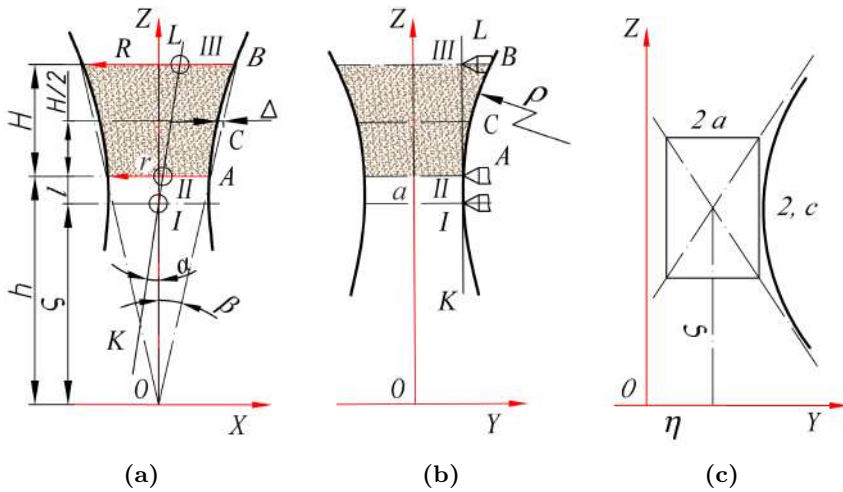


Figura 8.14. Aplicarea sculei a formei de hiperboloid cu o pânză

După cum se vede, ecuațiile obținute reprezintă hiperbola. Suprafața periferică a hiperboloidului cu o pânză poate fi aleasă deci în calitate de profil generator pentru modificarea ulterioară a profilului dinților.

Deoarece scula generatoare trebuie să aibă forma unui corp de rotație, ecuația (8.43) a hiperboloidului cu pânză se definește prin ecuațiile:

$$\begin{cases} \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 + \frac{h^2}{c^2}, \\ z = h. \end{cases} \quad (8.45)$$

Totodată, secțiunea minimă în formă de cerc cu raza  $r = a$  se va obține la  $s = 0$ , adică în secțiunea planului de coordonate  $OXY$ . În scopul determinării traiectoriei deplasării creionului cu diamant, care asigură generarea suprafeței periferice a sculei în formă de hiperboloid cu o pânză de rotire, se examinează intersecția suprafeței (8.43) cu planul  $x = a$  și  $a = b$ :

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1, \quad z = \pm \frac{c}{a}y, \quad (8.46)$$

de unde obținem  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{c}$ .

Ecuațiile (8.45) și (8.46) arată că pentru generarea sculei în formă de hiperboloid de rotație cu o pânză, creionul cu diamant trebuie deplasat pe o linie, conform ecuației (8.45), care este înclinată față de axa de rotire a sculei sub unghiul determinat după ecuația (8.46). După cum se vede din schemă,  $\beta$  – unghiul de înclinare a liniei drepte  $AB$  – influențează dimensiunea  $\rho$  (fig. 8.13) care determină curbura profilului modificat. Conform (8.44), suprafața periferică de rotire a hiperboloidului este descrisă cu hiperbole.

Pentru a asigura localizarea petei de contact în limitele lungimii dintelui profilului periferic al sculei cu înălțimea  $H$  și razele  $R$  și  $r$  (fig. 8.13), este necesar să-i comunicăm forma descrisă de o curbă cu raza de curbură  $\rho$ . Devierea maximă  $\Delta$  (valoarea bombării) de la generatoarea liniară are punctul  $C$  așezat la mijlocul rolei conice. Pentru a emite frecarea cu alunecare pe lungimea dinților conjugați ai angrenajului real, punctele  $A$  și  $B$  ale profilului generator al sculei trebuie să se afle pe linia ce intersectează axa  $Z$  în punctul  $O$  sub unghiul conicității rolor:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{R - r}{H} = \frac{r}{h}, \quad (8.47)$$

unde  $h$  este coordonata ce determină poziția sectorului  $AB$  al hiperboloidului față de axa  $Y$ .

Pentru a-i comunica sculei profilul periferic descris de curbura  $AB$ , ecuația hiperbolei trebuie să satisfacă punctele de coordonate  $A(r, h)$ ,  $B(R, h+H)$  și  $C(R+r/2-\Delta, h+H/2)$ . Substituind coordonatele punctelor  $A$ ,  $B$  și  $C$  în ecuația hiperbolei  $\frac{(y-\eta)^2}{a^2} - \frac{(z-\zeta)^2}{c^2} = 1$ , obținem:

$$\begin{aligned} \frac{(r-\eta)^2}{a^2} - \frac{(h-\zeta)^2}{c^2} &= 1, \\ \frac{(R-\eta)^2}{a^2} - \frac{(h+H-\zeta)^2}{c^2} &= 1, \\ \frac{\left(\frac{R+r}{2} - \Delta - \eta\right)^2}{a^2} - \frac{\left(h + \frac{H}{2} - \zeta\right)^2}{c^2} &= 1. \end{aligned} \quad (8.48)$$

Pentru realizarea formei profilului periferic al sculei  $ABC$  cu cerințele impuse la obținerea ecuațiilor (8.48), se determină parametrii hiperbolei  $a$  și  $c$  și ai coordonatelor poziției ei  $\eta$  și  $\zeta$  (fig. 8.14 b). Pentru simplitate, admitem că axa sculei trece prin punctul de intersecție a asimptotelor, adică  $\eta = 0$ , atunci ecuațiile (8.48) devin:

$$\frac{r^2}{a^2} - \frac{(h-\zeta)^2}{c^2} = 1, \quad (8.49)$$

$$\frac{R^2}{a^2} - \frac{(h+H-\zeta)^2}{c^2} = 1, \quad (8.50)$$

$$\frac{\left(\frac{R+r}{2} - \Delta\right)^2}{a^2} - \frac{\left(h + \frac{H}{2} - \zeta\right)^2}{c^2} = 1. \quad (8.51)$$

Din ecuația (8.49) găsim parametrul  $a$ :

$$\frac{1}{a^2} = \frac{1}{r^2} \left[ 1 + \frac{(h-\zeta)^2}{c^2} \right]. \quad (8.52)$$

Substituind  $a$  în ecuațiile (8.50) și (8.51), obținem:

$$\frac{R^2}{r^2} \left[ 1 + \frac{(h - \zeta)^2}{c^2} \right] - \frac{(h + H - \zeta)^2}{c^2} = 1, \quad (8.53)$$

$$\frac{\left( \frac{R + r}{2} - \Delta \right)^2}{r^2} \left[ 1 + \frac{(h - \zeta)^2}{c^2} \right] - \frac{\left( h + \frac{H}{2} - \zeta \right)^2}{c^2} = 1. \quad (8.54)$$

Din ecuația (8.53) găsim parametrul  $c$ :

$$\frac{R^2 (h - \zeta)^2}{r^2 c^2} - \frac{(h + H - \zeta)^2}{c^2} = 1 - \frac{R^2}{r^2}$$

sau

$$\frac{1}{c^2} = \frac{\frac{R^2 - r^2}{r^2}}{(h + H - \zeta)^2 - R^2/r^2 (h - \zeta)^2} = \frac{R^2 - r^2}{(h + H - \zeta)^2 r^2 - (h - \zeta)^2 R^2}. \quad (8.55)$$

Substituind (8.55) în (8.54), obținem:

$$\begin{aligned} & \frac{\left[ \frac{R + r}{2} - \Delta \right]^2}{r^2} \left[ 1 + \frac{(h - \zeta)^2 (R^2 - r^2)}{(h + H - \zeta)^2 r^2 - (h - \zeta)^2 R^2} \right] - \\ & \frac{\left( h + \frac{H}{2} - \zeta \right)^2 - (R^2 - r^2)}{(h + H - \zeta)^2 r^2 - (h - \zeta)^2 R^2} = 1. \end{aligned} \quad (8.56)$$

Din ecuația (8.56) determinăm curbura  $\zeta$ . Pentru simplitate, introducem notația  $h - \zeta = \ell$  și, după o serie de transformări, obținem:

$$\begin{aligned} & [-(R^2 - r^2) - r^2 + R^2] \ell^2 + \left[ \left( \frac{R + r}{2} - \Delta \right)^2 2H - (R^2 - r^2) H - 2Hr^2 \right] \ell + \\ & + \left[ -\frac{R^2 - r^2}{4} H^2 + \left( \frac{R + r}{2} - \Delta \right)^2 H^2 - H^2 r^2 \right] = 0. \end{aligned} \quad (8.57)$$

Introducând notațiile

$$A = [-(R^2 - r^2) - r^2 + R^2], \quad (8.58)$$

$$B = \left[ \left( \frac{R + r}{2} - \Delta \right)^2 2H - (R^2 - r^2) H - 2Hr^2 \right], \quad (8.59)$$

$$C = \left[ -\frac{R^2 - r^2}{4} H^2 + \left( \frac{R + r}{2} - \Delta \right)^2 H^2 - H^2 r^2 \right], \quad (8.60)$$

transcriem ecuația (8.57) în forma:

$$A\ell^2 + B\ell + C = 0. \quad (8.61)$$

După o serie de transformări (8.58), (8.59) și (8.60) iau forma:

$$\begin{aligned} A &= R^2 - r^2 - (R^2 - r^2) = 0, \\ B &= -\frac{H}{2} \left[ (R-r)^2 + 4\Delta(R+r-\Delta) \right], \\ C &= -\frac{H^2}{2} [-r(R-r) + 2\Delta(R+r)]. \end{aligned}$$

Substituind  $A$ ,  $B$  și  $C$  în ecuația (8.61), obținem relația de calcul al coordonatei  $\ell$  (fig. 8.14 a), care definește poziția secțiunii transversale a hiperboloidului cu raza  $r$ :

$$\ell = -\frac{C}{B} = \frac{-\frac{H^2}{2} [-r(R-r) + 2\Delta(R+r)]}{\frac{H}{2} [(R-r)^2 + 4\Delta(R+r-\Delta)]} = \frac{H [(R-r)r - 2\Delta(R+r)]}{(R-r)^2 - 4\Delta(R+r-\Delta)}. \quad (8.62)$$

Ținând cont că coordonata  $\xi = h - \ell$ , obținem:

$$\zeta = h - \frac{H [(R-r)r - 2\Delta(R+r)]}{(R-r)^2 + 4\Delta(R+r-\Delta)}. \quad (8.63)$$

Din cauza că  $\Delta$  (mărimea bombării) are valori foarte mici ( $0,01 < \Delta < 0,05$ ), ecuația (8.63) se poate scrie în forma:  $\zeta = h - f(\Delta)H$ , unde  $f(\Delta)$  cu o precizie satisfăcătoare pentru aplicații este:

$$f(\Delta) \approx \frac{1}{R-r} \left[ r - \frac{2(R+r)^2 \Delta}{(R-r)^2} \right]. \quad (8.64)$$

Din considerente practice, rescriem relația (8.63) în:

$$\zeta = \frac{2H(R+r)^2 \Delta}{(R-r)^3}. \quad (8.65)$$

Pentru a-i comunica sculei un profil periferic (de generare) în formă de hiperboloid cu o pânză, este necesar de a deplasa vârful creionului cu diamant după o traiectorie liniară care se intersectează cu axa sculei sub un unghi oarecare. Substituind în (8.47) parametrii hiperboloidului  $a$  și  $c$  după (8.52) și (8.55) cu condiția  $\ell = h - \xi$ , obținem relația pentru  $\alpha_h$ :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{R^2 - r^2}}{\sqrt{(\ell + H)^2 - \ell^2}} = \sqrt{\frac{[(R-r)^2 + 4\Delta(R+r-\Delta)]}{H^2}}. \quad (8.66)$$

Ecuția (8.66) se rescrie în forma:

$$\operatorname{tg} \alpha = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \frac{4\Delta}{H} \left( \frac{2R}{H} - \frac{\Delta}{H} - \operatorname{tg} \beta \right)}. \quad (8.67)$$

În consecință, constatăm că pentru profilarea sculei cu dimensiunile date  $R$ ,  $r$ ,  $H$ ,  $\beta$  și bombarea  $\Delta$  (fig. 8.14 a) dimensiunile de reglare sunt:

- $\alpha$  – unghiul ce determină direcția traiectoriei liniare a deplasării vârfului creionului cu diamant;
- $a$  – parametrul dimensional al formei hiperboloidale a sculei;
- $\ell$  – coordonata-reper a poziției sculei în procesul de profilare.

Unghiul  $\alpha$ , parametrul hiperboloidului  $a$  și dimensiunea  $\ell$  (a se vedea fig. 8.14 a și Anexa D.3) se determină din ecuațiile:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \frac{4\Delta}{H} \left( \frac{2R}{H} - \frac{\Delta}{H} - \operatorname{tg} \beta \right)}, \quad (8.68)$$

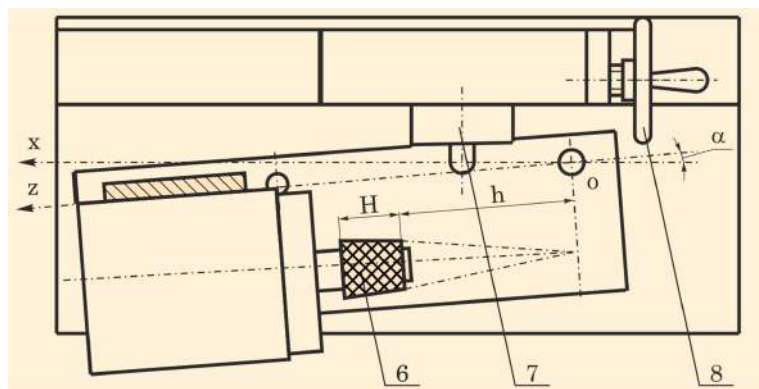
$$a = \frac{r}{\sqrt{1 + l^2/c^2}}, \quad (8.69)$$

$$\ell = \frac{H [(R - r)r - 2\Delta(R + r)]}{(R - r)^2 + 4\Delta(R + r - \Delta)}. \quad (8.70)$$

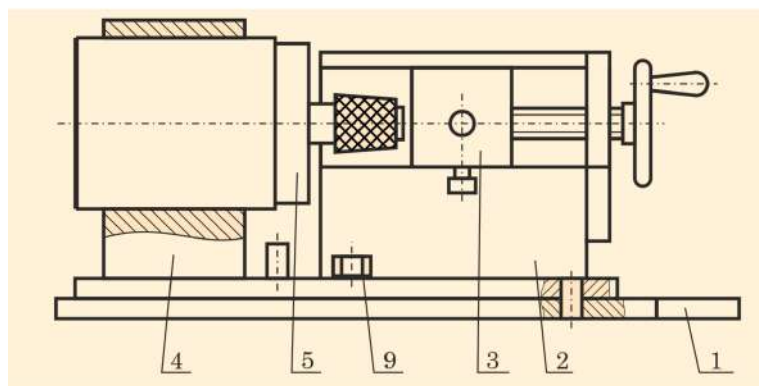
Specificul constructiv și cinematic al transmisiilor precesionale  $2K-H$  cu transmiterea mișcării prin două angrenaje multipare laterale impune restricții de plasare a petei de contact în limitele lungimii dinților. Din aceste considerente, modificarea longitudinală a profilului dinților cu scopul majorării capacității portante și diminuării costurilor de fabricație a roților angrenajului precesional devine foarte actuală.

Astfel, a fost elaborat procedeul de profilare a sculei [126] și fabricat utilajul special pentru realizarea profilării sculei în formă de trunchi de con cu raza de curbură longitudinală de până la 8000 mm [8, 9, 111]. Precizia profilării sculei depinde de eroarea de poziționare a vârfului creionului cu diamant în raport cu scula supusă profilării. Parametrii  $\alpha$ ,  $a$  și  $\ell$  de poziționare a vârfului creionului cu diamant fixat în dispozitiv se determină prin relațiile (8.68), (8.69) și (8.70).

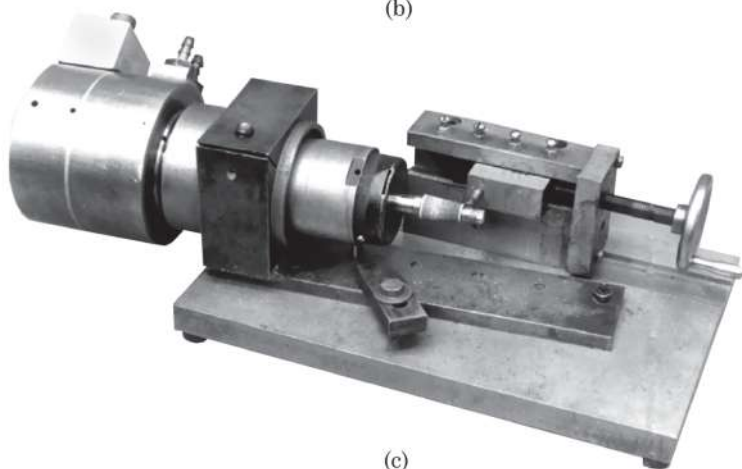
**Utilaj tehnologic de profilare a sculei de forma trunchi de con cu contur generator hiperboloidal.** Scula de forma trunchi de con se profilează cu ajutorul unui dispozitiv pentru redarea sculei a formei unei role conice [8, 9, 111]. Schema principală este prezentată în figura 8.15 (a, b). Dispozitivul este constituit din baza 1, corpul căruciorului 2, căruciorul 3, suportul 4 pentru fixarea electroturbinei de rectificat 5. Electroturbina 5 și scula abrazivă 6 se fixează în suportul 4 și pot să se deplaseze în



(a)



(b)



(c)

**Figura 8.15.** Dispozitivul pentru profilarea sculei în formă de trunchi de con

direcția axială pentru instalarea dimensiunii  $\ell$ . Creionul cu diamant 7, care profilează suprafața de lucru a sculei abrazive, se fixează în cărucior și poate fi deplasat în direcție axială. Suportul 3 se mișcă pe traiectoria rectilinie de-a lungul axei  $OX$  cu ajutorul mecanismului în formă de șurub 8.

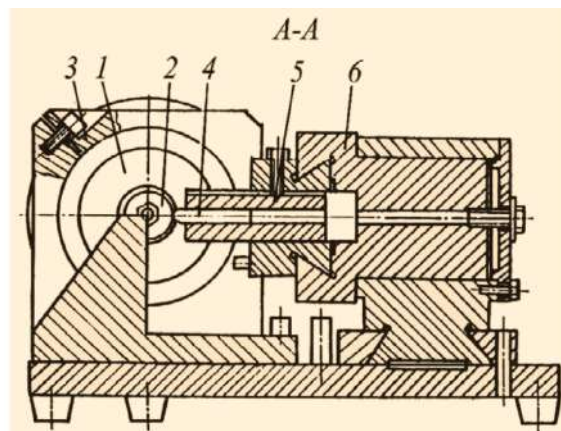
Dispozitivul se reglează în următoarea consecutivitate: vârful creionului cu diamant se deplasează până la axa  $OZ$ , corpul căruciorului de rectificat se întoarce în jurul axei  $OX$  la unghiul ce corespunde unghiului  $\beta$  de conicitate al rotelor satelitului. Valoarea unghiului  $\alpha$  se instalează cu ajutorul celor, iar suportul 4 se fixează cu ajutorul șurubului 9.

Electroturbina de rectificat 5 cu scula abrazivă 6 se instalează în suportul 4. Poziția axială a sculei abrazive 6 se alege astfel încât creionul cu diamant 7 să pătrundă în corpul sculei abrazive 6 cu un anumit avans. După cuplarea electroturbinei de rectificat 5 la curentul electric, creionul cu diamant 7 se deplasează cu ajutorul căruciorului de-a lungul axei  $OX$ . Scula abrazivă 6 se profilează prin deplasarea electroturbinei de rectificat 5 pe direcția axei  $OZ$ . Procesul se consideră finalizat atunci când diametrul sculei abrazive preia forma de trunchi de con cu dimensiunile necesare.

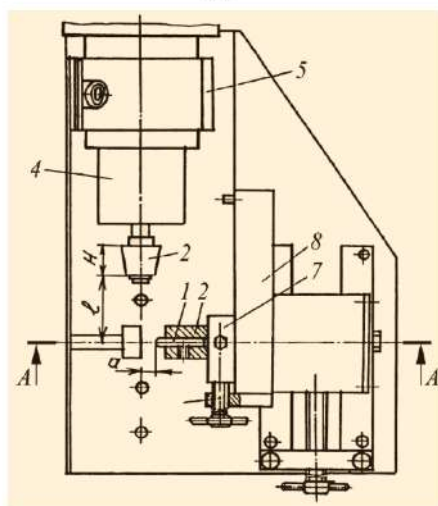
Pentru a-i reda sculei abrazive 6 suprafața hiperboloidului de rotație cu o pânză, a fost elaborat dispozitivul prezentat în figura 8.16 [8, 111]. Dispozitivul este constituit din electroturbina de rectificat 4 cu scula abrazivă 2 care se fixează în suportul 5 și se poate deplasa în direcție axială pentru instalarea dimensiunii  $\ell$ . Creionul cu diamant 1, care formează suprafața de profil a sculei 2 (piatra de rectificat), este fixat în bucșa 6. Parametrul hiperboloidului se stabilește prin suprapunerea deplasării axiale a creionului 1 și a bucșei 6 în canelura cu pană. Căruciorul 7 este amplasat în canelura în formă de  $V$  a corpului 8, instalat cu posibilitatea rotirii la unghiul  $\alpha$  în jurul axei fusului, perpendicular pe axa de rotire a sculei 2. Căruciorul 7 se deplasează cu ajutorul mecanismului 9 în formă de șurub pe o traiectorie rectilinie care se încrucișează sub unghiul  $\alpha$  cu axa de rotire a sculei abrazive 2. După cuplarea electroturbinei la curentul electric, creionul cu diamant se deplasează de-a lungul sculei abrazive 2 (sub unghiul  $\alpha$ ) cu ajutorul transmisiei prin șurub 5. Procesul de profilare a sculei abrazive 2 în formă de hiperboloid de rotație continuă prin înlăturarea din ea a materialului, strat după strat, prin deplasarea creionului cu diamant în direcția axei de rotație a sculei.

Este de menționat faptul că, în urma deplasării vârfului creionului cu diamant 1 pe o traiectorie liniară, raza  $\rho$  a suprafeței hiperboloidului de rotație cu o pânză se determină conform relației (8.71):

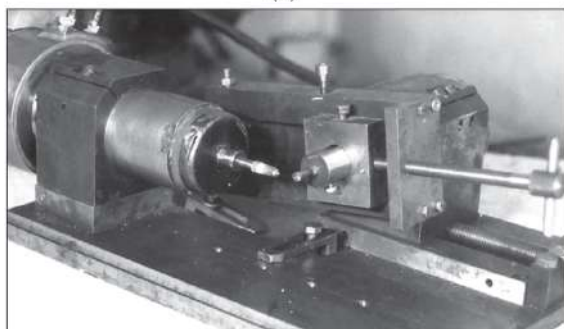
$$\rho = \frac{\Delta^2 + \left( \frac{H/2}{\sin(\pi/2 - \beta)} \right)}{2\Delta}, \quad (8.71)$$



(a)



(b)



(c)

**Figura 8.16.** Dispozitiv de profilare a sculei cu suprafața hiperboloidului de rotație cu o pânză



unde  $H$  este înălțimea sculei abrazive;  $\Delta$  – valoarea care determină curbura modificării profilului.

La profilarea sculei cu dimensiunile  $R$ ,  $r$ ,  $H$  și  $\rho$ , parametrii de reglare sunt: unghiul  $\alpha$ , care determină direcția traiectoriei liniare a deplasării vârfului creionului cu diamant;  $a$  – parametrul dimensional al formei hiperboloidale a sculei;  $\ell$  – cota de reper a poziției sculei în procesul de profilare (a se vedea fig. 8.14 a și fig. 8.16 b).

### 8.2.2 Descrierea analitică a flancurilor dinților cu modificare longitudinală

În transmisiile precesionale, roata-satelit efectuează o mișcare sferică în jurul centrului de precesie. Pentru descrierea acestei mișcări, legăm rigid de roata-satelit un sistem de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , care se rotește împreună cu roata-satelit în jurul punctului fix  $O$ . Poziția sistemului de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  față de sistemul fix  $OXYZ$  este determinată de unghiurile Euler:  $\psi$  – unghiul de precesie,  $\theta$  – unghiul de nutație constant pentru transmisiile precesionale;  $\varphi$  – unghiul de rotație proprie. Unghiurile  $\psi$  și  $\theta$  determină poziția axei arborelui-manivelă față de sistemul fix  $OXYZ$ , iar unghiul  $\varphi$  descrie rotirea roții-satelit în jurul axei sale de simetrie  $OZ_1$ . Unghiurile  $\varphi$  și  $\psi$  sunt unghiuri de rotație a roții-satelit în jurul axei sale și, respectiv, a arborelui-manivelă.

Pentru a descrie mișcarea de rotație a roții-satelit în jurul centrului de precesie  $O$ , aplicăm calculul matriceal. Rotirii sistemului mobil cu unghiul  $\psi$  în jurul axei  $OZ$  îi corespunde transformarea de coordonate:

$$\mathcal{X} = A_1 \mathcal{X}'_1, \quad (8.72)$$

rotirii cu unghiul  $\theta$  în jurul axei nodurilor îi corespunde transformarea:

$$\mathcal{X}'_1 = A_2 \mathcal{X}''_1, \quad (8.73)$$

iar rotirii cu unghiul  $\varphi$  în jurul axei  $OZ'_1$  îi corespunde transformarea:

$$\mathcal{X}''_1 = A_3 \mathcal{X}_1, \quad (8.74)$$

unde

$$\mathcal{X} = \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix}, \quad \mathcal{X}'_1 = \begin{pmatrix} X'_1 \\ Y'_1 \\ Z'_1 \end{pmatrix}, \quad \mathcal{X}''_1 = \begin{pmatrix} X''_1 \\ Y''_1 \\ Z''_1 \end{pmatrix}, \quad \mathcal{X}_1 = \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix} \quad (8.75)$$

sunt matrice-coloane, iar

$$A_1 = \begin{pmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, A_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix}, \quad (8.76)$$

$$A_3 = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

sunt matrice-pătrate  $3 \times 3$ .

Rezultatul a trei rotiri poate fi scris astfel:

$$\mathcal{X} = A_1 A_2 A_3 \mathcal{X}_1 \quad (8.77)$$

sau  $\mathcal{X} = A\mathcal{X}$ , unde  $A = A_1 A_2 A_3$  este matricea de trecere de la coordonatele sistemului mobil la coordonatele celui fix.

Pentru descrierea relației dintre unghiul de precesie  $\psi$  și unghiul de rotație proprie  $\varphi$ , admitem că roata-satelit ocupă o astfel de poziție încât o rolă a ei contactează cu adâncitura de fund a dintelui roții centrale. Legăm rigid de roata-satelit sistemul  $OX_1Y_1Z_1$ , orientat astfel încât axa rolei ce contactează cu adâncitura să fie situată în planul  $OY_1Z_1$ .

Notam prin  $C_v$  un oarecare punct de pe generatoarea rolei, care vine în contact cu adâncitura dintre dinți. Dacă rostogolirea roții-satelit este fără alunecare pe roata centrală, care este fixată, atunci  $OC_v$  este axa instantanee de rotație a rolei și deci viteză punctului  $C_v$  al roții-satelit, care efectuează o mișcare sferică, se calculează conform relației:

$$\mathbf{V}_{C_v} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{OC}_v, \quad (8.78)$$

unde  $\boldsymbol{\omega}$  este viteză unghiulară instantanee a rolei coroanei roții-satelit,  $\mathbf{OC}_v$  – vectorul de poziție a punctului  $C_v$ .

Mișcarea sferică poate fi prezentată ca rezultatul combinării a trei rotiri în jurul axelor care se intersectează într-un punct  $O$ : a rotirii în jurul axei  $OZ$  cu viteza unghiulară  $\dot{\psi}\mathbf{k}$ ; rotirii în jurul axei nodurilor cu viteza unghiulară  $\dot{\theta}\mathbf{e}$ ; rotirii în jurul axei  $OZ_1$  cu viteza unghiulară  $\dot{\varphi}\mathbf{k}_1$ , adică:

$$\boldsymbol{\omega} = \dot{\psi}\mathbf{k} + \dot{\theta}\mathbf{e} + \dot{\varphi}\mathbf{k}_1, \quad (8.79)$$

unde  $\mathbf{k}$ ,  $\mathbf{e}$  și  $\mathbf{k}_1$  sunt versorii respectivi ai axei  $OZ$ , axei nodurilor și axei  $OZ_1$ , iar  $\dot{\psi}$ ,  $\dot{\theta}$ ,  $\dot{\varphi}$  sunt derivatele unghiurilor Euler în raport cu timpul.

Deoarece în transmisia precesională unghiul de nutație  $\theta$  este constant și viteza unghiulară respectivă  $\dot{\theta} = 0$ , obținem:

$$\boldsymbol{\omega} = \dot{\psi}\mathbf{k} + \dot{\varphi}\mathbf{k}_1,$$

iar viteza punctului  $C_v$  poate fi scrisă astfel:

$$\mathbf{V}_{C_v} = (\dot{\psi}\mathbf{k} + \dot{\varphi}\mathbf{k}_1) \times \mathbf{OC}_v. \quad (8.80)$$

Produsul vectorial se scrie în formă de determinant de ordinul trei:

$$\begin{aligned} \mathbf{k} \times \mathbf{OC}_v &= \begin{vmatrix} \mathbf{i}_1 & \mathbf{j}_1 & \mathbf{k}_1 \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \\ 0 & -\cos(\delta + \beta) & -\sin(\delta + \beta) \end{vmatrix} OC_v \\ &= -\mathbf{i}_1 [\sin \theta \sin(\delta + \beta) - \cos \theta \cos(\delta + \beta)] OC_v \\ &= \mathbf{i}_1 OC_v \cos(\delta + \beta + \theta) = R_1 \mathbf{i}_1. \end{aligned} \quad (8.81)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_1 \times \mathbf{OC}_v &= \begin{vmatrix} \mathbf{i}_1 & \mathbf{j}_1 & \mathbf{k}_1 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\cos(\delta + \beta) & -\sin(\delta + \beta) \end{vmatrix} OC_v \\ &= \mathbf{i}_1 OC_v \cos(\delta + \beta) = R_2 \mathbf{i}_1. \end{aligned} \quad (8.82)$$

Astfel obținem:

$$(R_1 \dot{\psi} + R_2 \dot{\varphi}) \mathbf{i}_1 = 0, \quad (8.83)$$

de unde rezultă că

$$\dot{\varphi} = -\frac{R_1}{R_2} \dot{\psi}, \quad (8.84)$$

unde  $R_1$  și  $R_2$  sunt razele roții centrale și, respectiv, roții-satelit.

Prin integrare din (8.84) și ținând cont de relația  $R_1/R_2 = Z_1/Z_2$ , obținem:

$$\varphi = -\frac{Z_1}{Z_2} \psi, \quad (8.85)$$

unde  $Z_1$  este numărul de dinți ai roții centrale, iar  $Z_2$  este numărul de dinți ai roții-satelit.

Să studiem mișcarea unui punct arbitrar  $C_i$  al axei rolei din coroana roții-satelit. Poziția punctului  $C_i$  este determinată de coordonatele:

$$X_{1C_i} = 0, \quad Y_{1C_i} = -r_i \cos \delta, \quad Z_{1C_i} = -r_i \sin \delta, \quad (8.86)$$

unde  $r_i$  este distanța de la punctul  $C_i$  până la centrul de precesie  $O$ , iar  $\delta$  – unghiul dintre axa rolei și planul roții centrale.

Formăm matricea-coloană  $\mathcal{X}_{1C_i}$ , ale cărei elemente sunt determinate de relațiile (8.86). Înlocuind în (8.77) matricea-coloană  $\mathcal{X}_1$  cu matricea  $\mathcal{X}_{1C_i}$ , obținem matricea-coloană  $\mathcal{X}_{C_i}$ , ale cărei elemente sunt coordonatele

punctului  $C_i$  în sistemul fix  $OXYZ$ . Luând în considerație formula (8.85), obținem:

$$\begin{aligned} X_{C_i} &= r_i \cos \delta \left[ -\sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \psi + \sin \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta \right] \\ &\quad - r_i \sin \delta \sin \theta \sin \psi, \\ Y_{C_i} &= -r_i \cos \delta \left[ \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \sin \psi + \cos \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta \right] \\ &\quad + r_i \sin \delta \sin \theta \sin \psi, \\ Z_{C_i} &= -r_i \cos \delta \sin \theta \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) - r_i \sin \delta \cos \theta. \end{aligned} \quad (8.87)$$

Cunoscând traiectoria mișcării axei  $OC_i$  a rolei, aflăm poziția generatoarei rolei  $OE_i$ , care contactează cu dinții roții centrale, pentru orice poziție a axului central, iar mulțimea pozițiilor generatoarelor care vin în contact cu roata centrală formează suprafața de lucru a dinților acestei roți.

Pentru a afla poziția generatoarei  $OE_i$ , ducem un plan perpendicular pe viteza  $\mathbf{V}_{C_i}$  a punctului  $C_i$  și care trece prin punctele  $O$  și  $C_i$ . Ecuația acestui plan poate fi scrisă astfel:

$$\mathbf{OM} \cdot \mathbf{V}_{C_i} = 0, \quad (8.88)$$

unde  $\mathbf{OM}$  este vectorul de poziție a unui punct arbitrar al acestui plan, iar  $\mathbf{V}_{C_i}$  este viteza absolută a punctului  $C_i$ .

În coordonate carteziene, ecuația acestui plan este:

$$(XZ_{C_i} - X_{C_i}Z) \dot{X}_{C_i} - (ZY_{C_i} - Z_{C_i}Y) \dot{Y}_{C_i} = 0, \quad (8.89)$$

unde  $\dot{X}_{C_i}$  și  $\dot{Y}_{C_i}$  sunt derivatele în raport cu timpul a coordonatelor  $X_{C_i}$  și  $Y_{C_i}$ , respectiv.

Vectorul  $\mathbf{OC}_i$  este un vector în direcția axei de simetrie a rolei, iar vectorul  $\mathbf{OE}_i$  este un vector în direcția generatoarei rolei. Dat fiind faptul că, unghiul dintre acești vectori este constant și egal cu  $\beta$ , are loc egalitatea:

$$\mathbf{OC}_i \cdot \mathbf{OE}_i = r_i^2 \cos \beta. \quad (8.90)$$

Punctul  $E_i$  este situat pe sfera cu raza  $r_i$  cu centrul în originea de coordonate, deci coordonatele lui satisfac ecuația:

$$X_{E_i}^2 + Y_{E_i}^2 + Z_{E_i}^2 - r_i^2 = 0. \quad (8.91)$$

Din (8.90) determinăm:

$$X_{E_i} = (r_i^2 \cos \beta - Y_{E_i}Y_{C_i} - Z_{E_i}Z_{C_i}) / X_{C_i}. \quad (8.92)$$

Ținând seamă de (8.92), din (8.89) obținem:

$$Y_{E_i} = k_{1i}Z_{E_i} - d_{1i}, \quad (8.93)$$

unde au fost făcute notațiile:

$$k_{1i} = \frac{X_{C_1} \left( X_{C_i} \dot{X}_{C_i} + Y_{C_i} \dot{Y}_{C_i} \right) + Z_{C_i}^2 \dot{Z}_{C_i}}{\left( X_{C_i} \dot{Y}_{C_i} - Y_{C_i} \dot{X}_{C_i} \right) Z_{C_i}}, \quad (8.94)$$

$$d_{1i} = \frac{r_i^2 \cos \beta \cdot \dot{X}_{C_i}}{\left( X_{C_i} \dot{Y}_{C_i} - Y_{C_i} \dot{X}_{C_i} \right)}. \quad (8.95)$$

Ținând cont de (8.93), relația (8.92) poate fi transcrisă astfel:

$$X_{E_i} = k_{2i}Z_{E_i} + d_{2i}, \quad (8.96)$$

unde s-au introdus notațiile:

$$k_{2i} = -\frac{k_{1i}Y_{C_i} - Z_{C_i}}{X_{C_i}}, \quad (8.97)$$

$$d_{2i} = \frac{r_i^2 \cos \beta + d_{1i}Y_{C_i}}{X_{C_i}}. \quad (8.98)$$

Substituind (8.93) și (8.96) în (8.91), rezolvăm ecuația obținută în raport cu  $Z_{E_i}$ :

$$Z_{E_i} = \left\{ (k_{1i}d_{1i} - k_{2i}d_{2i}) - \left[ (k_{1i}d_{1i} - k_{2i}d_{2i})^2 + (k_{1i}^2 + k_{2i}^2 + 1) (r_i^2 - d_{1i}^2 - d_{2i}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \right\} (k_{1i}^2 + k_{2i}^2 + 1)^{-1}. \quad (8.99)$$

Spațiului dintre dinții roții centrale îi corespunde minimul funcției  $Z_{C_i}$ . Prin urmare, avem condițiile:

$$\begin{aligned} \frac{dZ_{C_i}}{d\psi} &= r_i \frac{Z_1}{Z_2} \cos \delta \sin \theta \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) = 0, \\ \frac{d^2Z_{C_i}}{d^2\psi} &= r_i \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \cos \delta \sin \theta \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) > 0, \end{aligned}$$

care sunt satisfăcute de unghiurile  $\psi = \frac{2\nu \cdot \pi \cdot Z_2}{Z_1}$ ,  $\nu = 0, 1, 2, \dots, Z_1 - 1$ .

În cazul în care multiplicitatea este mai mică de 100%, vârfulurile dinților se află la următoarele valori ale unghiurilor  $\psi_k^*$  ( $\psi_k^* < \psi_{k+1}$ ), care se calculează din ecuația transcendentă:

$$X_{E_i}(\psi_k) Y_{E_i}(\psi_k^*) - X_{E_i}(\psi_k^*) Y_{E_i}(\psi_k) = 0, \quad (8.100)$$

unde  $\psi_k = k\pi Z_2/Z_1$ ,  $k = 0, 2, 4, \dots, 2(Z_1 - 1)$ .

Dacă multiplicitatea este de 100%, atunci, rezolvând ecuația (8.100), obținem valorile

$$\psi_k^* = \psi_{k+1} = \frac{(k+1)\pi Z_2}{Z_1},$$

care corespund vârfurilor dinților roții centrale.

Astfel, profilul roții centrale este descris de formulele (8.93), (8.96) și (8.99), iar suprafața dintelui reprezintă mulțimea de profiluri ale dintelui, în care distanța  $r_i$  variază în limitele:

$$h < r_i < h + H, \quad (8.101)$$

unde  $h$  este distanța de la flancul interior al dintelui până la centrul de precesie  $O$ , iar  $H$  este lungimea dintelui.

Unghiul de precesie trebuie să fie variat în limitele:

$$\begin{aligned} \psi_k \leq \psi \leq \psi_k^*, \\ (\psi_{k+2} - \psi_k^*) \leq \psi \leq \psi_{k+2}, \quad k = 0, 2, 4, \dots, 2(Z_1 - 1), \end{aligned} \quad (8.102)$$

unde unghiul  $\psi_k^*$  este soluția ecuației (8.100) cu valoare minimă.

Suprafața dintelui modificat longitudinal reprezintă mulțimea de profiluri ale dintelui, descrise la șirul pe distanțe  $r_i$ , iar fiecărei valori a lui  $r_i$  îi corespunde o rază  $\rho_i$  a sculei, calculată conform relației:

$$\rho_i = \frac{a}{b} \sqrt{(r_i - \zeta)^2 + c^2}, \quad (8.103)$$

unde  $a$ ,  $c$ ,  $\zeta$  sunt parametrii hiperbolei, calculați conform relațiilor (8.69), (8.55) și, respectiv (8.65).

### 8.2.3 Determinarea poziției punctului de contact al dinților cu modificare longitudinală

Pentru alegerea valorii raționale a modificării longitudinale, este important să cunoaștem migrația poziției petei de contact și dimensiunile ei. În caz ideal, în lipsa deformațiilor, suprafețele contactează în “punctul contactului inițial”. La aplicarea forței de contact, suprafețele dinților se deformează și contactează după o suprafață mai mare, definită ca *pată de contact*. Dar anume poziția punctului contactului inițial determină poziția petei pe suprafața flancului dintelui.

Dimensiunile petei de contact depind de proprietățile materialelor elementelor contactului, de razele de curbură ale corpurilor ce contactează și

de valoarea forței de contact aplicată în direcție normală la suprafețele de contact.

În continuare, vom determina poziția punctului de contact inițial al rolei și al dintelui roții centrale cu modificare longitudinală. În acest scop, scriem ecuația tangentei duse la profilul dintelui, descrisă în direcție longitudinală de ecuația:

$$\frac{y^2}{a^2} - \frac{(z - \zeta)^2}{c^2} = 1. \quad (8.104)$$

Rezolvând sistemul de ecuații

$$\begin{cases} \frac{y^2}{a^2} - \frac{(z - \zeta)^2}{c^2} = 1, \\ z = ky, \end{cases} \quad (8.105)$$

obținem:

$$(c^2 - a^2k^2)y^2 + 2ka^2y\zeta - a^2(\zeta^2 + c^2) = 0, \quad (8.106)$$

care este o ecuație patrată în raport cu  $y$ .

Tangenta la hiperbolă are un singur punct de contact, de aceea determinantul ecuației obținute îl egalăm cu zero:

$$D = 4a^2\{a^2k^2\zeta^2 + (c^2 - a^2k^2)(c^2 + \zeta^2)\} = 0. \quad (8.107)$$

Rezolvând (8.107), obținem:

$$k = \frac{1}{a}\sqrt{c^2 + \zeta^2}. \quad (8.108)$$

Introducem (8.108) în ecuația tangentei:

$$z = ky = \frac{\sqrt{c^2 + \zeta^2}}{a}y.$$

Așadar, coordonatele punctului de contact sunt:

$$y_k = \frac{a\sqrt{c^2 + \zeta^2}}{\zeta}, \quad (8.109)$$

$$z_k = \frac{c^2 + \zeta^2}{\zeta}. \quad (8.110)$$

Pentru determinarea poziției punctului de contact pe suprafața dintelui, vom utiliza variabila  $s$ :

$$s = \sqrt{y_k^2 + z_k^2} = \frac{1}{\zeta}\sqrt{a^2(c^2 + \zeta^2) + (c^2 + \zeta^2)^2}.$$

### 8.2.4 Influența formei conturului generator al sculei asupra modificării longitudinale

Pentru a localiza pata de contact în limitele lungimii dinților roții centrale, introducem condiția:

$$a + \gamma \cdot \rho_{long} < \frac{b_w}{2}, \quad (8.111)$$

unde  $a$  este semiaxa elipsei de contact,  $\gamma$  – valoarea rezultantei erorilor,  $\rho_{long}$  – valoarea razei de curbură a modificării longitudinale și  $b_w$  este lungimea dintelui.

Raza de curbură în direcție longitudinală influențează asupra acestei condiții direct și indirect prin dimensiunile petei de contact  $a$ . De aceea, este important a cunoaște cum influențează parametrii geometrici ai dispozitivului de profilare al sculei cu modificare longitudinală asupra razelor de curbură longitudinală ale dintelui modificat. În rezultatul rectificării danturii cu o sculă modificată longitudinal, forma dintelui în secțiune cu un plan normal, ca și forma sculei generatoare, este o hiperbolă descrisă prin ecuația (8.104).

Raza de curbură a hiperbolei, deci și a dintelui, în direcție longitudinală poate fi calculată din relația:

$$\rho_{long} = \frac{\left( \sqrt{1 + \left( \frac{dz}{dy} \right)^2} \right)^3}{\left| \frac{d^2z}{dy^2} \right|}. \quad (8.112)$$

Vom scrie ecuația hiperbolei în forma:

$$\frac{y^2 - a^2}{a^2} = \frac{(z - \zeta)^2}{c^2}. \quad (8.113)$$

Rezolvând (8.113) în raport cu  $z$ , obținem:

$$z = \zeta \pm \frac{c}{a} \sqrt{y^2 - a^2}.$$

Derivăm în raport cu  $y$ :

$$\frac{dz}{dy} = \frac{cy}{a\sqrt{y^2 - a^2}} \quad (8.114)$$

și rescriem numărătorul fracției din (8.112):

$$1 + \left( \frac{dz}{dy} \right)^2 = \frac{(a^2 + c^2)y^2 - a^4}{a^2(y^2 - a^2)}. \quad (8.115)$$



Calculăm derivata a doua:

$$\frac{d^2z}{dy^2} = -\frac{ac}{(y^2 - a^2)^{\frac{3}{2}}}. \quad (8.116)$$

Substituind (8.115) și (8.116) în (8.112), obținem:

$$\rho_{long} = \frac{[(a^2 + c^2)y^2 - a^4]^{\frac{3}{2}}}{a^3 (y^2 - a^2)^{\frac{3}{2}} \frac{ac}{(y^2 - a^2)^{\frac{3}{2}}}}, \quad (8.117)$$

care poate fi rescrisă după cum urmează:

$$\rho_{long} = \frac{[(a^2 + c^2)y^2 - a^4]^{\frac{3}{2}}}{a^4 c}, \quad (8.118)$$

unde

$$c = \sqrt{\frac{(\ell + H)^2 r^2 - \ell^2 R^2}{R^2 - r^2}},$$

iar  $\ell$  și  $a$  se calculează conform relațiilor (8.70) și (8.69).

Pentru a studia influența parametrilor geometrici ai dispozitivului de profilare al sculei asupra razei de curbură, introducem variabila  $d$  – distanța de la punctul curent până la centrul de precesie:

$$d = \sqrt{z^2 + y^2}. \quad (8.119)$$

Atunci:

$$z = d \cos \beta, \quad (8.120)$$

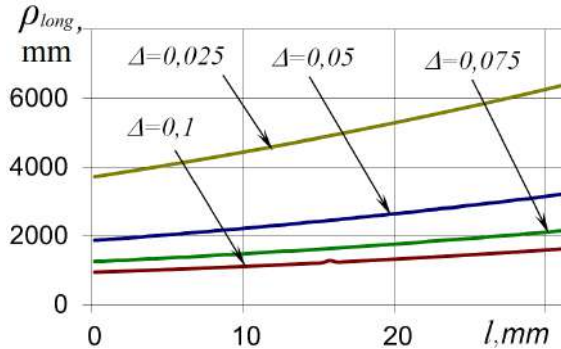
$$y = \frac{a}{c} \sqrt{c^2 + (d \cos \beta - \zeta)^2}, \quad (8.121)$$

$$\cos \beta = \frac{H}{\sqrt{H^2 + (R - r)^2}}. \quad (8.122)$$

Introducem (8.121) în (8.118) ca să obținem:

$$\rho_{long} = \frac{[(a^2 + c^2) a^2 (c^2 + (d \cos \beta - \zeta)^2) / c^2 - a^4]^{\frac{3}{2}}}{a^4 c}. \quad (8.123)$$

În baza modelului matematic prezentat, a fost elaborat un program de calcul pentru determinarea dependenței razelor de curbură de poziția punctului curent pe suprafața dintelui, adică de distanța de la punctul



**Figura 8.17.** Dependența convexității longitudinale  $\Delta$  a profilului sculei de raza de curbură  $\rho_{long}$

curent până la centrul de precesie, pentru diferite valori ale convexității modificării longitudinale (fig. 8.17).

Programul de calcul elaborat îi permite proiectantului să optimizeze valoric raza de curbură a modificării longitudinale a flancului activ al dintelui, urmărind trei obiective:

- sporirea capacității portante a angrenajului;
- asigurarea localizării petei de contact în limitele lungimii dintelui;
- diminuarea preciziei de execuție a elementelor constituente ale angrenajului.

Aceste caracteristici au o influență interdependentă asupra costului de fabricație a transmisiilor precesionale, deoarece, spre exemplu, odată cu micșorarea razei de curbură a flancului activ al dintelui modificat longitudinal, pentru a păstra localizarea petei de contact în limitele lungimii dintelui, precizia de execuție a elementelor angrenajului scade. De aceea, la optimizarea razei de curbură trebuie de luat în calcul și costul de producere a transmisiei în ansamblu, care crește odată cu majorarea preciziei de fabricație.

## 8.3 Modificarea profilului de flanc al dinților

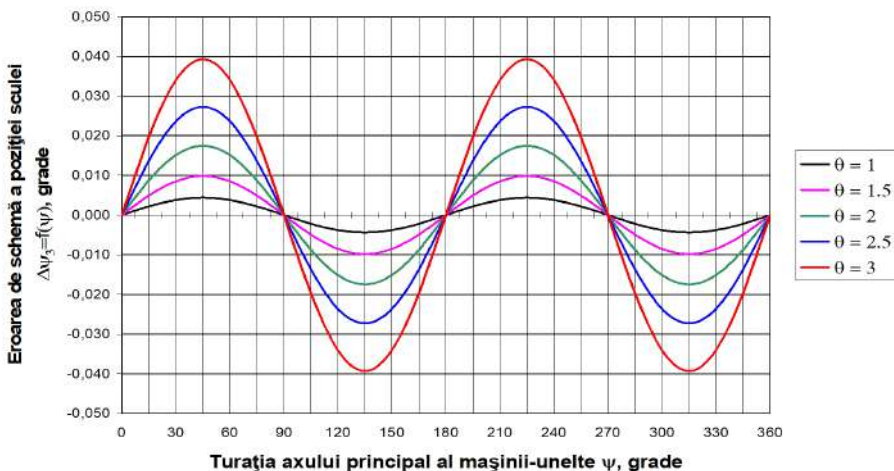
### 8.3.1 Descrierea analitică a modificării profilului cu considerarea erorii de schemă a angrenajului precesional

Procedeul de generare prin rostogolire-rulare spațială a dinților roților centrale cu profil convex/concav, presupune utilizarea lanțului cinematic al unei mașini-unelte de danturat și a unei portscule ce comunică sculei anumite mișcări coordonate între ele în raport cu semifabricatul. Legătura cinematică

dintre semifabricat și sculă prevede o mișcare sferospațială a sculei, în același timp fiind limitată de la rotirea în jurul axei axului principal al mașinii-unelte de danturat printr-o legătură cinematică neasurică. Legătura cinematică dintre sculă și partea imobilă a dispozitivului reprezintă o articulație *Hooke*, care impune o oarecare variație a funcției de transfer în lanțul *sculă – semifabricat*. Această variație va influența profilul dinților. În consecință, legătura sculei cu carcasa impune o oarecare eroare de schemă  $\Delta\psi_3$  asupra unghiului de rotire a semifabricatului  $\psi_3$ , exprimată prin abaterea unghiului de rotire  $\psi_3$  de la cazul ideal de rotire uniformă  $\psi_3^m = const.$  realizat cu profilul modificat al dinților:

$$i_{31}^m = -\frac{Z_2 - Z_3}{Z_3}, \quad \Delta\psi_3 = \psi_3 - \psi_3^m = \frac{Z_2}{Z_3} (\psi - \arctg(\cos\theta \operatorname{tg}\psi)). \quad (8.124)$$

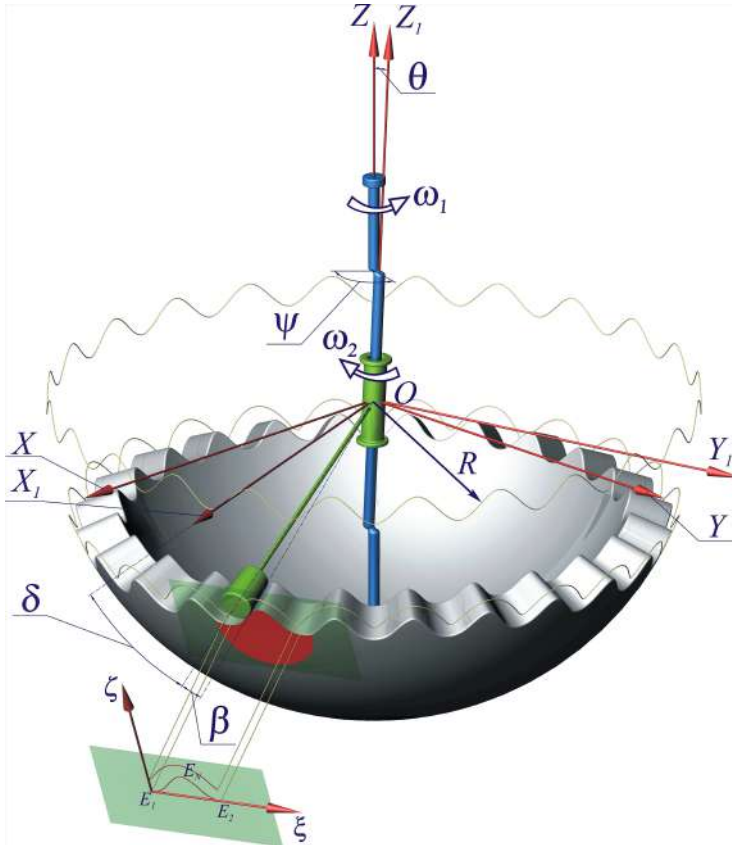
În figura 8.18 este reprezentată dependența erorii de schemă a poziției sculei  $\Delta\psi_3$  la o turație a axului principal al mașinii-unelte  $\psi$ . Această eroare se transmite sculei, iar ultima formează profilul dinților cu aceeași eroare. Pentru asigurarea continuității funcției de transfer, este necesară modificarea profilului dinților cu mărirea erorii de schemă  $\Delta\psi_3$  în funcție de unghiul de poziționare  $\psi$  al arborelui-manivelă prin comunicarea unei mișcări suplimentare sculei.



**Figura 8.18.** Dependența erorii de schemă a poziției sculei  $\Delta\psi_3$  la o turație a axului principal al mașinii-unelte  $\psi$ , pentru o gamă de valori ale unghiului de rotație  $\theta$  (grade)

În acest caz, raportul de transmitere momentan al angrenajului real va fi constant. Această eroare de schemă a fost luată în calcul la elaborarea tehnologiei de execuție a danturii roților precesionale.

Pentru identificarea formei profilului modificat al dinților angrenajului precesional, luăm ca bază forma profilului nemodificat al dinților descrisă în capitolul 3 în baza reproducerii interacțiunii *sculă generatoare de profil – semifabricat*, echivalentă cu interacțiunea *dinte – rolă* în transmisia reală (fig. 8.19, 8.20). Dantura angrenajului precesional al transmisiilor cu structură cinematică  $2K-H$  este plasată geometric pe o axoidă conică cu unghi de vârf  $2\delta$ , iar  $\delta$  variază între  $10^\circ$  și  $25^\circ$ .



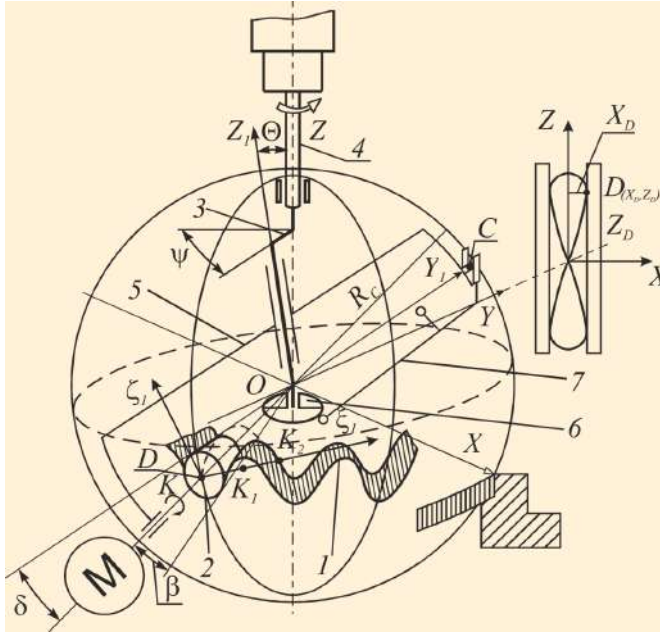
**Figura 8.19.** Determinarea profilului dintelui în secțiune normală

La varierea unghiului axoidei  $\delta$  se modifică și profilul dinților conform relațiilor parametrice descrise în capitolul 3 secțiunea 3.4.1. În acest caz, este oportună descrierea profilului dinților având ca referință punctul  $C$ , plasat pe sferă (fig. 8.1) sub unghiul  $\delta = 0$ . Punctul  $C$  aparține cuplei cinematice de legătură a sculei cu batiul mașinii-unelte, astfel se exclude influența unghiului de instalare a sculei  $\delta$  asupra formei profilului generat al flancurilor dinților.

Pentru profilul modificat al dinților coordonatele punctului  $C$  sunt:

$$\begin{aligned} X_C^m &= 0, \\ Y_C^m &= \sqrt{R_C^2 - (Z_C^m)^2}, \\ Z_C^m &= R_C \sin \theta \cos \psi. \end{aligned} \quad (8.125)$$

Indicele  $m$  arată că ecuațiile includ modificarea profilului dintelui.



**Figura 8.20.** Descrierea profilului dinților angrenajului precesional

Pentru determinarea formei profilului dintelui pe sferă, inițial descriem mișcarea sferospațială a unui punct, de exemplu, a punctului  $D$ , care coincide cu centrul secțiunii rolei (dintele satelitului în formă de rolă conică) plasate pe sferă. Referindu-ne la tehnologia generării danturii angrenajului precesional (v. secțiunea 8.2.1), punctul  $D$  este plasat pe sferă pe axa de rotație a sculei cu suprafața generatoare conică, adică la depărtarea  $R$  de centrul de precesie  $O$ , egală cu raza sferei (fig. 8.20).

Coordonatele punctului  $D^m$  sunt următoarele:

$$\begin{aligned} X_D^m &= -\sin \delta \sin [Y_C^m \sin \theta + Z_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi], \\ Y_D^m &= -Y_C^m \cos \delta + Z_C^m \sin \delta [\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi], \\ Z_D^m &= -Y_C^m \sin \delta (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) - Z_C^m \cos \delta, \end{aligned} \quad (8.126)$$

unde  $\theta$  este unghiul de nutație egal cu unghiul dintre axele  $OZ_1$  și  $OZ$ .

Mișcarea punctului  $D^m$  în raport cu sistemul de coordonate mobil, legat rigid de semifabricat, se descrie cu formulele:

$$\begin{aligned} X_{1D}^m &= X_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} - Y_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1}, \\ Y_{1D}^m &= X_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} + Y_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1}, \\ Z_{1D}^m &= Z_D^m. \end{aligned} \quad (8.127)$$

Proiecțiile vitezelor punctelor  $C^m$  și  $D^m$  se calculează după formulele:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_C^m &= -R_C \sin \theta \sin \psi \cdot \dot{\psi}, \\ \dot{Y}_C^m &= -\frac{Z_C^m}{Y_C^m} \dot{Z}_C^m, \\ \dot{X}_D^m &= -\sin \delta \cos \psi [Y_C^m \sin \theta + Z_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi] \dot{\psi} \\ &\quad - \sin \delta \sin \psi \left[ \dot{Y}_C^m \sin \theta + \dot{Z}_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi \right. \\ &\quad \left. - Z_C^m (1 - \cos \theta) \sin \psi \cdot \dot{\psi} \right], \\ \dot{Y}_D^m &= -\dot{Y}_C^m \cos \delta + \dot{Z}_C^m \sin \delta [\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi] \\ &\quad + Z_C^m \sin \delta [-2 \cos \psi \sin \psi + 2 \cos \theta \sin \psi \cos \psi] \dot{\psi}, \\ \dot{X}_{1D}^m &= \dot{X}_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} - \frac{\dot{\psi}}{Z_1} X_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} - \dot{Y}_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} \\ &\quad - \frac{\dot{\psi}}{Z_1} Y_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1}, \\ \dot{Y}_{1D}^m &= \dot{X}_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} + \frac{\dot{\psi}}{Z_1} X_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} + \dot{Y}_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} \\ &\quad - \frac{\dot{\psi}}{Z_1} Y_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1}. \end{aligned} \quad (8.128)$$

Cunoscând ecuațiile parametrice ale traiectoriei punctului  $D$  și utilizând regulile de transformări din geometria analitică, descriem traiectoria mișcării punctului  $E$  pe sferă, care, de fapt, constituie profilul pe sferă al dinților modificați. Traiectoria mișcării punctului  $E$  pe sferă se exprimă prin următoarele ecuații parametrice:

$$\begin{aligned} X_{1E}^m &= k_2^m Z_{1E}^m + d_2^m, \\ Y_{1E}^m &= k_1^m Z_{1E}^m - d_1^m, \\ Z_{1E}^m &= \frac{(k_1^m d_1^m - k_2^m d_2^m) - \sqrt{K}}{k_1^{m_2} + k_2^{m_2} + 1}, \end{aligned} \quad (8.129)$$

unde am notat

$$\begin{aligned}
 K &= (k_1^m d_1^m - k_2^m d_2^m) + (k_1^{m2} + k_2^{m2} + 1) (R_D^2 - d_1^{m2} - d_2^{m2}), \\
 k_1^m &= \frac{X_{1D} (X_{1D}^m \dot{X}_{1D}^m + Y_{1D}^m \dot{Y}_{1D}^m) + Z_{1D}^{m2} \dot{X}_{1D}^m}{Z_{1D} (X_{1D}^m \dot{Y}_{1D}^m - Y_{1D}^m \dot{X}_{1D}^m)}, \\
 k_2^m &= -\frac{(k_1^m Y_{1D}^m + Z_{1D}^m)}{X_{1D}^m}, \\
 d_1^m &= \frac{R_D^2 \cos \beta \dot{X}_{1D}^m}{(X_{1D}^m \dot{Y}_{1D}^m - \dot{X}_{1D}^m Y_{1D}^m)}, \\
 d_2^m &= \frac{(R_D^2 \cos \beta + d_1^m Y_{1D}^m)}{X_{1D}^m}.
 \end{aligned}$$

În baza relațiilor analitice obținute, a fost elaborat un program de calcul și de proiectare în sistemul de modelare CATIA V5R7 a traiectoriilor modificate ale punctelor  $E_e^m$  și  $E_i^m$  pe suprafețele frontale sferice, respectiv exterioară și interioară.

**Descrierea profilului dinților modificați, proiectați pe un plan transversal.** Proiecția punctului  $E^m$  pe planul transversal al dintelui are coordonatele:

$$X_E^{''m} = \varepsilon^m \cdot X_{1E}^{''m}, \quad Y_E^{''m} = \varepsilon^m \cdot Y_{1E}^m, \quad Z_E^{''m} = \varepsilon^m \cdot Z_{1E}^m, \quad (8.130)$$

unde

$$\begin{aligned}
 \varepsilon^m &= -\frac{D}{AX_{1E}^m + BY_{1E}^m + CZ_{1E}^m}, \\
 A &= (Z_{E_2} - Z_{E_1}) n_Y - (Y_{E_2} - Y_{E_1}) n_Z, \\
 B &= (X_{E_2} - X_{E_1}) n_Z - (Z_{E_2} - Z_{E_1}) n_X, \\
 C &= (Y_{E_2} - Y_{E_1}) n_X - (X_{E_2} - X_{E_1}) n_Y, \\
 D &= (Y_{E_1} Z_{E_2} - Y_{E_2} Z_{E_1}) n_X + (X_{E_2} Z_{E_1} - Z_{E_2} X_{E_1}) n_Y \\
 &\quad + (X_{E_1} Y_{E_2} - X_{E_2} Y_{E_1}) n_Z, \\
 n_X &= Y_{E_1} Z_{E_2} - Y_{E_2} Z_{E_1}, \\
 n_Y &= X_{E_2} Z_{E_1} - X_{E_1} Z_{E_2}, \\
 n_Z &= X_{E_1} Y_{E_2} - X_{E_2} Y_{E_1},
 \end{aligned}$$

în care  $(X_{E_1}, Y_{E_1}, Z_{E_1})$  și  $(X_{E_2}, Y_{E_2}, Z_{E_2})$  sunt coordonatele punctelor minime ale profilului dinților inițial  $E_1$  și respectiv, final  $E_2$ , iar  $(n_X, n_Y, n_Z)$  sunt proiecțiile vectorului  $n$  colinar cu vectorul vitezei punctului  $D$  al profilului în arc de cerc.

Profilul modificat al dintelui este descris de ecuațiile:

$$\begin{aligned}\xi^m &= X_E''m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E''m] \sin \frac{\pi}{Z_1}, \\ \zeta^m &= X_E''m \sin \gamma \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E''m] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{Z_1} \\ &\quad + [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E''m] \cos \gamma,\end{aligned}\quad (8.131)$$

unde

$$\begin{aligned}\sin \gamma &= \frac{\operatorname{tg}(\delta + \theta + \beta)}{\sqrt{\cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta)}}, \\ \cos \gamma &= \frac{\cos \frac{\pi}{Z_1}}{\sqrt{\cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta)}}.\end{aligned}$$

Dispozitivul pentru realizarea modificării profilului convex/concav al dinților roților centrale cu generarea rostogolire-rulare spațială, prezentat în figura 8.6, este dotat cu o camă profilată 14, care prin intermediul pârgheii 13 introduce modificarea traiectoriei sculei 7 generatoare de profil. Cama 14 pentru realizarea modificării se descrie în coordonatele polare  $r, \varphi$ .

Raza  $r$  se calculează conform formulei  $r = C_1 + C_2 X_C$ , unde  $C_1$  este o constantă egală cu raza camei în punctele unde  $X_C = 0$ , iar  $C_2$  este raportul dintre brațele pârgheii 14 de transmitere a valorii modificării sculei 7. Coordonata  $X_C$  este funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .

Ecuațiile parametrice ale camei sunt:

$$X_{Ca} = r \cos \varphi, \quad Y_{Ca} = r \sin \varphi,$$

în care  $\varphi$  este unghiul de rotație a camei și care variază de la 0 până la  $2\pi$ .

Angrenajul propus permite ridicarea capacității portante a transmisiei datorită realizării, la stadiul de fabricare, a modificării profilului, valoarea de modificare a căruia este dictată de nivelul tensiunilor care apar la solicitarea dinților nemodificați.

Metoda de realizare a angrenajului propus permite lărgirea posibilităților tehnologice, exprimată prin prelucrarea întregii game de profiluri ale dinților cu valoarea de modificare dictată de fiecare caz concret de solicitare.

**Remarca 8.1.** Prin procedeul de generare  $G_{r,s}^{con}$  cu rostogolire-rulare spațială a dinților cu profil convex/concav cu sculă de forma "trunchi de con", descris în p. 8.2, pot fi efectuate separat sau concomitent modificările longitudinale ale dinților conform p. 8.3 și modificările de profil conform 8.4.

**Remarca 8.2.** Cu dispozitivul de realizare a procedurii  $G_{r,s}^{con}$ , prezentat în figura 8.6, poate fi generată o infinitate de profiluri convex/concave ale



dinților prin rostogolire-rulare spațială cu sculă cu una și aceeași geometrie, cu aplicația separată sau concomitentă a modificărilor longitudinale și de profil ale dinților.

Profilul generat al dintelui roții centrale reprezintă înfășurătoarea familiei profilurilor conturului generator al sculei. Înfășurătoarea este determinată după ecuațiile suprafeței de lucru a sculei generatoare și parametrii mișcării relative la înfășurare. În baza ecuațiilor parametrice (8.131), în sistemul de modelare CAD/CAM/CAE CATIA V5R7 a fost obținut profilul dintelui (fig. 8.21 a). În figura 8.21 (b) este reprezentat modelul computerizat 3D al danturii roții dințate.

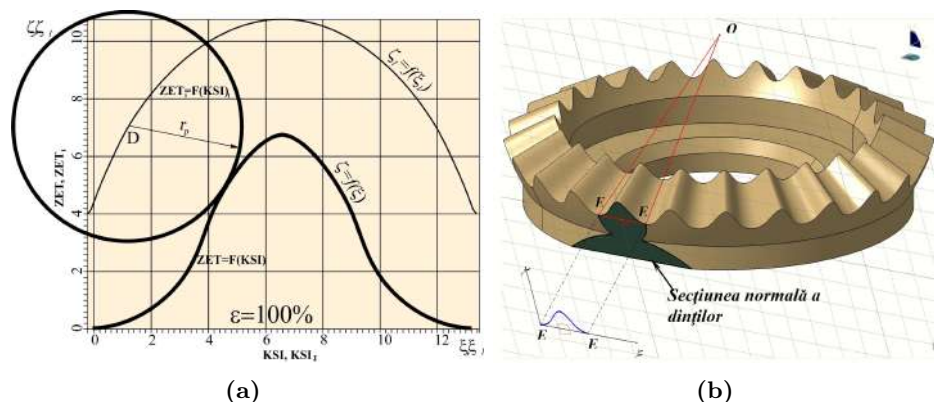


Figura 8.21. Profilul dintelui modificat (a) și modelul 3D al danturii roții (b)

### 8.3.2 Analiza estimativ-topologică a modificării profilului dintelui

Utilizând pachetul de modelare matematică *MathCAD 2001 Professional*, precum și pachetele de modelare CAD/CAM/CAE *CATIA V5R9*, *SolidWorks 2003*, a fost efectuată analiza comparativă a profilurilor dinților obținute cu modificare de profil conform ecuațiilor parametrice (8.131) și fără modificare de profil. În figura 8.22 este prezentat profilul cu modificare și cel fără modificare al dinților angrenajului precesional, iar în figura 8.23 sunt redate abaterile maxime ( $\Delta_{max}$  mm) ale acestor profiluri în funcție de parametrii geometrici ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  pentru o tipodimensiune concretă a transmisiei ( $R_C = 203,5$  mm  $R_D = 203,5$  mm).

În figurile 8.24 și 8.25 sunt prezentate diagramele abaterilor estimativ-topologice  $\Delta$  ale profilului modificat al dinților roții centrale în raport cu profilul nemodificat, pentru coraportul concret al parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  ai angrenajului precesional.

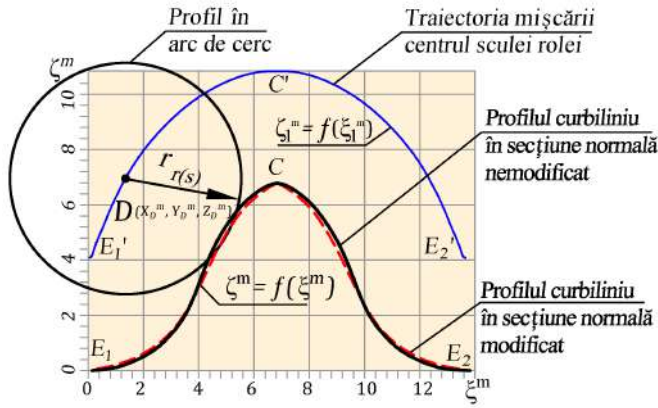


Figura 8.22. Profilul dintelui modificat și al celui nemodificat în secțiune normală

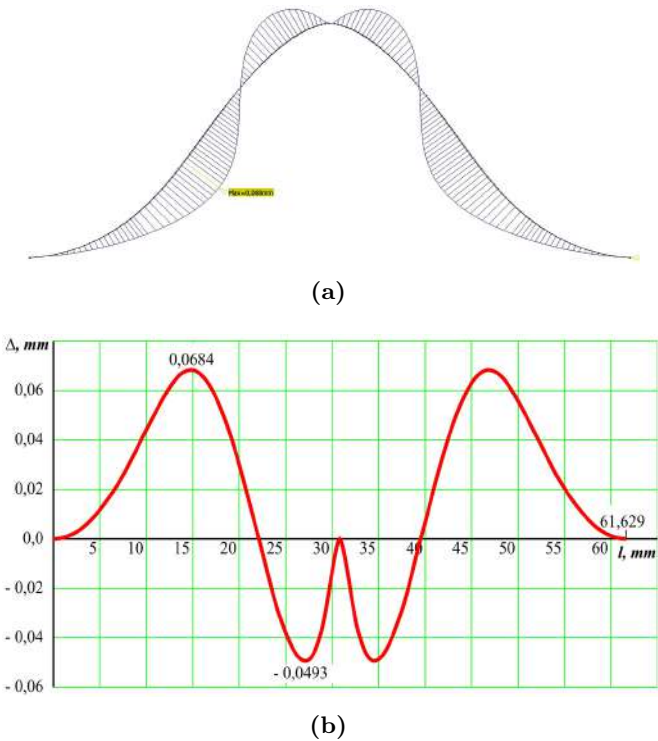
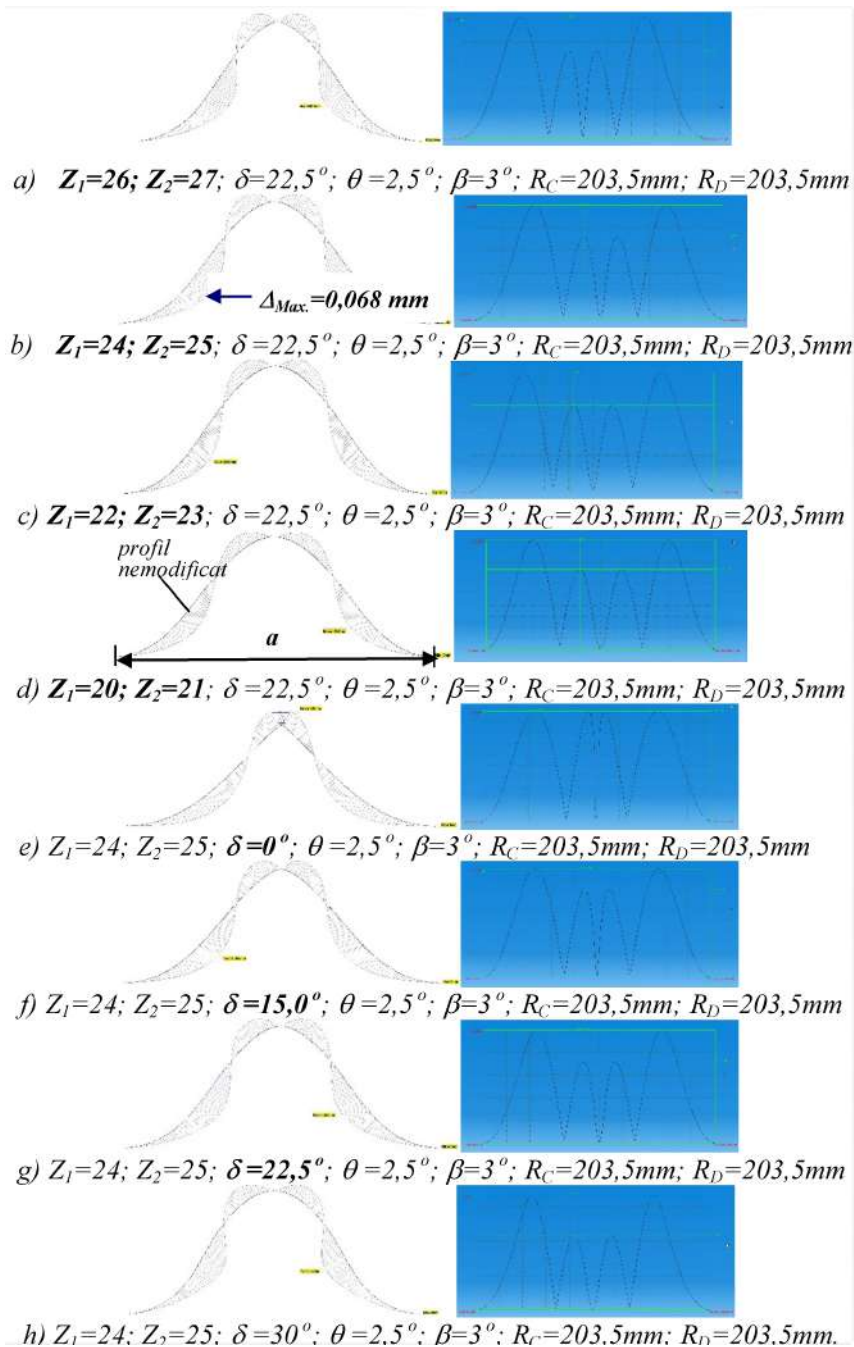
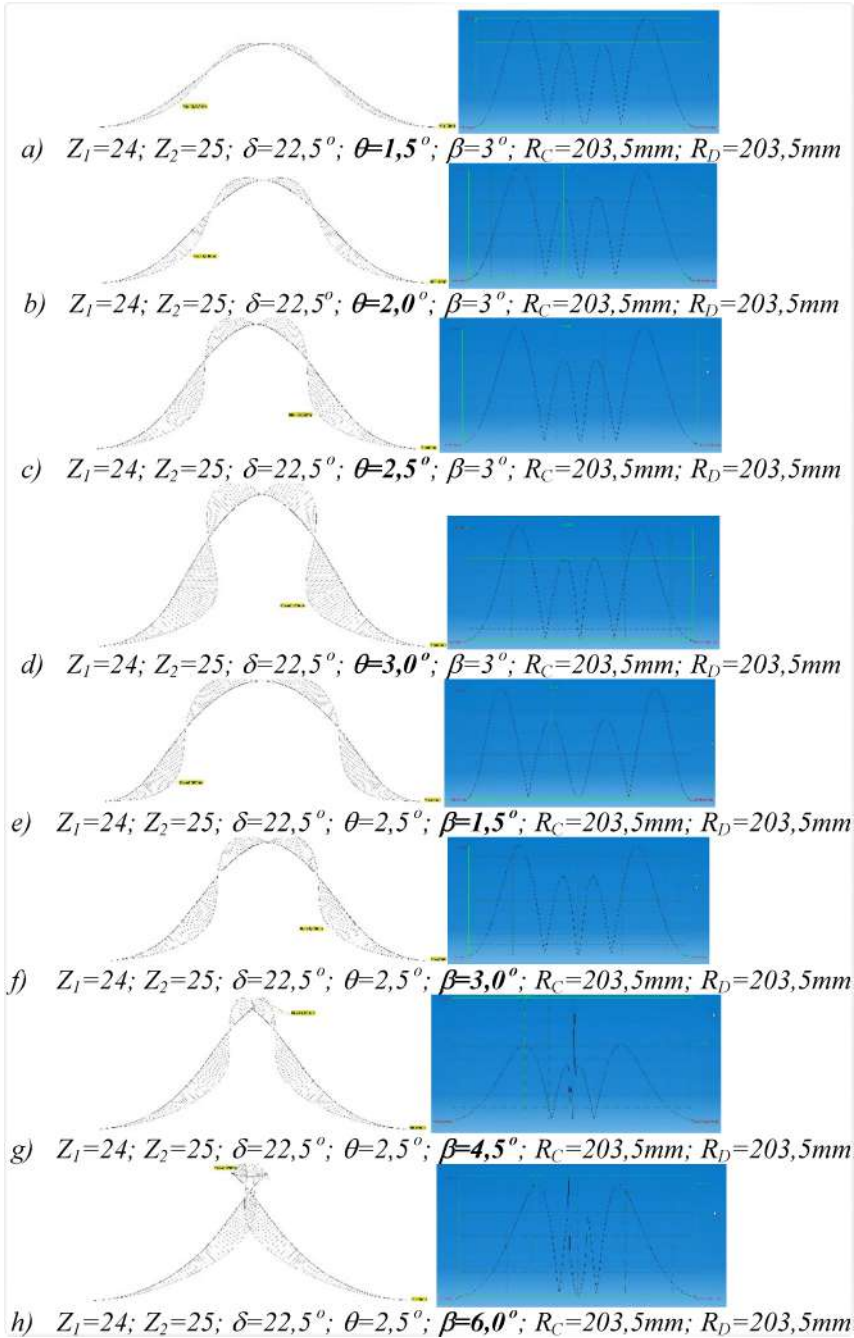


Figura 8.23. Abaterea de profil  $\Delta$  al dinților cu profil modificat, comparativ cu cel nemodificat, pe lungimea dintelui (a - distribuirea abaterii pe profilul dintelui, b - valoarea numerică a abaterii de profil pe lungimea dintelui)



**Figura 8.24.** Diagramele abaterii estimativ-topologice  $\Delta$  a profilului modificat față de cel nemodificat, în funcție de numărul de dinți  $Z_1$  ai roții centrale (a, b, c, d) și de unghiul axoidei conice  $\delta$  (e, f, g, h)



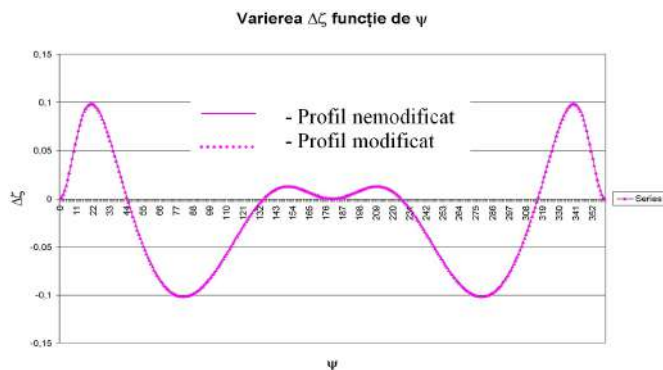
**Figura 8.25.** Diagramele abaterii estimativ-topologice  $\Delta$  a profilului modificat în raport cu cel nemodificat, în funcție de unghiul de conicitate a rolei  $\beta$  (a, b, c, d) și de unghiul de rotație  $\theta$  (e, f, g, h)

În figura 8.24 (a, b, c, d) este arătată influența numărului de dinți ai roților conjugate  $Z_1$  și  $Z_2$ , iar în figura 8.24 (e, f, g, h) – a unghiului axoidei conice  $\delta$  asupra abaterilor  $\Delta$  ale profilului modificat al dinților față de cel nemodificat, în cadrul unui ciclu de precesie, pentru parametri configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ . În figura 8.25 (a, b, c, d) este prezentată influența unghiului de nutație  $\theta$ , iar în figura 8.25 (e, f, g, h) – a unghiului  $\beta$  asupra abaterilor  $\Delta$  ale profilului modificat în raport cu profilul nemodificat, la aceleași valori ale unghiului de poziționare  $\psi$  al arborelui-manivelă.

În cazul generării dinților roților centrale cu profil convex/concav variabil pe mașini-unelte cu comandă numerică cu cinci grade de mobilitate, este necesar ca în ecuațiile parametriche ale mișcării sferospațiale a sculei să includem abaterile  $\Delta$  ale profilului pe axele  $\xi(\Delta\xi = f(\psi))$  (fig. 8.26) și  $\zeta(\Delta\zeta = f(\psi))$  (fig. 8.27), pentru fiecare angrenaj precesional cu parametri concreți ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .



**Figura 8.26.** Abaterea  $\Delta$  pe axa  $\xi$  ( $\Delta\xi = f(\psi)$ ) a profilului modificat în raport cu cel nemodificat



**Figura 8.27.** Abaterea  $\Delta$  pe axa  $\zeta$  ( $\Delta\zeta = f(\psi)$ ) a profilului modificat în raport cu cel nemodificat

## 8.4 Generarea $G_{r,s}^{disc}$ a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rolare spațială cu sculă de forma “disc profilat periferic”

Procedeul de generare a dinților prin rostogolire-rolare spațială cu sculă precesională de forma “trunchi de con”, descrisă în subcapitolele 8.1–8.3, a fost elaborat în baza principiului de reproducere a geometriei contactului și a mișcării relative a dinților din transmisia reală. Astfel, sculei i s-a redat forma rolei din angrenajul precesional, adică de “trunchi de con”, și i s-a comunicat mișcarea satelitului din transmisia reală, adică mișcare sferospațială cu un punct fix, descrisă prin ecuațiile cinematice ale lui Euler.

Procedeul se caracterizează prin anumite avantaje și dezavantaje.

### Avantaje:

- asigură generarea prin rostogolire-rolare spațială a unei infinități de profiluri convex/concave variabile;
- permite modificarea longitudinală a suprafeței flancurilor dinților cu raza de curbură proiectată, utilizând scula în formă de trunchi de con, profilată periferic în forma hiperboloidului de rotație cu o singură pânză;
- asigură generarea profilurilor dinților cu precizie înaltă de profil/pas.

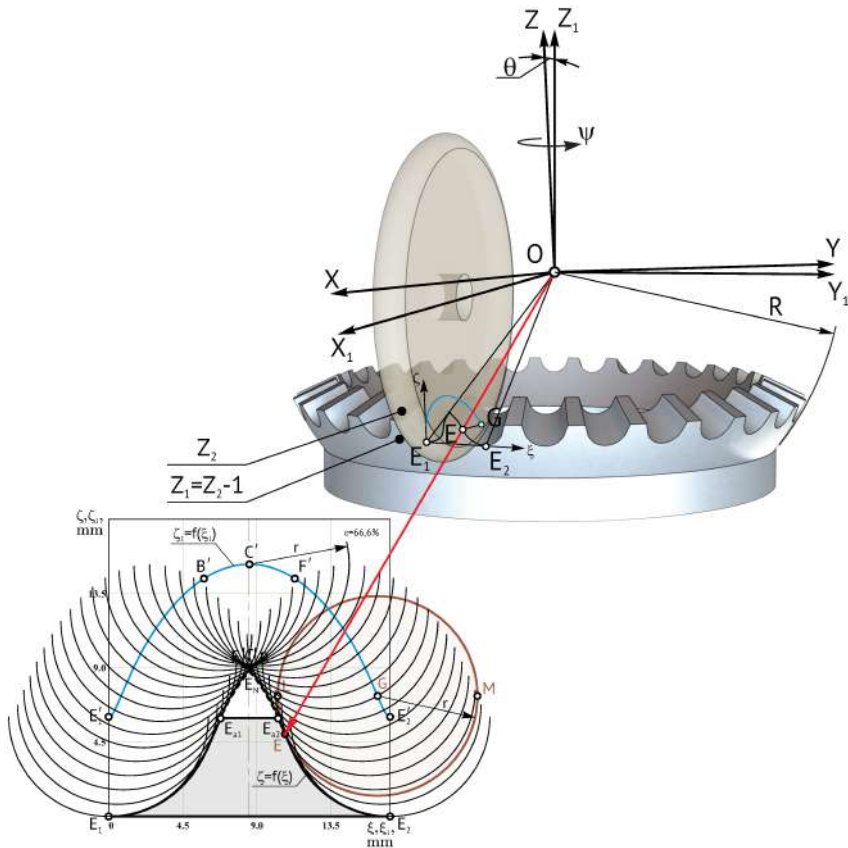
### Dezavantaje:

- productivitatea procesului de generare este relativ redusă, din cauza dimensiunilor diametrale mici ale sculei;
- este necesar de a controla încontinuu dimensiunile și geometria conturului generator al sculei;
- nu permite generarea profilurilor dinților pentru roți cu diametrul mai mic de 50 mm, din cauza că dimensiunile diametrale ale sculei sunt prea mici, iar pentru asigurarea vitezei de așchiere este necesar de majorat considerabil turațiile sculei.

Pentru înlăturarea acestor dezavantaje, a fost elaborată tehnologia de generare  $G_{r,s}^{disc}$  prin rostogolire-rolare spațială cu sculă precesională în formă de disc cu contur generator periferic descris cu curba în arc de cerc de raza  $r$ , care trebuie să reproducă raza de curbură a roletelor din transmisia reală în secțiunea internă a danturii roții imaginare.

### 8.4.1 Cinematica și descrierea analitică a liniei de contact *sculă-semifabricat*

Scula are formă de disc profilat periferic după curba în arc de cerc astfel încât conturul generator să reproducă curbura bolțului din transmisia precesională reală cu bolțuri, iar componentele mișcării sculei-disc profilat

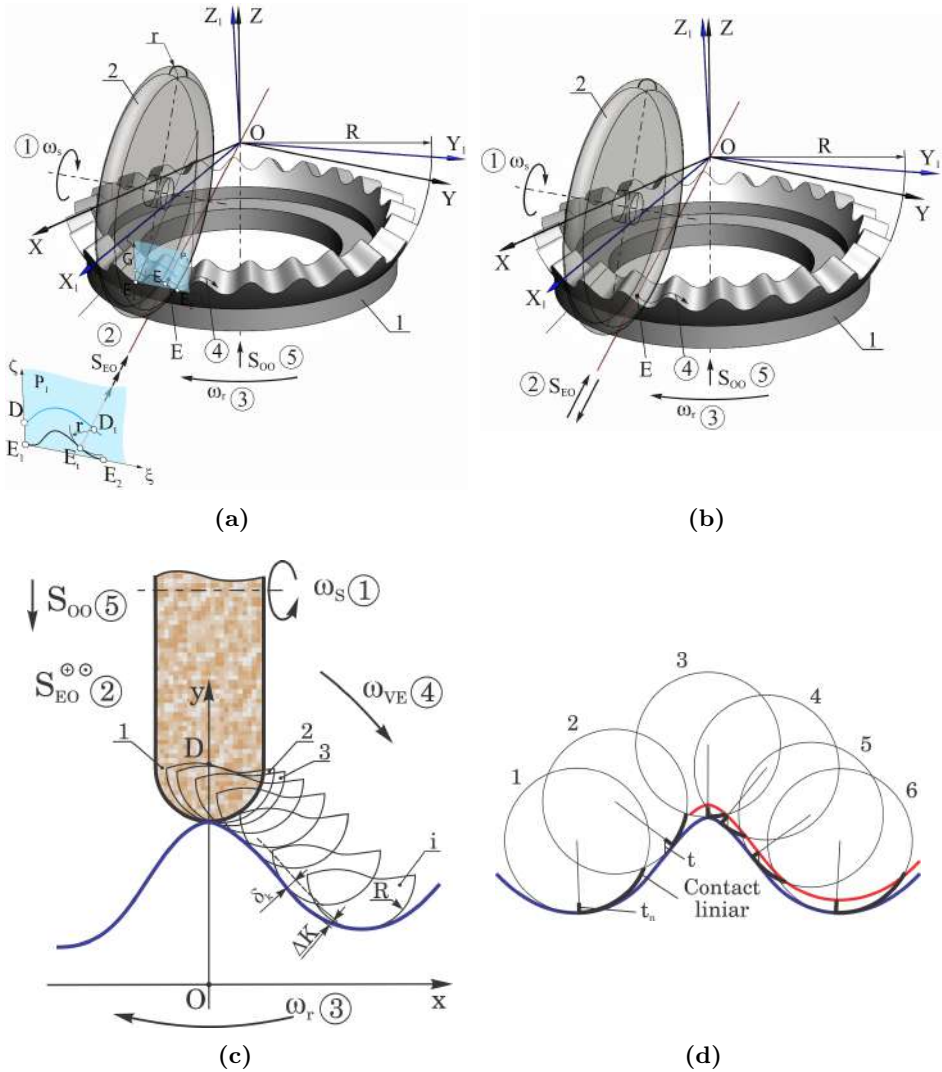


**Figura 8.28.** Procedeu de generare  $G_{r,s}^{disc}$  a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rulare spațială cu sculă de forma “disc profilat periferic”

periferic în ansamblul lor reproduc interacțiunea dinte - bolț din transmisia reală cu bolțuri (v. subcapitolul 8.4) [114, 115].

Procedeu de generare  $G_{r,s}^{disc}$  a flancurilor dinților roții centrale prin rostogolire-rulare spațială cu sculă precesională în formă de disc profilat periferic cu o curbă de rază  $r$ , a fost elaborat în două variante deosebite între ele prin mișcarea sculei-disc în raport cu dinții roții generate [113, 114]. Variantele permit adaptarea procesului de generare la mașini unelte cu lanț cinematic rigid *ax principal – masă rotativă* (similar cu cel al mașinilor-unelte utilizate în tehnologia descrisă în [8, 9]) sau flexibil, pe mașini-unelte cu 3–5 grade de mobilitate.

Schemele cinematice ale procedeelor de generare prin rostogolire-rulare spațială a flancurilor dinților prin rectificare cu sculă-disc profilat periferic, sunt prezentate în figura 8.29 varianta I (a) și varianta II (b).



**Figura 8.29.** Scheme cinematice ale procedeeilor de generare a dinților prin rostogolire cu sculă-disc profilată periferică, varianta I (a) și varianta II (b), a interacțiunii sculei cu suprafața dintelui (c) și variația contactului liniar (d)



Cinematica procesului de generare  $G_{r,s}^{disc}$  a dinților prin rostogolire-rulare spațială cu sculă-disc profilat periferic în varianta I (fig. 8.29 a) include:

1. *Mișcarea principală de aşchiere*  $\omega_s$  – rotirea sculei abrazive cu frecvența  $n_1$ , care asigură viteza necesară de aşchiere ( $V = \pi D n_1$ ).
2. *Mișcarea auxiliară alternativă*  $S_{EO}$ , efectuată de sculă în curse duble la fiecare avans unghiular  $\Delta\psi$  al semifabricatului pe generatoarea dintelui în direcția către centrul de precesie  $O$  (este o mișcare liniară alternativă, realizată de un dispozitiv cu acționare individuală, instalat pe mașina-unealtă).
3. *Mișcarea de rostogolire*  $\omega_r$  – rotirea conturului generator periferic al sculei-disc în raport cu dintele în proces de generare, caracterizată prin unghiul de rotație  $\Delta\psi$  coordonat cinematic cu mișcarea curselor duble ale sculei de-a lungul dinților.
4. *Mișcarea de rostogolire tangențială*  $\omega_{VE}$  – deplasarea conturului generator al sculei în raport cu profilul dintelui în proces de generare pe direcția vectorului vitezei liniare relative în contactul  $E$  (mișcarea este definită de unghiurile  $\Delta\psi$  și  $\Delta\theta$  interdependente cinematic).
5. *Mișcarea de avans axial*  $S_{OO}$  – deplasarea semifabricatului în direcția axei  $Z$  (deplasarea mesei rotative cu semifabricatul în direcția  $Z$  cu un avans după fiecare turație a semifabricatului sau după câteva turații).

Cinematica procedurii de generare a dinților prin rostogolire-rulare spațială conform variantei II (fig. 8.29 b) include:

1. *Mișcarea auxiliară alternativă a sculei* conform p. 2 din varianta I este substituită cu mișcarea auxiliară radială  $S_{EO}$  – deplasarea conturului generator al sculei în direcția lungimii dinților către centrul de precesie  $O$ , cu un anumit avans după fiecare rotație a roții imaginare.
2. *Mișcarea principală de aşchiere*  $\omega_s$  – este autonomă și nu este legată cinematic de alte mișcări ale procesului. Scula se rotește cu o viteză unghiulară  $\omega_s$ , din care rezultă viteza de aşchiere  $V$  necesară pentru procesul de rectificare sau de frezare  $V = \pi D n$ , unde  $D$  este diametrul traiectoriei de aşchiere. În cadrul unui ciclu de precesie, diametrul  $D$  variază nesemnificativ în funcție de poziționarea punctului de contact  $E$  în raport cu dintele în proces de generare. De valoarea vitezei acestei mișcări depinde productivitatea procesului de prelucrare, calitatea suprafeței prelucrate (rugozitatea și prezența arsurilor) și intensitatea uzurii sculei.
3. *Mișcarea auxiliară alternativă*  $S_{EO}$  – cinematic este legată cu mișcările de rulare  $\omega_r$  și  $\omega_{VE}$ , iar viteza de aşchiere sumară se determină prin relația  $V = \sqrt{V^2 + S_{EO}}$ . Viteza mișcării de avans  $S_{EO}$  influențează esențial asupra rugozității suprafeței prelucrate, provoacă arsuri și fisuri în stratul superficial al flancurilor dinților și uzura sculei.

4. *Mișcările de rulare  $\omega_r$  și  $\omega_{VE}$*  se realizează prin intermediul lanțului cinematic *ax principal – roată imaginară* și asigură deplasarea conturului generator al sculei în raport cu roata-semifabricat. Mișcările  $\omega_r$  și  $\omega_{VE}$  în ansamblul lor definesc forma profilului flancurilor dinților, iar coraportul lor influențează asupra calității și preciziei prelucrării suprafețelor flancurilor. Calitatea prelucrării suprafeței flancurilor dinților se caracterizează prin geometria rugozităților și valoarea poligonalității acesteia, formată prin suprapunerea poziționării conturului generator al sculei în cadrul celor două mișcări de rostogolire.

Totalitatea mișcărilor  $\omega_s$ ,  $S_{EO}$ ,  $\omega_r$ ,  $\omega_{VE}$  și  $S_{OO}$  ale conturului generator al sculei-disc profilat periferic în raport cu semifabricatul în rotație conduce la formarea profilului suprafeței flancului. În urma mișcării sferospațiale a sculei, centrul (corespunde cu originea razei de curbura a suprafeței periferice) conturului generator (originea razei de curbura a suprafeței periferice a sculei) descrie o traiectorie. Înfașurătoarea familiei de contururi generatoare ale sculei cu originile razei de curbura plasate pe această traiectorie reprezintă profilul dintelui generat. Cu alte cuvinte, înfașurătoarea conturilor generatoare poziționate în spațiu la o turație completă a arborelui conducător al dispozitivului reprezintă forma flancului unui dinte. Mașina-unealtă, prin lanțul său cinematic, asigură la un ciclu precesional  $0 < \psi < 2\pi Z_1/Z_2$  al sculei rotirea roții la un unghi de poziționare între doi dinți vecini. Caracterul îndepărtării adaosului și calitatea prelucrării suprafeței depind de energia procesului de așchiere.

Avantajele procesului de așchiere la formarea profilului dinților prin procedeul nou propus constă în majorarea calității suprafeței flancurilor, în diminuarea intensității uzurii sculei etc. Acestea depind de regimurile de așchiere, de proprietățile materialului prelucrat și ale sculei, de stabilitatea dinamică și precizia de poziționare a mecanismelor mașinii-unelte.

Pentru optimizarea regimului de așchiere și eficientizarea procesului de generare prin rostogolire-rulare spațială a dinților cu scula-disc profilat periferic, descriem traiectoria punctului (liniei) de contact dintre scula-disc și roata dințată în procesul de generare a profilului dinților.

La rectificare sau frezare, pentru diferite adâncimi de așchiere  $t$  în direcția axei semifabricatului, condițiile de prelucrare a danturii diferă pe durata prelucrării unui dinte. Din schema de prelucrare (fig. 8.29) se constată că cele mai lejere condiții de așchiere predomină la prelucrarea vârfului dintelui. Contactul liniar dintre sculă și profilul convex/concav al dintelui, în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , trece dintr-o formă geometrică în alta. Scula în poziția 1–2 lucrează în condiții de rectificare cilindrică interioară, în poziția 2 (punctul de inflexiune) – de rectificare plană, în pozițiile 2–3 – de rectificare cilindrică exterioară. Din figura 8.29 (a) se observă că adâncimea

așchierii  $t$  în direcția axei semifabricatului este diferită de cea din direcția normalei pe profilul dintelui  $t_n$ .

Pentru studiul contactului liniar, descriem forma profilului dintelui cu ecuații parametrice pentru diferite adâncimi de așchiere  $t$ . În acest scop, inițial descriem traiectoria mișcării centrului conturului generator (originea razei de curbura a profilului periferic) al sculei identificat prin punctul  $D$ , în funcție de unghiul de rotire  $\psi$  a arborelui principal, prin ecuațiile lui Euler:

$$\begin{aligned} X_{D_t} &= R \cos \delta (-\cos \psi \sin (Z_1 \psi / Z_2) + \sin \psi \cos (Z_1 \psi / Z_2) \cos \theta) \\ &\quad - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\ Y_{D_t} &= -R \cos \delta (\sin \psi \sin (Z_1 \psi / Z_2) + \cos \psi \cos (Z_1 \psi / Z_2) \cos \theta) \\ &\quad + R \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\ Z_{D_t} &= -R \cos \delta \cos (Z_1 \psi / Z_2) \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta, \end{aligned} \quad (8.132)$$

unde  $\psi$  este unghiul de precesie (de rotire a axului principal al mașinii-unelte),  $\theta$  – unghiul de nutație (de înclinare a arborelui cotit al dispozitivului),  $\delta$  – unghiul axoidei conice (de înclinare a axei sculei față de suprafața mesei mașinii-unelte),  $r$  – raza de profilare a sculei (conturului generator).

Pentru a identifica linia de contact sculă - profil, în sistemul de coordonate  $OXZY$ , la diferite adâncimi de prelucrare (fig. 8.29), deducem ecuațiile ce descriu forma profilului dintelui roții dințate centrale.

Originea razei de curbura a conturului generator al sculei în punctul  $D_t$  (fig. 8.29 a) se mișcă pe suprafața sferică cu raza  $R$  cu centrul în punctul de precesie  $O$ . Cunoscând traiectoria mișcării punctului  $D_t$ , găsim poziția punctului  $E_t$  de contact al sculei cu profilul dintelui roții dințate. Punctul de contact  $E_t$  pentru un oarecare unghi  $\psi$  se află la distanța razei conturului generator al sculei  $r$  pe planul normal la vectorul vitezei  $\mathbf{V}_{D_t}$  al punctului  $D_t$ . Pentru descrierea profilului suprafeței generate de sculă în procesul de prelucrare a roții dințate, găsim proiecțiile vectorului vitezei  $\mathbf{V}_{D_t}$  al punctului  $D_t$ . În acest scop, derivăm ecuațiile (8.132) în raport cu timpul:

$$\begin{aligned} \dot{X}_{D_t} &= R\dot{\psi} \cos \delta [\sin \psi \sin (Z_1 \psi / Z_2) - (Z_1 / Z_2) \cos \psi \cos (Z_1 \psi / Z_2) \\ &\quad + \cos \psi \cos (Z_1 \psi / Z_2) \cos \theta - (Z_1 / Z_2) \sin \psi \sin (Z_1 \psi / Z_2) \cos \theta] \\ &\quad - R\dot{\psi} \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\ \dot{Y}_{D_t} &= -R\dot{\psi} \cos \delta [\cos \psi \sin (Z_1 \psi / Z_2) + (Z_1 / Z_2) \sin \psi \cos (Z_1 \psi / Z_2) \\ &\quad - \sin \psi \cos (Z_1 \psi / Z_2) \cos \theta - (Z_1 / Z_2) \cos \psi \sin (Z_1 \psi / Z_2) \cos \theta] \\ &\quad - R\dot{\psi} \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\ \dot{Z}_{D_t} &= R\dot{\psi} (Z_1 / Z_2) \cos \delta \sin (Z_1 \psi / Z_2) \sin \theta, \end{aligned} \quad (8.133)$$

unde  $\dot{\psi}$  este viteza unghiulară a arborelui-manivelă al mașinii-unelte.

Ecuatiile (8.133) descriu poziția punctului  $E_t$  (fig. 8.28) pe planul normal  $P_N$  la vectorul vitezei  $\mathbf{V}_{D_t}$  al punctului  $D_t$  (centrului conturului profilat al sculei), iar ecuațiile (8.134) reprezintă deplasarea punctului de contact sculă – profil generat  $E_t$  la valoarea unghiului de conicitate  $\beta$  al rolei transmisiei reale.

$$R^2 = X^2 + Y^2 + (Z - t)^2,$$

$$4R^2 \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right) = (X - X_{D_t})^2 + (Y - Y_{D_t})^2 + (Z - (Z_{D_t} + t))^2, \quad (8.134)$$

$$4R^2 \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right) = \dot{X}_{D_t}(X - X_{D_t})^2 + \dot{Y}_{D_t}(Y - Y_{D_t})^2 + \dot{Z}_{D_t}(Z - (Z_{D_t} + t))^2.$$

Notăm:

$$\begin{aligned} X_{E_t} &= k_1 Z_{D_t} + d_1, \\ Y_{E_t} &= d_2 - Z_{D_t} k_2. \end{aligned} \quad (8.135)$$

Obținem o ecuație cu rădăcinile:

$$\begin{aligned} Z_{E_t} &= \left[ - (k_1 d_1 - k_2 d_2 - t) \pm [(k_1 d_1 - k_2 d_2 - t)^2 \right. \\ &\quad \left. - (k_1^2 + k_2^2 + 1)(d_1^2 + d_2^2 + t^2 - R^2)]^{1/2} \right] [k_1^2 + k_2^2 + 1]^{-1}, \end{aligned} \quad (8.136)$$

unde  $k_1$ ,  $d_1$ ,  $k_2$ ,  $d_2$  sunt coeficienți pentru rezolvarea sistemului.

Înlocuind (8.135) în (8.136), se obțin coordonatele profilului generat al roții dințate. Valoarea unghiului  $\psi$ , conform căreia se generează profilul complet al  $n$  dinți întregi, este  $\psi = 2\pi n Z_2 / Z_1$ , unde  $n = 0, 1, 2, 3, \dots$

Coordonatele punctului  $E_{t_0}$  de pe sferă, proiectat pe planul normal se determină din sistemul de ecuații (8.137):

$$\begin{cases} X^2 + Y^2 + Z^2 = R^2 \\ \frac{X}{X_{E_t}} = \frac{Y}{Y_{E_t}} = \frac{Z - t}{Z_{E_t} - t} \end{cases} \quad (8.137)$$

Profilul dinților proiectat de pe sferă pe planul normal  $P_1$  se descrie cu:

$$X_{EP} = Y_{EP} X_E / Y_E, \quad (8.138)$$

$$\begin{aligned} Y_{EP} &= [(B Z_{E_1} - C Y_{E_1}) n_x + (C X_{E_1} - A Z_{E_1}) n_y + (A Y_{E_1} - B X_{E_1}) n_z] / \\ &[(B Z_E / Y_E - C) n_x + (C X_E - A Z_E) n_y / Y_E + (A - B X_E / Y_E) n_z]. \end{aligned} \quad (8.139)$$

$$Z_{EP} = Y_{EP} Z_E / Y_E, \quad (8.140)$$

unde  $A = X_{E_2} - X_{E_1}$ ,  $B = Y_{E_2} - Y_{E_1}$  și  $C = Z_{E_2} - Z_{E_1}$ .

Profilul dinților generat cu conturul sculei profilat cu raza  $r$  se proiectează de pe sferă pe planul secțiunii normale al dinților prin ecuațiile:

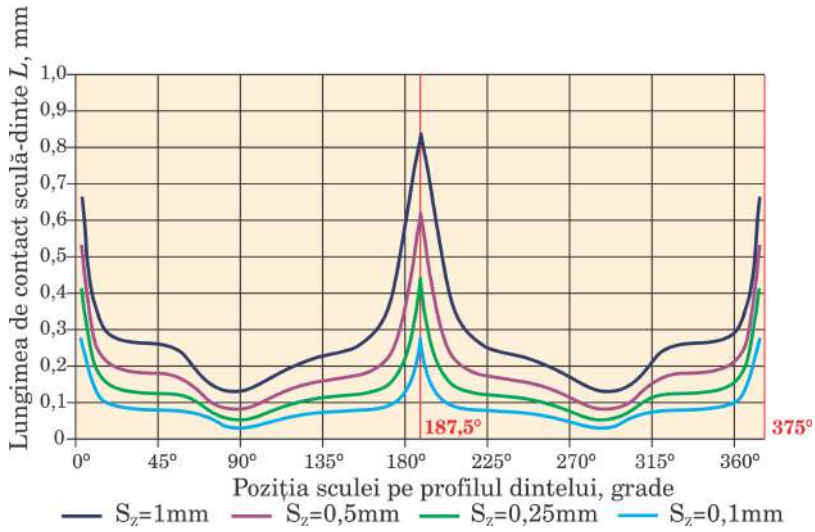
$$\begin{aligned}
 |E_1E_2|^2 &= (X_{E_2} - X_{E_1})^2 + (Y_{E_2} - Y_{E_1})^2 + (Z_{E_2} - Z_{E_1})^2, \\
 \nu_1^2 &= (X_{EP} - X_{E_1})^2 + (Y_{EP} - Y_{E_1})^2 + (Z_{EP} - Z_{E_1})^2, \\
 \nu_2^2 &= (X_{EP} - X_{E_2})^2 + (Y_{EP} - Y_{E_2})^2 + (Z_{EP} - Z_{E_2})^2, \\
 P_{En} &= (|E_1E_2|^2 + \nu_1^2 - \nu_2^2) / (2|E_1E_2|), \\
 P_E &= (\nu_1^2 - P_{En}^2)^{1/2}.
 \end{aligned} \tag{8.141}$$

Profilul generat al dintelui (fig. 8.29) proiectat pe plan în secțiunea normală a acestuia este determinat cu funcția  $P_E = f(P_{En})$ , iar proiecția traiectoriei originii razei conturului generator al sculei se descrie prin:

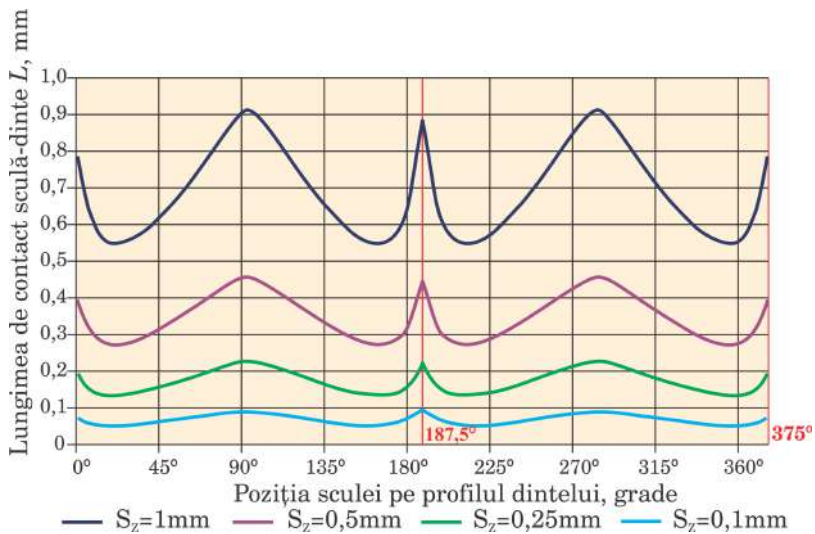
$$\begin{aligned}
 X_{DP} &= Y_{DP}X_D/Y_D, \\
 Y_{DP} &= [(BZ_{E_1} - CY_{E_1})n_x + (CX_{E_1} - AZ_{E_1})n_y + (AY_{E_1} - BX_{E_1})n_z] / \\
 &\quad [(BZ_D/Y_D - C)n_x + (CX_D - AZ_D)n_y/Y_D + (A - BX_D/Y_D)n_z], \\
 Z_{DP} &= Y_{DP}Z_D/Y_D, \\
 |E_1E_2|^2 &= (X_{E_2} - X_{E_1})^2 + (Y_{E_2} - Y_{E_1})^2 + (Z_{E_2} - Z_{E_1})^2, \\
 S_1^2 &= (X_{DP} - X_{E_1})^2 + (Y_{DP} - Y_{E_1})^2 + (Z_{DP} - Z_{E_1})^2, \\
 S_2^2 &= (X_{DP} - X_{E_2})^2 + (Y_{DP} - Y_{E_2})^2 + (Z_{DP} - Z_{E_2})^2, \\
 P_{Dn} &= (|E_1E_2|^2 + S_1^2 - S_2^2) / (2|E_1E_2|), \\
 P_D &= (S_1^2 - P_{Dn}^2)^{1/2}.
 \end{aligned} \tag{8.142}$$

Traectoria mișcării conturului generator al sculei se determină cu funcția  $P_D = f(P_{Dn})$ .

Prin metoda grafico-analitică pentru parametrii configurației  $[Z_g - \theta; -1]$  ai angrenajului precesional  $Z_2 = 25$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1 = 24$ ,  $\theta = 2, 5^\circ$ ,  $\delta = 22, 5^\circ$ ,  $\beta = 3, 83^\circ$ ,  $R = 75 \text{ mm}$  analizăm din punctul de vedere al cineticii procesului de așchiere următoarele valori ale avansurilor axiale  $S_z$ :  $1 \text{ mm}$ ,  $0, 5 \text{ mm}$ ,  $0, 25 \text{ mm}$ ,  $0, 1 \text{ mm}$  (fig. 8.30 a, b). Analiza graficului din figura 8.30 (a) demonstrează că lungimea liniei de contact al sculei cu profilul generat este maximă la piciorul dintelui și devine minimă la vârful lui. Aceste constatări trebuie luate în considerație la elaborarea procesului tehnologic operațional de generare prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu profil convex-concav variabil cu sculă-disc profilată periferic.



(a)



(b)

**Figura 8.30.** Varierea contactului linear dintre sculă și dinte (a) și dependența adâncimii de așchiere pe normală la suprafața profilului dintelui în funcție de  $\psi$  (b)

### 8.4.2 Utilaj tehnologic de generare prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu sculă-disc profilată periferic

Cinematica procedurii tehnologic de generare prin rostogolire-rolare spațială a flancurilor dinților cu profil convex/concav variabil constă în comunicarea sculei în formă de disc a mișcării sferospațiale cu un punct fix, astfel încât conturul periferic generator al sculei descris cu curba în arc de cerc cu raza  $r$  figura 8.31 (cu raza de curbură egală cu raza rolei din angrenaj) să reproducă interacțiunea relativă a dinților conjugați în transmisia precesională reală.

În figura 8.31 se prezintă influența asupra profilurilor dinților generați prin procedeul  $G_{r,s}^{disc}$  a unghiului axoidei conice  $\delta$  (a, b) a razei conturului generator a sculei  $r$  (c, d) și a numărului de dinți ai roții centrale  $Z$  (e, f).

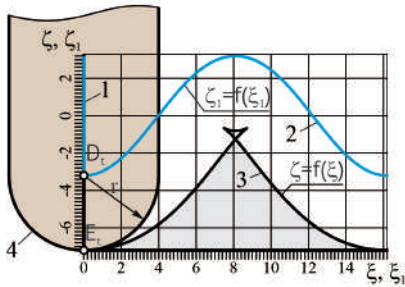
Mișcările în baza cărora este construit procedeul sunt coordonate între ele prin sistemele de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  și imobil  $OXYZ$ , cu originile amplasate pe axa de rotație a mesei mașinii-unelte și comasate cu centrul mișcării sferospațiale a sculei.

Pentru realizarea tehnologiei de generare prin rostogolire-rolare spațială a danturilor cu mișcare sferospațială a sculei în formă de disc, a fost elaborat dispozitivul prezentat în figura 8.32, care conține corpul 1 cu un element de reazem adaptat la forma lăcașului mașinii-unelte, traversa 2 fixată de corpul 1, arborele-manivelă 3, pe care este montat balansierul 4, dotat cu brațul reglabil 5. Așezarea simetrică a brațului se asigură prin intermediul unei pene prismatice 6. Scula în formă de disc profilat periferic 7, împreună cu mecanismul ei de acționare, sunt legate constructiv cu brațul 5, cu asigurarea posibilității varierii unghiului de poziționare a sculei ( $\beta + \delta$ ).

Schema cinematică a dispozitivului a fost elaborată astfel încât axele fixă  $Z$  și mobilă  $Z_1$  ale arborelui-manivelă 3 să se intersecteze într-un punct (centrul mișcării sferospațiale) amplasat pe axa semifabricatului 9. Totodată, balansierul 4 este legat cu sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , corpul 1 – cu sistemul fix de coordonate  $OXYZ$ , axa arborelui-manivelă 3 coincide cu axa  $Z_1$ , iar axa de rotire a semifabricatului 9 – cu axa  $Z$ .

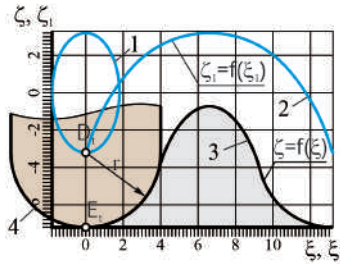
La rotirea arborelui-manivelă 3, balansierului 4 și sculei 1 li se comunică o mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie comasat cu punctul  $O$  de intersecție a axelor fixă și mobilă ale arborelui-manivelă 3. Totodată, cu ajutorul mecanismului de acționare 10, sculei i se comunică o mișcare de avans spre centrul de precesie, la fiecare rotație a roții prelucrate.

Pentru realizarea tehnologiei după varianta I, mecanismul 10 cu acționare electromecanică sau pneumatică deplasează căruciorul 11 către centrul de precesie  $O$  în curse duble. Pe căruciorul 11 se instalează mecanismul de acționare a sculei (electromotor sau turbină de turăție mare). Pentru deplasarea strict rectilinie, căruciorul 11 este instalat pe ghidaje.



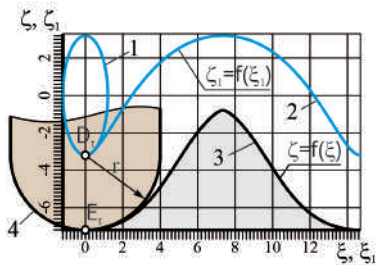
U=-29, R=75.0mm, r=4.0mm,  $\theta=2.5^\circ$ ,  $\delta=0.0^\circ$

a



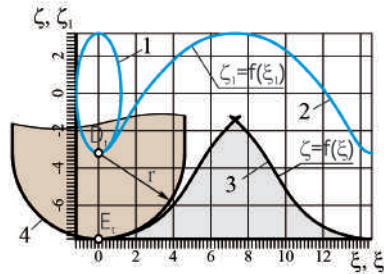
U=-29, R=75.0mm, r=4.0mm,  $\theta=2.5^\circ$ ,  $\delta=33.0^\circ$

b



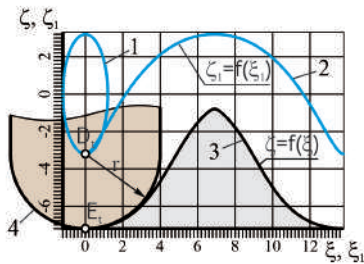
U=-29, R=75.0mm, r=4.0mm,  $\theta=2.5^\circ$ ,  $\delta=22.5^\circ$

c



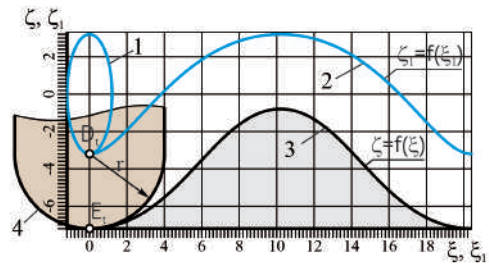
U=-29, R=75.0mm, r=4.6mm,  $\theta=2.5^\circ$ ,  $\delta=22.5^\circ$

d



U=-31, R=75.0mm, r=4.0mm,  $\theta=2.5^\circ$ ,  $\delta=22.5^\circ$

e



U=-21, R=75.0mm, r=4.0mm,  $\theta=2.5^\circ$ ,  $\delta=22.5^\circ$

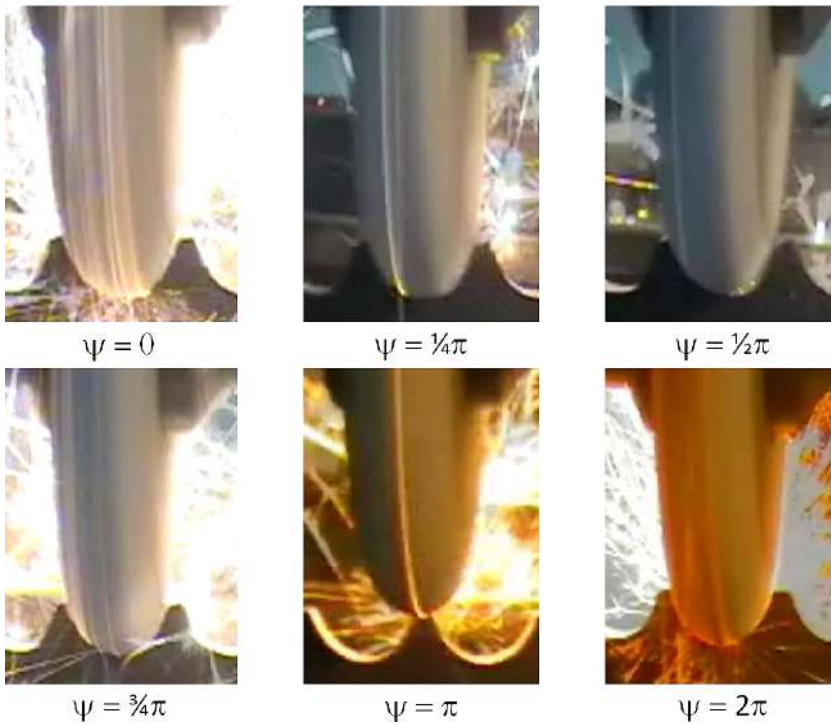
f

**Figura 8.31.** Profilogramele generării  $G_{r,s}^{disc}$  a profilului dinților cu sculă – disc profilată periferic: 1, 2 – traiectoriile mișcării originii razei profilului generator al sculei în sistemul de coordonate imobil  $OXYZ$  și, respectiv, în cel mobil  $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ ; 3 – profilul dintelui; 4 – conturul generator al sculei cu raza de profilare periferică  $r$





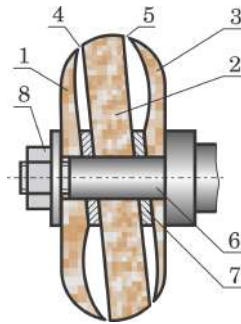
În figura 8.33 (a, b, c, d, e, f) este prezentată poziționarea conturului generator al sculei-disc profilat periferic cu curba în arc de cerc  $r$  în raport cu profilul convex/concav al dinților. Pozițiile sculei precesionale în raport cu dinții roții în proces de generare reprezintă succesiv fazele caracteristice ale contactului sculă – dinte în cadrul unui ciclu precesional  $0 < \psi < 2\pi$  al conturului generator al sculei. S-a constatat că în procedeul de generare prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu mișcare sferospațială a sculei profilate periferic, calitatea prelucrării depinde substanțial de forma conturului generator al sculei, în special de forma muchiei de așchiere.



**Figura 8.33.** Generarea  $G_{r,s}^{disc}$  a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rolare spațială cu sculă-disc profilată periferic în evoluția unui ciclu de precesie  $0 < \psi < 2\pi$

**Scule abrazive profilate periferic.** În continuare sunt prezentate scule cu diferite configurații ale conturului generator și ale muchiilor de așchiere.

Prelucrarea abrazivă se realizează cu ajutorul sculei 7 (fig. 8.32), formate din trei discuri abrazive 1, 2, 3 (fig. 8.34), profilate astfel încât interstițiile 4 și 5 dintre ele să fie variabile. Discurile sunt așezate pe un dorn 6, distanțate de șabilele 7 și prinse cu o piuliță 8. Dornul sculei este montat cu axul motorului de frecvență înaltă.



**Figura 8.34.** Sculă abrazivă profilată

Interstițiile discurilor sunt amplasate sub un unghi mai mare decât unghiul de nutație  $\theta$ . O astfel de construcție a sculei ne permite să asigurăm la prelucrare o mișcare imaginară a granulelor abrazive în direcția axei sculei. Zona de așchiere la o rotație a acesteia își schimbă poziția, adică la o rotație a sculei cu discurile abrazive 1, 2, 3 toate punctele periferice ale zonelor de așchiere execută o mișcare de-a lungul axei de rotire a sculei. Datorită acestei mișcări a muchiilor așchietoare ale discurilor 1, 2, 3 are loc o rectificare cu întreruperi în timp, fapt ce conduce la reducerea temperaturii în zona de așchiere față de cea tradițională.

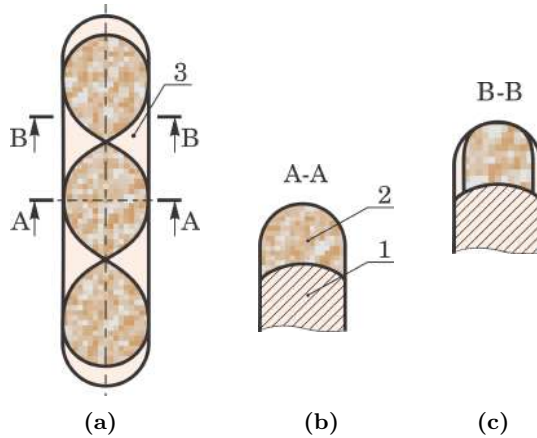
În procesul de rectificare cu asemenea sculă nu apar arsuri și microfisuri. Unghiul de înclinare a discurilor 1, 2, 3 ne permite să sporim numărul granulelor abrazive care participă la așchiere. La rectificarea cu scule tradiționale, la așchiere participă circa 5–15% din granule, iar în cazul rectificării cu scula prezentată în figura 8.34, numărul acestora crește considerabil, în funcție de unghiul de înclinare a discurilor 1, 2, 3. Discurile laterale 1 și 3 sunt fabricate pe baza unui liant de vulcanit sau cauciuc.

Părțile flexibile ale discurilor, indiferent de forța normală pe semifabricat, lucrează în condiții de presiuni variabile. În cazul în care scula efectuează mișcarea de precesie, elementele flexibile contactează consecutiv cu profilul dintelui, prelucrându-l alternativ din diferite părți. La așchiera combinată cu deplasarea granulelor în direcție longitudinală și axială, se formează o rețea de urme și un microrelief analogic celui de la rectificarea cu mișcări vibratoare. Productivitatea unui astfel de procedeu este de 2–5 ori mai mare decât a celui obișnuit, iar uzura sculei abrazive se reduce cu 30%.

În figura 8.35 este prezentat discul abraziv, ale cărui muchii așchietoare ale stratului abraziv au o lungime variabilă de la o secțiune la alta. Proeminențele au o lungime așchietoare diferită în fiecare secțiune a discului, definită de relația:

$$l_i = \frac{2\pi D z_i}{z_{max} n}, \quad (8.143)$$

unde  $D$  este diametrul discului abraziv,  $z_i$  – mărimea adaosului la piesa prelucrată, înlăturat de o proeminență,  $z_{max}$  – mărimea maximă a adaosului înlăturat din piesă,  $n$  – numărul par de proeminente așchietoare pe disc,  $l_i$  – lungimea curbei proeminentei așchietoare a profilului discului.

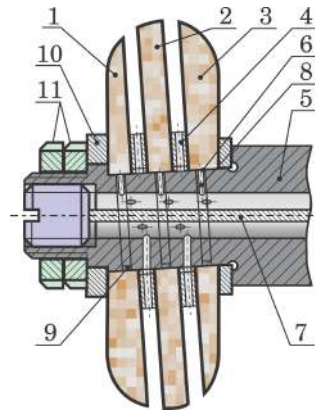


**Figura 8.35.** Sculă abrazivă profilată, formată din 3 discuri cu interstițiu variabil

Uzura sculei cu o astfel de formă a muchiilor așchietoare nu modifică profilul discului, deci decade necesitatea profilării acestuia. Prin urmare, crește productivitatea procesului, scad cheltuielile legate de profilare, se reduce costul prelucrării. Conform figurii 8.35, scula este compusă din corpul 1 cu un strat ce conține abrazivi, cu muchii așchietoare 2, urmate de adâncituri 3. Deoarece muchiile așchietoare 2 se rânduiesc cu adânciturile 3, a căror lungime este direct proporțională cu valoarea adaosului înlăturat, lucrul specific efectuat ce revine unui grăunte abraziv este același pe toate muchiile. Datorită acestui fapt, stratul abraziv se uzează uniform, profilul discului se păstrează neschimbat și nu apare necesitatea de a fi reprofilat. Datorită adânciturilor 3, zona de așchiere de pe suprafața discului se răcește mai repede, iar produsele apărute în urma procesului de așchiere se înlătură mai eficient din zonă.

Scula din figura 8.36 conține discurile abrazive 1, 2, 3 distanțate cu șaibele 4, amplasate pe dornul 5 cu găuri radiale 6. Gaura centrală a dornului este divizată de separatorul 7 în două canale, pentru alimentarea zonei de rectificarea cu două amestecuri eterogene de ungere/răcire. Canalele axiale 6 comunică cu găurile radiale 8 și cu canalele 6, executate pe suprafața exterioară a dornului în locurile de montare a discurilor abrazive, iar celelalte 9 comunică prin găurile radiale cu canalele executate pe suprafața interioară a alezajului. Discurile abrazive sunt prinse prin șaibele 10 și piulițele 11.

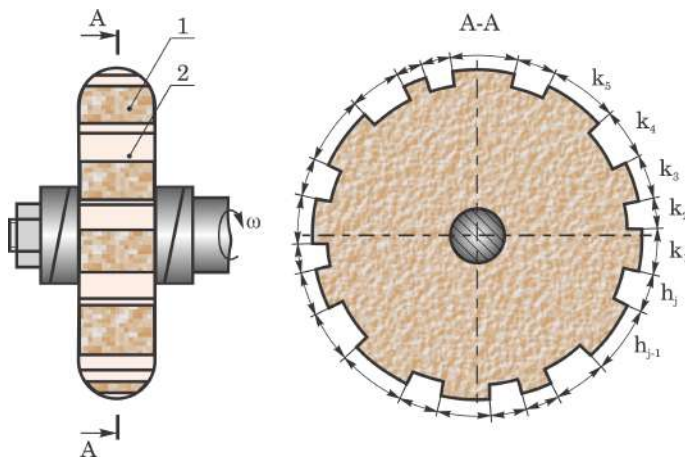
Discurile 1, 2 și 3 sunt montate pe porțiunea înclinată a dornului sub un anumit unghi față de axa de rotire a acestuia. Asamblarea discurilor cu



**Figura 8.36.** Sculă abrazivă cu discuri înclinate cu interstițiu liniar

șaipe între ele cu grosime diferită formează între muchiile așchietoare un interstițiu liniar sau ondulat. La rotirea dornului, muchiile așchietoare ale discurilor efectuează o mișcare cu bătaie axială cu amplitudinea dependentă de unghiul de înclinare a porțiunii dornului de și diametrul sculei. Această mișcare influențează substanțial asupra calității suprafeței rectificatoare.

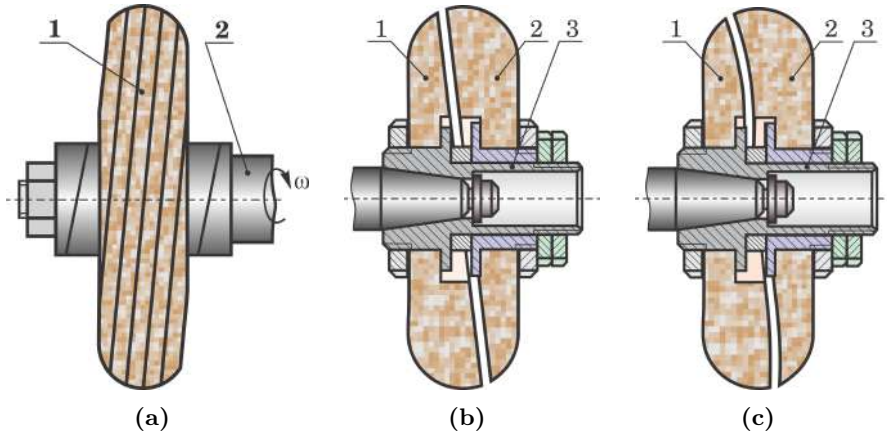
Scula abrazivă din figura 8.38 (a) este un ansamblu analogic cu cel din fig. 8.37, dar fără interstițiu între discurile 1 montate pe dornul 2.



**Figura 8.37.** Sculă abrazivă cu lungimea variabilă a muchiilor așchietoare

Scula abrazivă din figura 8.38 (a) reprezintă un ansamblu format din două discuri abrazive 1 și 2, fixate pe corpul 3 cu interstițiul 4 reglabil. Interstițiul liniar 4 se reglează cu grosimea șabiei de distanțare 5. Scula abrazivă prezentată în figura 8.38 (b) se deosebește constructiv de scula din figura 8.38 (a) doar prin forma ondulatorie a interstițiului format de muchiile

de aşchiere ale discurilor 1 și 2. În ambele construcții, unghiul de înclinare a interstițiului discurilor este mai mare decât unghiul de nutație a mișcării sferospațiale a sculei. Sculele cu interstițiu oscilatoriu în direcția axială conduc la înăsprirea regimurilor de aşchiere, la sporirea vibrostabilității și la micșorarea tensiunii termice a procesului de rectificare. Prin utilizarea oscilației zonei de aşchiere prin discuri și întreruperea zonei de rectificare în direcția transversală putem înăspri regimurile de aşchiere, spori vibrostabilitatea și putem micșora tensiunea termică a procesului.



**Figura 8.38.** Sculă abrazivă în formă de pachet de discuri (a), sculă abrazivă cu discuri înclinate cu interstițiu linear (b) și sculă abrazivă profilată cu interstițiu curbiliniu reglabil (c)

Scula abrazivă din figura 8.38 (c) este un ansamblu format din două discuri abrazive 1 și 2, fixate pe un corp 3 cu spațiu liber de formă curbilinie între ele, discurile fiind așezate sub un unghi mai mare decât unghiul  $\theta$ .

Pentru realizarea procedurii de generare a danturilor prin frezare și rectificare cu sculă precesională în formă de disc profilat periferic, au fost proiectate și fabricate dispozitive speciale, prezentate în figura 8.39 (cuplat la mașina-unealtă de danturat de model 53A30P).

## 8.5 Generarea $G_{r.s}^{con}$ a dinților cu profil în arc de cerc prin rostogolire-rulare spațială cu scula de forma “trunchi de con”

În angrenajul precesional multipar, profilul dinților roților centrale este convex/concav și variabil dependent de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , iar coroanele satelitului sunt formate din bolțuri în formă de trunchi de con instalate pe axe [8, 9]. Prin instalarea bolțurilor pe axe în coroanele



**Figura 8.39.** Mașină-unealtă cu dispozitivul de generare  $G_{r,s}^{disc}$  prin frezare a danturilor cu profil convex/concav al dinților

satelitului se exclud forțele de alunecare din angrenaj. Această soluție conduce la minimizarea pierderilor mecanice în angrenaj și, implicit, la sporirea eficienței transformării mișcării și transmiterii sarcinii.

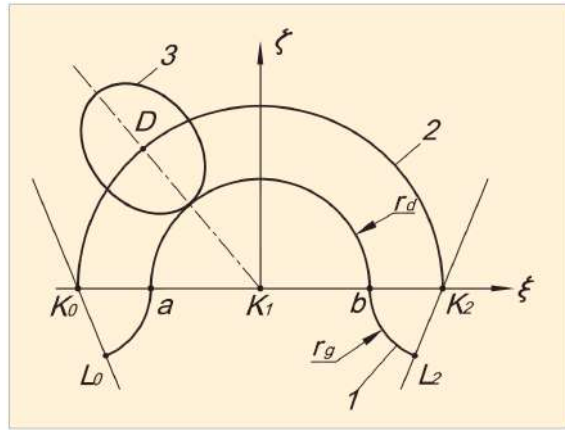
Excluderea forțelor de alunecare din angrenaj este obligatorie pentru transmisiile de putere și mai puțin importantă pentru transmisiile mecanice cinematice, în special atunci când acestea funcționează timp limitat în ciclograma de funcționare generală a mecanismului de acționare.

Așadar, pentru transmisiile planetare cu contact convex-concav al dinților, coroanele cu bolțuri ale satelitului pot fi înlocuite cu danturi cu profil în arc de cerc (sau aproximat cu profilul cicloidal) doar în cazul diminuării alunecării relative din contact (v. capitolul 7).

Generarea danturilor conice cu profil în arc de cerc (inclusiv cu profiluri negative, oglindă) prezintă un interes deosebit pentru extinderea utilizării transmisiilor precesionale cinematice (cu profilul dinților în arc de cerc), precum și pentru producerea roților-sateți prin metode înalt productive de turnare din mase plastice sau de presare din pulberi metalice prin sinterizare.

Pornind de la aceste constatări, în baza elaborărilor teoretice descrise în capitolul 7, utilizând schema principială de generare a danturilor cu sculă precesională prezentată în figura 8.40, a fost propusă extinderea gamei de

profiluri generate pe aceleași principii și după aceleași utilaje, modernizând mecanismul de legătură *sculă - batiu* (v. subcapitolul 8.1).



**Figura 8.40.** Schema principală de generare a profilului dinților în arc de cerc

Elaborarea bazelor teoretice ale procesului de generare a danturilor cu profil în arc de cerc constă în determinarea traiectoriei descrise de axa sculei în planul II (fig. 8.3) [9].

Profilul dintelui în arc de cerc în secțiune transversală reprezintă o curbă, constituită din trei arce de circumferințe  $L_0a$  și  $bL_2$  cu raza  $r_g$  și  $ab$  cu raza  $r_d$  racordată în punctele  $a$  și  $b$  (fig. 8.40, curba 1).

Profilul dintelui reprezintă linia de intersecție a înfășurătoarei mulțimii de suprafețe conice ale sculei cu planul transversal  $K_1\xi\zeta$ . Axa sculei descrie pe acest plan un arc de cerc cu centrul în punctul  $K_1$  și raza egală cu

$$K_1K_0 = R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2}. \quad (8.144)$$

Ecuatiile mișcării punctului  $D$  de pe axa sculei în planul  $K_1\xi\zeta$  sunt

$$\begin{aligned} \xi &= -R \cos(\delta + \theta) \cos \frac{\pi}{Z_2} \operatorname{tg} \left[ \frac{\pi}{Z_2} \left( 1 - \frac{Z_1\psi}{Z_2\pi} \right) \right], \\ \zeta &= \sqrt{R^2 \cos^2(\delta + \theta) \sin^2 \frac{\pi}{Z_2} - \xi^2}, \end{aligned} \quad (8.145)$$

unde  $R = OK_0 = OK_2$  este raza sferei cu centrul în punctul fix  $O$ ;  $\delta$  este unghiul de amplasare a axei sculei;  $\theta$  – unghiul de nutație;  $Z_2$  – numărul de dinți ai roții semifabricat în proces de fabricație;  $\psi$  – unghiul de rotație a axului principal. Curba închisă 3 din figura 8.40 reprezintă o elipsă obținută la intersecția conului circular al sculei cu planul  $K\xi\zeta$ .

Ecuția dreptei ce trece prin punctele  $K_0$  și  $L_0$  este:

$$\zeta = -A \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z_2} \left[ \xi + R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2} \right], \quad (8.146)$$



iar ecuația dreptei ce trece prin punctele  $K_2$  și  $L_2$  este:

$$\zeta = A \operatorname{ctg} \frac{\pi}{Z_2} \left[ \xi - R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2} \right], \quad (8.147)$$

unde  $A = \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2(\delta + \theta) \cos^2 \frac{\pi}{Z_2}}$ .

Introducem notațiile:

$$K_1 a = r_d = R \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\pi}{Z_2} \cos^2(\delta + \theta) \operatorname{tg}^2 \beta_d}, \quad (8.148)$$

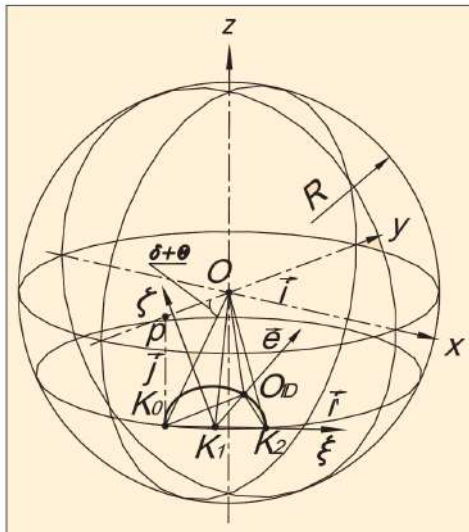
$$K_0 a = r_g = R \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\pi}{Z_2} \cos^2(\delta + \theta) \sin^2 \beta_s}}{\cos \beta_d \cos(\beta_d + \beta_s)}, \quad (8.149)$$

unde  $\beta_d$  este unghiul de deschidere a conului dintelui, iar  $\beta_s$  – unghiul conului sculei.

Este adevărată relația:

$$r_s + r_d = R \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\pi}{Z_2} \cos^2(\delta + \theta) \operatorname{tg}^2(\beta_s + \beta_d)}. \quad (8.150)$$

Poziția punctului  $D$ , determinată de coordonatele  $\zeta$  și  $\xi$  în planul  $K_1\zeta\xi$ , poate fi exprimată în coordonatele  $x, y, z$  ale sistemului de coordonate  $Oxyz$  (fig. 8.41).



**Figura 8.41.** Poziția punctului  $D$  în sistemul de coordonate  $\zeta$ - $\xi$

Vectorul de poziție  $\mathbf{OD}$  a punctului  $D$  se exprimă prin relația:

$$\begin{aligned}\mathbf{OD} &= \mathbf{ON} + \mathbf{NK}_0 + \mathbf{K}_0\mathbf{K} + \mathbf{KD} \\ &= -R \cos(\delta + \theta) \mathbf{k} + \left[ R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2 + \xi} \right] \mathbf{i}' + \zeta \mathbf{j}',\end{aligned}\quad (8.151)$$

unde  $\mathbf{j}$ ,  $\mathbf{k}$ ,  $\mathbf{i}'$ ,  $\mathbf{j}'$  sunt versorii axelor de coordonate  $Oy$ ,  $Oz$ ,  $K_1\zeta$  și  $K_1\xi$ .

Coordonata  $x$  se determină din produsul scalar  $\mathbf{OD} \cdot \mathbf{i}$ :

$$x = \mathbf{OD} \cdot \mathbf{i} = \left[ R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2} + \xi \right] \mathbf{i}' \cdot \mathbf{i} + \zeta \mathbf{j}' \cdot \mathbf{i}.\quad (8.152)$$

Considerând că unghiul  $K_0O_1K_1$  este egal cu  $\frac{\pi}{Z_2}$  și notând unghiul  $OK_1O_1$  cu  $\nu$ , obținem:

$$\begin{aligned}\mathbf{i}' \cdot \mathbf{i} &= \cos \frac{\pi}{Z_2}, \\ \mathbf{j}' \cdot \mathbf{i} &= (-\sin \nu \mathbf{e} + \cos \nu \mathbf{k}) \cdot \mathbf{i} = -\sin \nu \mathbf{e} \cdot \mathbf{i} \\ &= -\sin \nu \left( -\sin \frac{\pi}{Z_2} \mathbf{i} + \cos \frac{\pi}{Z_2} \mathbf{j} \right) \cdot \mathbf{i} = \sin \nu \sin \frac{\pi}{Z_2},\end{aligned}\quad (8.153)$$

unde  $\mathbf{e}$  este versorul axei  $K_1O_1$ .

Din relația

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{OO_1}{K_1O_1} = \frac{R \sin(\delta + \theta)}{R \cos(\delta + \theta) \cos \frac{\pi}{Z_2}} = \frac{\operatorname{tg}(\delta + \theta)}{\cos \frac{\pi}{Z_2}},$$

se poate determina:

$$\sin \nu = \frac{\operatorname{tg} \nu}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \nu}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2(\delta + \theta) \cos^2 \frac{\pi}{Z_2}}} = A^{-1},\quad (8.154)$$

iar pentru coordonata  $x$  se obține în final expresia:

$$x = \left( R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2} + \xi \right) \cos \frac{\pi}{Z_2} + A^{-1} \sin \frac{\pi}{Z_2} \zeta.\quad (8.155)$$

Coordonata  $y$  se determină înmulțind scalar vectorul  $\mathbf{OD}$  cu versorul  $\mathbf{j}$ :

$$y = \mathbf{OD} \cdot \mathbf{j} = \left( R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2} + \xi \right) \mathbf{i}' \cdot \mathbf{j} + \zeta \mathbf{j}' \cdot \mathbf{j}\quad (8.156)$$

Dat fiind faptul că, unghiul dintre axele  $K_1\zeta$  și  $Oy$  este  $\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{Z_2}$ , avem:

$$\begin{aligned}\mathbf{i}' \cdot \mathbf{j} &= \sin \frac{\pi}{Z_2}, \\ \mathbf{j}' \cdot \mathbf{j} &= (-\sin \nu \mathbf{e} + \cos \nu \mathbf{k}) \cdot \mathbf{j} = -\sin \nu \left( -\sin \frac{\pi}{Z_2} \mathbf{i} + \cos \frac{\pi}{Z_2} \mathbf{j} \right) \cdot \mathbf{j} \quad (8.157) \\ &= -\sin \nu \sin \frac{\pi}{Z_2} = -A^{-1} \cos \frac{\pi}{Z_2}.\end{aligned}$$

Astefi, pentru coordonata  $y$  se obține expresia:

$$y = \xi \sin \frac{\pi}{Z_2} + \zeta \cdot A^{-1} \cos \frac{\pi}{Z_2} - R \cos(\delta + \theta) \cos^2 \frac{\pi}{Z_2}. \quad (8.158)$$

Înmulțind scalar vectorul  $\mathbf{OD}$  cu versorul  $\mathbf{k}$ , obținem coordonata  $z$ :

$$\begin{aligned}z &= \mathbf{OD} \cdot \mathbf{k} = -R \sin(\delta + \theta) + \left( R \cos(\delta + \theta) \sin \frac{\pi}{Z_2} + \xi \right) \mathbf{i}' \cdot \mathbf{k} + \zeta \mathbf{j}' \cdot \mathbf{k} \\ &= -R \sin(\delta + \theta) + \zeta \cos \nu.\end{aligned} \quad (8.159)$$

Pe de altă parte,

$$\begin{aligned}\cos \nu &= \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \nu}} = \frac{\cos \frac{\pi}{Z_2}}{\sqrt{\cos^2 \frac{\pi}{Z_2} \operatorname{tg}^2(\delta + \theta)}} \\ &= A^{-1} \zeta \operatorname{ctg}(\delta + \theta) \cos \frac{\pi}{Z_2}\end{aligned}$$

și în final avem:

$$z = -R \sin(\delta + \theta) + A^{-1} \zeta \operatorname{ctg}(\delta + \theta) \cos \frac{\pi}{Z_2}. \quad (8.160)$$

Punctului  $D$  de pe plan îi corespunde punctul  $D$  pe sferă cu raza  $R$  și cu centrul în centrul de precesie  $O$ . Punctul  $D_1$  se află la intersecția sferei cu vectorul  $\mathbf{OD}$ . Coordonatele punctului  $D_1$  sunt:

$$x_{D_1} = \varepsilon x, \quad y_{D_1} = \varepsilon y, \quad z_{D_1} = \varepsilon z, \quad (8.161)$$

unde  $\varepsilon = R/\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ . Punctul  $D_1$  descrie profilul dintelui pe sferă.

Să trecem la descrierea mișcării punctului  $C_1$  al pârghiei  $D_1OC_1$ , care efectuează o mișcare sferică. Unghiul  $D_1OC_1$  este egal cu  $\pi - \delta$ , iar  $OC_1 = R$ . Coordonatele punctului  $C_1$  satisfac ecuația:

$$\begin{aligned}\mathbf{OD}_1 \cdot \mathbf{OC}_1 &= -R^2 \cos \delta, \\ x_{D_1} x_{C_1} + y_{D_1} y_{C_1} + z_{D_1} z_{C_1} + R^2 \cos \delta &= 0.\end{aligned} \quad (8.162)$$

Produsul vectorial dintre vectorii  $\mathbf{OD}_1$  și  $\mathbf{OC}_1$  este egal cu:

$$\begin{aligned} \mathbf{OD}_1 \times \mathbf{OC}_1 &= \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ x_{D_1} & y_{D_1} & z_{D_1} \\ x_{C_1} & y_{C_1} & z_{C_1} \end{vmatrix} \\ &= \mathbf{i}(y_{D_1}z_{C_1} - y_{C_1}z_{D_1}) + \mathbf{j}(x_{D_1}z_{D_1} - x_{D_1}z_{C_1}) + \mathbf{k}(x_{D_1}y_{C_1} - x_{C_1}y_{D_1}), \end{aligned}$$

iar proiecția pe axa  $z$  este egală cu:

$$(\mathbf{OD}_1 \times \mathbf{OC}_1)_z = x_{D_1}y_{C_1} - x_{C_1}y_{D_1},$$

unde

$$\begin{aligned} x_{D_1} &= R \cos \delta \left( -\cos \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \sin \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \theta \right) - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\ y_{D_1} &= -R \cos \delta \left( \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \theta \right) + R \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\ x_{C_1} &= R \left( \cos \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} - \sin \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \theta \right), \\ y_{C_1} &= R \left( \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \theta \right). \end{aligned} \quad (8.163)$$

Astfel obținem:

$$(\mathbf{OD}_1 \times \mathbf{OC}_1)_z = -R^2 \sin \delta \sin \theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} = -R^2 \sin \delta \sin \mu,$$

unde

$$\mu = \arcsin \left( \sin \theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \right)$$

este unghiul format de perpendiculara dusă la planul pârghiei  $D_1OC_1$  cu planul  $Oxy$  și care variază în limitele  $-\theta \leq \mu \leq +\theta$ .

Prin urmare,

$$x_{D_1}y_{C_1} - x_{C_1}y_{D_1} = -R^2 \sin \delta \sin \theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2}. \quad (8.164)$$

Coordonatele punctului  $C_1$  satisfac ecuația sferei de rază  $R$  cu centrul în originea de coordonate:

$$x_{C_1}^2 + y_{C_1}^2 + z_{C_1}^2 - R^2 = 0. \quad (8.165)$$

Din (8.164) aflăm:

$$x_{C_1} = \frac{x_{D_1}}{y_{D_1}} y_{C_1} + \frac{R^2}{y_{D_1}} \sin \delta \sin \theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2}.$$

Notând

$$A_1 = \frac{x_{D_1}}{y_{D_1}} \quad \text{și} \quad B_1 = \frac{R^2}{y_{D_1}} \sin \delta \sin \theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2}, \quad (8.166)$$

obținem:

$$x_{C_1} = A_1 y_{C_1} + B_1. \quad (8.167)$$

Din ecuația (8.165) rezultă:

$$z_{C_1} = \sqrt{R^2 - B_1^2 - (A_1^2 + 1) y_{C_1}^2 - 2A_1 B_1 y_{C_1}}. \quad (8.168)$$

Substituind în (8.163), obținem ecuația:

$$E y_{C_1}^2 + 2F y_{C_1} + G = 0, \quad (8.169)$$

unde

$$\begin{aligned} E &= D_1^2 + (A_1^2 + 1) z_{D_1}^2, & F &= A_1 B_1 z_{D_1}^2 + C_1 D_1, \\ G &= C_1^2 - (R^2 - B_1^2) z_{D_1}^2, & C_1 &= R^2 \cos \delta + B_1 x_{D_1}, \\ D_1 &= A_1 \cdot x_{D_1} + y_{D_1}. \end{aligned} \quad (8.170)$$

Soluția ecuației pătrate (8.169) este:

$$y_{C_1} = \frac{-F + \sqrt{F^2 - EG}}{E}, \quad (8.171)$$

Pentru unghiul  $\psi = 0$  avem

$$\begin{aligned} x_{D_1} &= 0, & y_{D_1} &= -R \cos(\delta + \theta), & z_{D_1} &= -R \sin(\delta + \theta), \\ A_1 &= 0, & B_1 &= 0, & C_1 &= R^2 \cos \delta, \\ D_1 &= -R \cos(\delta + \theta), & E &= R^2, & F &= -R^3 \cos \delta \cos(\delta + \theta), \\ & & G &= R^4 [\cos^2 \delta - \sin^2(\delta + \theta)], \end{aligned}$$

și în consecință obținem:

$$y_{C_1} = R \cos \theta, \quad x_{C_1} = 0, \quad z_{C_1} = R \sin \theta.$$

Formulele (8.171), (8.167) și (8.168) exprimă relațiile dintre coordonatele punctului  $C_1$  și coordonatele punctului  $D_1$ .

În sistemul de coordonate fix legat de semifabricat (roata dințată), (care se rotește), punctul  $C$  are coordonatele:

$$\begin{aligned} x_{1C} &= x_{C_1} \cos \psi_3 + y_{C_1} \sin \psi_3, \\ y_{1C} &= -x_{C_1} \sin \psi_3 + y_{C_1} \cos \psi_3, \\ z_{1C} &= z_{C_1}, \end{aligned} \quad (8.172)$$

unde  $\psi_3 = \frac{Z_1\psi}{Z_2^2}$  este unghiul de rotire a roții care se prelucrează.

Punctul  $C$  descrie în planul  $\eta_{1P} = R$  al sistemului mobil de coordonate  $O\xi_1\eta_1\zeta_1$ , rigid legat de roată, o curbă închisă simetrică în raport cu planul  $O\xi_1\eta_1\zeta_1$  conform ecuațiilor:

$$\xi_{1P} = \frac{R}{y_{1C}}x_{1C}, \quad \zeta_{1P} = \frac{R}{y_{1C}}z_{1C}. \quad (8.173)$$

Cama necesară pentru realizarea profilului dat al dinților este descrisă în coordonatele polare prin ecuația:

$$\rho(\psi) = \rho_0 + \frac{a}{b}\xi_{1P}(\psi), \quad (8.174)$$

unde  $\rho$ ,  $a$  și  $b$  sunt constante.

Prezentăm un exemplu de calcul al camei pentru prelucrarea dinților cu profil în arc de cerc.

$$\psi^\circ = \frac{25}{2}(i-1), \quad i = 1, 2, 3, \dots, 361,$$

$$\xi = -179,83225 \operatorname{tg}(7,2^\circ - 0,0384\psi^\circ),$$

$$\zeta = \sqrt{516,11191 - \xi^2},$$

$$x = 22,538957 + 0,9921147\xi + 0,0533131\zeta,$$

$$y = 0,1253332\xi - 0,4220172\zeta - 178,41422,$$

$$z = -84,523652 + 0,9050188\zeta,$$

$$A_1 = \frac{x}{y}, \quad B_1 = 667,69666 \frac{\sin(0,96\psi^\circ)}{y}, \quad C_1 = 36955,181 + B_1x,$$

$$D_1 = A_1x + y, \quad E = D_1^2 + (A_1^2 + 1)z^2, \quad F = A_1B_1z^2 + C_1D_1,$$

$$K = C_1 - \frac{(40000 - B_1^2)z^2}{C_1}, \quad L = \frac{D_1^2}{C_1} + \frac{(A_1^2 + 1)z^2}{C_1},$$

$$H = \frac{K}{L}, \quad M = -\frac{F}{E}, \quad y_{C_1} = M + \sqrt{M^2 - H}, \quad x_{C_1} = A_1y_{C_1} + B_1,$$

$$z_{C_1} = \sqrt{40000 - B_1^2 - (A_1^2 + 1)y_{C_1}^2 - 2A_1B_1y_{C_1}},$$

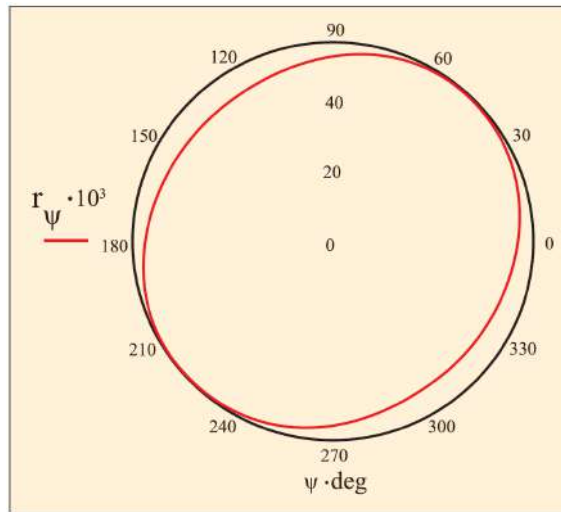
$$x_{1C} = x_{C_1} \cos(0,0384\psi^\circ) + y_{C_1} \sin(0,0384\psi^\circ),$$

$$y_{1C} = -x_{C_1} \sin(0,0384\psi^\circ) + y_{C_1} \cos(0,0384\psi^\circ),$$

$$z_{1C} = z_{C_1}, \quad \xi_{1P} = 200 \frac{x_{1C}}{y_{1C}}, \quad \zeta_{1P} = 200 \frac{z_{1C}}{y_{1C}}, \quad \rho = 80 + 5\xi_{1P},$$

$$\varphi = (i-1)^\circ, \quad x_{CA} = \rho \cos \varphi, \quad y_{CA} = \rho \sin \varphi.$$

Profilul camei obținut este prezentat în figura 8.42. Dinții roților dințate (matrițelor) cu profil în arc de cerc descris mai sus pot fi prelucrați cu scule din piatră abrazivă (rectificare), cu freze-deget în formă de trunchi de con.



**Figura 8.42.** Profilul camei în sistemul polar de coordonate

În baza tehnologiei elaborate pot fi generate danturile roților-satelit cu profilul dinților în arc de cerc pentru hidromotoare precesionale [109], inclusiv pentru transmisii planetare precesionale atunci când coroanele cu bolțuri ale satelitului nu sunt acceptate [108, 121, 142, 144] (construcții speciale etc.), pentru alte domenii de utilizare.

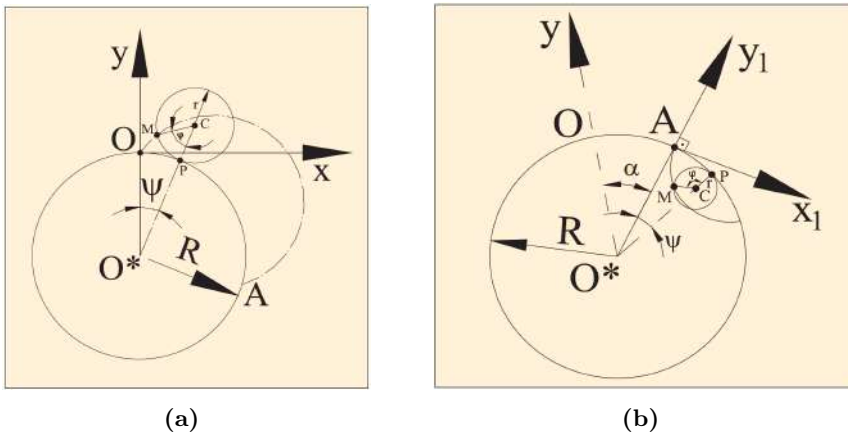
Tehnologia de generare a danturilor cu profil în arc de cerc asigură și posibilitatea de generare a profilurilor negative (de oglindă), pentru matrițele formelor de turnare a danturilor prin injecția maselor plastice și matrițele formelor de presare a danturilor din pulberi metalice prin sinterizare.

## 8.6 Generarea $G_{m.ax}^{cil}$ a dinților cu profil cicloidal pe mașinile multiaxiale cu comandă numerică

Angrenajele cicloidale-cilindrice sunt utilizate pe larg în mecanica fină (industria de ceasornice), în transmisiile CYCLO etc. În același timp, angrenajele cicloidale conice practic nu sunt utilizate la scară internațională, din lipsa de tehnologii de generare și a mașinilor-unelte specializate.

Odată cu apariția mașinilor-unelte cu comandă numerică multiaxiale, cu ajutorul cărora pot fi generate angrenajele conice, s-au deschis oportunități de dezvoltare a transmisiilor precesionale cu angrenaje dințate, în care profilul dinților roților-satelit este descris cu curbe în arc de cerc, iar dacă admitem un anumit grad de aproximare, pot fi utilizate și profiluri cicloidale. Dezvoltarea transmisiilor precesionale cu angrenaje dințate cu profil cicloidal al dinților roții-satelit demonstrează odată în plus importanța

preocupărilor din acest domeniu. Generarea danturilor conice cu profil cicloidal poate fi realizată pe mașini-unelte multiaxiale. Pentru descrierea ecuațiilor parametrice finale ale sculei, mai întâi vom obține ecuațiile, care descriu mișcarea unui punct  $M$  al cercului cu raza  $r$  ce se rostogolește fără alunecare pe alt cerc cu raza  $R$  în raport cu sistemul de referință  $Oxy$ . Axa  $Ox$  este tangentă la cercul cu raza  $R$  în punctul de contact inițial al roților (fig. 8.43 a).



**Figura 8.43.** Traiectoria mișcării punctului  $M$  cu contactul  $P$  exterior (a) și cu contactul  $P$  interior (b)

Lungimea arcului  $|OP|$  este egală cu lungimea arcului  $|PM|$ , fiindcă rostogolirea se consideră fără alunecare:

$$|OP| = |PM|, \quad |OP| = R\psi, \quad |PM| = r\varphi,$$

de unde rezultă că  $\psi = (r\varphi)/R$ ,  $\psi$  și  $\varphi$  fiind exprimați în radiani.

Ecuțiile pentru punctul  $M$  sunt următoarele:

$$\begin{aligned} x_M &= x_C - r \sin(\varphi + \psi), \\ y_M &= (R + r) \cos \psi - R - r \cos(\varphi + \psi), \end{aligned} \tag{8.175}$$

unde

$$x_C = (R + r) \sin \psi = (R + r) \sin \frac{r\varphi}{R}.$$

Ecuțiile (8.175) le rescriem în forma:

$$\begin{aligned} x &= (R + r) \sin \frac{r\varphi}{R} - r \sin \left( \left(1 + \frac{r}{\varphi}\right) \varphi \right), \\ y &= (R + r) \cos \frac{r\varphi}{R} - R - r \cos \left( \left(1 + \frac{r}{\varphi}\right) \varphi \right), \end{aligned} \tag{8.176}$$



cu  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$  și care în fond sunt ecuațiile epicloidei.

Pentru a deduce ecuațiile traiectoriei pe care o descrie un punct al cercului pe parcursul rostogolirii fără alunecare a cercului cu raza  $r$  pe circumferința cu raza  $R$  (pe partea interioară) (fig. 8.43 b), considerăm că lungimea arcului  $|AP|$  este egală cu lungimea arcului  $|PM|$  (fiindcă rostogolirea este fără alunecare):

$$|AP| = R\psi, \quad |PM| = r\varphi,$$

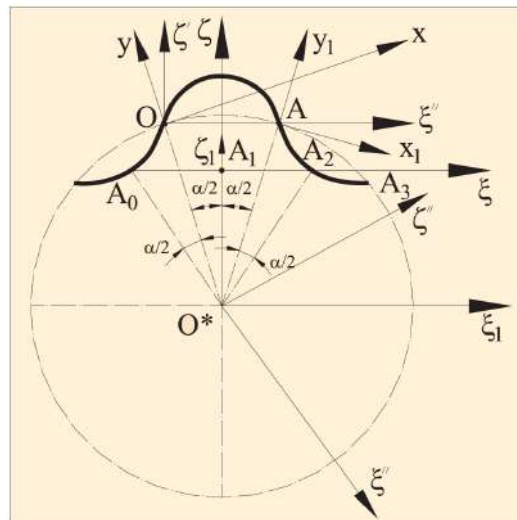
de unde rezultă că  $\psi = (r\varphi)/R$ .

Coordonatele punctului  $M$  în sistemul de referință  $Ax_1y_1$  cu axa  $Ax_1$  tangentă la circumferința în punctul de contact inițial al arcurilor, sunt:

$$\begin{aligned} x_1 &= x_{1M} = x_{1C} - r \sin(\varphi - \psi) = (R - r) \sin \frac{r\varphi}{R} - r \sin \left( \left(1 - \frac{r}{R}\right)\varphi \right), \\ y_1 &= y_{1M} = -R + (R - r) \cos \frac{r\varphi}{R} + r \cos \left( \left(1 - \frac{r}{R}\right)\varphi \right), \end{aligned} \quad (8.177)$$

cu  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ . Curba descrisă de punctul  $M$  reprezintă o hipocicloidă. Unghiul  $OO^*A$  este egal cu  $\alpha$ , iar  $|OA| = 2\pi r$  și  $R\alpha = 2\pi r$ , de unde avem

$$\alpha = \frac{2\pi r}{R}. \quad (8.178)$$



**Figura 8.44.** Traiectoria mișcării unui punct de pe axa sculei

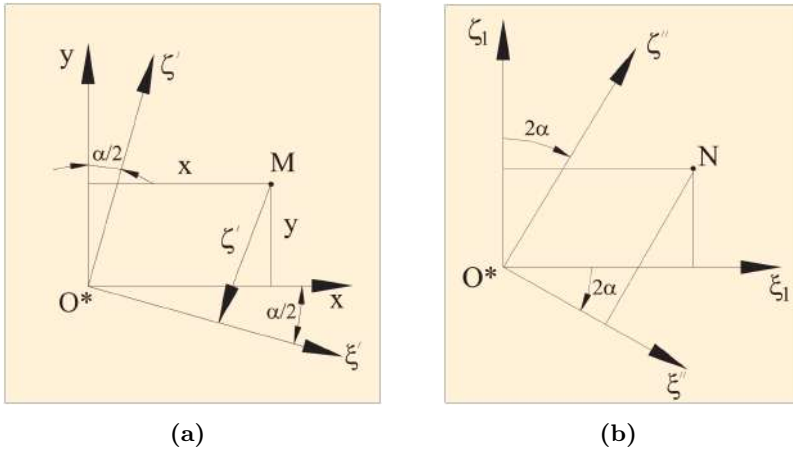
Traiectoria descrisă de un punct de pe axa sculei (generatoare de profil) constă din porțiunile (fig. 8.44):  $A_0O$  – arc de hipocicloidă;  $OA$  – o epicloidă;  $AA_2$  – arc de hipocicloidă.

Vom descrie această traiectorie în raport cu sistemul de referință  $A_1\xi\zeta$ . Axa  $O^*\zeta$  este axa de simetrie a acestei curbe. Examinăm inițial epicycloida. Trecem epicycloida din sistemul  $Oxy$  în sistemul  $O\xi'\zeta'$  obținut din  $Oxy$  la rotația cu unghiul  $\frac{\alpha}{2}$  în sens orar:

$$\begin{cases} \xi' = x \cos \frac{\alpha}{2} - y \sin \frac{\alpha}{2}, \\ \zeta' = x \sin \frac{\alpha}{2} + y \cos \frac{\alpha}{2}. \end{cases} \quad (8.179)$$

În continuare trecem la sistemul  $A_1\zeta\xi$  (fig. 8.45 a), în care:

$$\begin{cases} \xi = \xi' - R \sin \frac{\alpha}{2}, \\ \zeta = \zeta' + R \cos \frac{\alpha}{2} - (R - r) \cos \alpha. \end{cases} \quad (8.180)$$



**Figura 8.45.** Trecerea epicycloidei din sistemul  $OXY$  în sistemul  $O\xi'\zeta'$

Ecuatiile epicycloidei  $OA$  în sistemul de coordonate se exprimă astfel:

$$\begin{cases} \xi = x \cos \frac{\alpha}{2} - (R + y) \sin \frac{\alpha}{2}, \\ \zeta = x \sin \frac{\alpha}{2} + (R + y) \cos \frac{\alpha}{2} - (R - r) \cos \alpha. \end{cases} \quad (8.181)$$

unde variabilele  $x$  și  $y$  sunt din (8.176), iar  $\alpha$  – din (8.180).

În continuare examinăm porțiunea  $AA_2$ , care este descrisă în raport cu sistemul  $AX_1Y_1$  doar pentru  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ . Vom trece la sistemul  $A_1\xi\zeta$ .

$$\begin{cases} \xi_M = |O^*A| \sin \frac{\alpha}{2} + x_1 \cos \frac{\alpha}{2} + y_1 \sin \frac{\alpha}{2}, \\ \zeta_M = |O^*A| \cos \frac{\alpha}{2} - x_1 \sin \frac{\alpha}{2} + y_1 \cos \frac{\alpha}{2} - |O^*A_1|. \end{cases} \quad (8.182)$$

Deoarece  $|O^*A| = R$  și  $|O^*A_1| = (R - r) \cos \alpha$ , obținem:

$$\begin{cases} \xi = (R + y_1) \sin \frac{\alpha}{2} + x_1 \cos \frac{\alpha}{2}, \\ \zeta = (R + y_1) \cos \frac{\alpha}{2} - x_1 \sin \frac{\alpha}{2} - (R - r) \cos \alpha. \end{cases} \quad (8.183)$$

Ecuțiile (8.183) reprezintă hipocicloida  $AA_2$  (fig. 8.44). În formulele (8.183), unghiul  $\alpha = \frac{2\pi r}{R}$  și variabilele  $x_1, y_1$  sunt funcțiile din (8.176).

Porțiunea de hiperbolă  $A_0O$  în raport cu sistemul de referință  $A_1\xi\zeta$  ocupă aceeași poziție pe care o ocupă porțiunea  $A_2A_3$  de hipocicloidă față de sistemul  $A_{11}\xi^*\zeta^*$ , care se obține din sistemul  $A_1\xi\zeta$  prin rotirea acestuia în jurul punctului  $O^*$  în sens orar la un unghi egal cu  $2\alpha$  (fig. 8.45 b).

Transformarea coordonatelor se va face după schema:

$$\xi\zeta \rightarrow \xi_1\zeta_1 \rightarrow \xi''\zeta'' \rightarrow \xi^*\zeta^*, \quad (8.184)$$

$$\begin{cases} \xi_1 = \xi, \\ \zeta = |O^*A_1| + \zeta = (R - r) \cos \alpha + \xi. \end{cases} \quad (8.185)$$

$$\begin{cases} \xi'' = \xi_1 \cos 2\alpha - \zeta_1 \cos 2\alpha, \\ \zeta'' = \xi_1 \sin 2\alpha + \zeta_1 \cos 2\alpha. \end{cases} \quad (8.186)$$

$$\begin{cases} \xi^* = \xi'', \\ \zeta^* = \zeta'' - |O^*A_1| = \zeta'' - (R - r) \cos \alpha. \end{cases} \quad (8.187)$$

Ecuțiile care descriu porțiunea de hipocicloidă  $A_2A_3$  în raport cu sistemul de referință  $A_{11}\xi^*\zeta^*$  sunt:

$$\begin{cases} \xi^* = \xi \cos 2\alpha - [(R - r) \cos \alpha + \zeta] \sin 2\alpha, \\ \zeta^* = \xi \sin 2\alpha - [(R - r) \cos \alpha + \zeta] \cos 2\alpha - (R - r) \cos 2\alpha, \end{cases} \quad (8.188)$$

unde  $\xi$  și  $\zeta$  sunt funcțiile din formula (8.183), iar porțiunea de hipocicloidă  $A_0O$  în raport cu sistemul de referință  $A_1\xi\zeta$  este descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} \xi^* &= \left[ (R + y_1) \sin \frac{\alpha}{2} + x_1 \cos \frac{\alpha}{2} \right] \cos 2\alpha \\ &\quad - \left[ (R - r) \cos \alpha + (R + y_1) \cos \frac{\alpha}{2} - x_1 \sin \frac{\alpha}{2} - (R - r) \cos \alpha \right] \sin 2\alpha \\ &= (R + y_1) \sin \frac{\alpha}{2} \cos 2\alpha + x_1 \cos \frac{\alpha}{2} \cos 2\alpha - (R + y_1) \cos \frac{\alpha}{2} \sin 2\alpha \\ &\quad + x_1 \sin \frac{\alpha}{2} \sin 2\alpha = (R + y_1) \sin \left( \frac{\alpha}{2} - 2\alpha \right) + x_1 \cos \frac{3\alpha}{2} \\ &= - (R + y_1) \sin \frac{3\alpha}{2} + x_1 \cos \frac{3\alpha}{2}, \end{aligned} \quad (8.189)$$

$$\begin{aligned} \zeta^* &= \left[ (R + y_1) \sin \frac{\alpha}{2} + x_1 \cos \frac{\alpha}{2} \right] \sin 2\alpha \\ &\quad + \left[ (R - r) \cos \alpha + (R + y_1) \cos \frac{\alpha}{2} - x_1 \sin \frac{\alpha}{2} - (R - r) \cos \alpha \right] \cos 2\alpha \\ &\quad - (R - r) \cos \alpha = (R + y_1) \cos \frac{3\alpha}{2} + x_1 \sin \frac{3\alpha}{2} - (R - r) \cos \alpha. \end{aligned}$$

Revenind la variabilele  $\xi$  și  $\zeta$ , pentru porțiunea  $A_0O$  avem:

$$\begin{cases} \xi = -(R + y_1) \sin \frac{3\alpha}{2} + x_1 \cos \frac{3\alpha}{2}, \\ \zeta = (R + y_1) \cos \frac{3\alpha}{2} + x_1 \sin \frac{3\alpha}{2} - (R - r) \cos \alpha, \end{cases} \quad (8.190)$$

unde  $x_1$  și  $y_1$  sunt funcțiile conform formulelor (8.177) pentru  $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$ . Întreaga curbă  $A_0OAA_2$  este descrisă în mod consecutiv de formulele (8.190), (8.181) și (8.183).

În baza relațiilor obținute (8.177), (8.181), (8.183) și (8.190) se elaborează softul de comandă parametrică (în coordonate unghiulare) pentru dirijarea mașinii-unelte cu 5 grade de mobilitate, cu cap de prelucrare cu sculă în formă de trunchi de con. Profilurile cicloidală obținute pot fi utilizate, cu un anumit grad de aproximare, în angrenajele conice ale transmisiilor precesionale cinematice și cele de putere.

## 8.7 Generarea $G_{m.ax}^{cil}$ a dinților cu profil convex/concav variabil cu scula de formă cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică

### 8.7.1 Cinematica și descrierea analitică a procedurii de generare $G_{m.ax}^{cil}$ pe mașini-unelte în 3 axe

Dezvoltarea vertiginoasă a proiectării asistate de calculator (Computer Asisted Design – CAD) a produselor industriale a generat posibilități noi de fabricare a pieselor pe mașini unelte cu comandă numerică cu utilizarea programelor specializate (Computer Asisted Manufacturing – CAM). Există o varietate largă de mașini-unelte cu comandă numerică, care au posibilitatea de a fabrica piese de complexitate ridicată, primind informația direct de la calculator.

Roțile dințate precesionale au profil nestandardizat convex/concav, care necesită dispozitive speciale pentru fabricare. Conform procedurilor [8, 9, 111] descrise în subcapitolele 8.2 – 8.5, fabricarea roților dințate precesionale se efectuează pe mașini-unelte universale cu ajutorul unor dispozitive speciale. Această metodă ne oferă posibilitatea fabricației roților dințate precesionale prin frezare și rectificare pentru un număr mic de roți dințate, deoarece timpul de prelucrare și reglare a mașinii-unelte este relativ mare.

Ca rezultat al studiului tehnologiilor de prelucrare pe mașini-unelte cu comandă numerică au fost elaborate procedee de generare a dinților cu profil convex/concav variabil pentru roți conice pe mașini-unelte în 3 și 5 axe, cu utilizarea sculelor ordinare cilindrice de frezare sau de rectificare.

Procedeele de generare  $G_{r.s}^{con}$  a dinților roților angrenajelor precesionale cu profil convex/concav prin rostogolire-rulare spațială, descris în subcapitolul

8.1, se bazează pe comunicarea sculei de forma “trunchi de con” a mișcării sferospațiale identice cu mișcarea roții-satelit din transmisia reală. Pentru realizarea procedurii a fost elaborat dispozitivul prezentat în figurile 8.5 și 8.6, care se agregă inedit cu mașina-unealtă prin lanțul cinematic al acesteia. Pentru profilarea sculei în formă de “trunchi de con”, similară cu cea a bolțurilor din transmisia reală, a fost elaborat procedeul tehnologic și dispozitivul de realizare, prezentat în secțiunea 8.2.1 și în figura 8.15.

Procedeul de generare cu rostogolire-rulare spațială a danturilor roților angrenajelor precesionale cu scula de forma “trunchi de con” este mai costisitoare, deoarece necesită operațiuni tehnologice suplimentare pentru comunicarea sculei a formei “trunchi de con” și menținerea acesteia pe parcursul procesului de generare. De asemenea, sunt necesare operațiuni tehnologice de montaj și întreținere pe parcursul procesului de generare a coincidenței punctului de intersecție a prelungirilor generatoarelor trunchiului de con cu centrul de precesie. Ținând cont de cele menționate, această tehnologie se recomandă pentru producerea transmisiilor în serii mici.

Pentru producerea roților dințate în serii mai mari se propune procedeul de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  cu scula cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică.

Procedeul de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  a dinților cu profil convex/concav variabil prin rostogolire-rulare spațială a sculei de formă cilindrică a fost elaborat în baza schemei principale prezentate în figura 8.46.

Posibilitățile mașinilor unelte moderne de a comunica sculei generatoare de profil în regim separat și independent a mișcărilor constituante ale mișcării sferospațiale permite trecerea de la forma conică a sculei la cea cilindrică.

Conform tehnologiei de generare cu rostogolire-rulare spațială a danturilor angrenajelor precesionale cu mișcare sferospațială a sculei de forma “trunchi de con” descrise în [8, 9], între semifabricat și sculă se respectă următoarea relație cinematică: la o rotație a semifabricatului arborele-manivelă efectuează  $Z_1$  rotații. Luând în calcul condiția de bază a legii fundamentale a angrenării privind asigurarea uniformității funcției de transformare a mișcării în transmisia reală, ambele mișcări de rotație trebuie să fie constante, iar avansul sculei pe direcția tangențială profilului dinților (pe suprafața generată a dintelui) în acest caz devine variabil. În figura 8.47 este prezentată varierea lungimii segmentului  $S_D$  în funcție de  $\psi$  pentru o configurație parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$  concretă, în care coeficientul de variație are valoarea egală cu 2.22.

În baza cercetărilor [54, 106] concluzionăm că lungimea segmentului  $S_{D1}$ , în funcție de unghiul de rotire  $\psi$  a arborelui-manivelă, poate fi determinată prin traiectoria mișcării centrului  $D$  al sculei din următoarea relație:

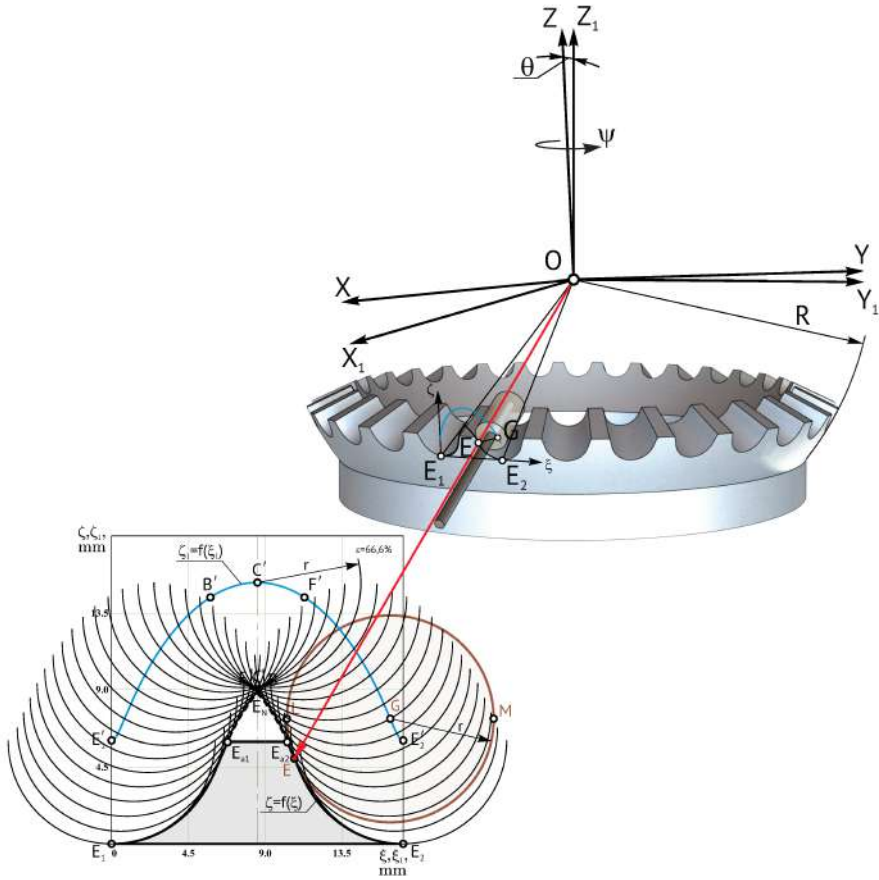


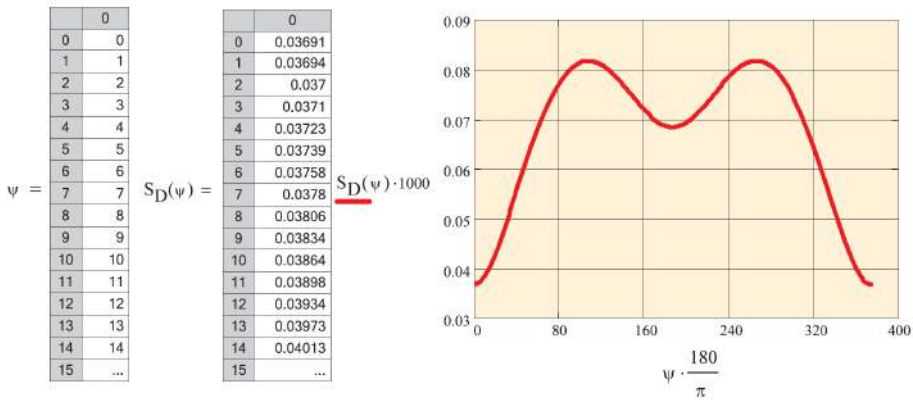
Figura 8.46. Schema principală a procedurii de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  a dinților cu profil convex/concav cu scula cilindrică

$$S_{D_1}(\psi) = \int_0^\psi \sqrt{dX_D(\psi)^2 + dY_D(\psi)^2 + dZ_D(\psi)^2} d\psi, \quad (8.191)$$

unde  $\psi$  este unghiul de rotire a arborelui-manivelă, care variază în intervalul de la 0 până la  $2\pi \frac{Z_2}{Z_1}$  (interval în care scula generează profilul unui dinte) sau rescrisă în forma:

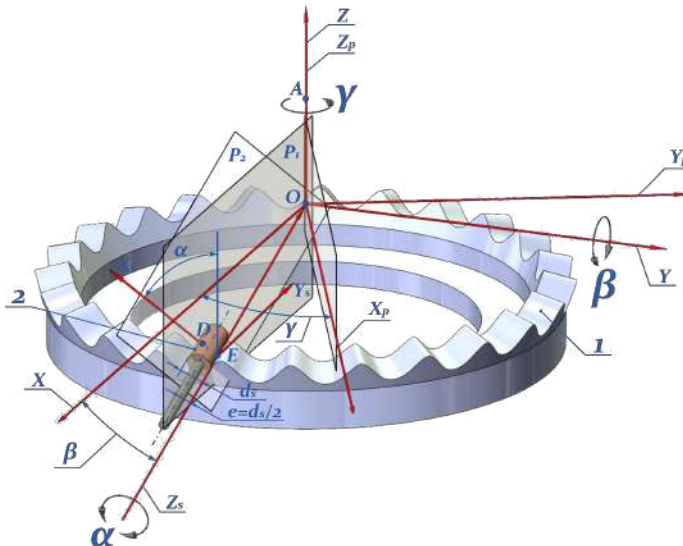
$$S_D(\psi) = \int_0^{\psi+\Delta\psi} \sqrt{dX_D(\psi)^2 + dY_D(\psi)^2 + dZ_D(\psi)^2} d\psi. \quad (8.192)$$

În figura 8.47 este prezentată varierea lungimilor segmentelor profilului dintelui  $S_D$  în funcție de unghiul de rotire a arborelui-manivelă  $\psi^\circ$ .



**Figura 8.47.** Varierea lungimii segmentelor profilului dintelui  $S_D(\psi)$  mm în funcție de unghiul de rotire a arborelui-manivelă  $\psi^\circ$  (angrenajul cu parametrii  $Z_1 = 24, Z_2 = 25, \theta = 2,5^\circ, \beta = 3^\circ, \delta = 15^\circ$ )

Pentru a realiza generarea suprafețelor dinților cu profil convex/concav cu scula de formă cilindrică pe mașini-unelte cu 3 grade de mobilitate în baza schemei principale din figura 8.48, a fost elaborat procedeul tehnologic de generare a danturilor cu control numeric.



**Figura 8.48.** Schema principală a procedurii de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  a dinților cu profil convex/concav variabil pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică

Prin procedeul respectiv cu comandă numerică putem genera profiluri-oglină ale danturilor roților centrale și coroanelor satelitului, ceea ce face posibilă fabricarea matritelor formelor pentru turnarea danturilor prin injectarea maselor plastice sau pentru presarea danturilor din pulberi metalice prin sinterizare.

Schema principială prezentată în figura 8.48 permite generarea profilurilor convex/concave ale dinților angrenajului precesional prin trei mișcări concomitente de poziționare/repoziționare a sculei de formă cilindrică. Scula cilindrică efectuează două mișcări de rotație oscilatorii  $\alpha$  și  $\beta$ , iar semifabricatul – o mișcare de rotație  $\gamma$ . Mișcărilor sunt coordonate în așa mod ca avansul să fie constant pe profilul dintelui. În figura 8.49 este prezentată poziționarea conturului generator al sculei pe profilul dintelui imaginar prin procedeul descris în [8, 9], cu scula de forma “trunchi de con” (fig. 8.49 a) și cu scula de formă cilindrică descris în [106], prezentat în (figura 8.49 b), și valorile lor numerice. Asigurarea avansului constant pe profilul dintelui, se realizează prin divizarea profilului dintelui în segmente cu lungime egală, determinate din relațiile (8.193)–(8.197).

Deplasarea sculei de formă cilindrică este determinată prin următoarele:

$$\Delta = 0,01mm, \quad (8.193)$$

$$S = 0, \Delta \dots f(\psi_n), \quad (8.194)$$

$$F(x, S) = \int_0^x \sqrt{dX_D(\psi)^2 + dY_D(\psi)^2 + dZ_D(\psi)^2} d\psi - S, \quad (8.195)$$

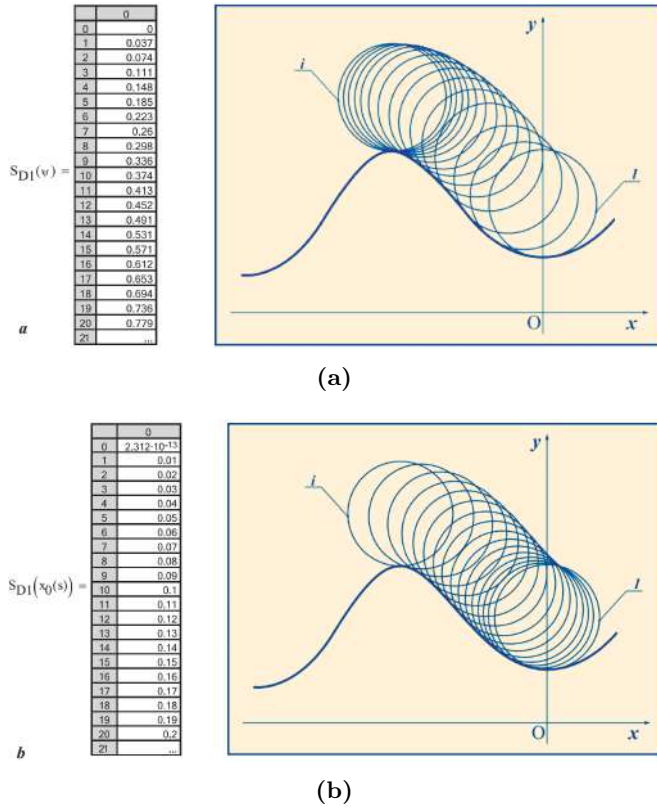
$$\psi_0(S) = F(x, S), x. \quad (8.196)$$

$$S(\psi_0) = \int_0^{\psi_0} \sqrt{dX_D(\psi_0)^2 + dY_D(\psi_0)^2 + dZ_D(\psi_0)^2} d\psi_0, \quad (8.197)$$

unde  $\Delta$  este avansul constant al sculei (definit conform procesului tehnologic);  $S$  – șirul de variere al lungimii spațiale al profilului dintelui;  $F(x, S)$  – lungimea spațială al profilului dintelui în funcție de varierea unghiului de rotire  $\psi$  ( $\Delta\psi = const.$ ) a arborelui-manivelă;  $\psi_0(S)$  – unghiului de rotire a arborelui-manivelă ce asigură avansul constant al sculei  $\Delta$ ;  $S(\psi_0)$  – lungimea spațială a profilului dintelui în funcție de varierea unghiului de rotire  $\psi_0(S)$  al arborelui-manivelă.

În baza descrierii geometriei angrenajului în planul  $P_1$  (fig. 8.48), (ecuațiile (8.198)) și în planul  $P_2$  (ecuațiile (8.199)) a fost determinată varierea unghiurilor de dirijare  $\alpha$ ,  $\beta$  și  $\gamma$  (ecuațiile (8.200)). În consecință, au fost identificați parametrii de comandă cu control numeric ai dispozitivului agregat prin mașina-unealtă cu 3 grade de mobilitate.





**Figura 8.49.** Poziționarea conturului sculei în formă de con (a) și de cilindru (b) pe profilul dintelui la un semiciclu de precesie și valorile lor numerice

Geometria angrenajului în planul  $P_1$  se descrie prin:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= y_1 = z_1 = 0, \\
 x_2 &= 0, \quad y_2 = 0, \quad z_2 = 1 \text{ (un punct arbitrar de pe axa } Z), \\
 x_3 &= x_E, \quad y_3 = y_E, \quad z_3 = z_E.
 \end{aligned}$$

$$x \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ y_E & z_E \end{vmatrix} - y \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ x_E & z_E \end{vmatrix} + z \begin{vmatrix} 0 & 0 \\ x_E & y_E \end{vmatrix} = Ax + By + Cz, \quad (8.198)$$

$$A = -y_E, \quad B = -x_E, \quad C = 0,$$

$$l_2 = \frac{A}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}} = -\frac{y_E}{\sqrt{x_E^2 + y_E^2}}, \quad m_2 = \frac{x_E}{\sqrt{x_E^2 + y_E^2}},$$

iar în planul  $P_2$  prin:

$$\begin{aligned}x_1 &= y_1 = z_1 = 0, \\x_2 &= x_D, \quad y_2 = y_D, \quad z_2 = z_D, \\x_3 &= x_E, \quad y_3 = y_E, \quad z_3 = z_E.\end{aligned}$$

$$x \begin{vmatrix} y_D & z_D \\ y_E & z_E \end{vmatrix} - y \begin{vmatrix} x_D & z_D \\ x_E & z_E \end{vmatrix} + z \begin{vmatrix} x_D & y_D \\ x_E & y_E \end{vmatrix} = Ax + By + Cz. \quad (8.199)$$

$$A = y_D z_E - z_D y_E, \quad B = -(x_D z_E - x_E z_D), \quad C = x_D y_E - x_E y_D,$$

$$l_2 = \frac{A}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}, \quad m_2 = \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}, \quad n_2 = \frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}},$$

$$\begin{aligned}\alpha &= \arccos(l_1 l_2 + m_1 m_2 + n_1 n_2), \\ \beta &= \arccos\left(\frac{\sqrt{x_E^2 + y_E^2}}{R_E}\right), \quad \gamma = \arccos\left(\frac{x_E}{\sqrt{x_E^2 + y_E^2}}\right),\end{aligned} \quad (8.200)$$

unde  $\alpha$ ,  $\beta$  sunt unghiurile mișcării de rotație oscilatorii ale semifabricatului, iar  $\gamma$  este unghiul mișcării de rotație a semifabricatului.

### 8.7.2 Cinematica și descrierea analitică a procedurii $G_{m.ax}^{cil}$ pe mașini-unelte în 5 axe

Procedee de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  pe mașini-unelte cu comandă numerică în 5 axe permite fabricarea danturilor roților dințate, inclusiv cu modificări de profil și longitudinale, cu scule obișnuite (freze sau pietre de rectificat de formă cilindrică).

Această metodă de prelucrare poate fi realizată prin două procedee tehnologice. Esența primului procedeu (a se vedea fig. 8.54 a) constă în interpolarea a patru mișcări: două mișcări de translație și două de rotație a capului cu sculă, iar a cincea mișcare este mișcarea de avans a sculei. Al doilea procedeu (a se vedea fig. 8.54 b) constă în interpolarea a două mișcări de rotație a semifabricatului și a unei mișcări de rotație a capului sculei, celelalte două mișcări fiind de avans. Această metodă posedă o serie de avantaje: productivitate înaltă de prelucrare; freza are nevoie de mai puține treceri pentru a asigura calitate înaltă și precizie de prelucrare. Se utilizează freze și pietre de rectificat ordinare (cilindrice). La prelucrarea roților dințate din materiale speciale, de dimensiuni mici și foarte mici,

metoda poate fi adaptată la prelucrarea cu fascicul-laser, flux de electroni sau prin electroeroziune cu fir [subcapitolele ??]. Dezavantajul acestei metode este costul înalt al centrelor de prelucrare cu 5 grade de mobilitate.

Pentru elaborarea procedurii de generare a dinților, a fost creat modelul matematic prin care se descriu proiecțiile mișcărilor sculei pe trei coordonate. Pentru descrierea modelului matematic al procedurii tehnologice, a fost utilizată schema conceptuală prezentată în [9], (fig. 8.3), în care punctul  $D$  este considerat drept centru al sculei în secțiunea transversală (a frezei sau pietrei de rectificat) aflată la depărtarea  $R$  de la centrul de precesie  $O$ , care coincide cu vârful axoidei conice a semifabricatului (roții dințate în proces de prelucrare). Conform teoriei angrenajului precesional [8, 9], unghiul de precesie  $\psi$  se determină din relația:

$$\psi = \frac{Z_2}{Z_1} (i - 1). \quad (8.201)$$

În continuare traiectoria mișcării punctului  $D$  (aflat pe axa sculei care efectuează mișcare precesională) se descrie prin ecuațiile cinematice Euler, adaptate la restricțiile funcționale ale angrenajului precesional.

$$\begin{aligned} X_D &= R_D \left[ -\cos \delta \cos \psi \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) + \sin \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta - \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right], \\ Y_D &= -R_D \left[ \cos \delta \sin \psi \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) + \cos \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta - \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right], \\ Z_D &= -R_D \left[ \cos \delta \sin \theta \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) + \sin \delta \cos \theta \right]. \end{aligned} \quad (8.202)$$

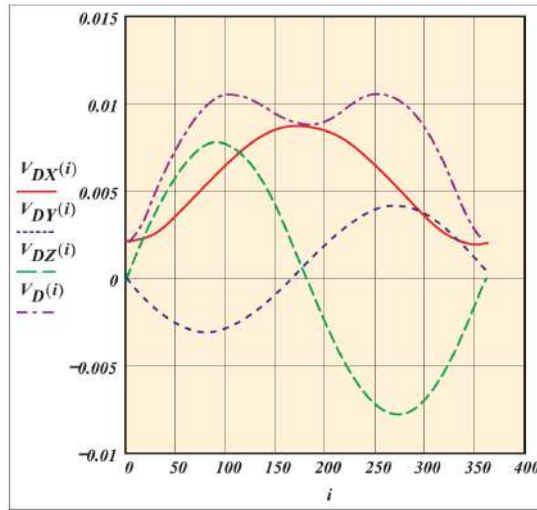
În continuare se determină proiecția vitezei punctului  $D$  pe axele  $XYZ$ :

$$\begin{aligned} V_{XD} &= R_D \dot{\psi} \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \right. \\ &\quad \left. + \cos \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta - \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta \right] \\ &\quad - R_D \dot{\psi} \cos \delta \cos \psi \sin \theta, \\ V_{YD} &= R_D \dot{\psi} \cos \delta \left[ \cos \psi \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) + \frac{Z_1}{Z_2} \sin \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \right. \\ &\quad \left. - \sin \psi \cos \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \psi \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \cos \theta \right] \\ &\quad - R_D \dot{\psi} \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\ V_{ZD} &= R_D \dot{\psi} \frac{Z_1}{Z_2} \cos \delta \sin \left( \frac{Z_1}{Z_2} \psi \right) \sin \theta, \end{aligned} \quad (8.203)$$

iar viteza liniară totală se calculează după formula:

$$V_D = \sqrt{V_{XD}^2 + V_{YD}^2 + V_{ZD}^2}. \quad (8.204)$$

În figura 8.50 sunt reprezentate componentele și rezultanta vitezei liniare a punctului  $D$ . Generarea profilului cu sculă conică precesională se efectuează printr-o linie generatoare care trece prin punctul  $E$  și centrul de precesie  $O$ . De aceea, determinăm coordonatele punctului  $E$  pe axele  $XYZ$ .



**Figura 8.50.** Proiecțiile vitezei liniare a punctului  $D$  pe axele de coordonate și rezultanta în funcție de  $\psi_i$

Pentru simplitatea calculelor se introduc o serie de coeficienți, și anume:

$$\begin{aligned} P_1 &= V_{XD}Y_D - V_{YD}X_D, & P_2 &= V_{YD}Z_D - V_{ZD}Y_D, \\ P_3 &= V_{ZD}X_D - V_{XD}Z_D, & P_4 &= P_2V_{YD} - P_3V_{XD}, \\ P_5 &= V_{XD}^2 + V_{YD}^2. \end{aligned} \quad (8.205)$$

Pentru o analiză mai amplă, se realizează în paralel și calcule, luând unghiul de conicitate al rolei  $\beta_1$  egal cu zero grade. În continuare relațiile care conțin indicele  $b$  sunt destinate pentru unghiul  $\beta_1 = 0^\circ$ , deci pentru:

$$\begin{aligned} A_D &= \frac{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}{P_1^2}, & A_{Db} &= \frac{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}{P_1^2}, \\ B_D &= R_D^2 Z_D \cos \beta \frac{(V_{XD}^2 + V_{YD}^2 + V_{ZD}^2)}{P_1^2}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
B_{Db} &= R_D^2 Z_D \cos \beta_1 \frac{(V_{XD}^2 + V_{YD}^2 + V_{ZD}^2)}{P_1^2}, \\
C_D &= R_D^2 \frac{R_D^2 \cos \beta (V_{XD}^2 + V_{YD}^2) - P_1^2}{P_1^2}, \\
C_{Db} &= R_D^2 \frac{R_D^2 \cos^2 \beta_1 (V_{XD}^2 + V_{YD}^2) - P_1^2}{P_1^2}, \tag{8.206}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Z_{1E} &= \frac{B_D - \sqrt{B_D^2 - A_D C_D}}{A_D}, & Z_{1Eb} &= \frac{B_{Db} - \sqrt{B_{Db}^2 - A_{Db} C_{Db}}}{A_{Db}}, \\
X_{1E} &= \frac{P_2 Z_{1E} - R_D^2 V_{YD} \cos \beta}{P_1}, & X_{1Eb} &= \frac{P_2 Z_{1Eb} - R_D^2 V_{YD} \cos \beta_1}{P_1}, \\
Y_{1E} &= \frac{P_3 Z_{1E} - R_D^2 V_{XD} \cos \beta}{P_1}, & Y_{1Eb} &= \frac{P_3 Z_{1Eb} + R_D^2 V_{XD} \cos \beta_1}{P_1}.
\end{aligned}$$

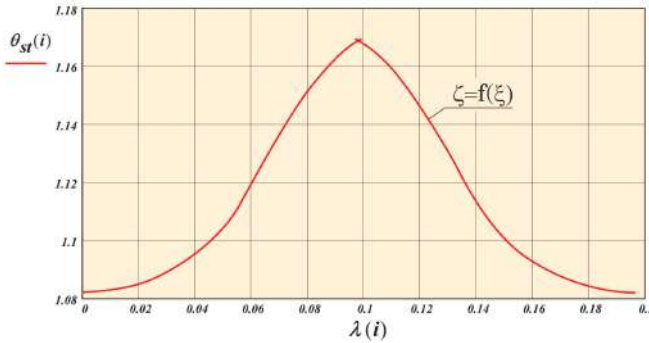
Coordonatele punctului  $E$  se calculează prin următoarele formule:

$$\begin{aligned}
Z_{1E} &= R_D^2 P_2 V_{YD} \cos \beta - P_3 V_{XD}, \\
Z_{2E} &= R_D \sqrt{\frac{R_D^2 \cos^2 \beta (P_2 V_{YD} - P_3 V_{XD})^2 - (P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)}{(R_D^2 \cos^2 \beta (V_{XD}^2 + V_{YD}^2) - P_1^2)}}, \\
Z_{1Eb} &= R_D^2 P_2 V_{YD} \cos \beta_1 - P_3 V_{XD}, & Z_{3E} &= P_1^2 + P_2^2 + P_3^2, \\
Z_{2Eb} &= R_D \sqrt{\frac{R_D^2 \cos^2 \beta_1 (P_2 V_{YD} - P_3 V_{XD})^2 - (P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)}{(R_D^2 \cos^2 \beta_1 (V_{XD}^2 + V_{YD}^2) - P_1^2)}}, \\
Z_E &= \frac{Z_{1E} - Z_{2E}}{Z_{3E}}, & Z_{3Eb} &= P_1^2 + P_2^2 + P_3^2, \tag{8.207} \\
Z_{Eb} &= \frac{Z_{1Eb} - Z_{2Eb}}{Z_{3Eb}}, \\
X_E &= \frac{P_2 Z_E - R_D^2 V_{YD} \cos \beta}{P_1}, & X_{Eb} &= \frac{P_2 Z_{Eb} - R_D^2 V_{YD} \cos \beta_1}{P_1}, \\
Y_E &= \frac{P_3 Z_E + R_D^2 V_{XD} \cos \beta}{P_1}, & Y_{Eb} &= \frac{P_3 Z_{Eb} - R_D^2 V_{XD} \cos \beta_1}{P_1}.
\end{aligned}$$

Coordonatele carteziene ale punctelor respective le transferăm în coordonate unghiulare și calculăm unghiurile  $\varphi$  și  $\theta$  din formulele:

$$\begin{aligned}
\varphi_{st} &= \text{ctg} \left( \frac{|X_{1E}|}{|Y_{1E}|} \right), & \theta_{st} &= \arccos \left( \frac{|Z_{1E}|}{|R_D|} \right) \\
\gamma &= (\delta + \theta + \beta - 90) + \theta_{st}, & \lambda &= \varphi_{st}, \tag{8.208} \\
\varphi_{stb} &= \text{ctg} \left( \frac{|X_{1Eb}|}{|Y_{1Eb}|} \right), & \theta_{stb} &= \arccos \left( \frac{|Z_{1Eb}|}{|R_D|} \right).
\end{aligned}$$

Construim diagramele dependenței dintre unghiurile, care redau trecerea de la coordonate carteziene la coordonate unghiulare. Acesta reprezintă unghiul de rotație a fiecărei axe a sculei generatoare de profil. În figura 8.51 este prezentată traiectoria mișcării unui punct de pe suprafața de lucru a sculei ( $\beta_1 > 0$ ), care de fapt este profilul generat al dintelui [13, 111].



**Figura 8.51.** Profilul dintelui roții centrale a angrenajului precesional, obținut prin mișcarea sferospațială a sculei

În cazul  $\beta_1 = 0$  punctul de pe suprafața de lucru a sculei coincide cu axa sculei. Pentru a obține dependența căutată, se introduc substituirile:

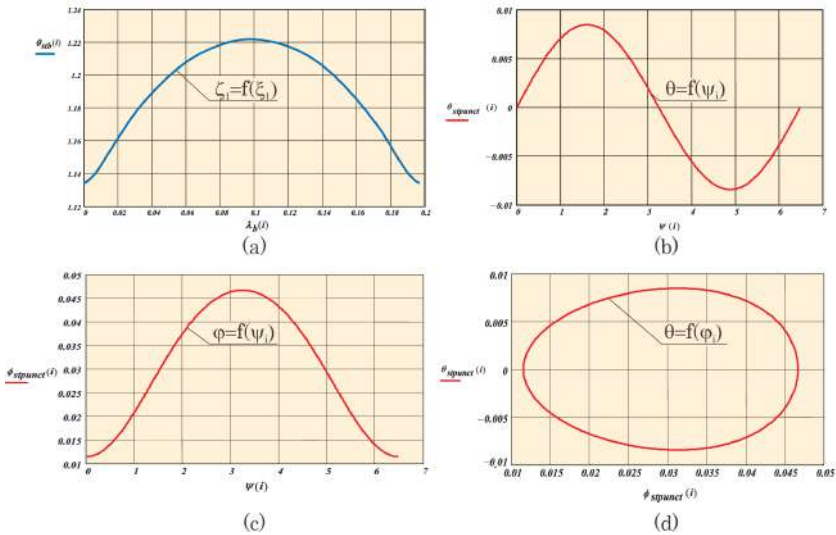
$$\gamma_b = (\delta + \theta + \beta_1 - 90) + \theta_{stb}\lambda_b = \varphi_{stb}.$$

În figura 8.52 (a) este prezentată traiectoria mișcării unui punct de pe axa sculei. În continuare, determinăm varierea unghiului de nutație  $\theta$  în funcție de unghiul de rotație  $\psi$ , prin care se justifică prelucrarea unui dinte:

$$\dot{\theta}_{stb} = \frac{V_{ZD}}{\sqrt{1 - \left(\frac{Z_D}{R_D}\right)^2}}, \quad \dot{\varphi}_{stb} = \frac{X_D V_{YD} - Y_D V_{XD}}{R_D^2 - Z_D^2}. \quad (8.209)$$

În figura 8.52 (b) sunt prezentate varierea unghiului de nutație  $\theta$  funcție de unghiul de rotație  $\psi$ , iar în figura 8.52 (c, d) – graficele funcțiilor  $\varphi = f(\psi_i)$  și  $\theta = f(\varphi_i)$ . Rezultatele acestor cercetări teoretice reprezintă funcțiile parametrice unghiulare de poziționare a sculei (date prin punctul  $D$  aflat pe axa de rotire a sculei la depărtarea  $R_D$  de la centrul de precesie  $O$  al transmisiei reale), necesare la elaborarea softului pentru procedeul industrial de generare a profilurilor nestandardizate ale dinților angrenajului precesional cu utilizarea echipamentului sistemelor cu comandă numerică cu 5 axe mobile ale sculei generatoare.

Este de menționat că procedeul de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  a dinților cu profil convex/concav cu scula cilindrică (fig. 8.52 b), bazată pe un avans constant



**Figura 8.52.** Traiectoria mișcării unui punct de pe axa sculei (a); variația unghiului de rotație  $\theta$  în funcție de  $\psi_i$  (b); graficele funcțiilor  $\varphi = f(\psi_i)$  (c);  $\theta = f(\varphi_i)$  (d)

în fabricare pe întreaga lungime a profilului, asigură precizie și calitate de prelucrare a suprafeței mai înalte. Analiza comparativă a preciziei de execuție cu scula în formă de con și cu scula cilindrică a fost efectuată conform următorilor indicatori ai normelor de precizie:

- precizia cinematică;
- uniformitatea funcției de transformare a mișcării;
- pata de contact (prin experiment).

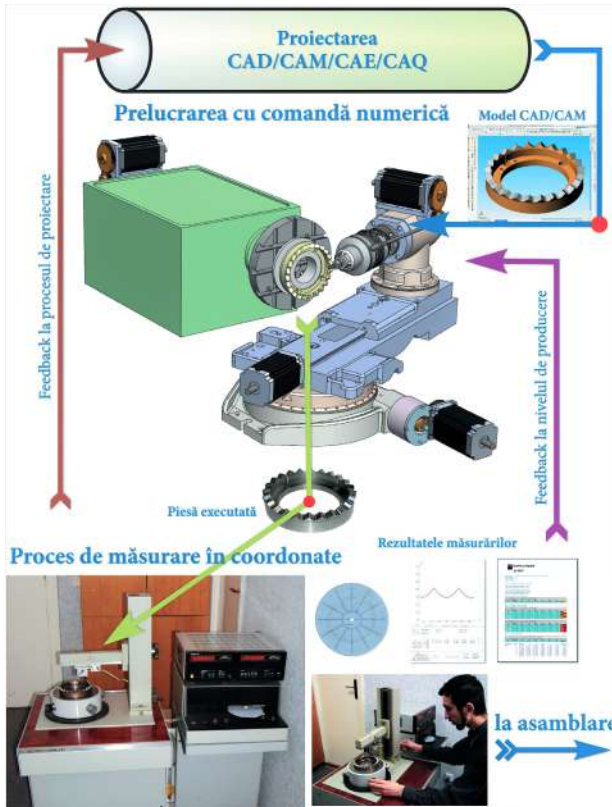
Drept referințe au fost luate clasele preciziei de prelucrare a roților conice: cl. 1–12: GOST 1758–81 (ST SĂV 186–75), GOST 9368–81 (ST SĂV 313–77), DIN 3971–56). Analiza comparativă a fost efectuată după eroarea cumulativă (la  $180^\circ$ ) a pasului dinților  $\Delta t_\Sigma$  (norma – precizia cinematică) pentru dantura roții centrale a angrenajului, fabricată prin rectificarea profilului cu parametri configurației  $[Z_g - \theta, -1]$   $Z_2 = 25$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 3,2^\circ$ ,  $R = 75 \text{ mm}$ .

Așadar, la generarea profilurilor flancurilor dinților roților centrale prin rostogolire-rulare spațială cu sculă de forma “trunchi de con” eroarea cumulativă  $\Delta t_\Sigma = 38 \mu\text{m}$ , ce constituie clasele 7–8 de precizie, iar cu scula cilindrică  $\Delta t_\Sigma = 22 \mu\text{m}$ , ce constituie clasa 6 de precizie.

Analizând eroarea cumulativă nominalizată, observăm că tehnologia de generare cu scula cilindrică cu control numeric asigură precizia de execuție după eroarea cumulativă la  $180^\circ$  a pasului dinților conform claselor de precizie 5–6, ceea ce înseamnă o precizie cu aproximativ 2 trepte mai

înalță decât prin tehnologia de generare cu scula de forma trunchi de con cu mișcare sferospațială.

În figura 8.53 este prezentată schema integrată de prelucrare cu comandă numerică a roților angrenajului precesional în baza tehnologiei de generare a danturilor pe mașini-unelte multiaxiale.



**Figura 8.53.** Procesul tehnologic integrat de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  a dinților roților angrenajului precesional pe mașini-unelte cu comanda numerică multiaxiale

**Remarca 8.3.** *Procedeul de generare  $G_{m.ax}^{cil}$  a danturii angrenajului precesional pe mașini-unelte cu control numeric cu 3 grade de mobilitate:*

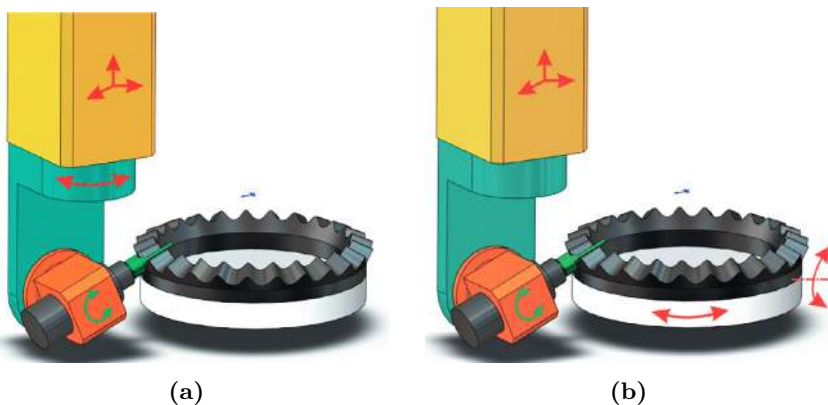
- asigură sporirea preciziei de prelucrare după pasul dinților cu circa 2 clase de normare;
- este mai puțin costisitor, deoarece nu necesită profilarea sculei în formă de con, care trebuie menținută și controlată pe parcursul fabricației;
- se caracterizează prin extinderea posibilităților de generare, și anume a suprafețelor-oglină, fapt ce permite fabricarea matrițelor pentru forme de turnare și presare a roților dințate cu profil nestandardizat convex/concav al dinților.



### 8.7.3 Generarea $G_{m.ax}^{cil}$ a dinților drepți cu profil convex/concav variabil pe mașini-unelte cu comandă numerică în 5 axe

Pentru asigurarea competitivității transmisiilor precesionale prin majorarea productivității fabricației roților dințate, inclusiv cu modificarea de profil și longitudinală, a fost elaborat procedeul de generare a dinților drepți cu profil convex/concav variabil pentru roți conice pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică.

Mașinile-unelte multiaxiale cu comandă numerică permit generarea profilurilor de flanc convex-concave variabile cu utilizarea sculelor obișnuite (freze sau pietre de rectificat de formă cilindrică). Această metodă de prelucrare poate fi realizată prin două procedee tehnologice. Esența primului procedeu, conform schemei prezentate în figura 8.54 (a), constă în interpolarea a patru mișcări: două mișcări de translație și două de rotație a capului cu sculă, iar a cincea mișcare este cea de avans a sculei. Al doilea procedeu, conform figurii 8.54 (b), constă în interpolarea a două mișcări de rotație a semifabricatului și a unei mișcări de rotație a capului cu sculă, celelalte două mișcări fiind de avans. Acest procedeu posedă o serie de avantaje: productivitate înaltă de prelucrare; freza are nevoie de mai puține treceri pentru a asigura calitate și precizie de prelucrare înaltă; se utilizează freze și pietre de rectificat ordinare (cilindrice). În cazul fabricării roții dințate din materiale speciale, de dimensiuni mici și foarte mici, metoda poate fi adaptată la prelucrarea cu fascicul-laser, flux de electroni sau prin electroeroziune cu fir (v. subcapitolul 8.8).



**Figura 8.54.** Prelucrarea roților dințate precesionale pe mașini-unelte cu comandă numerică în 5 axe

Coroanele dințate în roțile centrale ale transmisiilor precesionale sunt plasate pe axoide conice cu dinți cu profil convex/concav variabil. Din punctul de vedere al variabilității profilului dinților, transmisia precesio-

nală nu are analogi printre transmisiile mecanice clasice. Anume datorită variabilității profilului dinților în transmisiile planetare precesionale multiplicata angrenării poate fi de până la 100% perechi de dinți (în transmisiile evolventice, de regulă, clasice  $\varepsilon = 3 - 7\%$ ) și poate fi proiectat contactul concav-concav al dinților cu profiluri de flanc cu diferența mică a razelor de curbura. De asemenea, poate fi realizată angrenarea dinților cu viteze relative mici între flancuri, posibilități ce asigură capacitate portantă și randament mecanic înalte, mase și gabarite reduse. Totodată, variabilitatea dinților angrenajului precesional nu permite utilizarea bazelor teoretice valabile pentru angrenajele conice clasice. Tehnologia generării danturilor conice cu profil convex/concav al dinților descrisă în [8, 9, 111] nu asigură productivitate înaltă și conduce la creșterea costurilor de fabricație. Din acest motiv, se propune adaptarea tehnologiei de fabricare a danturilor angrenajelor precesionale la mașini-unelte cu comandă numerică în 5 axe cu utilizarea software CAD/CAM, notificat  $G_{m.ax}^{cil}$ .

Elaborarea modelului geometric CAD al danturii roților precesionale se bazează pe elemente din teoria fundamentală a angrenajului, prezentată în capitolele 2, 3 și 7.

Modelul geometric CAGD al danturii roților centrale ale transmisiiilor precesionale cu profil convex/concav variabil dependent de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  se exprimă prin coordonatele punctului de contact al dinților  $E$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .

Există o varietate largă de mașini-unelte cu comandă numerică care au capacitatea de a fabrica piese de complexitate ridicată cu dirijarea legăturii cinematice sculă - semifabricat direct de pe calculator.

Din figura 7.39 observăm că unghiul dintre vectorii poziției punctului de referință al dintelui în arc de cerc  $\mathbf{OG}$  al satelitului și vectorul poziției punctului de contact  $E$  al dinților  $\mathbf{OE}$  reprezintă unghiul de conicitate  $\beta$  al dinților satelitului în arc de cerc, din care rezultă

$$\mathbf{OG} \cdot \mathbf{OE} = X_E X_G + Y_E Y_G + Z_E Z_G = R^2 \cos \beta. \quad (8.210)$$

Din ecuația (8.210) determinăm:

$$X_E = (R^2 \cos \beta - Y_E Y_G - Z_E Z_G) / X_G. \quad (8.211)$$

După o serie de transformări algebrice obținem pentru oordonatele  $X_E$  și  $Y_E$  a punctului de contact al dinților  $E$  următoarele relații:

$$X_E = k_2 Z_E - d_2, \quad Y_E = k_1 Z_E - d_1, \quad (8.212)$$

unde

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{X_G(X_G\dot{X}_G + Y_G\dot{Y}_G) + Z_G^2\dot{X}_G}{(X_G\dot{Y}_G - Y_G\dot{X}_G)Z_G}, & d_1 &= \frac{R^2 \cos \beta \dot{X}_G}{X_G\dot{Y}_G - Y_G\dot{X}_G}, \\ k_2 &= -\frac{k_1 Y_G + Z_G}{X_G}, & d_2 &= \frac{R^2 \cos \beta + d_1 Y_G}{X_G}. \end{aligned} \quad (8.213)$$

Punctul de contact al dinților  $E$  aparține concomitent și sferei cu raza  $R$ , adică coordonatele lui satisfac ecuația acesteia:

$$X_E^2 + Y_E^2 + Z_E^2 - R^2 = 0. \quad (8.214)$$

Înlocuind relațiile (8.212) în (8.214) și rezolvând ecuația obținută în raport cu coordonata  $Z_E$  a punctului de contact  $E$ , obținem:

$$Z_E = \frac{k_1 d_1 - k_2 d_2 \pm [(k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2)]^{1/2}}{k_1^2 + k_2^2 + 1}. \quad (8.215)$$

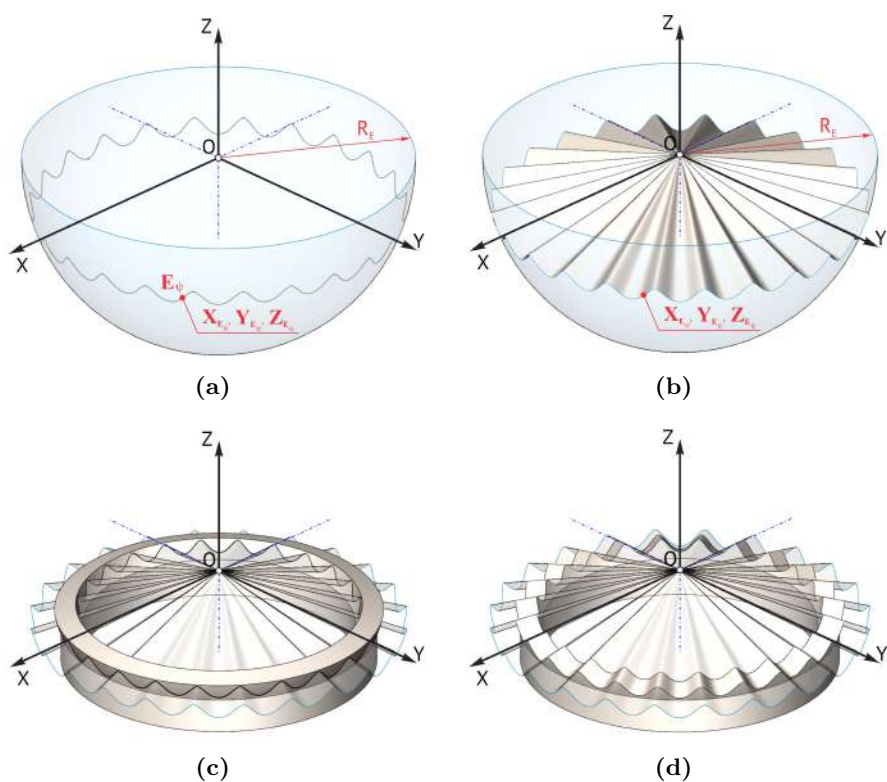
Este de menționat că curba profilului dinților roții centrale este echidistantă de traiectoria mișcării originii  $G$  a razei arcului de cerc, iar pentru orice unghi de rotire  $\psi$  al arborelui-manivelă trebuie să se îndeplinească condiția  $Z_E < Z_G$ . Prin urmare, coordonata  $Z_E$  se determină prin relația:

$$Z_E = \frac{k_1 d_1 - k_2 d_2 - [(k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2)]^{1/2}}{k_1^2 + k_2^2 + 1}. \quad (8.216)$$

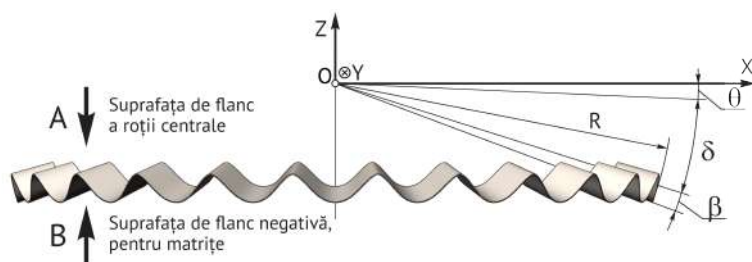
În baza ecuațiilor (8.212) și (8.216), pe sfera cu raza  $R_E$  prezentată în figura 8.55 (a) este interpretată traiectoria punctului de contact  $E_\psi$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , care de fapt reprezintă profilul de flanc al dinților roților centrale. În figura 8.55 (b) este prezentată suprafața de flanc al dinților, generată prin coordonatele  $X_{E_\psi}$ ,  $Y_{E_\psi}$ ,  $Z_{E_\psi}$ , iar în figura 8.55 (c) – suprapunerea acesteia cu modelul 3D al semifabricatului.

Ca rezultat al operațiunilor de fabricație a danturii, obținem roata dințată centrală (fig. 8.55 d) cu suprafața de flanc prezentată în figura 8.56. Vederea  $A$  (fig. 8.56) la suprafața de flanc reprezintă profilul de flanc al dinților roților dințate centrale din transmisiile precesionale, iar vederea  $B$  – reprezintă suprafața matrițelor formelor de turnare sau de presare prin sinterizare.

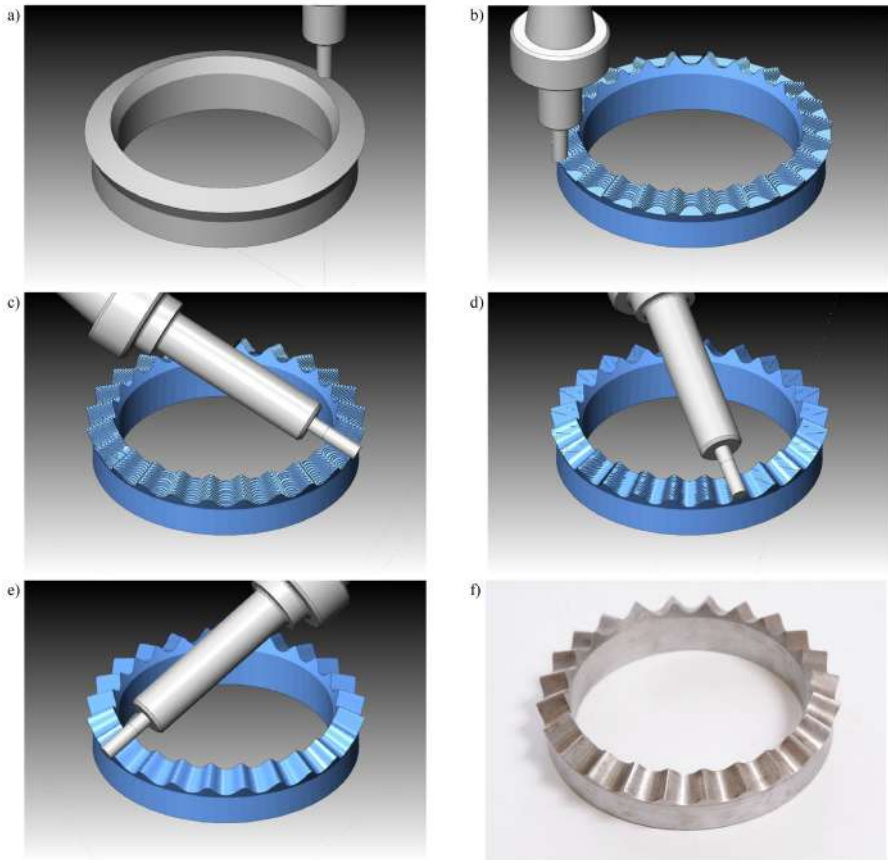
În figura 8.57 este prezentată fișa operațională a procedurii de fabricație  $G_{m.ax}^{cil}$  a roților centrale din transmisia precesională pe mașini-unelte cu comandă numerică în 5 axe. Astfel, în figura 8.57 (a) este prezentată poziționarea semifabricatului în raport cu scula, iar în figura 8.57 (b–f), respectiv operațiunile de degroșare, de finisare preventivă, intermediară și finală. În figura 8.57 (f) este prezentat modelul fizic al roții centrale fabricate.



**Figura 8.55.** Modelul CAD al roții dințate centrale: traiectoria punctului  $E_\psi$  (a) și suprafața de flanc (b) în coordonatele  $(X_{E_\psi}, Y_{E_\psi}, Z_{E_\psi})$ , modelul 3D a semifabricatului (c) și al roții centrale (d)



**Figura 8.56.** Suprafața de flanc generală în coordonatele  $X_{E_\psi}, Y_{E_\psi}, Z_{E_\psi}$



**Figura 8.57.** Fazele de fabricație în baza CAD/CAM a roții dințate centrale cu dinți drepecți: poziționarea semifabricatului (a), degroșarea coroanei dințate (b), prelucrarea preventivă (c), intermediară (d) și finală (e) a suprafeței de flanc, roata dințată reală (f)

#### 8.7.4 Generarea $G_{m.ax}^{cil,\beta}$ a dinților înclinați pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică

Sinteza angrenajului precesional dințat  $A^D$  s-a bazat pe respectarea anumitor condiții geometrice și cinematice restrictive descrise în capitolul 2. Una din condițiile geometrice restrictive constă în asigurarea intersecției prelungirilor generatoarelor suprafețelor de flanc ale dinților roților conjugate în punctul de vârf al axoidelor conice (fig. 8.55 b), care coincide cu centrul de precesie  $O$ . Această condiție definește geometria dinților drepecți examinată în capitolele 2 și 7.

Având în vedere această condiție comună pentru angrenajele  $A^D$  și  $A^B$ , în toate procedeele de generare elaborate  $G_{r.s}^{con}$ ,  $G_{r.s}^{disc}$  și  $G_{m.ax}^{cil}$  se respectă

condiția că prelungirea liniilor de contact ale sculei cu semifabricatul trebuie să treacă prin centrul de precesie  $O$ . În acest caz dinții generați de conturul generator al sculei vor fi drepecți.

Angrenajul precesional  $A^{D,\beta}$  cu angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu diferența mică a razelor de curbura ale profilurilor conjugate definit prin geometria contactului flancurilor dinților ca angrenaj concav-concav poate fi realizat prin procedeul  $G^{cil,\beta}$  cu scula de forma cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică ținând cont de particularitățile geometriei dinților conjugată cu unghiul de înclinare  $\beta$ .

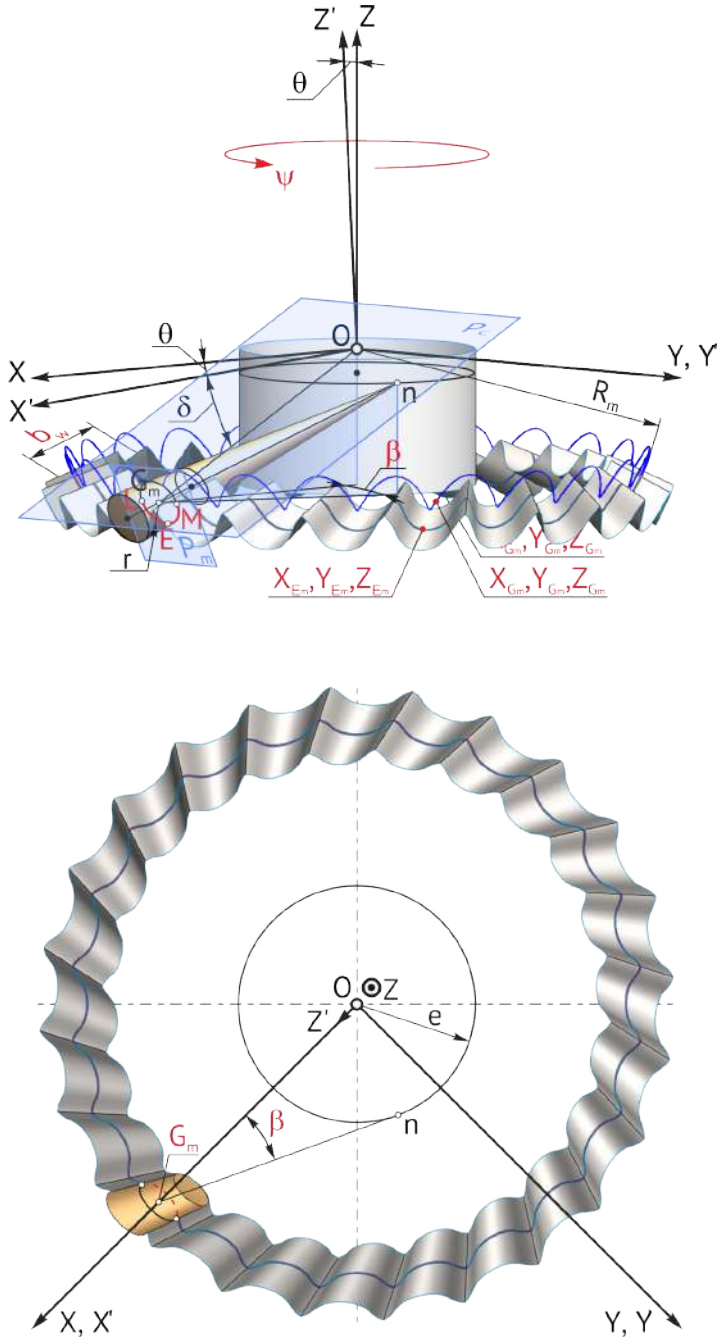
Etapele de proiectare și de fabricare CAD/CAM a danturilor precesionale cu dinții înclinați sunt analogice cu cele ale danturilor cu dinți drepecți, prezentate în figurile 8.55 și 8.57 cu condiția considerării particularităților geometrice ce reprezintă înclinarea dinților sub unghiul  $\beta_g$ , prezentate în figura 8.58.

Deosebirea esențială între procedeele  $G_{m,ax}^{cil,\beta}$  și  $G_{m,ax}^{D,\beta}$  de generare a flancurilor dinților cu angrenările  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  constă în faptul, că în cazul dinților drepecți prelungirea liniei de contact a sculei cu profilul dintelui generat trece prin centrul de precesie  $O$ , iar în cazul dinților înclinați, conturul generator al sculei cilindrice este poziționat în spațiu astfel încât să asigure generarea suprafeței de flanc a dinților roții centrale de forma amprenteii înfășurătoarei familiei de suprafețe ale dintelui roții-satelit la varierea unghiurilor de poziționare a arborelui manivelă  $\psi$  și de rotire proprie  $\varphi$  a roții-satelit la un ciclu de precesie  $0 \leq \psi \leq \frac{2\pi Z_2}{Z_1}$  și care satisfac condiția  $Z_{E_m} < Z_{G_m}$ .

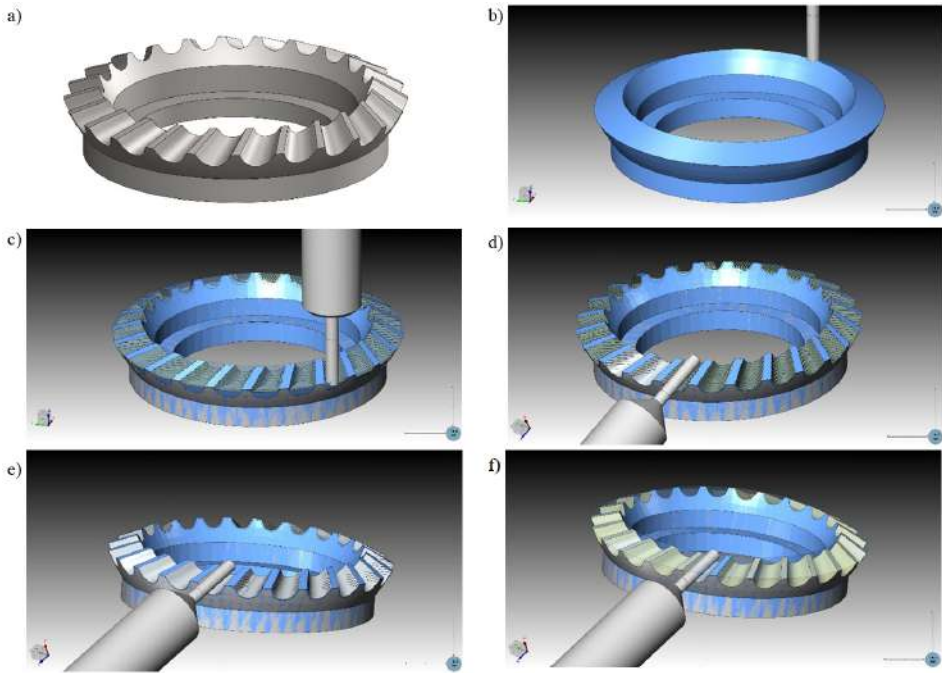
Pentru elaborarea procedurii de generare a roților angrenajului  $A^{D,\beta}$  cu angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  prezentat în figurile 7.85 și 7.86 definim forma și poziționarea sculei în raport cu semifabricatul prin următorii parametrii geometrici și cinematici (a se vedea 8.58):

- Scula de forma cilindrică are raza  $r_s$  ce nu depășește raza curburii de fund al dinților danturii roții centrale în secțiunea cu raza  $R_i$  ;
- Mașina-unealtă multiaxială cu comandă numerică comunică sculei mișcări în raport cu semifabricatul, astfel încât conturul generator al sculei cilindrice cu raza  $r_s$  să asigure generarea conform p. 5 (a se vedea secțiunea 7.8.2) din descrierea modelului matematic al angrenajului  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ .

În figura 8.59 (a)–(f) sunt prezentate fazele de fabricație ale danturii roții centrale cu dinți înclinați în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  prin procedeul  $G_{m,ax}^{cil,\beta}$  cu scula cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comanda numerică: (a) modelul CAD; (b) - poziționarea semifabricatului; (c) – degroșarea coroanei dințate prin frezare în trei axe; prelucrarea în 5 axe a suprafeței de flanc, preventivă (d), intermediară (e) și finală (f).



**Figura 8.58.** Modelul CAD/CAM a procedurii  $G_{m.ax}^{cil,\beta}$  de generare a dinților înclinați în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu scula cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comanda numerică



**Figura 8.59.** Fazele de fabricație în baza CAD/CAM a roții dințate centrale cu dinți înclinați: poziționarea semifabricatului (a), degroșarea coroanei dințate (b), prelucrarea preventivă (c), intermediară (d) și finală (e) a suprafeței de flanc, roata dințată reală (f)

Pentru degroșare a fost aleasă metoda cu adâncimi mari de prelucrare.

Metoda cu adâncimi mari de prelucrare se pliază geometriei piesei și are avantajul utilizării în mare măsură a părții active a sculei așchietoare.

Metoda de prelucrare presupune împărțirea prelucrării dintelui în două părți: partea superioară și partea inferioară a dintelui. Înălțimea fiecărei părți este de  $10\text{ mm}$  și fiecare parte este prelucrată utilizând metoda cu adâncimi mari de prelucrare.

Pentru semi-finisare a fost aleasă metoda de prelucrare 3D cu pași constanți – ceea ce presupune parcurgerea suprafeței dinților de către freza sferică cu doi dinți și cu raza de  $6\text{ mm}$ .

A treia operație este operația de finisare – folosindu-se aceeași metodă de prelucrare cu pași constanți – prelucrarea se execută cu pași constanți cu freza sferică de raza  $3\text{ mm}$  și un pas de  $0.2\text{ mm}$ .

Procedeul de generare  $G_{m.ax}^{cil,\beta}$  a danturilor roților angrenajului precesional  $A^{D,\beta}$  cu dinți înclinați se bazează pe respectarea geometriei sculei, poziționării în spațiu și a cinematicii acestuia în raport cu semifabricatul conform constatărilor:



**Constatarea 8.1.** *Forma geometrică a dinților conjugați în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  și poziționarea lor în spațiu sunt definite prin prevederile p. 1– p. 5 expuse în secțiunea 7.8.2 și reprezintă premisele obligatorii ale procedurii de generare  $G_{m.ax}^{cil,\beta}$ .*

**Constatarea 8.2.** *În procedeul  $G_{m.ax}^{cil,\beta}$  scula de formă cilindrică are raza  $r_s$  ce nu depășește raza curburii de fund al dinților danturii roții centrale în secțiunea cu raza  $R_i$ .*

**Constatarea 8.3.** *Mașina-unealtă multiaxială cu comandă numerică conform procedurii  $G_{m.ax}^{cil,\beta}$  comunică sculei mișcări în raport cu semifabricatul, astfel încât conturul generator al sculei cilindrice cu raza  $r_s$  să asigure generarea formei dintelui roții centrale conform p. 5 (secțiunea 7.8.2) din descrierea modelului matematic al angrenajului  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ .*

## 8.8 Fabricarea roților dințate ale angrenajelor precesionale prin tehnologii neconvenționale

### 8.8.1 Fabricarea roților prin turnare/sinterizare

Majoritatea componentelor de mecanică fină utilizate în aparatele electronice, în utilajul tehnologic, medical, în automobile, avionică, roboți etc. includ transmisii mecanice, față de care sunt înaintate cerințe din ce în ce mai riguroase privind asigurarea următoarelor performanțe:

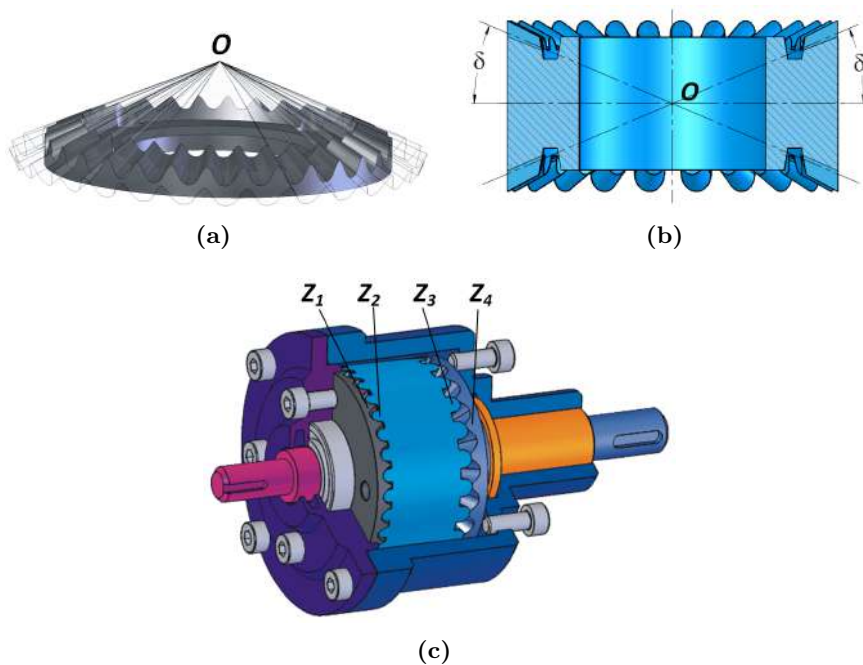
- masă și gabarite reduse;
- fiabilitate înaltă în exploatare;
- cost redus obținut prin tehnologii de fabricare cu productivitate înaltă și de asamblare robotizată;
- capacitate portantă și randament înalte;
- nivel redus de zgomot și de vibrații.

Actualmente, la fabricarea echipamentelor cu elemente de mecanică fină se utilizează transmisiile planetare cu roți dințate cilindrice, uneori transmisiile armonice. În ultimul timp, crește tendința de utilizare a motoarelor electrice de turație înaltă, cu gabarite și masă reduse, deci și a transmisiilor mecanice cu raport de transmitere mai mare. Realizarea rapoartelor de transmitere mai mari în baza transmisiilor mecanice clasice se epuizează ca posibilitate, deoarece concomitent crește numărul de elemente, se măresc gabaritele, masa și, respectiv, costurile de producere. Necesitatea stringentă de a realiza rapoarte de transmitere mari în construcții cât mai simple favorizează avantajos transmisiile planetare precesionale.

În transmisiile planetare precesionale cinematice cu doar 4 elemente de bază (roata-satelit, două roți centrale și manivela), se asigură obținerea raportului de transmitere de până la 5000, iar în transmisiile planetare, același raport de transmitere se asigură cu 24–28 de elemente, pe când

în cea armonică – cu 6 elemente. Însă trebuie de menționat că utilizarea transmisiilor armonice este limitată de durata de viață redusă (a roții flexibile, estimată la cca 5000 ore), precum și de dimensiunile diametrale mai mari (în cazul restricțiilor de gabarit diametral).

Conform recomandărilor și concluziilor expuse în capitolul 7, în transmisia planetară precesională cinematică este rațional și eficient să utilizăm angrenajul cu roți dințate cu contact *dinte – dinte*, în care roata centrală are dinți cu profil convex/concav nestandardizat (fig. 8.60 a), descris de ecuații parametrice conform teoriei fundamentale a angrenajului precesional [8, 9], iar dinții roții-satelit sunt executați cu profil în arc de cerc (fig. 8.60 b).



**Figura 8.60.** Roata centrală cu profil convex/concav (a) și roata-satelit cu profil în arc de cerc (b); reductorul precesional (c)

La elaborarea construcției tehnologiei și a utilajului de turnare/sinterizare a roților dințate, este necesar de a respecta și a considera următoarele particularități constructiv-cinematice ale angrenajului:

- angrenajul precesional este constituit dintr-un satelit (fig. 8.60 c) cu două danturi laterale cu numărul de dinți  $Z_2$  și  $Z_3$  cu profil în arc de cerc, care se angrenează cu două roți dințate centrale cu numărul de dinți  $Z_1$  și  $Z_4$  cu profil convex/concav (fig. 8.60 a);
- prelungirile generatoarelor dinților roților angrenate *se intersectează într-un punct* (centrul de precesie) (fig. 8.60 a, b);

- centrele razelor de curbură ale dinților satelitului sunt plasate pe suprafețele a două *axoide conice* cu vârfurile comasate *într-un punct comun* pe axa satelitului (fig. 8.60 b);
- profilul dinților roților centrale este *convex/concav* și variabil, dependent de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ ;
- satelitul efectuează o mișcare sferospațială la un punct fix, comasat cu punctul  $O$  de intersecție a generatoarelor (fig. 8.60 b);
- dinții roților centrale  $Z_1$  și  $Z_4$  și ai coroanelor satelitului  $Z_2$  și  $Z_3$  se conjugă, cu prezența alunecării relative în contact.

Angrenarea dinților cu profiluri *convex/concav* – *în arc de cerc* cu geometria contactului în varianta examinată posedă un randament relativ mai redus, din cauza prezenței frecării cu alunecare în angrenare. Pentru reducerea pierderilor de putere în angrenaj, parametrii geometrici ai profilului dinților se aleg în funcție de efectele cinematice care au loc în angrenajul *dinte - dinte* (v. capitolul 7).

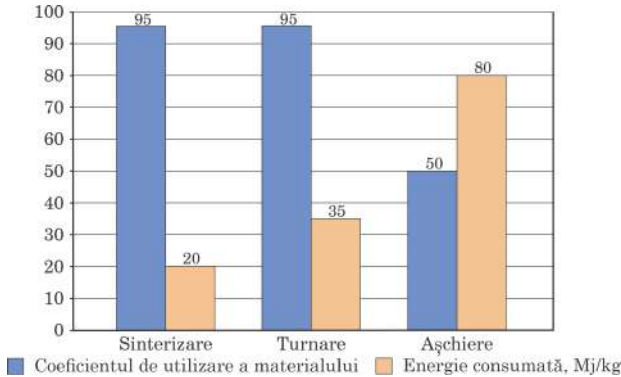
Pentru evacuarea mai eficientă a căldurii din zona de angrenare și mărirea rigidității, roata-satelit este înzestrată din ambele părți cu nervuri.

În scopul optimizării construcției roții-satelit și a parametrilor cinetostatici ai transmisiei planetare precesionale cinematice, în softul *SolidWorks* a fost elaborat modelul 3D al acesteia, fiind modelate și variante constructive ale angrenajului cu diferiți parametri ai configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

Pentru argumentarea geometriei angrenajului precesional cu profilul dinților conjugați *convex/concav* – *arc de cerc*, au fost efectuate cercetări teoretice și experimentale, în baza cărora au fost formulate recomandări pentru diminuarea influenței vitezei relative de alunecare din angrenaj asupra randamentului mecanic, emisiei de zgomot, nivelului de vibrații etc.

La producerea componentelor transmisiilor mecanice prin turnare din mase plastice și prin sinterizare din pulberi metalice, costul unei componente este aproximativ același. Costul materialului în produs se reduce prin mărirea coeficientului de utilizare a materialului. În figura 8.61 este prezentată analiza comparativă a cheltuielilor de energie și a coeficientului de utilizare a materialului pentru trei tipuri de fabricație: sinterizare, turnare și așchiere. La fabricarea prin *sinterizare* din pulberi metalice, coeficientul de utilizare a materialului alcătuiește aproximativ 0,95 din materialul inițial, iar cheltuielile de energie constituie 25% din costul produsului. La fabricarea prin *turnare* din mase plastice, coeficientul de utilizare a materialului este de asemenea de 0,95 din materialul inițial, iar cheltuielile de energie sunt de 35% din costul produsului. La prelucrarea componentelor angrenajului prin *așchiere*, coeficientul de utilizare a materialului este de 0,5 din semifabricat, iar cele de energie ajung până la 80% din prețul produsului. Din analiza diagramelor constatăm că cele mai raționale tehnologii de fabricare a roților

dințate de dimensiuni mici, din punctul de vedere al cheltuielilor, sunt metodele de turnare din mase plastice și de sinterizare din pulberi metalice. Așchiera se utilizează numai în cazuri unice, când este necesar un număr mic de piese și nu este rațional de executat forme de turnare/sinterizare.



**Figura 8.61.** Analiza comparativă a consumului de material la fabricarea roților dințate prin sinterizare, turnare și așchiere

Rezistența și capacitatea de funcționare a angrenajului transmisiei precesionale cu roți dințate fabricate prin turnare din mase plastice sau prin presare din pulberi metalice depind de:

- geometria contactului dinților;
- materialele dinților conjugați și compatibilitatea acestora din punct de vedere tribologic;
- cota alunecării relative din contactul dinților;
- precizia și calitatea prelucrării suprafețelor flancurilor dinților;
- eficiența evacuării căldurii din zona contactului;
- dimensiunile roților dințate;
- calitatea lubrifiantului etc.

Realizând rapoarte de transmitere mari în gabarite mici, asigurând precizie cinematică și capacitate portantă înalte datorate angrenării multiple a dinților, *transmișiile planetare precesionale cinematice* se deosebesc avantajos de cele clasice și pot fi utilizate pe larg în diverse domenii.

### 8.8.1.1 Aspecte tehnologice și utilaj pentru fabricarea roților dințate prin turnare din mase plastice

Transmisia planetară precesională cinematică cu roți din mase plastice poate fi fiabilă în exploatare numai în cazul în care sunt respectate toate particularitățile constructiv-cinematice ale angrenajului, în special geometria contactului dinților angrenați cu alunecare relativă redusă în contact.

Rezistența și durabilitatea funcționării angrenajului transmisiei depind de materialul utilizat, de dimensiunile roților dințate, de precizia executării acestora și de alți factori.

La proiectarea și fabricarea roților dințate prin turnare din mase plastice, un rol important îl are alegerea corectă a materialului și construcția roții dințate, care să asigure:

- formarea cu precizie a geometriei contactului;
- evacuarea eficientă a căldurii din zona contactului dinților;
- concordanța cerințelor tehnologice ale procesului de turnare cu proprietățile fizico-mecanice ale materialului;
- micșorarea costului de fabricație;
- diminuarea sau excluderea tensiunilor remanente.

Materialul-polimer pentru roți se alege cu considerarea proprietăților privind flexibilitatea, termoconductibilitatea, relaxarea sarcinii, rezistența mecanică și dependența acesteia de temperatură și de viteza relativă din contactul dinților etc. La elaborarea construcției roții dințate este important să fie respectate omogenitatea secțiunilor și grosimea pereților, iar diferența dintre dimensiunile maxime și cele minime să nu depășească 25–30%. Pentru a asigura calitatea formării roților prin turnare, este important să alegem corect sistemele de turnare cu distribuția rațională a punctelor de injecție. Pe lângă aceasta, trebuie respectat principiul umplerii succesive a formei cu topitură de polimer, începând cu secțiunile de dimensiuni mari.

La scoaterea din forme a roților dințate cu grosimea mică a pereților, există riscul deformării lor. Pentru înlăturarea acestuia, în construcția roții se prevăd nervuri de rigiditate cu grosimi uniforme și înclinări tehnologice. Totodată, trebuie de avut în vedere că la un număr mic de nervuri de rigiditate pe coroana dințată pot apărea poligonități, deoarece contracția radială a sectoarelor danturii roților unde sunt amplasate nervurile de rigiditate diferă de sectoarele unde lipsesc asemenea nervuri.

**Recomandări privind alegerea materialului plastic.** Solicitarea cu sarcină și viteza relativă din contactul dinților reprezintă cele mai importante caracteristici la alegerea materialului, de care depind limita capacității portante și durata de funcționare a roților angrenate. Sarcina înaltă condiționează alegerea maselor plastice dure și rigide, în particular termoplastele armate. La mărirea vitezei relative din contactul dinților crește căldura degajată în zona de contact și scade capacitatea portantă a angrenajului. Alte criterii de referință la alegerea materialului sunt temperatura admisibilă la exploatarea de lungă durată și termorezistența. La sarcini mici și viteze unghiulare mari urmează un nivel de zgomot și de vibrații mai ridicat. Astfel, se vor utiliza materiale cu proprietăți de amortizare înalte, în special recomandate pentru transmisiile solicitate cu sarcină de șoc.

Funcționalitatea transmisiei cu roți din mase plastice depinde în mare parte și de proprietățile de ungere ale lubrifianțului. În cazul utilizării lubrifianților se ia în considerație acțiunea acestora asupra proprietăților reologice ale materialului. Deformațiile posibile ale roților dințate influențează negativ asupra preciziei cinematice a transmisiei, de aceea este nevoie de determinat și de stabilit deformațiile-limită. În afară de aceasta, trebuie de ținut cont de influența asupra rezistenței materialului a substanțelor chimice active, provocatoare de microfisuri și de tensiuni remanente în stratul superficial al suprafețelor active ale flancurilor dinților, care intensifică procesul de deteriorare a acestora.

În tabelul 8.1 sunt prezentate mărcile materialelor plastice recomandate de firme producătoare pentru fabricarea roților dințate din transmisii.

**Utilaj tehnologic de fabricare.** Luând în considerație particularitățile constructive ale roților dințate din angrenajul precesional descrise în subcapitolul 8.2, a fost elaborat și fabricat utilajul tehnologic de turnare din mase plastice prin injecție sub presiune a roților-satelit cu profilul dinților în arc de cerc, prezentat în figurile 8.62 și 8.66.

Utilajul tehnologic de turnare este constituit din nodurile: fix, formator și mobil (a se vedea figura 8.62).

*Nodul fix* constă din placa de prindere 5, dotată cu bușa de ghidare 15, în care este amplasat pistonul 11 fixat de plăcile port-aruncător 6 și de presiune 7 cu aruncătoarele 17. Pe placa de prindere 5 sunt montate bușele de centrare 14, pe care este amplasat distanțierul 4. Pe partea cealaltă a plăcii de prindere 5 este fixat inelul de centrare 9.

*Nodul formator-I* constă din placa de presiune 3, pe care este amplasată placa activă 2 cu inserțiile 18 și 20, centrate prin intermediul bușelor de ghidare 13. Matrițele 19 și 21 sunt montate între inserțiile 18 și 20. Pe placa de presiune 3 mai sunt montate conectorul 16, buloanele 27 și șurubul 34 care servește pentru transportarea formei de turnare.

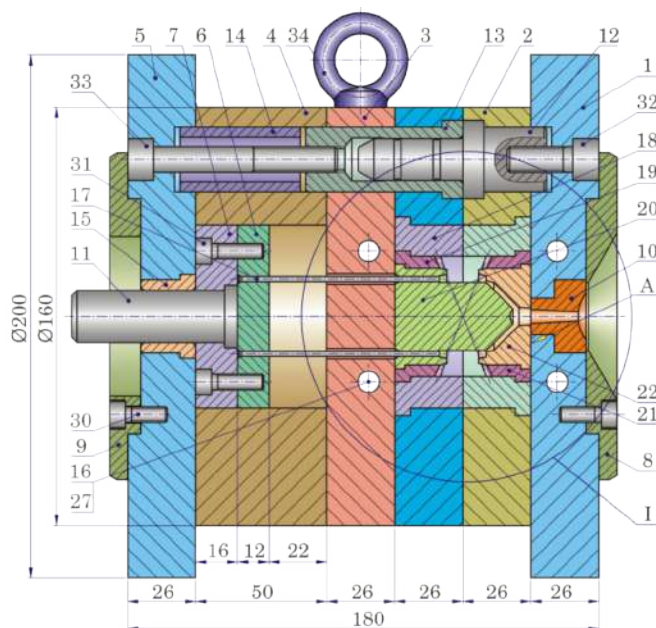
*Nodul mobil* este compus din placa de prindere 1, centrată imobil cu placa activă 2 prin intermediul coloanelor de ghidare 12. În placa activă 2 sunt montate inserțiile 18, 22, iar în spațiul dintre ele – matricea 21. Pe cealaltă parte a plăcii de prindere 1 este montată duza de injecție 10, fixată în placă cu ajutorul inelului de centrare 8.

Nodul intermediar se assemblează cu nodul fix al formei și al aruncătoarelor 17, iar nodurile mobil și fix – prin intermediul coloanelor de ghidare 12.

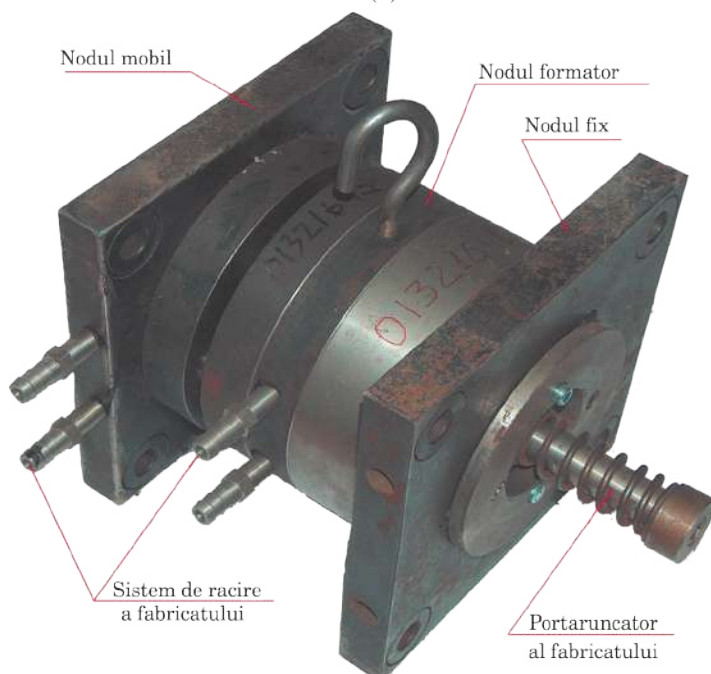
Componentele de bază ale utilajului de turnare sunt matrițele 19 și 21 cu profiluri în arc de cerc oglină, care formează dinții coroanelor roții-satelit (fig.8.63 a). Profilul negativ al matricelor 19 și 21 prezentate în figura 8.63 (b) a fost prelucrat prin electroeroziune cu sculă-electrod filiform prin procedeul descris în subsecțiunea 8.8.2.

Tabelul 8.1. Materiale pentru fabricarea roților dințate

	Denumirea materialului	Densitatea, kg/m <sup>3</sup>	Marca de producere
1	Polietilenă cu densitate mare	960	PE-Schkopau, Hostalen LD, Baylon, Alkathene, Moplen, Lupolen, Vestolen
2	Polietilenă cu densitate joasă	920	Liten, Vestolen, Hostalen
3	Polietilenă înalt moleculară	916	Hostalen GUR, Lupolen
4	Polipropilenă	905...910	Hostalen PP, Moplen, Mosten, Noblen, Novolen, Vestolen P, Napryl, Daplen, Luparen
5	Poliamidă 6 și materiale compozite pe baza ei	1120...1150	Degamid, Durethan, Ultramid B, Miramid, Akulon, Grilon, Grodnamid, Etamid, Capron
6	Poliamidă 66	1120...1150	Ultramid A, Maranyl A, Zytel E, Leona, Sylamid, Spalamid
7	Poliamidă 11	1020...1040	Rilsan B
8	Poliamidă 12	1010...1020	Rilsan A, Grilamid, Vestamid
9	Poliamidă 610	1070...1090	Ultramid S
10	Poliamidă 6 cu de sticlă	1350	Renyl, Zytel, Orgamide
11	Poliamidă 66 cu adaos de sticlă	1350	Durethan, Aculon R, Catalin, Verton
12	Policarbonat și materiale compozite pe baza lui	1070...1230	Makrolon, Orgalan, Lexan, Merlon
13	Polioximetilen și materiale compozite pe baza lui	1340...1430	Delrin, Celcon, Hostaform, Duracon
14	Polioximetilen cu adaos de sticlă	1700	Kematal, Tenac, Ultraform
15	Polibutilentereftalat	1300	Pocan, Deroton, Ultradur, Dynalut
16	Polibutilentereftalat cu adaos de sticlă	1550	Pibiter, Orgater, Celanex, Snialen
17	Polietilentereftalat	1370	Arnite, Crastin, Tenite, Vestodur, Rynite, Hostadur, Ultradur, Lavsan
18	Polietilentereftalat cu adaos de sticlă	1650	Rhodester
19	Polifenilenoxid	1060	Noril
20	Polisulfon	1240...1250	Bakelite P, Udel, Polisulfon
21	Poliestersulfona	1370	Poliestersulfona, Victrex
22	Polifenilensulfid	1340	Ryton
23	Poliamidă	1430	Kapton, Vespel, Kinel
24	Polyester Ketone	1320	Victrex
25	Poliuretan termoplastice	1250	Desmopan, Elastollen, Vulkollan, Resistifol



(a)



(b)

**Figura 8.62.** Forma de turnare a roților dințate ale angrenajului precesional din mase plastice prin injecție sub presiune: secțiunea axială (a) și mostra industrială a formei (b) (fabricată la Uzina “Sigma”, Chișinău)





**Figura 8.63.** Modelul 3D ale danturilor matritelor cu profil oglindă (a), mostre ale matritelor fabricate (b) și mostre de roți-satelit (fabricată la Uzina “Sigma”, Chișinău) (c), *Hostaform C 9021* (d), poliamid 6 (e), *Hostaform M 9021* (f)

Utilajul tehnologic de turnare a roții-satelit și ai roților centrale (fig. 8.62) a fost dotat cu un set de matrite, cu diferiți parametri geometrici ai angrenajului precesional, prezentați în tabelul 8.2.

**Tabelul 8.2.** Parametrii geometrici ai roților-satelit

Parametrii	Simbolul	Roata-satelit					
Numărul de dinți	$Z_2$	30	31	30	31	30	31
	$Z_3$	20	20	22	22	25	25
	$Z_1$	29	30	29	30	-	-
	$Z_4$	19	-	21	23	24	26
Unghiul axoidei conice, °	$\delta_1$	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
	$\delta_2$	0	0	22,5	22,5	22,5	22,5
Unghiul de nutație, °	$\theta$	2,5					
Unghiul de conicitate, °	$\beta$	3,45			7,77		

Utilizând utilajul tehnologic de turnare prezentat în figura 8.62 b, au fost fabricate din material (polioximetilenă) *Hostaform C 9021*, *Hostaform C 9021M* și *Hostaform C 9021TF* un set de roți-satelit cu diferiți parametri geometrici ai coroanelor cu dinți cu profil în arc de cerc prezentat în figura 8.63 (c-f). Regimurile și condițiile procesului tehnologic de turnare din mase plastice pentru fiecare marcă sunt recomandate de producătorul acestora.

Construcția formei de turnare prezentată în figura 8.62 (a, b) a fost concepută astfel încât prin înlocuirea pieselor modulului formator (a se vedea secțiunea locală – I) compus din matrițele 19 și 21 și din insertiile 18 și 20 să asigurăm fabricarea roților-satelit și a roților centrale cu diferite numere de dinți  $Z$ , profiluri și unghiuri ale axoidei conice  $\delta$ .

O altă particularitate constructivă a formei de turnare constă în asigurarea posibilității turnării coroanelor danturate ale roților în carcase-armatură, spre exemplu în forma de arbore-manivelă pentru roțile-satelit ale transmisiilor  $2K-H$ .

În figura 8.64 (a) este prezentată secțiunea locală – I a nodului formator al formei de turnare din mase plastice a roților-satelit a angrenajului precesional  $2K-H$  cu profil în arc de cerc, în figura 8.64 (b) și (d) sunt prezentate vederile 3D ale matrițelor cu profiluri în arc de cerc oglindă ale dinților, în (c) – vederea 3D a roții-satelit, iar în (e), (g), (f), (h) – respectiv, mostrele fabricate ale matrițelor, armaturii arbore-manivelă și ale roților-satelit.

În figura 8.65 (a),(b) sunt prezentate secțiunile locale ale nodului formator a formei de turnare a roților-centrale fixă și mobilă a angrenajului precesional  $2K-H$ , iar în (c)–(g), respectiv, vederile 3D ale roții centrale fixă, a matriței cu profil oglindă pentru roata centrală fixă, a roții centrale mobile, armaturii și a matriței cu profil oglindă pentru roata mobilă.

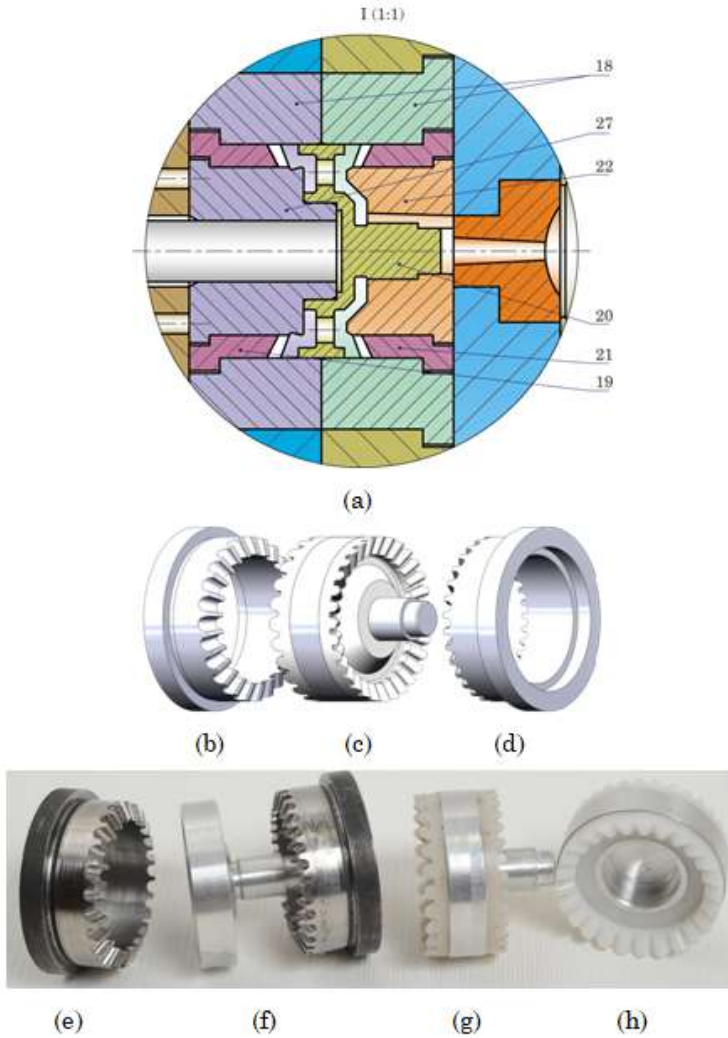
În figura 8.66 (a) este prezentată secțiunea locală a nodului formator al formei de turnare din mase plastice a roții-satelit cu nervuri de rigiditate și cu armătura în formă de arbore-manivelă, în (b), (c) și (d) – vederile, respectiv, ale matrițelor cu profiluri oglindă ale profilurilor danturilor roții-satelit și armaturii în formă de arbore-manivelă, iar în (e) și (f) – vederile sateliților turnați pe arborele-manivelă.

Roțile-satelit cu profilul dinților în arc de cerc și roțile centrale cu profil convex/concav variabil nestandardizat fabricate din mase plastice prin injecție sub presiune în forma de turnare prezentată în figura 8.62 (b) au fost asamblate în motoreductoarele precesionale prezentate în capitolul 7 în figurile 7.80 – 7.83 și în capitolul 10, figura 10.34.

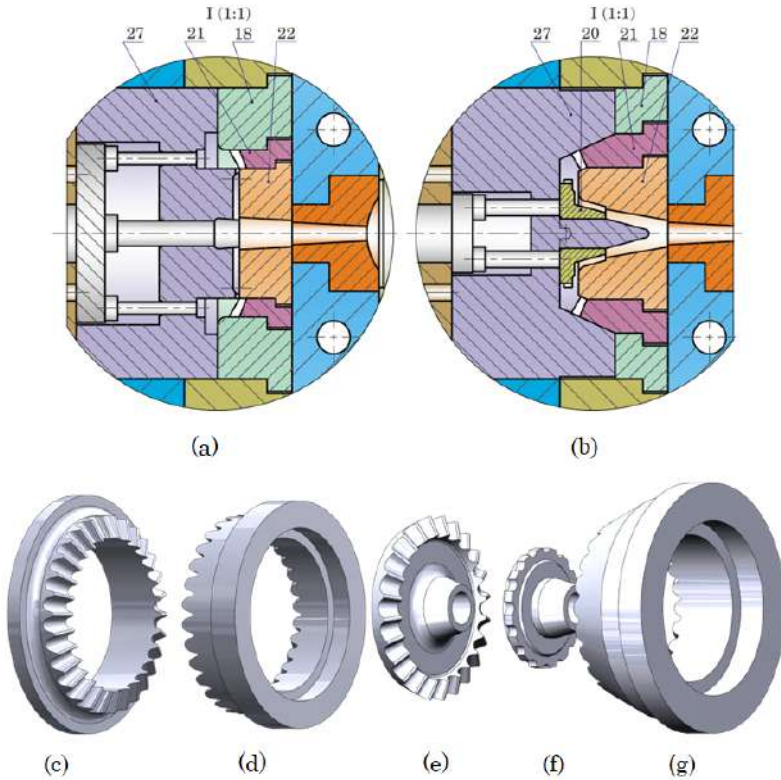
### 8.8.1.2 Aspecte tehnologice și utilaj pentru fabricarea roților dințate prin sinterizare din pulberi metalice

Prin metalurgia pulberilor se asigură plenar tendințele moderne de producție: fabricare în serie, consum relativ mic de energie la fabricarea pieselor de calitate înaltă, utilizare fără pierderi a materialului inițial, automatizare, introducerea controlului static al calității.

S-a constatat că, la fabricarea unei roți dințate prin sinterizare din pulberi metalice sau prin turnare din mase plastice, coeficientul de utilizare a materialului constituie 95%, consumul de energie –  $29 \text{ MJ/kg}$  și, respectiv,



**Figura 8.64.** Forma de turnare prin injecție sub presiune: (a) – secțiunea locală a nodului formator al roții-satelit al angrenajului precesional  $2K-H$ ; (b), (d), (c), respectiv, vederi 3D, ale matrițelor cu profiluri oglindă ale danturilor și a roții-satelit; (e), (g), (f), (h) – respectiv, mostre fabricate ale matrițelor, armaturii arbore-manivelă și ale roților-satelit

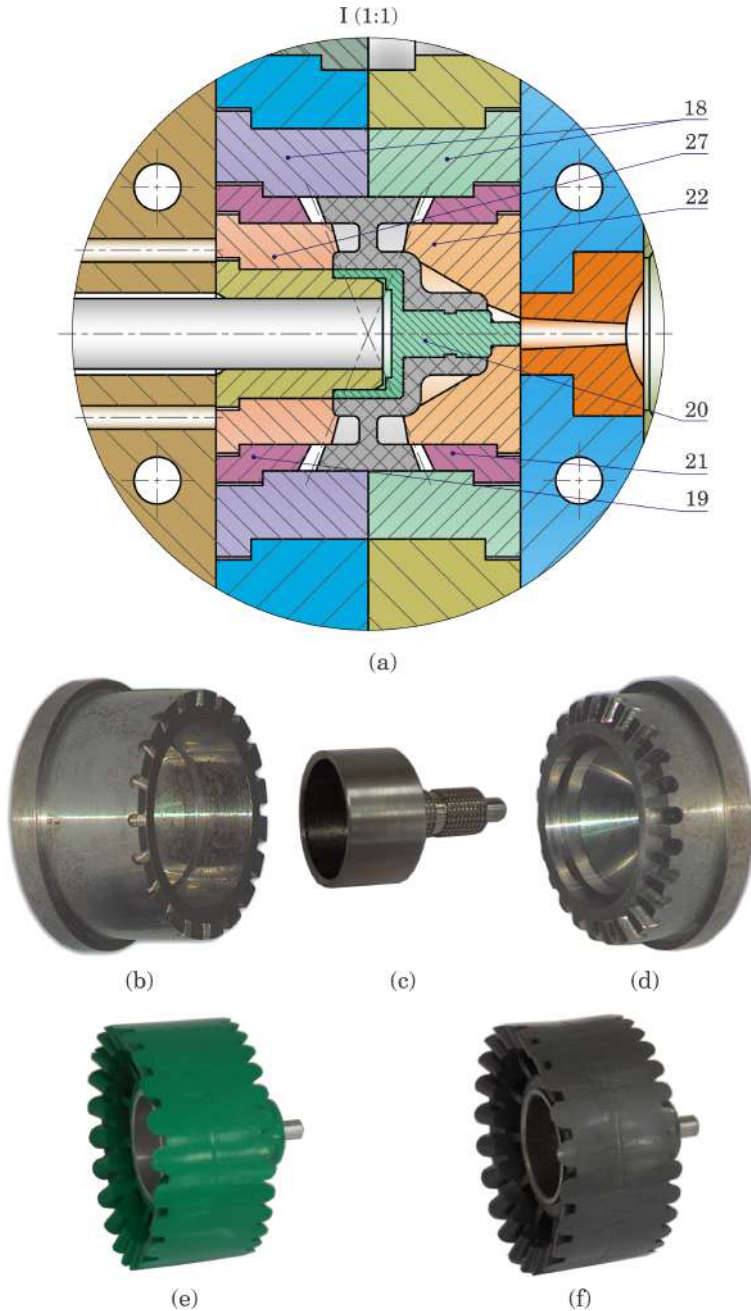


**Figura 8.65.** Secțiuni locale ale nodului formator a formei de turnare: (a), (b) – pentru fabricarea roților centrale fixă și respectiv mobilă a angrenajului precesional  $2K-H$ ; (c), (d) – vederile 3D ale roții centrale fixă și ale matriței cu profil oglindă; (e), (f), (g) – respectiv vederile roții centrale mobilă, armaturii și ale matriței cu profil oglindă

90% și  $30-38 \text{ MJ/kg}$ , iar după prelucrarea mecanică – 40–50% și, respectiv,  $66-82 \text{ MJ/kg}$ .

Domeniile posibile de utilizare a angrenajelor precesionale variază de la dispozitive de acționare cinematice și de putere cu destinație generală și specială până la dispozitive pentru transmiterea mișcării în spații ermetice în tehnica cosmică, chimică, atomică, în transmisii hidraulice etc. Pulbera metalică cu caracteristicile necesare pentru fabricarea și exploatarea pieselor componente ale angrenajului precesional (satelit, roți dințate, role conice, lagăre de alunecare ș.a.), de regulă, se alege în funcție de condițiile de exploatare (medii agresive, vid, frecare fără ungere etc.) și de particularitățile constructive ale geometriei contactului dinților.

**Alegerea pulberilor metalice.** Pentru fabricarea roților dințate ale transmisiilor precesionale cinematice cu destinație generală pot fi utilizate



**Figura 8.66.** Forma de turnare prin injecție sub presiune: (a) – secțiunea locală a nodului formator al roții-satelit cu arbore-manivelă; (b), (d), (c), (e), (f) – respectiv, mostre fabricate ale matrițelor cu profil oglindă, al arborelui-manivelă și ale roților-satelit turnate din diferite mase plastice

pulberi metalice slab aliate, obținute prin metode mecanice de pulverizare cu apă sau ulei, inclusiv prin metode chimice de reducere (prin recoacere de difuzie). Spre exemplu, pulberea metalică de marca *PJV 2.160.24* (GOST 9849–86), obținută prin încălzire în atmosferă de reducere cu carbon solid (recoacere de difuzie), este analoagă pulberii *NC 100.24* din grupa de pulberi *Distaloy* a Firmei “Hoganas” (Elveția), care posedă caracteristicile  $\sigma = 580 \dots 750 \text{ MPa}$ ,  $180 \dots 200 \text{ HV}$ . Aceste pulberi se propun pentru fabricarea roților dințate de configurație complicată și porozitate înaltă, în special atunci când piesele sunt supuse unui tratament de îmbibare cu ulei sau lubrifianți solizi [73, 74], pentru asigurarea procesului de autoungere a suprafețelor în contact cu frecare de alunecare.

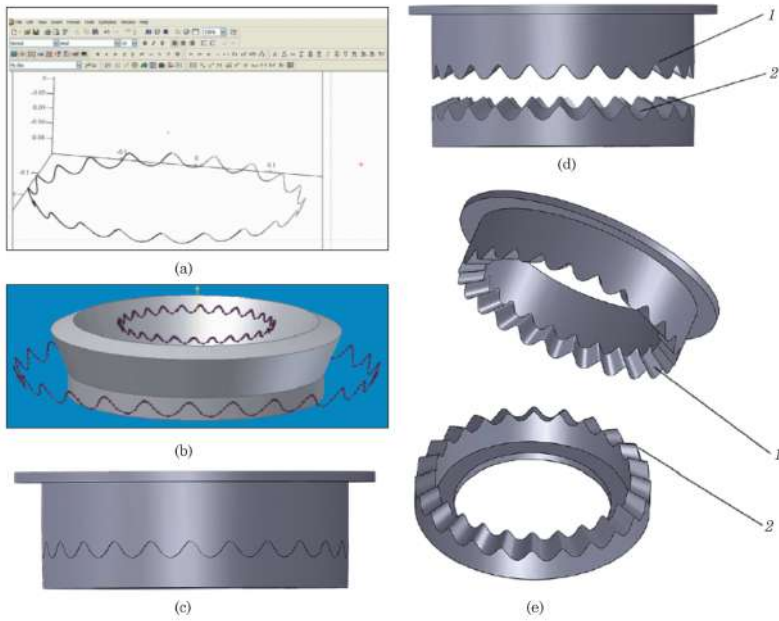
**Elaborarea echipamentului tehnologic.** Dintre cele patru elemente constituente ale transmisiilor precesionale cinematice, de regulă, se recomandă a fi fabricate prin sinterizare din pulberi metalice roata-satelit cu două coroane de dinți cu profilul în arc de cerc și roțile dințate centrale cu profil convex/concav.

În scopul optimizării geometriei contactului dinților și a construcției roților dințate, s-au efectuat o serie de modelări (în pachetul de modelare matematică *Mathcad 2001 Professional* și în sistemul de modelare CAD/CAM/CAE *CATIA V5R7* privind optimizarea constructivă a matrițelor pentru fabricarea roților cu diferiți parametri geometrici ai angrenajului prin diverse tehnologii neconvenționale. În figura 8.67 este prezentat procesul computerizat de modelare a matrițelor fabricate prin electroeroziune cu sculă-electrod filiform pentru formele de presare a roților dințate din pulberi metalice.

În figura 8.67 (a, b) sunt prezentate etapele descrierii grafice a profilurilor dinților în baza ecuațiilor parametrice expuse în [8, 9]. În figura 8.67 (c–e) sunt redate secvențe ale procesului de tăiere prin electroeroziune cu sculă-electrod filiform a profilului convex/concav negativ al matrițelor 1 și roților dințate centrale 2 cu profil convex/concav.

În baza modelelor computerizate și a analizei cerințelor înaintate față de utilajele tehnologice de presare, a fost elaborată documentația tehnică și fabricată forma de presare a roților-satelit cu profil în arc de cerc. Presarea roții-satelit cu 2 coroane danturate cu dinți în arc de cerc a fost făcută cu utilajul tehnologic de presare cu acțiune într-o singură operație (fig. 8.68 a).

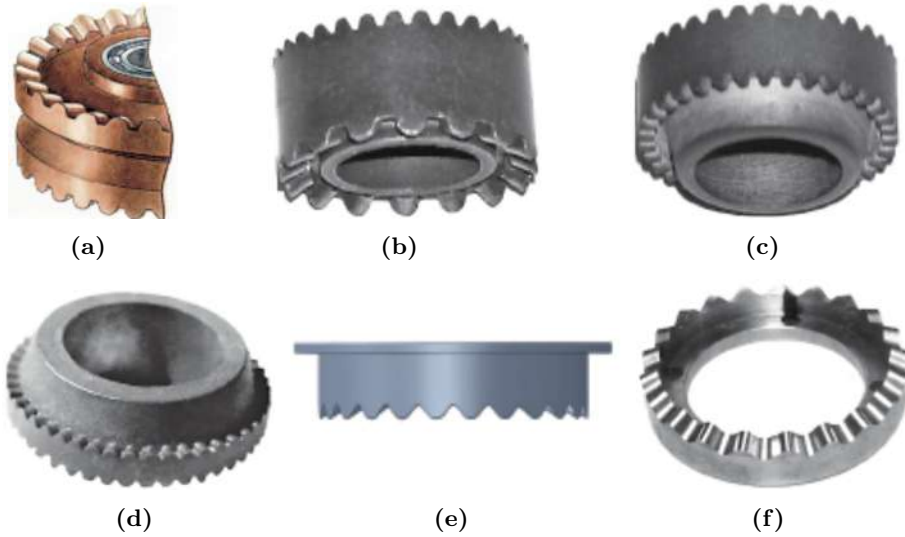
Utilajul tehnologic de presare a roții-satelit include matrița integrală 1, matrițele-poansoane 2, cu dinții cu profil în arc de cerc negativ, și miezul 3 (fig. 8.68 c). Utilajul a fost proiectat astfel încât punctul de intersecție al generatoarelor dinților matrițelor-poansoane 2 să coincidă cu centul blocului-satelit, deci cu centrul de precesie din transmisia reală. Pentru ușurarea extragerii piesei din utilajul tehnologic de presare, piesele formei au fost elaborate cu unghiurile de conicitate necesare [73, 74].



**Figura 8.67.** Procesul de modelare 3D a matrițelor cu profil-oglină al dinților (pentru fabricarea roților dințate centrale)



**Figura 8.68.** Utilajul tehnologic de presare individuală: a roților centrale cu profil convex/concav al dinților (a); a roților-satelit cu două coroane cu dinți în arc de cerc (b); matrițe și mostre de roți dințate cu diametrul de 24, 38, 46, 62 mm (c)



**Figura 8.69.** Roți-sateți cu dinți în arc de cerc (a, b, c, d, e) și roată dințată cu profil convex/concav al dinților (f), fabricate prin sinterizare

Forma de presare asigură realizarea particularităților constructive și respectarea parametrilor geometrici de bază ai angrenajului precesional. După efectuarea încercărilor utilajului tehnologic model, au fost elaborate, proiectate și executate în metal utilaje tehnologice de presare a blocurilor-satelit cu profil în arc de cerc al dinților și a roților dințate centrale cu profil convex/concav al dinților, cu diametrele pe exterior de  $D = 24, 38, 46, 62 \text{ mm}$  și diferiți parametri geometrici  $Z_1, Z_2, \delta, \theta$ , utilizați în modele de cercetare și construcții de mecanisme din mecanica fină, inclusiv în tehnica cosmică de zbor și utilaj tehnologic. Pentru reductoarele precesionale de putere cu funcționare în condiții speciale, elementele care se execută din pulberi metalice prin sinterizare sunt rolele conice ale danturilor roții-satelit, lagărele de alunecare ș.a.

**Remarca 8.4.** Pentru transmisiile cu funcționare în spații vidate, compozitul din pulberi metalice include în calitate de material lubrifianț  $M_oS_2$ , grafit ș.a., impregnate sub presiune în microporii danturilor roților.

## 8.8.2 Fabricarea roților prin electroeroziune cu scule-electrod filiform și masiv

### 8.8.2.1 Sisteme tehnologice de generare a danturilor cu scula electrod filiform

**Schema principală a procedului de generare.** Fabricarea roților centrale cu profil convex/concav variabil al dinților și a roții-satelit cu profil



în arc de cerc din transmisia precesională poate fi realizată prin electroeroziune cu scula-electrod filiform cu diferită cinematică a interacțiunii *sculă-electrod – semifabricat*. În figura 8.70 este prezentată schema cinematică în care roata-semifabricat 1 efectuează mișcare de rotație în jurul axei sale, iar scula-electrod filiform 2 – mișcare sferospațială în jurul unui punct fix, suprapus cu centrul de precesie. Aceste două mișcări cinematice corelează între ele astfel încât la un ciclu precesional al sculei-electrod filiform 2 semifabricatul 1 se rotește cu un dinte.

Procedeul de generare a flancurilor dinților roții-semifabricat se bazează pe respectarea următoarelor cerințe și condiții restrictive:

1. Traectoria mișcării liniei de contact al sculei-electrod filiform cu flancurile dinților roții-semifabricat presupune reproducerea traiectoriei mișcării liniei de contact dintre dinții angrenajului precesional real.
2. Corelarea cinematică dintre mișcările sferospațiale a sculei-electrod filiform și de rotație a roții-semifabricat trebuie să asigure respectarea principiului de bază al legii fundamentale a angrenării privind continuitatea funcției de transformare a mișcării cu raport de transmitere constant.
3. Roata-semifabricat efectuează mișcare de rotație uniformă în jurul axei sale.
4. Scula-electrod filiform, împreună cu dispozitivul de înmagazinare a acestuia, sunt limitate de mișcarea de rotație în jurul axei  $Z$  printr-o articulație cinematică neasurică.
5. Scula-electrod filiform efectuează în raport cu roata-semifabricat mișcare sferospațială în jurul centrului  $O$ , formând roata imaginară.
6. Scula-electrod filiform este amplasată în spațiu astfel încât axa ei să intersecteze centrul  $O$  și să formeze cu planul  $OX_1Y_1$  al sistemului mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  unghiul:

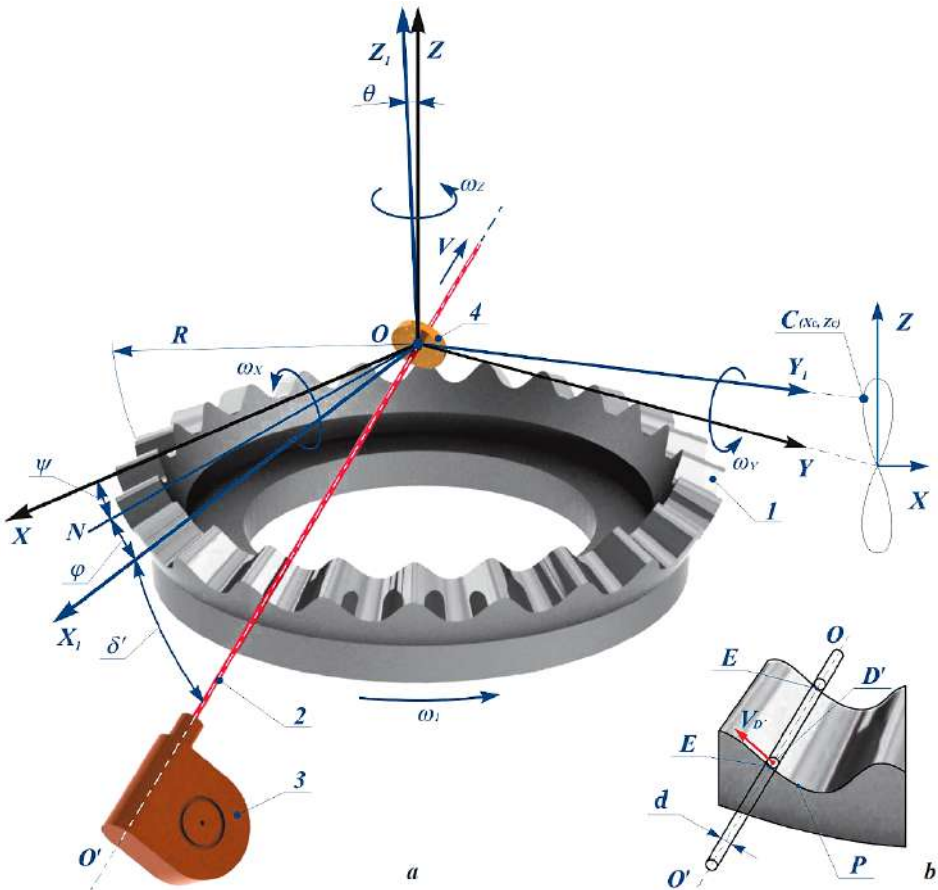
$$\delta' = \delta + \beta - \arctg \frac{0,5t}{R}, \quad (8.217)$$

unde  $\delta$  este unghiul axoidei conice pe suprafața căruia sunt plasate centrele razelor de curbura  $r$  ale profilului în arc de cerc al dinților danturii roții-satelit,  $\beta$  – unghiul de vârf al dintelui satelitului  $\beta = \arctg(r/R)$ , iar  $t$  este interstițiul format de scula-electrod în procesul de electroeroziune.

Pentru respectarea acestor condiții, este necesar ca traiectoria mișcării spațiale a unui punct de contact al sculei-electrod filiform cu profilul flancului dintelui în proces de generare să coincidă cu traiectoria punctului similar de contact al dinților din transmisia reală cu mișcare sferospațială a roții-satelit.

În schema principală a procedurii de generare, admitem sistemul imobil de coordonate  $OXYZ$  și sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$

legat cu scula-electrod, originile cărora coincid cu vârful axoidei conice a roții-semifabricat 1 (fig. 8.70).



**Figura 8.70.** Schema principală de generare a danturii roților angrenajului precesional prin electroeroziune cu mișcare sferospațială a electrodului filiform (semifabricatul efectuează mișcare de rotație în jurul axei  $Z$ )

Roata-semifabricat 1 este instalată ca axa ei să coincidă cu axa  $OZ$ , iar prelungirile generatoarelor profilului dinților să intersecteze originea  $O$  a sistemelor de coordonate fix și mobi amplasată în centrul de precesie. Axa  $O'O$  a electrodului filiform (scula) de asemenea trece prin centrul de precesie  $O$ , este plasată în planul  $OX_1Z_1$  și formează cu planul  $OX_1Y_1$  unghiul  $\delta' = \delta + \beta - 0,5t$ . Unghiul  $\delta'$  reprezintă unghiul de conicitate al axoidei conice, pe suprafața căreia sunt plasate centrele razelor de curbură ale profilului în arc de cerc al dinților satelitului din angrenajul real.

Dispozitivul de înmagazinare 2 al electrodului filiform 3 este legat cu sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  astfel încât să asigure deplasarea

acestui de-a lungul axei  $OO'$ . Interpolatorul 4 orientează deplasarea electrodului filiform 3 strict pe axa  $OO'$ , asigurând încontinuu trecerea lui prin centrul de precesie  $O$ . Sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , de care este legat fix dispozitivul de înmagazinare 2 al electrodului filiform 3, efectuează în raport cu sistemul fix de coordonate  $OXYZ$  mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$ , descrisă cu unghiurile Euler  $\psi$ ,  $\varphi$  și  $\theta$ .

Unghiul de nutație  $\theta$  corespunde cu unghiul de înclinare a arborelui-manivelă al transmisiei reale pe care este instalat satelitul precesional; unghiul rotație proprie  $\varphi$  este unghiul dintre linia nodurilor (de întretăiere a planurilor  $OXY$  și  $OX_1Y_1$ ) și axa  $OX_1$  (în transmisia reală reprezintă unghiul de rotație a satelitului în jurul axei proprii), și unghiul de precesie  $\psi$  – unghiul dintre linia nodurilor și axa  $OX$  (în transmisia reală corespunde unghiului de rotație a arborelui-manivelă). În mișcarea sferospațială, aceste unghiuri le considerăm în raport cu linia nodurilor și, corespunzător, cu  $OX$  și  $OZ$  cu sens de rotație contrar direcției acelor de ceasornic.

**Descrierea analitică a traiectoriei mișcării punctului de contact al sculei-electrod filiform cu profilul flancurilor dinților semifabricatului.** Luând în considerare condițiile și restricțiile impuse cinematicii procedurii de generare, descriem traiectoria mișcării punctului de contact  $E$  al sculei-electrod filiform cu profilul flancului dintelui roții-semifabricat în ecuații parametrice  $X_E$ ,  $Y_E$ ,  $Z_E$ .

În conformitate cu schema principială prezentată în figura 8.70 (b), dacă punctul  $E$  este punctul de contact al sculei-electrod cu roata-semifabricat, atunci linia  $EE$  poate fi definită ca un contact liniar al sculei-electrod filiform cu dintele roții în proces de generare. Deci, linia  $EE$  reprezintă zona în care are loc procesul de erodare a profilului dinților roții-semifabricat prin electroeroziune cu scula-electrod filiform generatoare de profil.

Deoarece punctul de contact  $E$  aparține concomitent atât sculei-electrod, cât și profilului dintelui în fabricare, coordonatele profilului dinților  $X_E$ ,  $Y_E$  și  $Z_E$  proiectate pe sfera cu raza  $R$  reprezintă și coordonatele traiectoriei mișcării punctului  $E$  al sculei-electrod. Așadar, vom realiza mișcarea sferospațială a sculei-electrod după coordonatele  $X_E$ ,  $Y_E$  și  $Z_E$ .

Pentru determinarea coordonatelor  $X_E$ ,  $Y_E$  și  $Z_E$ , efectuăm un șir de transformări. Legătura dintre coordonatele sculei-electrod filiform, date în sistemul de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  și sistemul imobil  $OXYZ$ , o exprimăm în ecuații analitice prin analiza poziționării evolutive a sculei-electrod filiform când axele sistemelor de coordonate inițial coincid și în final sunt deplasate.

Utilizând procedurile cunoscute de transformare a coordonatelor dintr-un sistem de coordonate în altul, în cazul mișcării sferospațiale obținem:

$$\begin{aligned}
X &= X_1 (\cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta) \\
&\quad - Y_1 (\cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) + Z_1 \sin \psi \sin \theta, \\
Y &= X_1 (\sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \cos \theta) \\
&\quad - Y_1 (\sin \psi \sin \varphi - \cos \psi \cos \varphi \cos \theta) - Z_1 \cos \psi \sin \theta, \\
Z &= X_1 \sin \varphi \sin \theta + Y_1 \cos \varphi \sin \theta + Z_1 \cos \theta.
\end{aligned} \tag{8.218}$$

Referindu-ne la transmisia precesională reală, între unghiul de rotație  $\psi$  al arborelui-manivelă și unghiul de rotație  $\varphi$  al satelitelui în jurul axei proprii  $O$  există o legătură cinematică definită de angrenarea dinților la diferite faze de precesie.

În procesul de prelucrare a dinților roților centrale, între scula-electrod filiform și dinte trebuie să se respecte aceeași legătură cinematică ca și în angrenajul real. Pentru stabilirea acestei legături, admitem ca într-un oarecare moment linia de contact  $EE$  a electrozului filiform 3 cu dinte în proces de generare trece prin punctul  $P$  (fig. 8.70 b), plasat la piciorul dintelui.

Conform schemei principale adoptate, axa  $O'O$  a electrozului filiform legat fix cu sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  se află în planul  $OX_1Z_1$  și formează cu planul  $OX_1Y_1$  unghiul  $\delta'$ . Din punct de vedere tehnologic, electrozului filiform 3 trebuie să se deplaseze de-a lungul profilului dintelui roții centrale, pe care îl formează. Viteza punctului de contact  $P$  al roții-semifabricat cu electrozului filiform, care aparține acestuia, este:

$$\mathbf{V}_p = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{OP} = 0. \tag{8.219}$$

Mișcarea sferospațială a sculei-electrod poate fi considerată ca rezultat al adunării a trei mișcări de rotație în jurul axelor ce se intersectează, și anume în jurul axei  $OZ$  cu viteza unghiulară  $\dot{\psi}\mathbf{k}$ , în jurul liniei nodurilor cu viteza unghiulară  $\dot{\theta}\mathbf{i}'_1$  și în jurul axei  $OZ_1$  cu viteza unghiulară  $\dot{\varphi}\mathbf{k}_1$ . În consecință rezultă că:

$$\boldsymbol{\omega} = \dot{\psi}\mathbf{k} + \dot{\theta}\mathbf{i}'_1 + \dot{\varphi}\mathbf{k}_1, \tag{8.220}$$

unde  $\dot{\psi}$ ,  $\dot{\theta}$ ,  $\dot{\varphi}$  sunt derivatele unghiurilor Euler în funcție de timp.

Considerând că, în schema cinematică a procesului de generare (fig. 8.66), unghiul  $\theta$  dintre axa  $OZ_1$  a sistemului mobil  $OX_1Y_1Z_1$  de coordonate și axa  $OZ$  a sistemului imobil  $OXYZ$  este constant (ca și în transmisiile precesionale reale), atunci  $\dot{\theta} = 0$ , iar ecuația (8.220) ia forma:

$$\boldsymbol{\omega} = \dot{\psi}\mathbf{k} + \dot{\varphi}\mathbf{k}_1. \tag{8.221}$$

Substituind (8.221) în (8.219), obținem:

$$\dot{\psi}(\mathbf{k} \times \mathbf{OP}) + \dot{\varphi}(\mathbf{k}_1 \times \mathbf{OP}) = 0. \tag{8.222}$$

Produsele vectoriale  $(\mathbf{k} \times \mathbf{OP})$  și  $(\mathbf{k}_1 \times \mathbf{OP})$  pot fi prezentate în forma:

$$\begin{aligned} \mathbf{k} \times \mathbf{OP} &= \begin{vmatrix} \mathbf{i}_1 & \mathbf{j}_1 & \mathbf{k}_1 \\ k_{X_1} & k_{Y_1} & k_{Z_1} \\ (\mathbf{OP})_{X_1} & (\mathbf{OP})_{Y_1} & (\mathbf{OP})_{Z_1} \end{vmatrix}, \\ \mathbf{k}_1 \times \mathbf{OP} &= \begin{vmatrix} \mathbf{i}_1 & \mathbf{j}_1 & \mathbf{k}_1 \\ k_{1X_1} & k_{1Y_1} & k_{1Z_1} \\ (\mathbf{OP})_{X_1} & (\mathbf{OP})_{Y_1} & (\mathbf{OP})_{Z_1} \end{vmatrix}, \end{aligned} \quad (8.223)$$

unde  $\mathbf{i}_1, \mathbf{j}_1, \mathbf{k}_1$  sunt vectorii unitari pe direcția axelor sistemului mobil de coordonate  $OX_1, OZ_1$  și  $OY_1$ ;  $k_{X_1}, k_{Y_1}, k_{Z_1}, k_{1X_1}, k_{1Y_1}, k_{1Z_1}, (\mathbf{OP})_{X_1}, (\mathbf{OP})_{Y_1}, (\mathbf{OP})_{Z_1}$  reprezintă, respectiv, proiecțiile vectorilor  $\mathbf{k}, \mathbf{k}_1, \mathbf{OP}$  pe axele  $OX_1, OY_1, OZ_1$ .

În acest caz, avem:

$$\begin{aligned} k_{X_1} &= 0, & k_{Y_1} &= \sin \theta, & k_{Z_1} &= \cos \theta, \\ k_{1X_1} &= 0, & k_{1Y_1} &= 0, & k_{1Z_1} &= 1, \end{aligned} \quad (8.224)$$

$$(\mathbf{OP})_{X_1} = 0, \quad (\mathbf{OP})_{Y_1} = -OP \cos(\beta + \delta), \quad (\mathbf{OP})_{Z_1} = -OP \sin(\beta + \delta).$$

Înlocuind (8.224) în (8.223), după deschiderea determinantilor obținem:

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_1 \times \mathbf{OP} &= \begin{vmatrix} \mathbf{i}_1 & \mathbf{j}_1 & \mathbf{k}_1 \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \\ 0 & -OP \cos(\beta + \delta) & -OP \sin(\beta + \delta) \end{vmatrix} \\ &= \mathbf{i}_1 OP [-\sin(\beta + \delta) \sin \theta + \cos(\beta + \delta) \cos \theta] \\ &= \mathbf{i}_1 OP \cos(\beta + \delta) = \mathbf{i}_1 R_1. \end{aligned} \quad (8.225)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{k} \times \mathbf{OP} &= \begin{vmatrix} \mathbf{i}_1 & \mathbf{j}_1 & \mathbf{k}_1 \\ 0 & 0 & k_{1Z_1} \\ 0 & -OP \cos(\beta + \delta) & -OP \sin(\beta + \delta) \end{vmatrix} = \\ &= \mathbf{i}_1 OP \cos(\beta + \delta) = \mathbf{i}_1 R_2. \end{aligned} \quad (8.226)$$

Înlocuind (8.225) și (8.226) în (8.222), obținem:

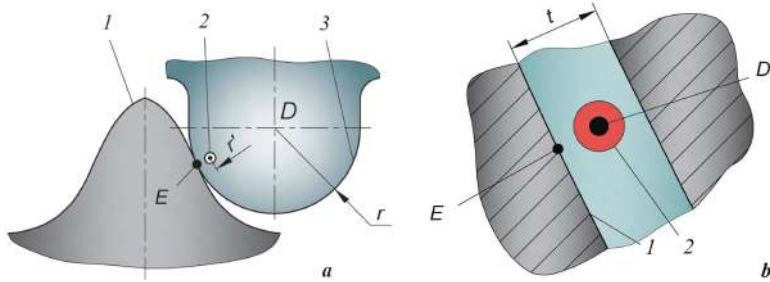
$$\mathbf{i}_1 \left( \dot{\psi} R_1 + \dot{\varphi} R_2 \right) = 0, \quad (8.227)$$

de unde  $\dot{\psi} R_1 + \dot{\varphi} R_2 = 0$ , iar  $\dot{\varphi} = -\frac{R_1}{R_2} \dot{\psi}$ .

Deoarece în transmisia reală există raportul  $R_1/R_2 = Z_1/Z_2$ , unde  $R_1, R_2, Z_1, Z_2$  sunt razele roților angrenate și, respectiv, numărul lor de dinți, atunci  $\dot{\varphi} = -Z_1 \dot{\psi}/Z_2$  și, corespunzător, rezultă că:

$$\varphi = \frac{-Z_1 \psi}{Z_2}. \quad (8.228)$$

În figura 8.71 este prezentată schema interacțiunii dinților din angrenajul precesional real cu contactul dinților în punctul  $E$  (fig. 8.71 a) și de formare a profilului prin contactul sculei-electrod cu dintele roții-semifabricat în același punct  $E$  (fig. 8.71 b).



**Figura 8.71.** Interacțiunea dinților din angrenajul precesional real cu contactul dinților în punctul  $E$  (a) și de formare a profilului prin contactul sculei-electrod cu dintele roții-semifabricat în punctul  $E$  (b)

Pentru a asigura multiplicitatea angrenării dinților și continuitatea funcției de transformare a mișcării în angrenajul precesional real, coordonatele punctului  $E$  trebuie determinate ținând cont de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , care influențează asupra geometriei angrenajului [8, 9].

De aceea, pentru determinarea coordonatelor  $(X_E, Y_E, Z_E)$  ale punctului  $E$ , notăm cu punctul  $D$  (fig. 8.71 a) centrul razei de curbură a profilului în arc de cerc al dintelui satelitului. Poziția punctului  $D$  până la originea sistemului mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  este determinată de coordonatele:

$$X_{1D} = 0, \quad Y_{1D} = -R \cos \delta, \quad Z_{1D} = -R \sin \delta, \quad (8.229)$$

unde  $R$  este distanța de la  $D$  până la centrul de precesie  $O$  și  $\delta$  este unghiul axoidei conice pe suprafața căreia sunt plasate centrele razelor de curbură  $r$  ale profilului în arc de cerc al danturii satelitului cu care se angrenează roata centrală fabricată.

Înlocuind (8.229) în (8.218) și luând în considerație (8.228), obținem coordonatele punctului  $D$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ .

$$\begin{aligned} X_D &= R \cos \delta [-\cos \psi \sin (Z_1\psi/Z_2) + \sin \psi \cos (Z_1\psi/Z_2) \cos \theta] \\ &\quad - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta, \\ Y_D &= -R \cos \delta [\sin \psi \sin (Z_1\psi/Z_2) + \cos \psi \cos (Z_1\psi/Z_2) \cos \theta] \\ &\quad + R \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\ Z_D &= -R \cos \delta \cos (Z_1\psi/Z_2) \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta. \end{aligned} \quad (8.230)$$

Punctul  $D$  se mișcă pe suprafața sferică cu raza  $R$  cu originea în centrul de precesie  $O$ . Cunoscând traiectoria mișcării punctului  $D$ , putem determina coordonatele  $X_{E_1}Y_{E_1}Z_{E_1}$  ale punctului de contact  $E$ .

Pentru aceasta, considerăm că punctul de contact  $E$  este situat la distanța  $r$ , egală cu raza profilului în arc de cerc din transmisia reală pe direcția normală la vectorul vitezei  $\mathbf{V}_D$  al punctului  $D$  (centrul razei de curbură a profilului în arc de cerc al dintelui satelitelui).

În continuare, determinăm proiecțiile vectorului vitezei  $\mathbf{V}_D$  a punctului  $D$  pe axe de coordonate mobile. Derivând ecuațiile (8.230), avem:

$$\begin{aligned}\dot{X}_D &= R\dot{\psi} \cos \delta [\sin \psi \sin (\psi Z_1/Z_2) - (Z_1/Z_2) \cos \psi \cos (\psi Z_1/Z_2) \\ &\quad + \cos \psi \cos (\psi Z_1/Z_2) \cos \theta - (Z_1/Z_2) \sin \psi \sin (\psi Z_1/Z_2) \cos \theta] \\ &\quad - R\dot{\psi} \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\ \dot{Y}_D &= -R\dot{\psi} \cos \delta [\cos \psi \sin (\psi Z_1/Z_2) \\ &\quad + (Z_1/Z_2) \sin \psi \cos (\psi Z_1/Z_2) \sin \psi \cos (\psi Z_1/Z_2) \cos \theta \\ &\quad - (Z_1/Z_2) \cos \psi \sin (\psi Z_1/Z_2) \cos \theta] - R\dot{\psi} \sin \delta \cos \psi \sin \theta, \\ \dot{Z}_D &= R\dot{\psi} (Z_1/Z_2) \cos \delta \sin (\psi Z_1/Z_2) \sin \theta,\end{aligned}\tag{8.231}$$

unde  $\dot{\psi}$  este viteza unghiulară de rotire a liniei nodurilor în jurul axei  $OZ$ .

Pentru determinarea poziției punctului  $E$  pe suprafața sferică, găsim ecuația planului  $\Pi_1$  perpendicular pe vectorul vitezei  $\mathbf{V}_D$  și care trece prin punctele  $D$  și  $O$ . Ecuația planului  $\Pi_1$  o scriem ca produs dublu vectorial:

$$[\mathbf{OD} \times \mathbf{OC}] \times \mathbf{V}_D = 0,\tag{8.232}$$

unde  $\mathbf{OD}$  și  $\mathbf{OC}$  sunt vectorii poziție a punctului  $D$  și, respectiv, a unui punct arbitrar  $C$  al planului în sistemul fix de coordonate  $OXYZ$ .

Produsul vectorial  $[\mathbf{OD} \times \mathbf{OC}]$  îl exprimăm în formă de determinant de ordinul trei și îl deschidem după elementele primului rând, astfel obținem:

$$[\mathbf{OD} \times \mathbf{OC}] = \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ X_D & Y_D & Z_D \\ X & Y & Z \end{vmatrix} =\tag{8.233}$$

$$= \mathbf{i}(Y_D Z - Z_D Y) + \mathbf{j}(Z_D X - X_D Z) + \mathbf{k}(X_D Y - Y_D X),$$

unde  $X_D, Y_D, Z_D$  sunt coordonatele punctului  $D$ ;  $X, Y, Z$  – coordonatele punctului arbitrar  $C$  pe planul perpendicular  $\Pi$  pe vectorul  $\mathbf{V}_D$ , care trece prin centrul de precesie  $O$  și punctul  $D$ .

Substituind (8.233) în ecuația vectorială (8.232) obținem:

$$\begin{aligned}\dot{Z}_D (X Z_D - Z X_D) - \dot{Y}_D (Y X_D - X Y_D) &= 0, \\ \dot{X}_D (Y X_D - X Y_D) - \dot{Z}_D (Z Y_D - Y Z_D) &= 0,\end{aligned}\tag{8.234}$$

de unde rezultă ecuația planului căutat:

$$\dot{Y}_D (Z Y_D - Y Z_D) - \dot{X}_D (X Z_D - Z X_D) = 0.$$

În continuare, găsim coordonatele punctului de contact  $E$ , traiectoria căruia reprezintă atât profilul dinților generați, cât și al punctului de contact al electrozului filiform cu roata-semifabricat. Punctul de contact  $E$  aparține planului perpendicular pe vectorul vitezei  $\mathbf{V}_D$  (punctului  $D$ ) care trece prin centrul de precesie  $O$  și simultan aparține sferei cu raza  $R$  cu originea în centrul sistemului imobil de coordonate  $OXYZ$ .

Dat fiind că  $E$  aparține planului  $\Pi$ , coordonatele sale satisfac ecuația:

$$(Z_D X_E - X_D Z_E) \dot{X}_D - (Y_D Z_E - Z_D Y_E) \dot{Y}_D = 0, \quad (8.235)$$

iar din faptul că  $E$  aparține sferei, rezultă:

$$X_E^2 + Y_E^2 + Z_E^2 - R^2 = 0. \quad (8.236)$$

Trebuie să menționăm că unghiul dintre  $\mathbf{OD}$  și  $\mathbf{OE}$ , notat  $\beta$ , reprezintă unghiul conicității dinților descriși în arc de cerc ai satelitului. Conform particularităților constructive ale angrenajului real, prelungirile generatoarelor dinților în arc de cerc obligatoriu trebuie să se intersecteze în centrul de precesie  $O$ , deci  $\mathbf{OD} \times \mathbf{OE} = R^2 \cos \beta$  sau

$$X_E X_D + Y_E Y_D + Z_E Z_D - R^2 \cos \beta = 0. \quad (8.237)$$

Din (8.237) găsim:

$$X_E = \frac{(R^2 \cos \beta - Y_E Y_D - Z_E Z_D)}{X_D}. \quad (8.238)$$

Înlocuind (8.238) în (8.235), obținem:

$$Y_E = k_1 Z_E - d_1, \quad (8.239)$$

unde s-au admis notațiile:

$$k_1 = \frac{X_D(X_D \dot{X}_D + Y_D \dot{Y}_D) + Z_D^2 \dot{X}_D}{(X_D \dot{D} - Y_D \dot{X}_D) Z_D}, \quad d_1 = \frac{R^2 \cos \beta \dot{X}_D}{X_D \dot{Y}_D - Y_D \dot{X}_D}.$$

Înlocuind (8.239) în (8.238), obținem:

$$X_E = k_2 Z_E + d_2, \quad (8.240)$$

unde

$$k_2 = -\frac{k_1 Y_D + Z_D}{X_D}, \quad d_2 = \frac{R^2 \cos \beta + d_1 Y_D}{X_D}.$$

Substituind (8.239) și (8.240) în ecuația sferei (8.236) și rezolvând-o în raport cu  $Z_E$ , obținem:

$$Z_E = \frac{k_1 d_1 - k_2 d_2 \pm [(k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2)]^{1/2}}{k_1^2 + k_2^2 + 1}. \quad (8.241)$$



Datorită faptului că profilul dinților se formează conform traiectoriei mișcării punctului  $E$  descrise cu coordonatele  $X_E, Y_E, Z_E$  (realizate prin contactul sculei-electrod cu roata-semifabricat), amplasate pe sfera echi-distantă de traiectoria descrisă de punctul  $D$ , este necesar ca  $Z_E < Z_D$ , atunci:

$$Z_E = \frac{k_1 d_1 - k_2 d_2 - [(k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2)]^{1/2}}{k_1^2 + k_2^2 + 1}. \quad (8.242)$$

Este de menționat că forma profilului dinților roților centrate ale angrenajului precesional, descrisă prin ecuațiile parametrice (8.239), (8.240) și (8.242), este convex/concavă și variabilă în funcție de parametri configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , fapt din care rezultă că și traiectoriile mișcării punctului de contact *sculă – roata-semifabricat* (zona de erodare) diferă de la angrenaj la angrenaj.

Procesul de generare a danturilor roților angrenajului precesional prin electroeroziune cu electrod filiform poate fi realizat pe diferite mașini-unelte specializate cu comandă numerică cu 3 sau 5 grade de mobilitate.

Softurile de comandă a mașinii-unelte cu comandă numerică trebuie să-i asigure sculei-electrod filiform mișcări de rotație  $\omega_X, \omega_Y, \omega_Z$  în jurul a 3 axe:  $X, Y, Z$ , iar roții-semifabricat – mișcare de rotație  $\omega_S$  în jurul axei  $Z$  (fig. 8.70 a). Mișcărilor respective trebuie să fie coordonate între ele, astfel încât coordonatele traiectoriei mișcării punctului de contact sculă-electrod filiform (punctul  $E$ , fig. 8.71 b) să satisfacă ecuațiile parametrice (8.239), (8.240) și (8.242), respectiv, pentru  $Y_E, X_E$  și  $Z_E$ .

În baza cercetărilor [15, 106] s-a constatat că în transmisiile planetare precesionale cu mișcare sferospațială a satelitului, viteza punctului de contact al dinților este variabilă. În funcție de coraportul parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , coeficientul variabilității vitezei relative a punctului de contact al dinților poate atinge valori de la 1,2 până la 16,6. În același timp, având în vedere necesitatea asigurării continuității funcției de transformare a mișcării în TPP reală, cinematica procesului de generare a danturilor cu scula precesională trebuie să asigure condiția  $\frac{\omega_Z}{\omega_S} = \text{const.}$

Referindu-ne la cerințele de regim ale procesului de fabricare în cauză, menționăm că și coraportul mișcărilor de rotație a sculei-electrod în jurul axelor  $OX_1, OY_1$  și  $OZ_1$  (care definesc mișcarea sferospațială) trebuie corelat cu viteza unghiulară  $\omega_S$  a semifabricatului, astfel încât viteza liniară  $V_{D'}$  a punctului  $D'$  (fig. 8.71 b) să fie constantă.

Această condiție ( $V_{D'} = \text{const.}$ ) este dictată de însuși procesul de electroeroziune cu electrod filiform, și anume de necesitatea asigurării interstițiului  $t = \text{constant}$  ca dimensiune pe întreaga durată a procesului de generare a profilului dinților. Deoarece diametrul sculei-electrod filiform este de

0,02 ÷ 0,2 mm și constituie doar 1–10% în raport cu raza de curbură a profilului dinților satelitului, putem considera că vitezele liniare  $V_D \approx V_E$ . Viteza liniară relativă  $V_E$  a punctului de contact  $E$  se determină, la fel ca și cea a punctului  $D$ , după expresia:

$$\begin{aligned} V_E &= \dot{\psi} \sqrt{A^2 + B^2 + C^2}, & (8.243) \\ A &= \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \cos \psi Z_E - \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta\right) Y_E, \\ B &= \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \cos \psi Z_E + \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \cos \theta\right) X_E, \\ C &= \frac{Z_1}{Z_2} \sin \theta \sin \psi Y_E - \cos \psi X_E. \end{aligned}$$

Varierea vitezei liniare  $V_{D'}$  a sculei-electrod filiform în raport cu roata-semifabricat conduce la varierea dimensiunii  $t$  a interstițiului, și anume: la creșterea vitezei liniare  $V_{D'}$ , dimensiunea interstițiului scade, și invers. Varierea dimensiunii interstițiului ar introduce erori în forma profilului și ar diminua angrenarea multipară a dinților, fapt ce ar influența negativ asupra altor caracteristici funcționale ale transmisiilor precesionale. De aceea, pentru asigurarea constanței vitezei liniare  $V_{D'}$  a sculei-electrod în raport cu roata-semifabricat, vitezele unghiurilor  $\omega_{X_1}$ ,  $\omega_{Y_1}$ ,  $\omega_{Z_1}$  ale sculei-electrod în jurul axelor  $OX_1$ ,  $OY_1$ ,  $OZ_1$  le calculăm în raport cu punctul  $D$  (plasat pe sfera cu raza  $R$ ), ținând cont de condiția  $V_D = \text{const}$ .

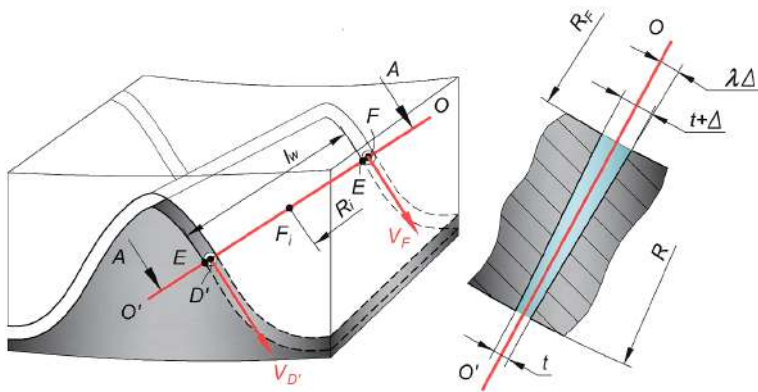
Trebuie de menționat că pentru aceiași parametri cinematici (regimuri de lucru) ai mișcărilor sculei-electrod și roții-semifabricat, viteza liniară a sculei-electrod pe lungimea dintelui  $l_W$  (fig. 8.72) variază conform relației:

$$V_F = \frac{V_D R_i}{R}, \quad (8.244)$$

unde  $V_F$  este viteza liniară a sculei-electrod într-un punct arbitrar  $F_i$  plasat pe lungimea dintelui  $l_W$ ,  $R_i$  este raza plasării punctului  $F_i$  de la centrul de precizie  $O$ .

Varierea vitezei liniare  $V_i$  a sculei-electrod pe lungimea dintelui  $l_W$  conduce la varierea dimensiunii interstițiului  $t$ , și anume: în secțiunea dintelui cotateă cu raza  $R_F$ , acesta va fi mai mic cu o oarecare mărime  $\Delta$ . Valoarea  $\Delta$  depinde de lungimea dintelui  $l_W$ , de materialul roții fabricate, de regimurile de lucru ale procesului de electroeroziune și se determină experimental de către inginerul-tehnolog.

Conform rezultatelor măsurărilor interstițiului  $t$  din secțiunile transversale de extremă ale dintelui, se calculează unghiul  $\lambda_\Delta$ , cu valoarea cărui se micșorează unghiul  $\delta$  de plasare a sculei-electrod față de planul  $OX_1Y_1$  (fig. 8.70 a) în cazul prelucrării roților centrale ale angrenajului precesional.



**Figura 8.72.** Varierea interstițiului  $t$  pe lungimea dintelui  $l_w$

În cazul generării suprafețelor negative (oglină) ale matrițelor pentru forma de turnare sau de presare, valoarea unghiului  $\lambda_\Delta$  se adaugă la valoarea unghiului  $\delta'$ .

#### Considerarea erorii de schemă în procesul de generare a dinților.

Transformarea mișcării și a sarcinii în transmisiile planetare precesionale cinematice de tip  $2K-H$  se bazează pe mișcarea sferospațială a roții-satelit constituite din 2 coroane de dinți cu profil în arc de cerc, care este plasată între 2 roți centrale cu dinți cu profil convex/concav. Coroanele de dinți ale roții-satelit se angrenează pe de o parte cu dinții roții centrale imobile, pe de altă parte cu dinții roții centrale mobile, fixate pe arborele condus.

Angrenarea dinților satelitului cu dinții roții imobile introduce în poziționarea arborelui condus o anumită eroare unghiulară, denumită *eroare de schemă* [8, 9]. Valoarea acestei erori depinde de unghiurile de precesie  $\psi$  și de nutație  $\theta$ , precum și de unghiul axoidei conice  $\delta$ .

În tehnologia de generare a danturilor roților centrale ale transmisiilor precesionale [8, 9, 110, 111], influența acestei erori de schemă se exclude prin modificarea (corecția) profilului dinților, utilizând o articulație de legătura cinematică a sculei precesionale cu batiul.

În cazul generării profilurilor pe mașini-unelte cu comandă numerică cu 3 sau cu 5 grade de mobilitate, influența acestei erori de schemă poate fi exclusă prin corectarea mișcărilor de rotație a axelor  $OX_1$  și  $OZ_1$  ale sistemului mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  în jurul axelor corespunzătoare ale sistemului imobil de coordonate  $OXYZ$  (fig. 8.70). Pentru corectarea acestor mișcări de rotație, este necesar să determinăm gradul dependenței erorii de schemă de parametrii geometrici ai angrenajului precesional și să identificăm direcția de influență a acesteia asupra profilului dinților. În acest scop, în schema principală a generării danturilor prin electroeroziune cu scula-electrod precesional (fig. 8.70 a), dispozitivul de înmagazinare a

firului-electrod 3, fixat cu sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , îl legăm cu sistemul imobil de coordonate  $OXYZ$  cu o articulație cinematică ce oprește rotirea sculei-electrod în jurul axei  $OZ$ . Articulația cinematică trebuie să asigure o astfel de legătură încât  $\frac{\omega_Z}{\omega_1} = const.$

Pe axa mobilă  $OX_1$  notăm un punct  $C$ , care aparține articulației și este plasat la depărtarea  $R$  de la centrul de precesie  $O$ .

Admitem ca roata imaginară cu numărul de dinți  $Z_3$ , formată de traiectoria mișcării punctului de contact  $E$  (al sculei-electrod 3 cu roata-semifabricat 1), intră în angrenaj cu roata-semifabricat cu numărul de dinți  $Z_1 = Z_3 \pm 1$ . În acest caz, la un ciclu precesional al sculei-electrod 3, roata-semifabricat 1 se rotește la unghiul  $\psi_1$ , valoarea căruia este determinată de diferența de dinți ai roților imaginare și ai roții-semifabricat, adică:

$$\psi_1 = \frac{2\pi}{Z_1} (Z_3 - Z_1). \quad (8.245)$$

Pentru identificarea funcției de poziționare a articulației cinematice  $\psi_1 = f(\psi)$ , este necesar să determinăm în prealabil ecuațiile mișcării sculei-electrod în sistemele de coordonate imobil  $OXYZ$  și mobil  $OX_1Y_1Z_1$ . Legătura dintre aceste sisteme de coordonate o exprimăm prin unghiurile Euler  $\theta, \psi, \varphi$ , iar mișcarea sferospațială a sculei-electrod când  $\omega_2 = const.$  se descrie cu sistemul de ecuații:

$$\psi = \omega_Z t, \quad \theta = const., \quad \varphi = \varphi(t). \quad (8.246)$$

Legătura cinematică a sistemului de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  cu sistemul imobil  $OXYZ$  o examinăm prin traiectoria punctului  $C$  plasat pe axa mobilă  $OY_1$  și sfera cu raza  $R$ . În sistemul mobil de coordonate, punctul  $C$  are coordonatele:

$$X_{1C} = 0, \quad Y_{1C} = R_C, \quad Z_{1C} = 0, \quad (8.247)$$

iar  $R_C$  este raza amplasării punctului  $C$ .

La mișcarea sferospațială a sculei-electrod, mișcarea punctului  $C$  în planul  $OZX$  este limitată, astfel încât pentru orice valoare a unghiului de precesie  $\psi$  se îndeplinește condiția:

$$X_{1C} = 0. \quad (8.248)$$

Utilizând matricea de trecere a coordonatelor din sistemul mobil  $OX_1Y_1Z_1$  în sistemul imobil  $OXYZ$ , condiția (8.248) o putem scrie în forma:

$$X_C = \mathbf{A} \begin{bmatrix} X_{1C} \\ Y_{1C} \\ Z_{1C} \end{bmatrix} = 0. \quad (8.249)$$

sau în formă desfășurată

$$X_{1C} = a_{11}X_{1C} + a_{12}Y_{1C} + a_{13}Z_{1C} = 0. \quad (8.250)$$

Înlocuind în (8.250) expresiile pentru  $a_{11}$ ,  $a_{12}$  și  $a_{13}$ , obținem:

$$X_{1C} = X_{1C} [(\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta) - Y_{1C} (\cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) + Z_{1C} \sin \psi \sin \theta] = 0. \quad (8.251)$$

Coordonata punctului  $C$  care aparține articulației cinemate și e plasat la depărtarea  $R$  de la centrul de precesie  $O$  este:

$$X_{1C} = -R_C (\cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) = 0, \quad (8.252)$$

de unde

$$(\cos \psi \sin \varphi + \sin \psi \cos \varphi \cos \theta) = 0. \quad (8.253)$$

Rezolvând ecuația (8.253), determinăm relația dintre unghiul de rotație proprie  $\varphi$  a sculei-electrod 3 în jurul axei  $OZ_1$  și unghiul de precesie  $\psi$ , ce reprezintă rotația axei mobile  $OZ_1$  în jurul axei imobile  $OZ$ , după formula:

$$\varphi = -\arctg(\cos \theta \operatorname{tg} \psi). \quad (8.254)$$

În acest caz, ecuațiile mișcării sferospațiale a sculei-electrod vor lua forma:

$$\psi = \omega z t, \quad \theta = \text{const.}, \quad \varphi = -\arctg(\cos \theta \operatorname{tg} \psi). \quad (8.255)$$

Pentru stabilirea dependenței unghiului  $\psi$  de rotație a roții-semifabricat de unghiul  $\psi_1$  de rotație a axei  $OZ_1$  în jurul axei  $OZ$ , mișcarea roții-semifabricat o prezentăm din mișcarea de rotație  $\psi_{1e}$  împreună cu axa  $Z_1$  și mișcarea de rotație relativă  $\psi_{1r}$  în raport cu axa  $Z_1$ .

În mișcarea compusă a roții-semifabricat  $\psi_{1e} = \psi$ , iar  $\psi_{1r}$  reprezintă o oarecare funcție  $f(\varphi)$  a unghiului de rotație proprie  $\varphi$  a sculei-electrod:

$$\psi_1 = \psi + f(\varphi). \quad (8.256)$$

Precesia ideală a sculei-electrod va avea loc în cazul în care funcția  $f(\varphi)$  va lua forma:

$$\psi_1 = \psi + \frac{Z_3}{Z_1} \varphi. \quad (8.257)$$

Înlocuind relația (8.254) în (8.257), obținem ecuația de legătură a sistemului de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  cu sistemul imobil  $OXYZ$ :

$$\psi_1 = \psi - \frac{Z_3}{Z_1} \arctg(\cos \theta \operatorname{tg} \psi). \quad (8.258)$$

Raportul de transmitere instantaneu al angrenajului imaginar cu articulația cinematică adoptată se obține derivând în raport cu  $\psi$  relația (8.258):

$$i = \frac{d\psi_1}{d\psi} = \frac{\omega_1}{\omega} = 1 - \frac{Z_1 \cos \theta}{Z_3 (\cos^2 \psi + \cos^2 \theta \sin^2 \psi)}. \quad (8.259)$$

Raportul de transmitere mediu va fi:

$$i_{med} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} i(\psi) d\psi = \frac{1}{2\pi} \left[ \psi - \frac{Z_1}{Z_3} \arctg(\cos \theta \operatorname{tg} \psi) \right]_0^{2\pi} = -\frac{Z_1 - Z_3}{Z_3}. \quad (8.260)$$

Din analiza ecuației (8.260) se observă că în cazul în care raportul dinților  $Z_3 < Z_1$ , sensul rotirii axei  $OZ_1$  în jurul axei  $OZ$  și a roții-semifabricat coincide, iar pentru coraportul dinților  $Z_3 < Z_1$  este diferit.

Conform schemei principale (fig. 8.70), la o rotație completă a axei  $OZ_1$  în jurul axei  $OZ$ , roata-semifabricat trebuie să se rotească cu unghiul  $\psi_1 = 2\pi (Z_3 - Z_1) / Z_1$  și să asigure raportul de transmitere mediu al angrenajului în fabricare conform (8.260).

În cazul în care  $\frac{\omega Z}{\omega_1} = \text{const.}$ , eroarea de schemă a articulației de legătură a sistemelor de coordonare mobil  $OX_1Y_1Z_1$  și imobil  $OXYZ$  trebuie luată în calcul, introducând corecția respectivă în mișcarea sculei-electrod în raport cu roata-semifabricat.

Valoarea și direcția de influență a erorii de schemă asupra profilului dintelui pot fi identificate prin compararea poziționării roții-semifabricat exprimate prin  $\psi_1$  în raport cu poziționarea semifabricatului  $\psi_1^{med}$ , care ar asigura:

$$i_{med} = -(Z_1 - Z_3) / Z_3.$$

În acest caz, eroarea de schemă poate fi descrisă prin:

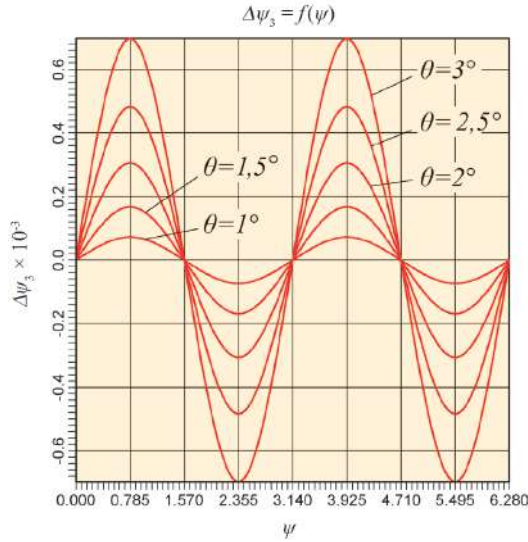
$$\Delta\psi_1 = \psi_1 - i_{med} = \frac{Z_3}{Z_1} [\psi - \arctg(\cos \theta \operatorname{tg} \psi)]. \quad (8.261)$$

Caracterul și direcția influenței erorii  $\Delta\psi_1$  asupra profilului la o rotație a axei  $OZ_1$  în jurul axei  $OZ$  (fig. 8.70) sunt prezentate în figura 8.73.

Așadar, în conformitate cu principiul de bază al legii fundamentale a angrenării privind asigurarea raportului constant de transformare a mișcării, este necesar de a modifica profilul dinților cu valoarea erorii de schemă  $\Delta\psi_1$  prin comunicarea unor mișcări suplimentare sculei-electrod 3.

Aceste mișcări le identificăm prin atribuirea lor punctului  $C$  (fig. 8.70 a) cu coordonatele în sistemul mobil  $(X_{1C}, Y_{1C}, Z_{1C})$ . Traectoria de mișcare a punctului  $C$  în sistemul fix de coordonate se obține din:

$$\begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} X_{1C} \\ Y_{1C} \\ Z_{1C} \end{bmatrix}. \quad (8.262)$$



**Figura 8.73.** Dependența erorii de poziție a sculei de unghiul de rotație  $\psi$  al axului principal pentru diferite unghiuri de nutație  $\theta$

$$\begin{aligned} X_C &= a_{11}X_{1C} + a_{12}Y_{1C} + a_{13}Z_{1C}, \\ Y_C &= a_{21}X_{1C} + a_{22}Y_{1C} + a_{23}Z_{1C}, \\ Z_C &= a_{31}X_{1C} + a_{32}Y_{1C} + a_{33}Z_{1C}, \end{aligned} \quad (8.263)$$

unde  $a_{ij}$  ( $i, j = 1, 2, 3$ ) sunt cosinusurile unghiurilor directori.

S-a constatat că raportul de transmitere instantaneu  $i = const.$  în cazul în care  $\varphi = -\psi$ , deci din (8.257) avem:

$$\psi_1 = \psi - \frac{Z_3}{Z_1}\psi = -\frac{Z_3 - Z_1}{Z_1}\psi = -\frac{Z_3 - Z_1}{Z_1}\psi\omega_Z t. \quad (8.264)$$

Dacă considerăm că raportul de transmitere instantaneu  $i = const.$ , atunci când  $\varphi = -\psi$ , ecuațiile (8.263) le transcriem în forma:

$$\begin{aligned} X_C &= X_{1C} (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) + Y_{1C} (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi \\ &\quad + Z_{1C} \sin \theta \sin \psi, \\ Y_C &= Y_{1C} (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi + Y_{1C} (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi) \\ &\quad - Z_{1C} \sin \theta \sin \psi, \\ Z_C &= Z_{1C} \sin \theta \sin \psi + Y_{1C} \sin \theta \cos \psi + Z_{1C} \cos \theta. \end{aligned} \quad (8.265)$$

Deoarece punctul  $C$  este plasat pe axa  $OY_1$ , poziția lui se definește prin coordonatele  $X_{1C} = 0$ ,  $Y_{1C} = R_C$ ,  $Z_{1C} = 0$ , ecuațiile (8.263) devin:

$$\begin{aligned} X_C &= R_C (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi, \\ Y_C &= R_C (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi), \\ Z_C &= R_C \sin \theta \sin \psi. \end{aligned} \quad (8.266)$$

Eroarea de schemă a articulației cinematice, prezentată prin traiectoria mișcării punctului  $C$  în sistemul fix de coordonate  $OXYZ$ , reprezintă o octoidă (fig. 8.70 a). După coordonatele pe axele  $OX$  și  $OZ$  putem determina direcția modificării profilului dintelui.

Ecuatiile parametrice (8.239), (8.240) și (8.242) reprezintă traiectoria punctului  $E$  de contact al sculei-electrod cu roata-semifabricat, care definește procesul de formare a profilului prin electroeroziune cu electrod filiform cu mișcare sferospațială. Profilul generat prin coordonatele  $(X_E, Y_E, Z_E)$  include eroarea de schemă a articulației cinematice.

Pentru excluderea acestei erori de schemă prin modificarea profilului dinților, este necesar ca la elaborarea softurilor de comandă numerică a mașinilor-unelte cu 5 grade de mobilitate să se introducă corecția coordonatelor  $(X_E, Y_E, Z_E)$  cu valorile coordonatelor  $(X_C, Y_C, Z_C)$ , ținând cont și de direcția de influență a acestora.

Teoria elaborată este valabilă și pentru tehnologiile de generare a danturilor roților angrenajului precesional cu laser și cu flux de electroni.

**Sistem tehnologic de generare a danturilor prin electroeroziune cu electrod filiform.** La prelucrarea prin electroeroziune cu fir a danturii roților dințate, are loc prelevarea materialului atât din electrodul-semifabricat, cât și din electrodul-sculă [15, 102]. Uzura sculei-electrod filiform are un impact negativ asupra preciziei și a costului de prelucrare [15]. Pentru diminuarea acestui efect negativ, se recurge la deplasarea firului în direcție axială cu viteza  $V_{rul}$ , corelată cu intensitatea uzurii.

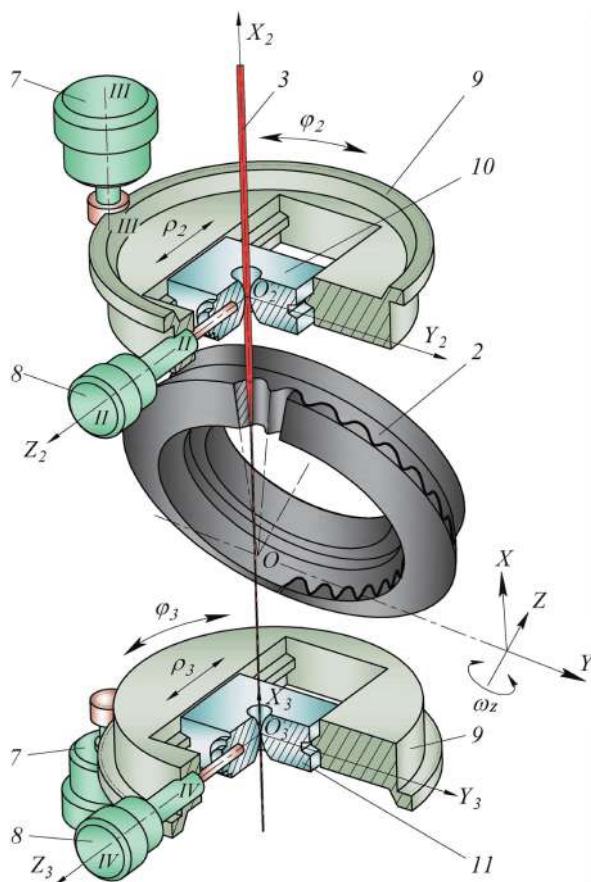
În figurile 8.74–8.76 sunt prezentate schemele principiale ale procedeelelor de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate conice din angrenajul precesional, care diferă între ele prin atribuirea și dirijarea mișcărilor sculei-electrod filiform în raport cu semifabricatul [15, 102, 123].

Conform schemei din figura 8.74, roata-semifabricat 2 efectuează mișcare de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiform 3 i se comunică, prin intermediul interpolatoarelor liniare, mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$ .

Două interpolatoare polare sunt amplasate în zone diametral opuse față de centrul de precesie  $O$ , incluzând servomotoarele cu axa verticală 7, servomotoarele cu axa orizontală 8, elementele turnante 9, sania superioară 10 și sania inferioară 11.

Conform schemei principiale din figura 8.75, roata-semifabricat 2 efectuează mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$  și mișcare de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiform 3 i se comunică, prin intermediul interpolatoarelor liniare amplasate în zone diametral opuse față de centrul de precesie  $O$ , mișcări pentru compensarea erorii apărute din cauza interstițiului neuniform de pe lungimea dintelui.

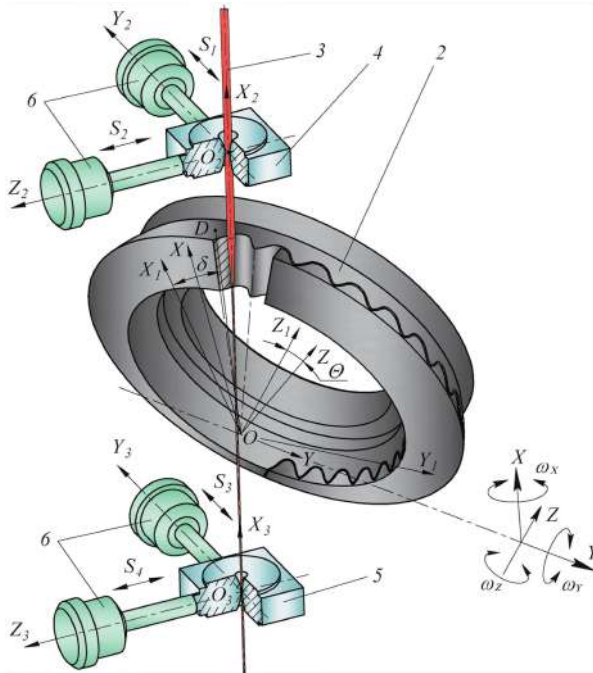




**Figura 8.74.** Schema principală a procedurii de prelucrare prin mișcare sferospațială a electrodului filiform cu interpolatoare polare

*Principiul de funcționare a utilajului de realizare a procedurilor de generare a flancurilor dinților cu electrod filiform constă în următoarele: la primirea semnalelor electrice de la sistemul de comandă, roata-semifabricat 2 efectuează mișcare de rotație în jurul axei proprii (fig. 8.75). Servomotoarele 6 comunică ghidajelor 4 și 5 și implicit sculei-electrod filiform 3 mișcări coordonate  $S_1S_2$  și  $S_3S_4$  în planul  $Z_2O_2Y_2$  și, respectiv,  $Z_3O_3Y_3$ , care asigură generatoarei conului, format datorită interstițiului neuniform pe lungimea dintelui în planul normal profilului dintelui, mișcare sferospațială în jurul centrului de precizie  $O$ .*

În figura 8.76 este redată schema principală conform căreia roții-semifabricat 2 și sculei-electrod filiform 3 li se comunică aceleași mișcări ca și în cazul precedent, iar dirijarea mișcării sculei-electrod filiform se efectuează prin intermediul interpolatoarelor polare.



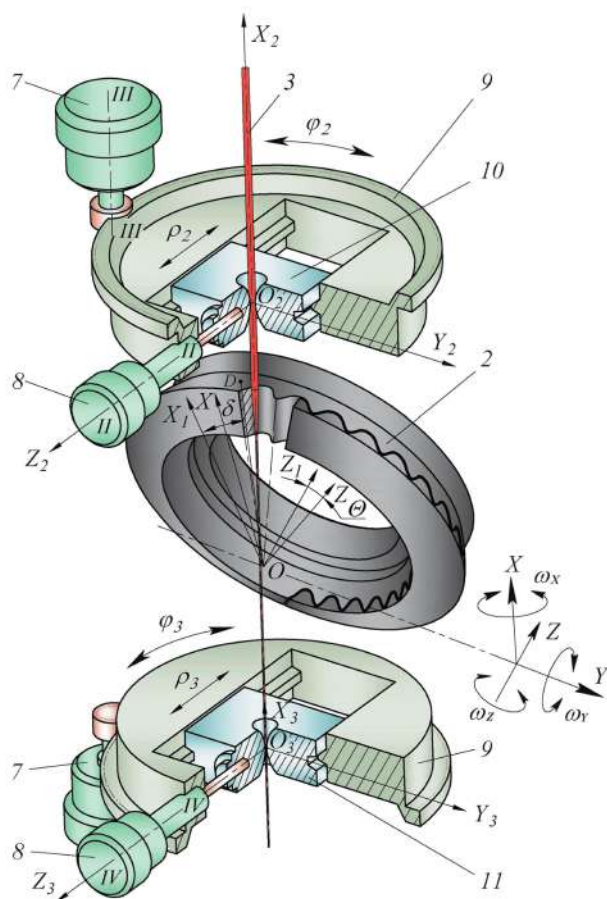
**Figura 8.75.** Schema principală a procedurii de prelucrare prin mișcare sferospațială a semifabricatului și de rotire a acestuia în jurul propriei axe (cu interpolatoare liniare)

În procedeul realizat conform schemei principale prezentate în figura 8.76, roții-semifabricat 2 i se comunică mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$  și de rotație în jurul propriei axe, iar sculei-electrod filiform – mișcări ce asigură ca generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiform să treacă prin centrul de precesie  $O$ . Această mișcare are loc prin intermediul săniilor 10 și 11, acționate de servomotoarele 7 și 8. Servomotoarele cu axa verticală 7 asigură rotirea elementelor turnante 9 cu valorile  $\varphi_2$  și  $\varphi_3$ , iar servomotoarele cu axa orizontală 8 comunică săniilor 10 și 11 mișcări de translație  $\rho_2$  și  $\rho_3$ . Ca rezultat al combinațiilor mișcărilor de rotație  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  și de translație  $\rho_2$ ,  $\rho_3$  are loc o interpolare polară a mișcării săniilor superioară și inferioară în planul  $Z_2O_2Y_2$  și, respectiv,  $Z_3O_3Y_3$ .

Procedeul de prelucrare prin electroeroziune cu fir a roților dințate precesionale asigură următoarele avantaje:

- posibilitatea compensării erorii apărute în urma uzurii sculei-electrod;
- precizie înaltă a suprafețelor prelucrate;
- posibilitatea realizării profilurilor dinților cu forme diferite.

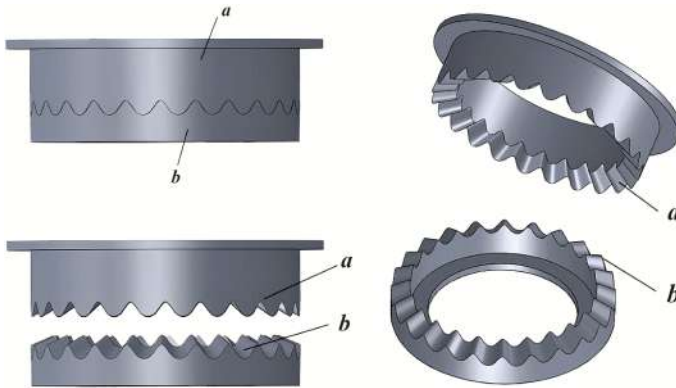
Prin procedeul de fabricare prin electroeroziune cu electrod filiform cu mișcare sferospațială pot fi executate atât danturile roților centrale ale



**Figura 8.76.** Schema principală a procedurii de prelucrare prin mișcare sferospațială a semifabricatului și de rotire a acestuia în jurul propriei axe (cu interpolatoare polare) [10]

angrenajelor precesionale, cât și matrițele cu profil negativ (oglină) pentru formele de turnare a roților dințate din mase plastice și de presare prin sinterizare din pulberi metalice (fig. 8.77).

Conform teoriei fundamentale a angrenajelor precesionale [8, 9], profilul convex/concav al dinților este variabil și dependent de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ . Pornind de la condițiile asigurării multiplicității absolute a angrenajului ( $\varepsilon = 100\%$ ) și continuității funcției de transformare a mișcării în transmisiile precesionale, interacțiunea sculei-electrod filiform cu semifabricatul trebuie să reproducă interacțiunea dinților din angrenajul precesional real cu aceeași influență a parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .



**Figura 8.77.** Modele 3D ale matrițelor cu profil convex/concav oglindă ale dinților (a) și ale roților centrale cu profil convex/concav (b)

### 8.8.2.2 Sisteme tehnologice de fabricare a danturilor cu sculă-electrod masiv

Calitatea roților dințate fabricate prin turnare din mase plastice sau sinterizare prin presare din pulberi metalice depinde în principal de precizia execuției suprafețelor-oglină ale danturilor executate în matrițele formelor. În cazul roților angrenajelor precesionale cu profil nestandardizat (convex/concav sau în arc de cerc) al dinților, se impun restricții suplimentare, legate de asigurarea preciziei înalte de execuție, condiționate de angrenarea multipară a perechilor de dinți.

Condițiile rigide impuse fabricării matrițelor pot fi realizate prin electroeroziune cu electrod masiv prin reproducerea formei negative a sculei.

**Sistem tehnologic de prelucrare prin electroeroziune cu avans axial al sculei-electrod masiv.** Dispozitivul de prelucrare a matriței formei de turnare cu profil convex/concav oglindă al dinților, prezentat în schema principală (fig. 8.78), constă din scula 1 (electrodul-sculă *ES*) fixată în portscula 2, matrița 3 (electrodul-piesă *EP*), baia 4, în care este turnat electrolitul 5.

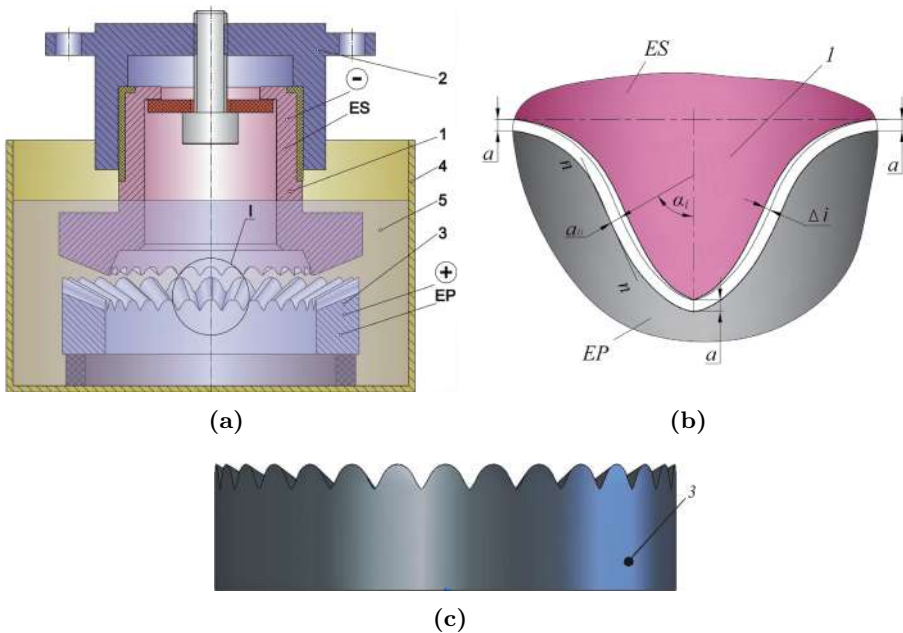
Procedeele de prelucrare are loc în modul următor: se realizează un circuit închis de curent continuu, în care electrodul-sculă 1 se plasează la catod “-”, iar semifabricatul 3 – la anod “+” și închiderea circuitului se face prin intermediul electrolitului 5, în care sunt introduși ambii electrozi. Dinții matriței sunt prelucrați prin dizolvarea electrochimică (anodică) a materialului semifabricatului, în cadrul unui proces de schimb de sarcini electrice și de masă între semifabricatul 3 și electrodul-sculă 1. Are loc un proces de copiere a formei profilului dinților electrodului-sculă 1. Între dinții electrodului-sculă 1 și ai semifabricatului 3 este asigurat interstițiul  $a = 0,08 - 0,76 \text{ mm}$  (fig. 8.78 b).

Abaterea dimensională a unor zone ale profilului dinților matriței 3, supuse un timp mai îndelungat prelucrării prin eroziune electrochimică, în urma căreia se realizează o dizolvare suplimentară de material, este compensată cu valoarea  $\Delta i$ , cu care sunt modificate profilurile dinților electrodului-sculă 1. Valoarea  $\Delta i$  depinde de foarte mulți factori, în special de unghiul de angrenare al dinților cu profil convex/concav. Valoarea exactă  $\Delta i$  se va determina pe cale experimentală.

Dispozitivul și procedeul de prelucrare a matriței forme de turnare cu profil în arc de cerc (fig. 8.79) sunt similare cazului precedent.

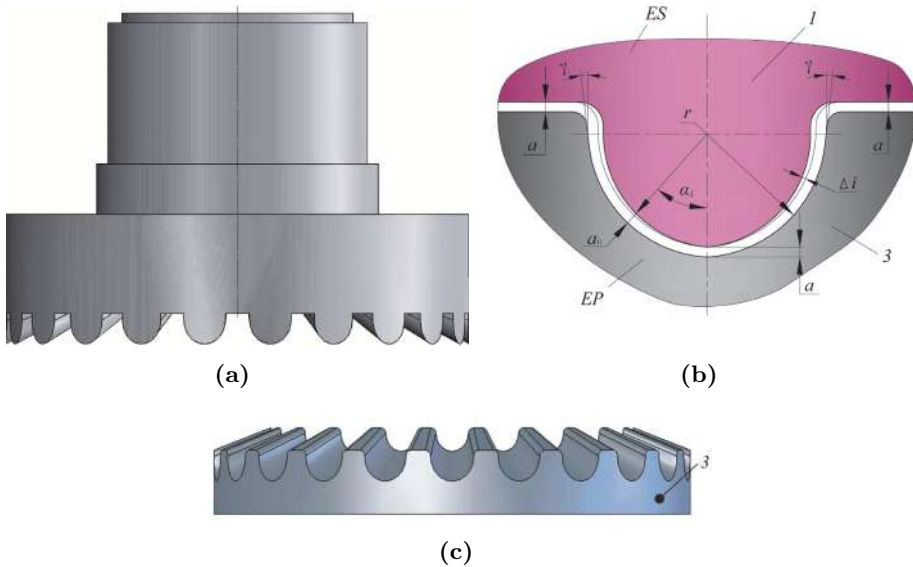
Modificarea dinților electrodului-sculă 1 cu valoarea  $\Delta i$  asigură obținerea dinților în arc de cerc cu forma corectă pe semifabricatul matriței.

Modificarea piciorului dintelui electrodului-sculă 1 trebuie să asigure obținerea înclinării porțiunii piciorului dintelui matriței cu un unghi de  $\gamma = 5 - 7^\circ$  (fig. 8.79 b), fapt ce asigură ușurința extragerii din matriță a roților dințate turnate din masă plastică sau presate prin sinterizare din pulberi metalice.



**Figura 8.78.** Dispozitiv de realizare a procedurii de prelucrare a matriței forme de turnare (a), profilul convex/concav oglindă al dinților matriței (b), modelul 3D al matriței cu profil convex/concav oglindă al dinților (c)

Procedeul și dispozitivul de prelucrare prin electroeroziune cu electrod masiv a matrițelor forme de turnare sau de presare prin sinterizare a roților dințate asigură următoarele avantaje:



**Figura 8.79.** Scula-electrod cu profil în arc de cerc al dinților (a); profilul în arc de cerc oglindă al dinților matriței (b), modelul 3D al matriței cu profil convex/concav oglindă al dinților (c)

- prelucrarea cu precizie înaltă a profilului convex/concav și în arc de cerc al dinților matrițelor de turnare sau de presare prin sinterizare a roților dințate, cu compensarea valorii abaterii interstițiului dintre sculă și matriță, generate de dizolvarea suplimentară a materialului din zonele supuse prelucrării un timp mai îndelungat;
- prelucrarea matrițelor cu productivitate înaltă, deoarece prelucrarea dinților se face simultan;
- productivitatea procesului este de asemenea înaltă, deoarece dinții matriței sunt prelucrați simultan;
- precizie înaltă a suprafețelor generatoare ale electrodului-sculă;
- scoaterea lejeră a roților dințate din matrițele formei de turnare;
- posibilitatea realizării profilurilor dinților sculei cu forme diferite (convex/concav sau în arc de cerc);
- complexitatea relativă a sculei-electrod este compensată prin simplitatea tehnologică a procedurii și simplitatea constructivă a utilajului de realizare a procedurii.

**Sistem tehnologic de fabricare cu electrod masiv cu mișcare sferospațială.** Dispozitivul de prelucrare prin mișcare sferospațială a sculei-electrod masiv (fig. 8.80) [15, 102] este constituit din carcasa 1 pe care este montată roata centrală 2, cu dinții căreia se angrenează coroana dințată 6 a satelitului-portsculă 5 instalat pe arborele-manivelă 4, cuplat cu

servomotorul 3. Prelungirile generatoarelor dinților danturii roții centrale imobile 2 și ai coroanei dințate 6 a satelitului-portsculă 5, precum și axa porțiunii înclinate a arborelui-manivelă 4 se intersectează în centrul  $O$ , denumit *centru de precesie*. Scula-electrod masiv 7 este montată fix pe satelitul-portsculă 5 astfel încât prelungirile generatoarelor dinților sculei-electrod de asemenea să se intersecteze în centrul de precesie  $O$ .

La rotirea arborelui-manivelă 4 cuplat cu servomotorul 3, satelitul-portsculă 5 efectuează mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$ . În cazul în care roata centrală fixă 2 are numărul de dinți  $Z_2$ , iar coroana dințată 6 a satelitului-portsculă 5 are numărul de dinți  $Z_6 = Z_2 + 1$ , atunci ultimul se va roti în jurul propriei axe cu raportul de reducere  $i = -Z_6/(Z_6 - Z_2)$  în sens opus rotirii arborelui-manivelă 4, iar în cazul în care  $Z_6 = Z_2 - 1$  – în sens unic. Scula-electrod 7, fiind instalată fix pe satelitul-portsculă 5, este antrenată în mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$  și în mișcare de rotație în jurul propriei axe cu aceeași reducere  $i = \pm Z_6/(Z_6 - Z_2)$ .

În cazul în care prelungirile generatoarelor dinților sculei-electrod 7 se intersectează în același centru de precesie  $O$  ca și prelungirile generatoarelor dinților angrenajului format din roata centrală 2 și coroana dințată 6 a satelitului-portsculă 5, atunci interacțiunea danturii sculei-electrod 7 cu semifabricatul 8 este similară cu cea din transmisia precesională reală.

Pentru ca scula-electrod 7 în mișcarea sa sferospațială să genereze corect profilul dinților în semifabricatul 8, este necesar ca angrenarea acestora să se reproducă similar cu angrenarea din transmisia reală. Aceasta se realizează prin coordonarea mișcărilor de precesie  $\psi$ , de rotire a satelitului-portsculă în jurul axei proprii  $\varphi$  și de nutație  $\theta$ .

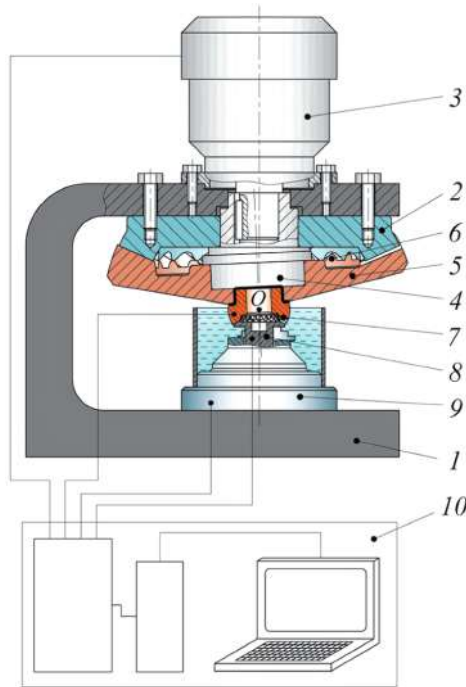
Ținând cont de analiza cinematicii transmisiilor precesionale, se propun două variante de interacțiune a sculei-electrod 7 cu semifabricatul 8.

În prima variantă, admitem că semifabricatul 8 nu se rotește, deci  $\omega_8 = 0$ . În acest caz, raportul de transmitere  $i$  a mișcării de rotație de la arborele-manivelă 4 către semifabricatul 8 trebuie să fie infinit  $i = \infty$ , fapt care poate fi realizat prin selectarea coraportului numărului de dinți, și anume: numărul dinților roții centrale  $Z_2$  trebuie să fie egal cu cel al roții fabricate (semifabricatului)  $Z_8$ ; numărul dinților coroanei dințate 6 a satelitului-portsculă 5  $Z_6$  trebuie să fie egal cu numărul dinților danturii sculei-electrod 7  $Z_7$ , iar coraportul  $-Z_2 = Z_6 - 1$  și  $Z_8 = Z_7 - 1$ .

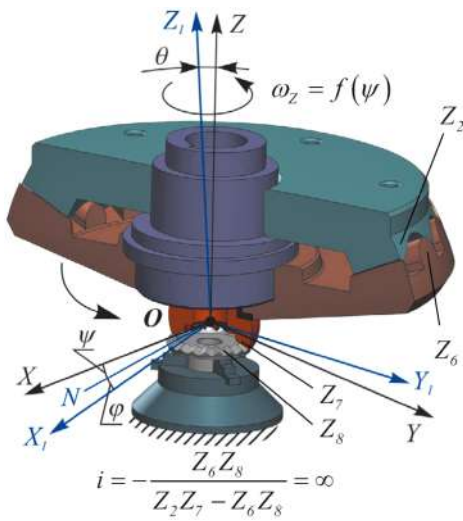
Deci, în cazul în care  $Z_2 = Z_8$ ,  $Z_6 = Z_7$ ,  $Z_2 = Z_6 - 1$  și  $Z_8 = Z_7 - 1$ ,

$$i = -\frac{Z_6 \cdot Z_8}{Z_2 Z_7 - Z_6 Z_8} = \infty. \quad (8.267)$$

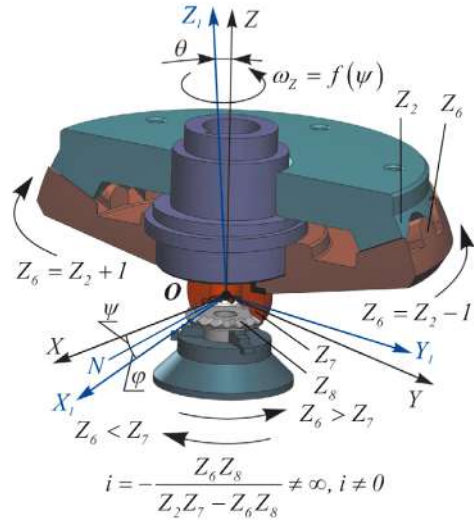
În această variantă, satelitul-portsculă 5 și scula-electrod 7 vor efectua mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$  și totodată mișcare de



(a)



(b)



(c)

**Figura 8.80.** Schema conceptuală a dispozitivului de prelucrare prin eroziune cu mișcare sferospațială a sculei-electrod masiv (a), cu lanț cinematic  $i = \infty$  (b) și  $i \neq \infty, i = 0$  (c)



rotație în același sens cu arborele-manivelă 4 în jurul propriei axe cu viteza unghiulară:

$$\omega_{sat} = \omega_4 \frac{(Z_2 - Z_6)}{Z_6}. \quad (8.268)$$

Satelitul-portsculă 5 în mișcare sferospațială angrenează dinții sculei-electrod 7 cu semifabricatul 8 (roata imaginară) cu diferența de dinți  $Z_8 = Z_7 - 1$ . În acest caz, în raport cu satelitul-portsculă, semifabricatul 8 se va roti cu viteza unghiulară  $\omega_{scl}$  în sens opus arborelui-manivelă 4.

În a doua variantă, admitem că raportul de transmitere de la arborele-manivelă 4 către semifabricatul 8  $i \neq \infty$ , deci  $\omega i \neq 0$ . În cazul în care  $Z_6 = Z_2 + 1$ ,  $Z_7 = Z_8 + 1$ ,  $Z_6 < Z_7$ , semifabricatul 8 se va roti în sens opus arborelui-manivelă 4 cu raportul de reducere:

$$i = -\frac{Z_6 \cdot Z_8}{Z_2 Z_7 - Z_6 Z_8}.$$

Iar atunci când  $Z_6 > Z_7$ , semifabricatul 8 se va roti în același sens cu arborele-manivelă 4, cu raportul de reducere determinat similar.

În varianta a doua, semifabricatului 8 i se comunică mișcare de rotație în jurul propriei axe prin intermediul unui servomotor care va roti mecanismul de prindere 9 cu viteza unghiulară  $\omega_8 = \omega/i$ , cu sens opus arborelui-manivelă 4, dacă  $Z_6 < Z_7$ , și în același sens, dacă  $Z_6 > Z_7$ .

În procesul de prelucrare a semifabricatului 8 (roții centrale conice) prin electroeroziune cu sculă-electrod masiv 7 cu mișcare sferospațială în jurul unui punct fix  $O$ , semifabricatului 8 i se comunică un avans axial, valoarea căruia se corelează cu parametrii de regim și mișcarea sferospațială a sculei-electrod 7.

Dirijarea servomotoarelor de realizare a cinematicii procesului se efectuează prin intermediul sistemului de comandă 10.



## APLICAȚII ALE TRANSMISIILOR PRECESIONALE DE PUTERE

Transmisiile precesionale, datorită avantajelor pe care le au, pot acoperi necesitățile consumatorilor de mecanisme de acționare pentru transformarea și transmiterea mișcării și a sarcinii, cu rapoarte de transmitere medii și mari – de la mecanisme simple de acționare cu destinație generală până la tehnică cu destinație specială, exploatată în condiții terestre extreme, în spații vidate sau submersibile, inclusiv în industria de automobile, robotetică, sisteme mecanice de precizie înaltă, mecanica fină, utilajul tehnologic etc.

Domeniile de utilizare a transmisiilor precesionale sunt definite de avantajele lor constructiv-cinematice și funcționale, datorate specificului geometriei contactului convex-concav al dinților, multiplicității angrenării și mișcării sferospațiale cu un punct fix al roții-satelit.

Este de menționat că pentru fabricarea și implementarea unui produs nou, cum sunt transmisiile precesionale, proiectantul, de regulă, are nevoie de metode adecvate de calcul la rezistență și de material îndrumător pentru proiectare cu considerarea particularităților constructiv-cinematice ale acestora, producătorul – de documentația tehnico-tehnologică de asigurare a procesului de fabricație și de metode de evaluare/control al preciziei de prelucrare a pieselor componente. Utilizatorul transmisiilor, la rândul său, solicită caracteristicile funcționale în formatul pașaportului tehnic al produsului, condițiile permisibile de exploatare, cerințele tehnice de asigurare a calității produsului în ansamblu etc.

Transmisiile planetare precesionale se deosebesc esențial de transmisiile clasice atât prin particularitățile constructiv-cinematice unice ale angrenajului precesional și geometria contactului dinților, cât și prin principiul nou de transformare a mișcării și de transmitere a sarcinii. De aceea, pe parcursul procesului de *cercetare-proiectare-fabricare-implementare*, în fiecare etapă au fost necesare abordări problematice complexe, urmate de conclu-

zii, constatări, constrângeri și recomandări, ulterior verificate în practica de proiectare a acestora, fie ca produse distincte, fie în cadrul proiectării diverselor mecanisme de acționare, bazate pe transmisiile precesionale.

În acest context, în baza teoriei fundamentale a angrenajului precesional și a teoriei generării danturilor cu profil nestandardizat convex/concav și variabil al dinților [8, 9], au fost:

- proiectate angrenaje precesionale cu bolțuri  $A^B$  și dințate cu dinți dreپți  $A^D$  și cu dinți înclinați  $A^{D,\beta}$  cu angrenări cu contact convex-concav  $A_{CX-CV}^D$ , cu contact concav-concav cu dinți dreپți  $A_{CV-CV}^D$  și înclinați  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ ;
- elaborate diverse tehnologii noi de generare a dinților prin rostogolire-rulare spațială a profilurilor nestandardizate cu sculă de forma “trunchi de con”  $G_{r.s}^{con}$ , de disc profilat periferic  $G_{r.s}^{disc}$  și cilindrică  $G_{m.ax}^{cil}$  pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică;
- elaborate metodele de calcul ingineresc și de proiectare a angrenajelor  $A^B$ ,  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  cu considerarea specificului constructiv și cinematic al angrenării dinților cu contact convex-rectiliniu  $K_{CX-R}$ , convex-concav  $K_{CX-CV}$ , concav-concav  $K_{CV-CV}$  cu dinți dreپți și  $K_{CV-CV}^\beta$  cu dinți înclinați;
- sintetizate peste 30 de structuri cinematice  $2K-H$ ,  $K-H-V$  și combinate;
- elaborată metoda de evaluare și de control al preciziei de fabricare a angrenajului precesional;
- proiectate, fabricate și cercetate experimental reductoare precesionale și mecanisme de acționare în baza transmisiilor precesionale pentru diverse domenii de aplicație.

Aria posibilă de aplicare a transmisiilor planetare precesionale și a mecanismelor de acționare elaborate în baza lor se datorează următoarelor avantaje:

- **capacitate portantă înaltă**, asigurată de angrenajele precesionale  $A^B$ ,  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  cu angrenări cu geometrie convex-concavă multipară și concav-concavă a contactului dinților cu profiluri de flanc cu diferența mică a razelor de curbură, din care derivă masă și gabarite reduse, compacitate, consum specific redus de materiale ( $\gamma < 0,01$  kg/Nm);
- **diapazon cinematic extins**, cu asigurarea reducerii mișcării de la  $i = \pm 10$  până la  $i = 3600$  într-o singură treaptă – avantaj unic printre transmisiile mecanice clasice de putere;
- **multiplicitate absolută a angrenării dinților**, din care rezultă precizie cinematică înaltă ( $\varphi''_{min} = 30 \div 40$  sec. unghiulare), emisie

de zgomot și de vibrații reduse – avantaj important pentru tehnica cosmică de zbor, roboți, manipolatoare, industria de automobile, utilajul tehnologic, tehnica cu destinație specială etc.;

- **posibilitatea de a transmite mișcarea de rotație prin perete sau membrane gofrate** – avantaj valoros pentru tehnica cosmică de zbor, tehnica din industria chimică și cea atomoelectrică, tehnica specială, care necesită separarea absolută a spațiilor etanșe;
- **pierderi hidraulice minime** în condiții de exploatare cu presiuni hidrostatice mari ( $P = 50\text{--}70\text{ MPa}$ ) și temperaturi joase ( $t = 3\text{--}4^\circ\text{C}$ ), asigurate prin specificul mișcării sferospațiale a satelitului cu un punct fix, avantaj important pentru elaborarea mecanismelor de acționare a tehnicii submersibile exploatare la fundul mărilor și oceanelor etc.

Majoritatea aplicațiilor în baza transmisiilor precesionale au fost protejate cu peste 200 de brevete de invenție și patente și au fost utilizate în peste 60 de proiecte naționale și granturi internaționale în domeniul cercetării – dezvoltării transmisiilor precesionale.

În acest capitol sunt prezentate unele aplicații caracteristice ale transmisiilor planetare precesionale de tipurile  $2K-H$ ,  $K-H-V$  și combinate, cu destinație generală sau specială. De asemenea, sunt prezentate diverse mecanisme de acționare pentru tehnica specială, utilaj tehnologic, hidromotoare etc. elaborate în baza transmisiilor precesionale.

## 9.1 Condiții tehnice specifice de fabricație, asamblare și exploatare a transmisiilor precesionale

Exploatarea reductoarelor precesionale în corespundere și în limitele caracteristicilor funcționale stabilite de formatul pașaportului tehnic al reductoarelor planetare, în mare măsură depinde de precizia de execuție a componentelor de bază ale angrenajului, de calitatea asamblării acestora și de pregătirea conformă a reductorului pentru exploatare.

În acest context, în cadrul fabricării și exploatării transmisiilor precesionale se recomandă respectarea următoarelor condiții și cerințe:

- roțile centrale se recomandă a fi fabricate din materiale similare oțelului  $20CrMo\ 4$ , cu prelucrare termică după cementarea suprafețelor flancurilor dinților la adâncimea  $h = 0,8\text{--}1,2\text{ mm}$  cu  $55\text{--}60\text{ HRC}$ ;
- rolele conice ale coroanelor satelitului se recomandă a fi fabricate din materiale similare oțelului  $102Cr\ 6$ , prelucrate termic cu  $58\text{--}62\text{ HRC}$ ;
- baia de ulei în poziția orizontală a reductorului trebuie să acopere  $2/3$  din lungimea dinților roților centrale;

- reductorul asamblat se supune rodajului fără sarcină în ambele direcții de rotire pe o durată de 5 ore;
- amprenta de contact trebuie să acopere  $3/4$  din lungimea dinților și să se plaseze în limitele lungimii acestora.



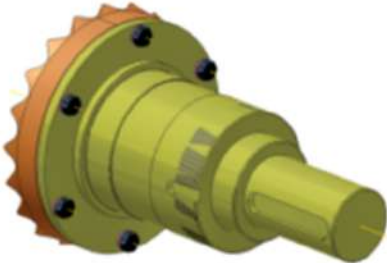

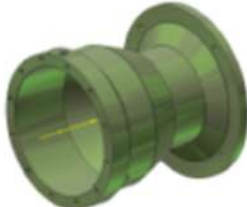
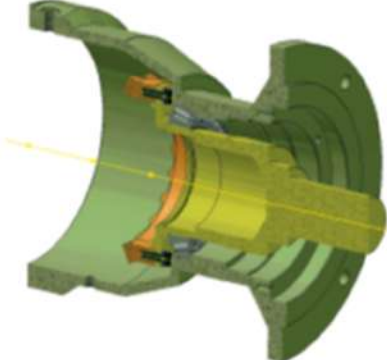

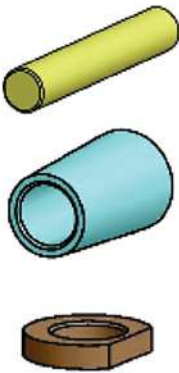
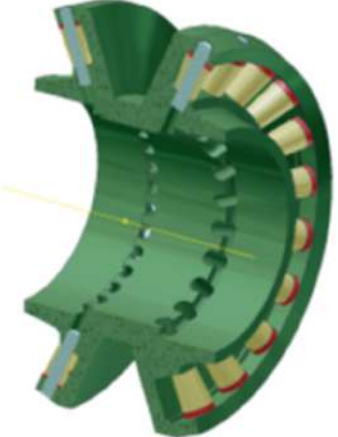
Un alt aspect important este succesivitatea operațională a procesului de asamblare a reductoarelor precesionale, care necesită reglarea obligatorie a jocului garantat sau a prestrângerii (pentru mecanismele cu precizie înaltă) în angrenarea dinților roților conjugate – proces realizat prin următoarele operațiuni tehnologice:

- reductorul asamblat în configurația subansamblului 7 din tabelul 9.1 (dar fără rulmentul din spate al arborelui condus) se poziționează vertical;
- capătului arborelui condus i se comunică o mișcare alternativ-relativă, pentru ca rolele coroanelor satelitelui să ocupe locul corect între dinții ambelor roți centrale;
- se determină jocul axial sumar în angrenajul precesional  $\Delta\alpha$  ca media aritmetică a măsurărilor abaterilor frontale ale roții centrale mobile în patru puncte uniform distanțate pe circumferință, care să satisfacă condiția  $0,2\text{ mm} < \Delta\alpha < 0,4\text{ mm}$ ;
- în cazul în care condiția  $0,2\text{ mm} < \Delta\alpha < 0,4\text{ mm}$  nu se satisface, nodul cu roata centrală mobilă montată pe arborele condus se deplasează axial prin varierea grosimii șaibei instalate pe arborele condus între umărul frontal și rulmentul din față (tabelul 9.1, subansamblul 1);
- în funcție de jocul axial sumar  $\Delta\alpha$  se determină jocul circular din angrenaj după expresia  $\Delta_{\text{circ}} = 0,7\Delta\alpha$ .



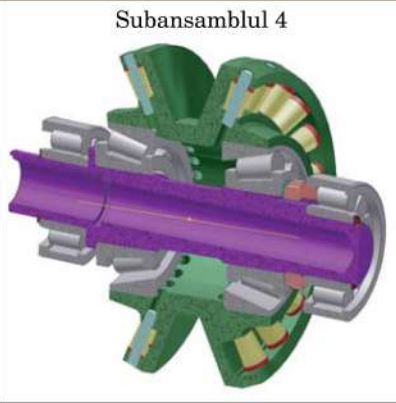
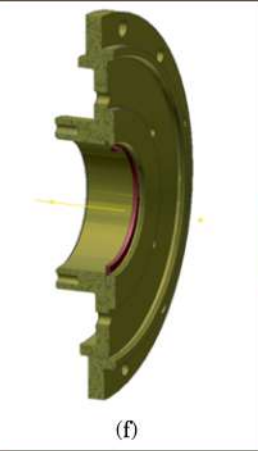



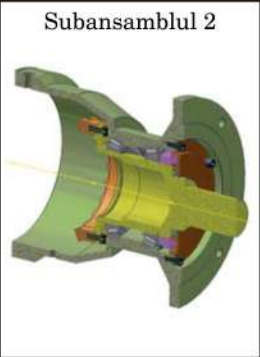
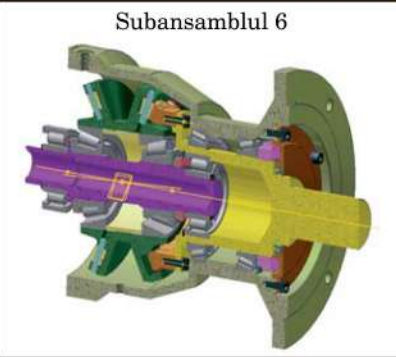
Transmisiile precesionale, având o construcție specifică cu roata-satelit cu mișcare sferospațială amplasată flotant între două roți centrale conice cu vârful axoidei lor conice comasate în centrul de precesie, permit asamblarea separată a pieselor în noduri constructive, ulterior a nodurilor în subansambluri, iar din subansambluri sunt create ansambluri cu funcții definite.

Având în vedere specificul constructiv-cinematic al transmisiilor precesionale, în tabelul 9.1 este redată fișa tehnologică operațională de asamblare a motoreductorului precesional  $2K-H$  prezentat în figura 9.1.


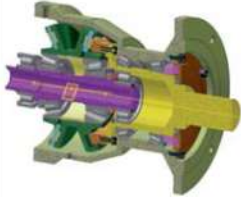
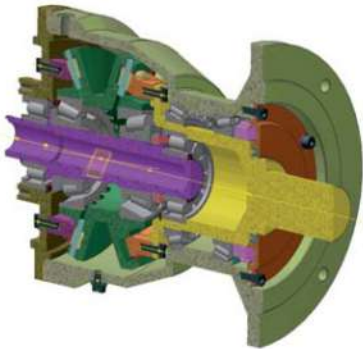

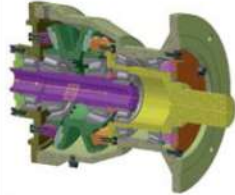




Tabelul 9.1. Fișă tehnologică operațională

1. Asamblarea roții dințate mobile (a) cu arborele de la ieșire (b)		
 a	 b	<b>Subansamblul 1</b> 
2. Montarea subansamblului 1 în carcasa reductorului (c)		
<b>Subansamblul 1</b> 	 c	<b>Subansamblul 2</b> 
3. Asamblarea nodului bloc - satelit, montarea bolțurilor și rondelilor pe axe (e) și instalarea lor în carcasa satelitului (d)		
 d	 e	<b>Subansamblul 3</b> 

Continuare Tabelul 9.1

<b>4. Montarea în subansamblul 3 a arborelui-manivelă cu rulmenți.</b>		
		<b>Subansamblul 4</b> 
<b>5. Asamblarea pe capacul central (f) a roții centrale imobile (g)</b>		
 (f)	 (g)	<b>Subansamblul 5</b> 
<b>6. Instalarea subansamblului 4 în subansamblul 2</b>		
<b>Subansamblul 4</b> 	<b>Subansamblul 2</b> 	<b>Subansamblul 6</b> 

Continuare Tabelul 9.1

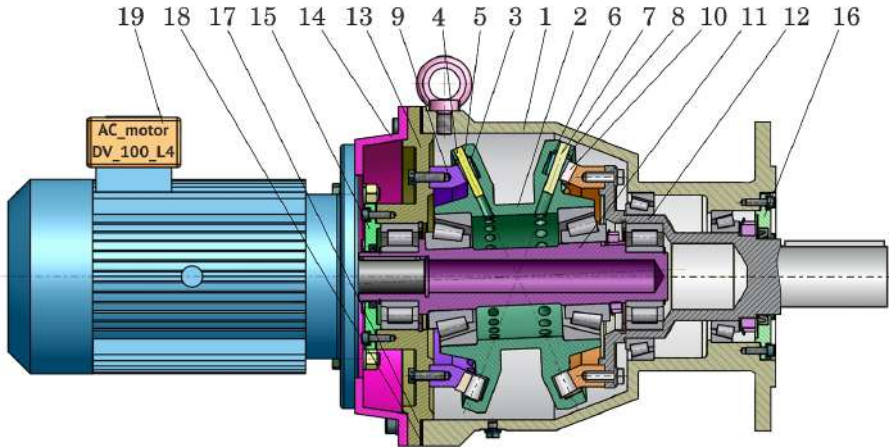
7. Asamblarea subansamblurilor 5 și 6		
Subansamblul 5 	Subansamblul 6 	Subansamblul 7 
8. Asamblarea motorului electric cu flanșa de cuplare la subansamblul 7		
	Subansamblul 7 	Subansamblul 8 
9. Completarea subansamblului 8 cu pană pe arborele condus, cu șurub pentru ridicare-transportare și dopuri pentru turnarea, scurgerea și controlul nivelului uleiului din reductor (h)		
Subansamblul 8 	 (h)	Motor-reductor planetar precesional 



## 9.2 Reductoare și motoreductoare cu destinație generală

### 9.2.1 Reductoare precesionale de tip $2K-H$

În baza schemei structurale a transmisiei precesionale de tip  $2K-H$  (fig. 2.9 a), au fost calculate, proiectate și fabricate parțial o serie de reductoare planetare precesionale cu destinație generală [8, 9]. În figura 9.1 este prezentat reductorul elaborat în cadrul proiectului de cercetare [67] (Nr. de înregistrare de stat 01880047848, 1992).



**Figura 9.1.** Reductorul planetar precesional  $2K-H$  în secțiune axială: 1. Carcasă; 2. Bloc-satelit; 3. Rolă; 4. Osie; 5. Șaibă; 6. Rolă; 7. Osie; 8. Șaibă; 9. Roată dințată fixă; 10. Roată dințată mobilă; 11. Arbore-manivelă; 12. Arbore condus; 13. Capacul reductorului; 14. Flanșă de fixare a motorului; 15, 16. Capace laterale de stânga și de dreapta; 17. Garnitură; 18. Șaibă de reglare; 19. Motor electric

Reductorul include roata-satelit 2 cu două coroane din bolțuri conice 3 și 6, instalată pe o pereche de rulmenți radial-axiali pe arborele-manivelă 11, formând nodul *arbore-manivelă – roată-satelit*, care la rândul său este amplasat între două roți dințate fixă 9 și mobilă 10 fixată pe arborele condus 12. Raportul de transmitere se determină din relația:

$$i = -\frac{Z_3 Z_{10}}{Z_9 Z_6 - Z_3 Z_{10}}, \quad (9.1)$$

unde  $Z_3$ ,  $Z_6$  sunt numărul de bolțuri ale coroanelor 3 și 6 ale roții-satelit;  $Z_9$ ,  $Z_{10}$  – numărul de dinți ai roților dințate centrale 9 și, respectiv, 10.

În figurile 9.3–9.6 sunt prezentate desenele tehnice elaborate în softul *Autodesk Motion-Inventor* ale celor mai importante componente ale reductorului, printre care: blocul-satelit, arborele-manivelă și roțile centrale.



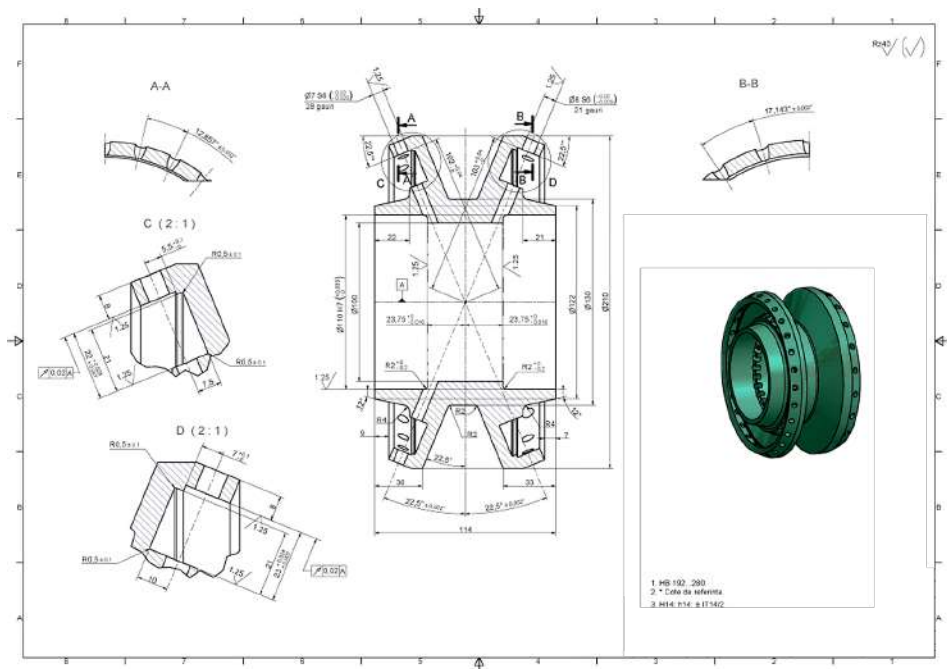


Figura 9.3. Blocul-satelit cu două coroane

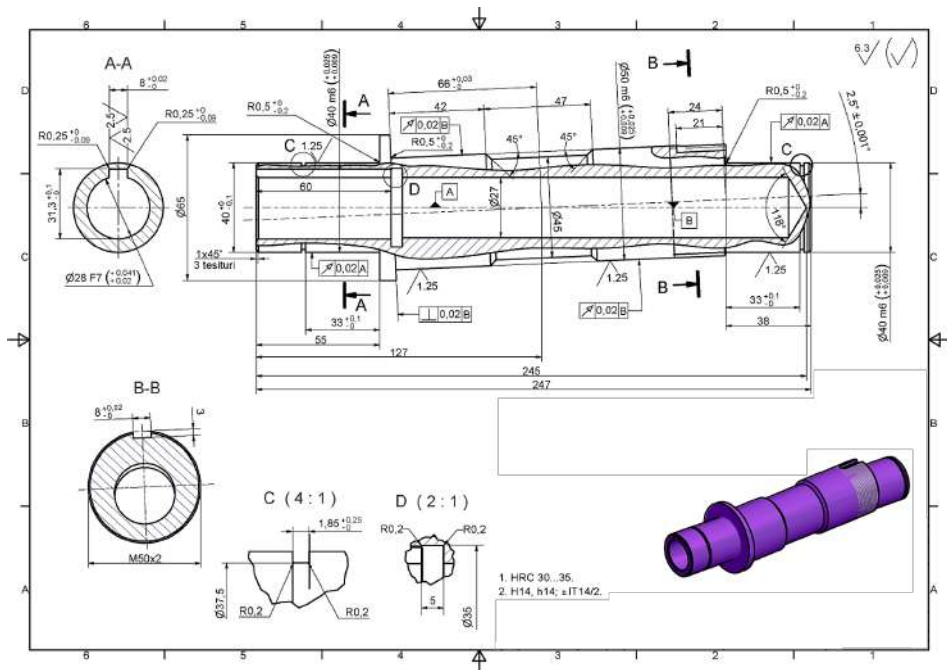


Figura 9.4. Arborele-manivelă

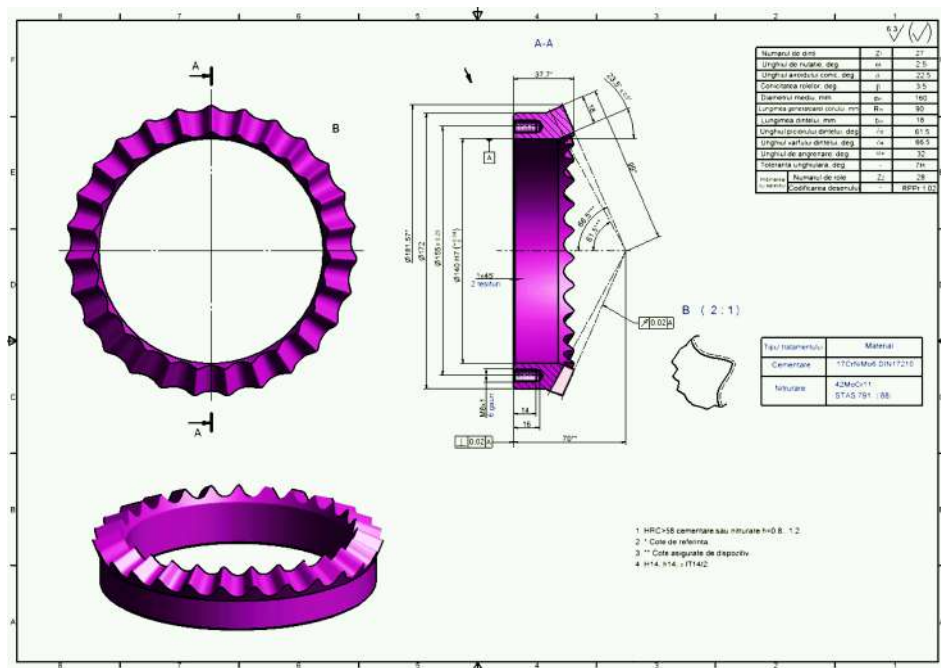


Figura 9.5. Roata dințată centrală fixă

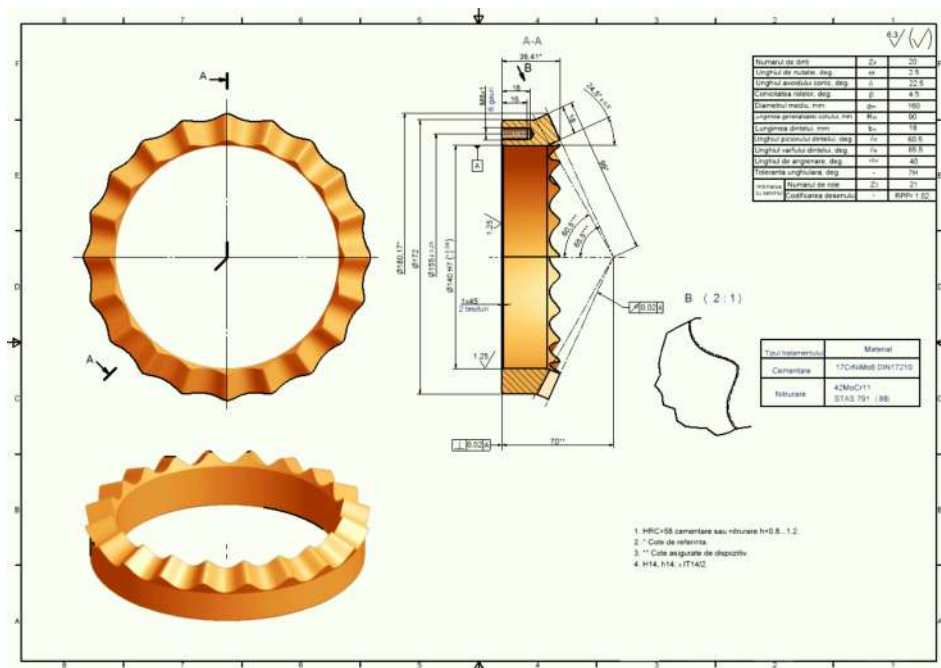
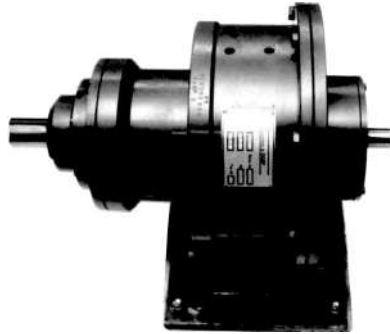


Figura 9.6. Roata dințată centrală mobilă

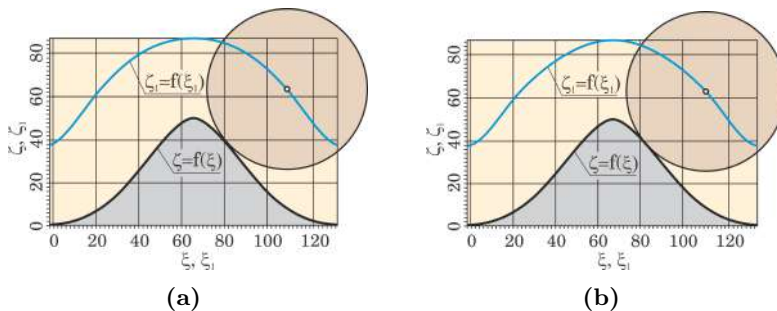
În baza documentației tehnice elaborate a fost fabricat prototipul industrial al reductorului planetar precesional  $2K-H$ , prezentat în figura 9.7.



**Figura 9.7.** Reductor precesional de tip  $2K-H$  cu labe

În reductorul precesional prezentat în figura 9.2 (a), roțile centrale fixă 4 (fig. 9.5) și mobilă 12 (fig. 9.6) au fost fabricate din oțel 42  $MoCr$  11 cu prelucrare chimico-termică prin niturare în stratul  $h = 0,8-1,2\text{ mm}$ . Au fost fabricate prin procedeul de generare  $G_{r,s}^{con}$  prin rostogolire-rulare spațială cu scula în formă de trunchi de con, descris în capitolul 8 și protejat cu brevetul de invenție [111].

Pentru asigurarea amplasării contactului flancurilor conjugate în limitele lungimii dinților, aceștia au fost modificați longitudinal cu rectificare de finisare prin procedeul de generare a dinților cu rostogolire-rulare spațială  $G_{r,s}^{con}$  cu scula de forma “trunchi de con” profilată periferic în formă de hiperboloid cu o pânză (v. capitolul 8). Profilograma dinților în angrenarea  $Z_1-Z_2$  ( $Z_1 = 29, Z_2 = 30$ ) este prezentată în figura 9.8 (a), iar profilograma angrenării  $Z_3-Z_4$  ( $Z_3 = 25, Z_4 = 24$ ) în figura 9.8 (b).



**Figura 9.8.** Profilogramele dinților angrenării  $Z_1-Z_2$  (a) și angrenării  $Z_3-Z_4$  (b)

La un raport de transmitere  $i = -144$ , reductorul precesional fabricat are o construcție compactă, robustă și se agregă perfect în mecanismele de

acționare cu construcție coaxială. Reductorul este realizat cu labe de fixare, dar poate fi și în varianta cu flanșă conform figurii 9.2 (b).

În figura 9.9 este prezentat proiectul tehnic al reductorului precesional de tip  $2K-H$ , cu posibilitatea asamblării prin flanșă atât a motorului electric, cât și a mașinii de lucru. Reductorul cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$   $Z_1 = 27, Z_2 = 28, Z_3 = 21, Z_4 = 20, \delta = 22^\circ 30', \theta = 2^\circ 30', \beta = 4^\circ 30' (Z_1 - Z_2), \beta = 3,5 (Z_3 - Z_4), Z_{1,4} = Z_{2,3} - 1$  reduce mișcarea de rotație cu raportul  $i = -80$ , transmite momentul de torsiune  $Z = 1480 Nm$ , consumul specific de materiale  $\gamma = 0,034 kg/Nm, m = 50,7 kg$ .

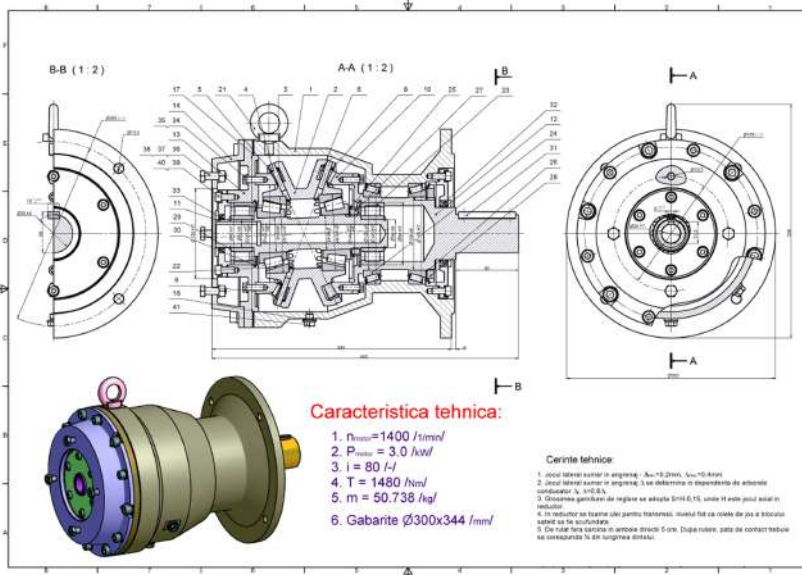
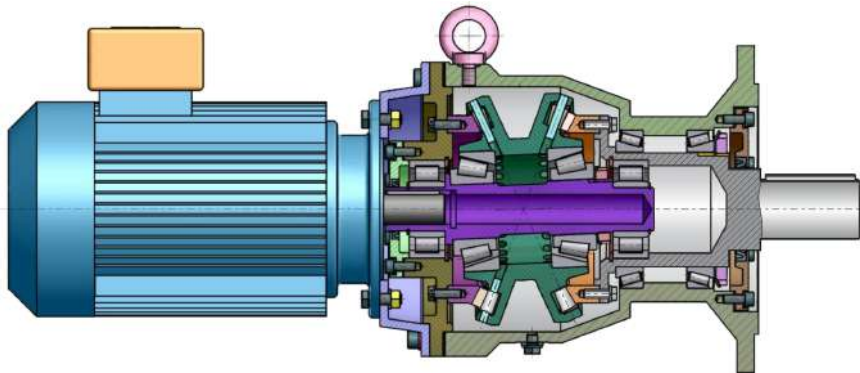


Figura 9.9. Reductor precesional de tip  $2K-H$  cu flanșă

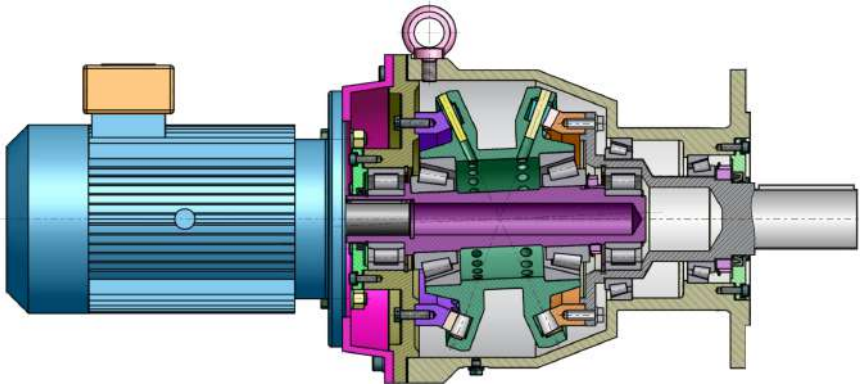
### 9.2.2 Motoreductor planetar precesional de tip $2K-H$

În baza variantei constructive a reductorului planetar precesional cu flanșă (fig. 9.9), au fost elaborate construcțiile motoreductoarelor planetare precesionale de putere prezentate în figura 9.10 (a, b).

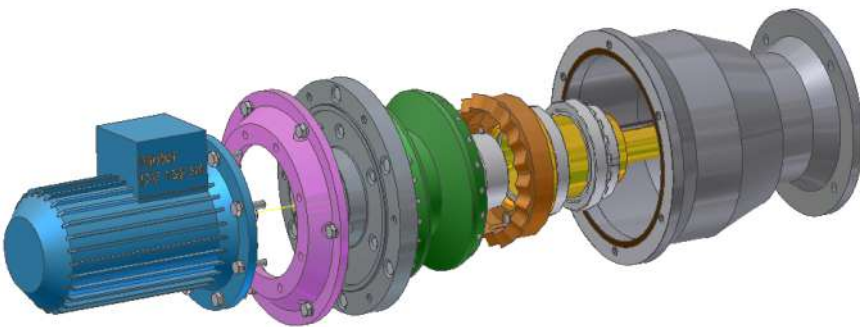
Motoreductoarele cu destinație generală elaborate sunt coaxiale și ușor montabile prin flanșe cu mecanismele de acționare ale mașinilor de lucru. Carcasa reductoarelor poate fi executată cu nervuri, pentru eliminarea mai eficientă a căldurii (fig. 9.10 a), sau fără nervuri (fig. 9.10 b), în funcție de regimul lor de exploatare. De asemenea, construcția reductoarelor asigură asamblarea pieselor în noduri separate, iar a nodurilor – în ansamblul general. În figura 9.10 (c) este prezentată construcția motoreductorului în formă desfășurată, componentele fiind aranjate în ordinea asamblării lor.



(a)



(b)

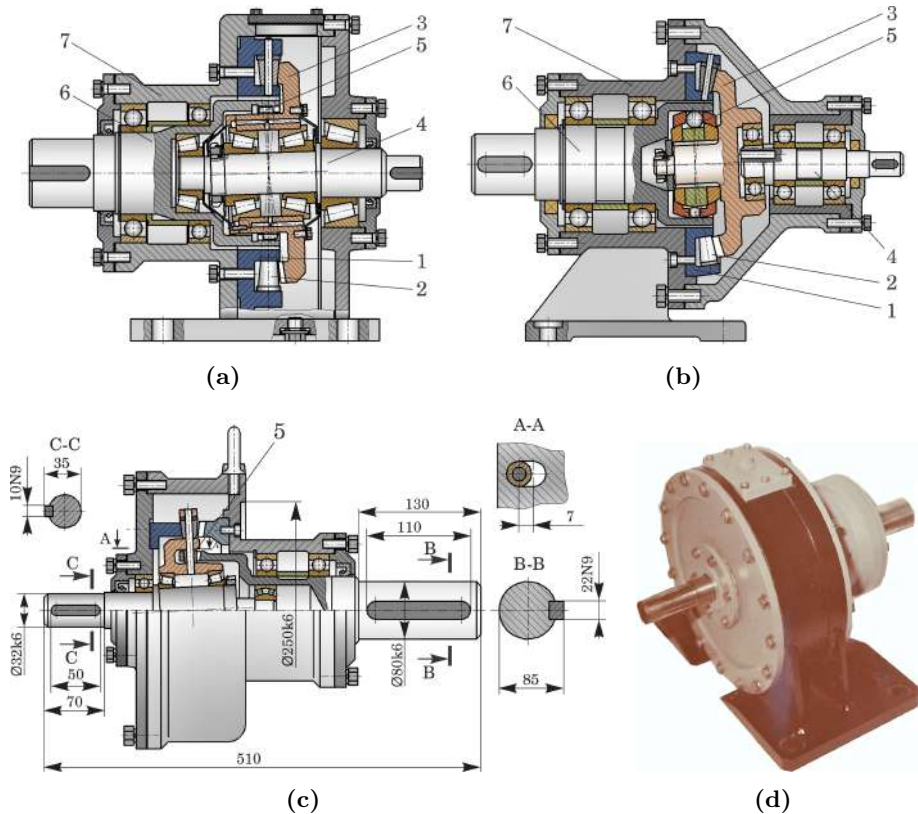


(c)

**Figura 9.10.** Motoreductor planetar precesional  $2K-H$ : desen de ansamblu cu carcasă cu nervuri (a); desen de ansamblu cu carcasă fără nervuri (b) și în formă desfășurată (c)

9.2.3 Reductoare precesionale de tip  $K-H-V$

Reductoarele planetare precesionale de tip  $K-H-V$  cu destinație generală doar în anumite condiții de exploatare și configurații constructive pot concura cu reductoarele precesionale de tip  $2K-H$ , deoarece acestea sunt mai avantajoase sub aspect de eficiență energetică, au consum specific de materiale, gabarite și cost mai reduse. Reductoarele precesionale  $K-H-V$  au fost proiectate în baza schemei cinematice conform figurii 2.1 (c). În figura 9.11 (a, b) [8, 9] sunt prezentate construcțiile reductoarelor planetare precesionale de tip  $K-H-V$ , în care roțile centrale 1 cu bolțuri 2 cu unghiul axoidei conice  $\delta = 0$  sunt legate rigid cu carcasa 7, iar roțile-satelit 3 cu dinți cu profil convex/concav sunt instalate pe arborii-manivelă 4.



**Figura 9.11.** Reductoare planetare precesionale de tip  $K-H-V$ : desen de ansamblu (a, c, d); mostră fabricată (b), a. 1984

În reductorul din figura 9.11 (a), roata-satelit 3 este legată cu arborele condus 6 prin mecanismul de legătură  $W$ , executat în formă de cuplaj cu dinți 5 în formă de butoi. În figura 9.11 (b) mecanismul de legătură  $W$



este executat în formă de cuplaj cu bile 5, care asigură uniformitatea rotirii arborilor de intrare și de ieșire, iar în figura 9.11 (c) cuplajul este executat în formă de coroană din role conice.

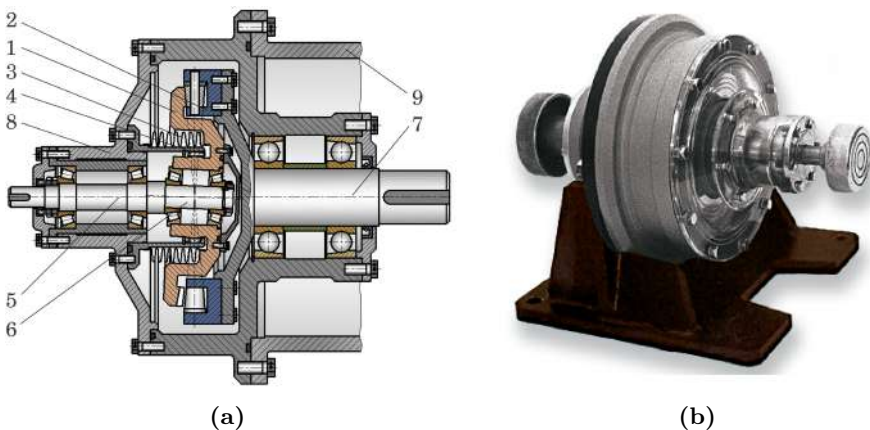
Raportul de transmitere se determină din relația:

$$i_{HV_{med}}^g = -\frac{Z_2}{Z_3 - Z_2}, \quad (9.2)$$

unde  $Z_2$  și  $Z_1$  sunt numărul de dinți ai roții centrale în formă de bolțuri 2 și, respectiv, ai roții-satelit dințate 3.

În figura 9.11 (d) este prezentată vederea generală a reductorului de tip  $K-H-V$  cu raportul de transmitere  $i = 20$ , fabricat în anul 1984.

Transmisiile planetare precesionale de tip  $K-H-V$  sunt avantajoase în raport cu alte transmisii în cazul transmiterii mișcării de rotație în spații etanșe. În baza schemei structurale din figura 2.2 (b) a fost elaborată construcția și fabricat reductorul planetar precesional ermetic  $K-H-V$  prezentat în figura 9.12 (a, b) [8, 9].



**Figura 9.12.** Reductor planetar precesional  $K-H-V$  ermetic: desen de ansamblu (a); mostră fabricată (b)

Angrenajul reductorului de tip  $K-H-V$  din figura 9.11 (b) are configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$  cu parametrii  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 19$ ,  $\delta = 0$ ,  $\theta = 2^\circ 50'$ ,  $\beta = 4^\circ 30'$ .

În angrenajul reductorului  $K-H-V$  ermetic din figura 9.12, roata-satelit 1 cu mișcare sferospațială este oprită de la rotire în jurul propriei axe prin diafragma gofrată 3, iar parametrii configurației  $[Z_g - \theta, -1]$  sunt  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $\delta = 0$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$ ,  $\beta = 4^\circ$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1$ .

În anul 1984, când au fost fabricate primele reductoare de putere de tip  $K-H-V$  (fig. 9.11, 9.12), procedeul de generare a dinților prin rostogolire-rulare spațială era încă în curs de dezvoltare. Din aceste motive, profilurile

dinților roților-satelit ale acestor reductoare au fost fabricate pe utilaj de danturat roți conice de model *Glison* prin amortizare, cu oprirea mișcării de rostogolire a capului cu cuțite cu mișcare alternativă. Astfel a fost posibil de danturat dinți pe roți conice cu profil rectiliniu, cu un anumit grad de aproximare la profilurile convex/concave.

Roțile-satelit ale reductoarelor au fost fabricate din oțel 40 *Cr*, cu duritatea de 40–45 *HRC*, iar bolțurile conice ale coroanelor roților centrale – din oțel 100 *Cr* 6, prelucrate termic, cu duritatea 58–62 *HRC*, rectificate prin așchiere abrazivă cu rugozitatea de 0,63  $\mu\text{km}$ .

### 9.3 Motoreductoare planetare precesionale submersibile pentru Complexul Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Feromanganice

#### 9.3.1 Scurt istoric

**Un efect funcțional al TPP, văzut inițial ca neimportant, a deschis ulterior un domeniu important de aplicații.**

Transmișiile mecanice se caracterizează prin avantaje și dezavantaje determinate de schema constructiv-cinematică a angrenajului și de geometria contactului dinților.

Spre deosebire de transmișiile clasice, în transmișiile precesionale, pe lângă avantajele definite de schemă și de geometria contactului dinților, a fost descoperit un avantaj datorat specificului mișcării sferospațiale a satelitului. Acest avantaj funcțional al transmișiilor precesionale constă în pierderi hidraulice infime la exploatarea acestora umplute din plin cu ulei.

Efectul descoperit s-a dovedit a fi valoros pentru sistemele tehnice submersibile exploatare la adâncimi mari pe fundul mărilor și oceanelor, care de regulă sunt umplute cu ulei din plin, pentru a compensa acțiunea presiunii hidrostatice înalte.

În anul 1984, în cadrul unor încercări experimentale s-a constatat că în transmișiile precesionale umplute din plin cu ulei, pierderile hidraulice, chiar și la turații de 3000–5000  $\text{min}^{-1}$ , sunt minime. Acestui fenomen atunci i s-a acordat puțină atenție, iar constatarea a fost publicată într-un articol științific, fiind formulată ca o necorespondere a legității dependenței pierderilor hidraulice de viteza liniară  $V^3$  a pieselor din baia cu ulei (cu referire la transmișiile precesionale).

Această constatare a trezit interes în rândul cercetătorilor din cadrul Institutului de Cercetări Științifice *Okeanmaș* din Moscova, care în scurt timp au vizitat Laboratorul *Transmisii mecanice* al Catedrei *Organe de mașini* a Universității Tehnice a Moldovei pentru a le demonstra fenomenul.

După ce s-au convins de veridicitatea fenomenului, a urmat un schimb de opinii, în care noi i-am informat despre avantajele transmisiilor precesionale. În context, ei ne-au informat despre faptul că pe fundul mărilor și oceanelor, la adâncimea de 5 – 7 km, au fost descoperite rezerve uriașe de zăcăminte (de fier, mangan, titan, wolfram, nichel, molibden – aproape întregul tabel periodic), zăcăminte care, conform estimărilor specialiștilor, ar fi suficiente pentru satisfacerea necesităților întregii lumi în următorii 200 de ani!

În anii '80 ai secolului trecut, era în toi împărțirea teritoriilor oceanelor și mărilor bogate în aceste minerale. Conform unei decizii a ONU, aplicate țărilor semnatare ale Convenției Maritime, dreptul la exploatarea teritoriilor a fost recomandat **doar pentru țările implicate în cercetarea și elaborarea tehnologiilor de extracție și de prelucrare metalurgică a acestor minerale.** În aceste condiții, ex-URSS a reprofilat “peste noapte” Institutul de Cercetări în Metalurgie din Dnepropetrovsk în VNIPI *Okeanmaș*, impunându-i o direcție nouă de cercetare-proiectare constructiv-tehnologică a tehnicii submersibile.

În urma discuțiilor s-a convenit asupra unei Convenții de cooperare științifică în domeniul cercetării-dezvoltării tehnicii submersibile în baza transmisiilor planetare precesionale.

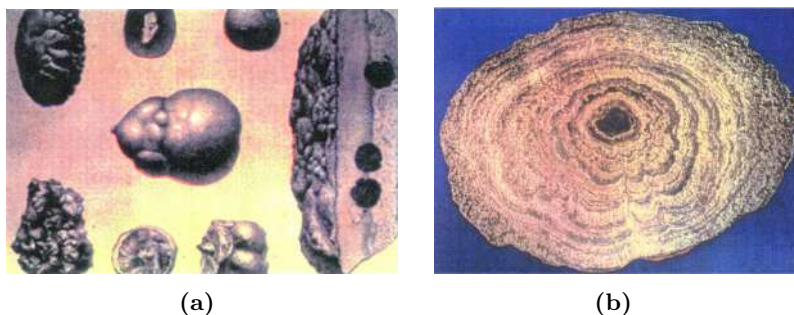
**Valorificarea efectului descoperit.** La adâncimi mari de 4 – 7 km, la presiuni hidrostatice de 40 – 70 MPa și la temperatura apei la această adâncime a oceanului de 3° – 4°C, viscozitatea uleiurilor utilizate pentru compensarea presiunii crește până la 2500 – 3000 sSt, iar transmisiile clasice în aceste condiții de exploatare se transformă în hidrofrâne. Spre deosebire de transmisiile clasice, transmisiile planetare precesionale pot fi exploatare la adâncimi mari anume datorită efectului funcțional descoperit întâmplător și care se datorează specificului mișcării sferospațiale a satelitului cu un punct fix. La câteva săptămâni de la prima întrunire la Chișinău, când a fost semnată Convenția de cooperare la VNIPI *Okeanmaș* din Dnepropetrovsk (filiala Institutului *Okeanmaș* din or. Moscova), a fost semnat primul contract economic cu caietul de sarcini pentru cercetare-proiectare, cu finanțarea pentru primul an de 220.000 ruble. În anii următori, în baza contractelor economice estimate cu 900.000 ruble (peste 1 milion dolari SUA), au fost prezentate toate cele 12 mecanisme de acționare ale Complexului Robotizat. Cercetările științifice, proiectările și confecționarea mostrelor experimentale se efectuau în paralel. În 1987, în baza proiectelor elaborate la UTM, la întreprinderea *Azovmaș* din or. Mariupol, Ucraina, s-a început fabricarea seriilor “zero” ale TPP.

**Importanța domeniului de aplicație a transmisiilor planetare precesionale în mecanismele de acționare a Complexelor Robotizate Submersibile.** Ritmurile dezvoltării economiei mondiale mențin un consum excesiv de diverse metale, fapt ce conduce la epuizarea rezerve-

lor terestre ale acestora. O cale de ieșire din acest impas este utilizarea concrețiunilor feromanganice de pe fundul Oceanului Planetar. Conform estimărilor specialiștilor, aproximativ 70 miliarde tone de resurse polimetalice sunt localizate la adâncimi de 4 – 7 km.

Zăcămintele polimetalice reprezintă niște nodule polimetalice de culoare brună-neagră, puțin aplatizate, de 5–10 cm în diametru (fig. 9.13 a). Greutatea specifică este de  $2\text{ g/cm}^3$  și porozitatea de la 30% la 50%. Nodulele polimetalice sunt formate din straturi concentrice, corespunzând fazelor succesive de creștere în timp (fig. 9.13 b).

Vârsta nodulelor se estimează la 2–3 milioane de ani. Straturile sunt formate din hidroxizi de mangan (29,40%), fier (6%), nichel (1,34%), cupru (1,25%), cobalt (0,25%), titan (0,6%), aluminiu (2,9%), natriu, magneziu, zinc, oxigen și hidrogen (32,16%).



**Figura 9.13.** Nodule polimetalice (a); nodul polimetalic în secțiune (b)

Primele zăcăminte feromanganice au fost descoperite în anul 1868, în Marea Kara. În timpul călătoriei în jurul lumii din 1873 – 1876 a corabiei *Challenger* a Marii Britanii, au fost colectate mai multe bile mici de culoare brună-neagră, bogate în mangan și fier, care au fost denumite ulterior “nodule feromanganice”. În jurul anului 1900, cercetătorul Agassiz a descoperit locații importante de astfel de nodule în estul Oceanului Pacific. Însă abia în 1957, americanul John Mero i-a convins pe mai mulți industriași în privința interesului economic de extragere a nodulelor polimetalice în Oceanul Pacific (fig. 9.14).

Primele companii implicate în aceste explorări au fost *Kennecott* și *Newport Shipbuilding Company*, în 1962 cercetătorii americani Fuerstenau și Arrhenius începând studierea geochimiei nodulelor, explorarea și prelucrarea lor metalurgică. În 1972, National Science Foundation a lansat un program de cercetare care a implicat cel puțin 15 laboratoare în studiul genezei nodulelor. În 1980, cercetătorul german Felix Patturi publică monografia *Tehnologiile secolului XXI*, care cuprinde și tehnologia explorării și prelucrării zăcămintelor feromanganice.

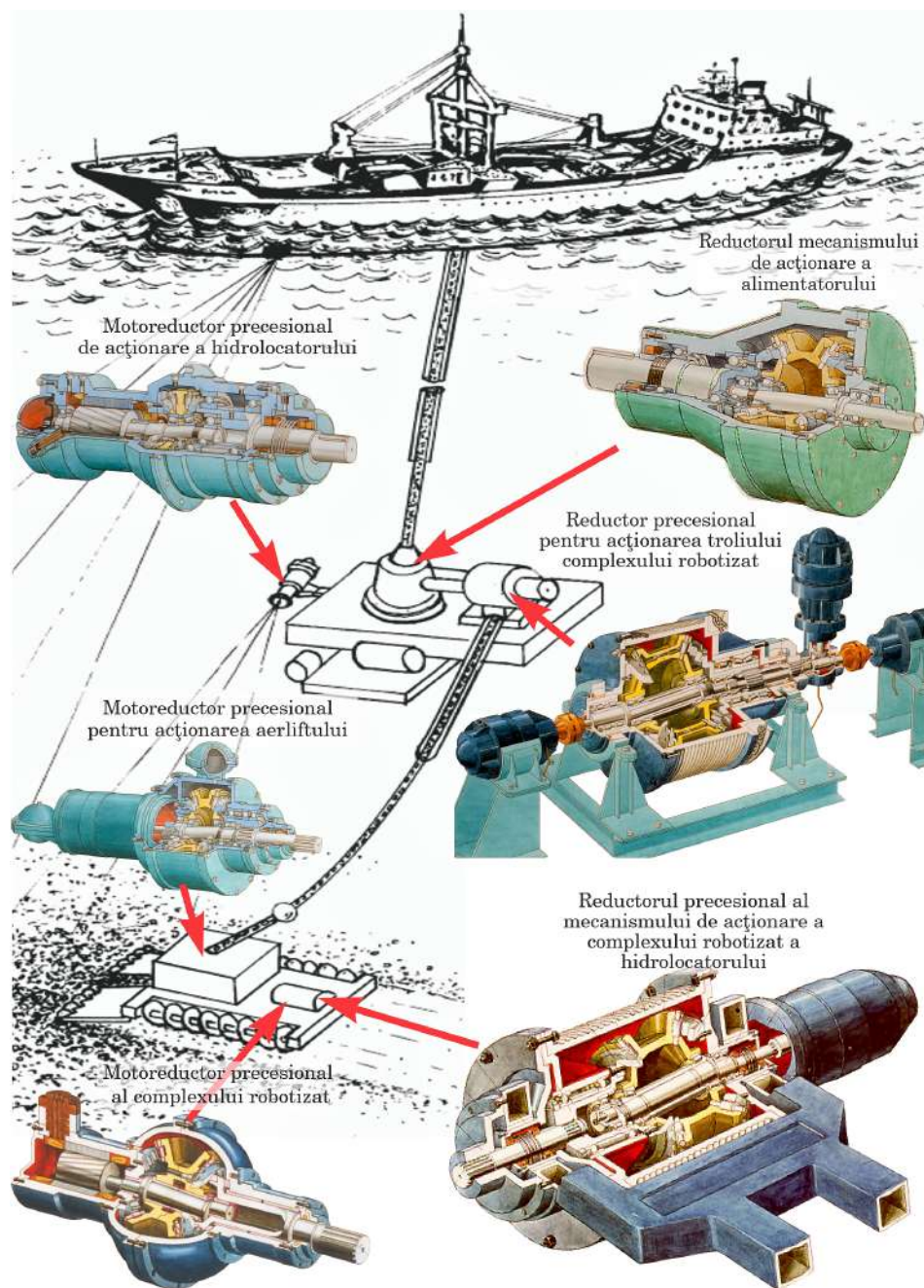
**Transmisiile planetare precesionale – componente funcționale ale Complexului Robotizat pentru Extragerea Concrețiunilor Feromanganice de pe fundul Oceanului Planetar (CECFM), conceptul URSS *Okeanmaş*.** În cadrul Convenției Interstatale inițiate de Ministerul Geologiei al ex-URSS în anul 1986, a fost format un consorțiu care includea parteneri din URSS (Rusia, Ucraina și Moldova), Polonia, Finlanda ș.a. cu sediul de coordonare în or. Varșovia, Polonia. În cadrul acestui consorțiu, între părți au fost partajate responsabilitățile privind elaborarea și realizarea conceptului sistemului de exploatare a zăcămintelor feromanganice de pe fundul Oceanului Planetar, prezentat în figura 9.15.



**Figura 9.14.** Harta amplasării rezervelor globale de concrețiuni feromanganice

Cercetătorilor din Republica Moldova (Universitatea Tehnică a Moldovei, instituțiile de proiectare ale Uzinelor *Răut* din Bălți și *Moldovahidromaş* din Chișinău) le-a revenit sarcina de a proiecta toate mecanismele de acționare a Complexului Robotizat în baza transmisiilor planetare precesionale. Complexul include un robot de colectare a concrețiunilor care sunt transmise printr-o conductă (aerlift) pe o platformă intermediară. Pe platformă, concrețiunile sunt fărâmițate într-o moară, mai apoi, fiind diluate cu apă, sunt transportate pe corabie sub presiunea aerului injectat în conducta-aerlift. Corabia și robotul de colectare sunt dirijate printr-un sistem de hidrolocatoare. Elementele-cheie care asigură funcționarea componentelor Complexului Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Feromanganice sunt mecanismele de acționare.

Mecanismele de acționare trebuie să funcționeze în condiții extreme,



**Figura 9.15.** Complexul Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Feromanganice de pe fundul Oceanului Planetar (este prezentată amplasarea a 6 motoreductoare precesionale de acționare)

generate de acțiunea presiunii hidrostatice și temperaturile joase. Pentru compensarea presiunii exterioare motoreductoarele, de obicei, sunt umplute din plin cu ulei. În acest caz, la presiunile hidrostatice de  $50 - 60 \text{ MPa}$  și temperaturile joase de  $2^\circ - 4^\circ \text{C}$ , randamentul transmisiilor mecanice tradiționale, care includ cel puțin un element cu viteză unghiulară ridicată, este foarte redus (0, 2-0, 1).

**Avantajele transmisiilor planetare precesionale din sistemele de acționare submersibile.** Specificul mișcării sferospațiale a blocului-satelit (elementul care efectuează mișcare precesională cu frecvența maximă) asigură pierderi hidraulice minime chiar și la oscilații cu frecvență înaltă a acestuia. Acest fapt face deosebit de avantajoasă utilizarea TPP în mecanismele submersibile de acționare a componentelor Complexului Robotizat de Extracție a Concrețiilor Feromanganice.

Datorită acestui efect funcțional neîntâlnit la alte transmisii mecanice, transmisiile planetare precesionale nu au analogi competitivi printre transmisiile clasice, cunoscute la scară mondială. În perioada 1986-1989, toate mecanismele de acționare ale Complexului Robotizat (conceptul URSS) au fost elaborate la Universitatea Tehnică a Moldovei în baza transmisiilor precesionale, în cadrul contractelor economice de cercetare încadrate în Programul unional *Ocean*.

În baza cercetărilor complexe efectuate, au fost elaborate 12 mecanisme de acționare precesionale submersibile din componența Complexului Robotizat de Extracție a Concrețiilor Feromanganice de pe fundul Oceanului Planetar [70, 71, 72]. Toate reductoarele precesionale submersibile au avut la bază schema constructivă de tip  $2K-H$  (fig. 9.16), elaborată conform schemei structurale  $2K-H$  din figura 2.9 (a). Schema structurală din figura 9.16 include blocul-satelit 2 cu coroanele cu bolțuri 6 și 7, montat pe manivela înclinată 1 și care se angrenează concomitent cu dinții roților dințate centrale 3 și 4. Ultima este fixată rigid de arborele condus 5, care se va roti cu un raport de reducere:

$$i = -\frac{Z_6 Z_4}{Z_3 Z_7 - Z_6 Z_4}, \quad (9.3)$$

unde:  $Z_6, Z_7$  sunt numerele bolțurilor coroanelor satelitului 2;  $Z_3, Z_4$  – numerele dinților roților dințate centrale 3 și, respectiv, 4.

Începând cu anul 2000, prin softurile *Autodesk Inventor* și *SolidWorks* au fost transferate în versiune electronică toate cele 12 proiecte de reductoare precesionale pentru diverse mecanisme de acționare submersibile. De asemenea, au fost cercetate și verificate caracteristicile funcționale ale transmisiilor precesionale prin simulări computerizate utilizând CAE [40, 43, 45, 47, 50, 55, 57].

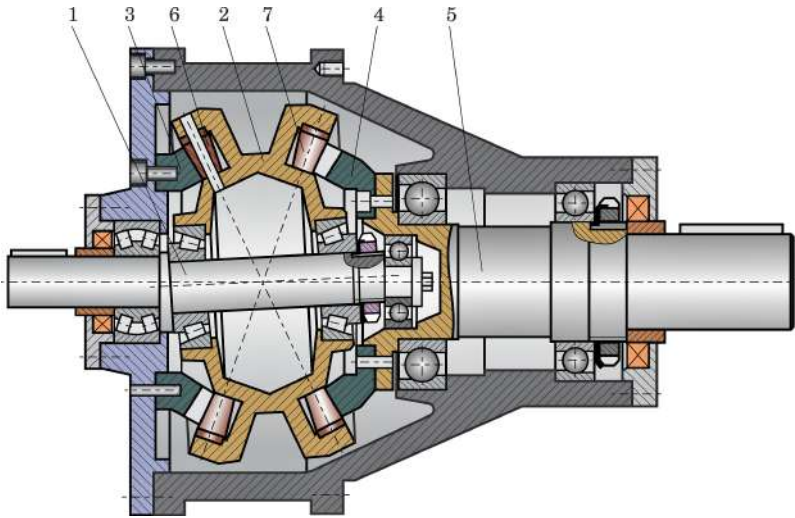


Figura 9.16. Reductor planetar precesional 2K-H

Condițiile dificile de exploatare a mecanismelor submersibile de acționare a tehnicii de extragere a zăcămintelor solide de pe fundul Oceanului Planetar (adâncimea 5000–6000 m) se caracterizează prin faptul că, pentru echilibrarea presiunii hidrostatice exterioare, reductoarele mecanismelor submersibile se umplu din plin cu ulei de compensare. La presiuni hidrostatice de 50–60 MPa și temperatura apei de 2–4°C, crește brusc viscozitatea cinematică a uleiului, fapt ce generează pierderi hidraulice considerabile. Vitezele mici de lucru ale mecanismelor submersibile și acțiunea complementară a presiunii hidrostatice exterioare denotă în plus necesitatea utilizării reductoarelor compacte cu raport de transmitere mare  $i = 100 \dots 600$ . În acest sens, se deschid perspective largi pentru utilizarea transmisiilor precesionale cu angrenaj cu bolțuri în tehnica submersibilă. Astfel, a fost elaborată întreaga gamă de reductoare precesionale submersibile ale Complexului Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Feromanganice [8, 9]. În figurile 9.17–9.25 sunt prezentate construcțiile mecanismelor de acționare a Complexului Robotizat, elaborate la comanda VNIPI *Okeanmaş* în cadrul proiectelor de cercetare-dezvoltare cu înregistrare de stat:

Nr. GP 01860008724, Nr. inv. 02890022.72. M., 1988<sup>1</sup>;

Nr. GP 01890001654, Nr. inv. 02900302.12. M., 1989<sup>2</sup>;

Nr. GP 01900002471, Nr. inv. 02910036.68. Ch., 1990<sup>3</sup>.

<sup>1</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>2</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>3</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”



### 9.3.2 Motoreductoare precesionale de tip $2K-H$ submersibile de acționare a hidrolocatorului ( $P = 0,37 kW$ , $i = -323$ ) și a aerliftului ( $P = 0,37 kW$ , $i = -728$ ) Complexului Robotizat

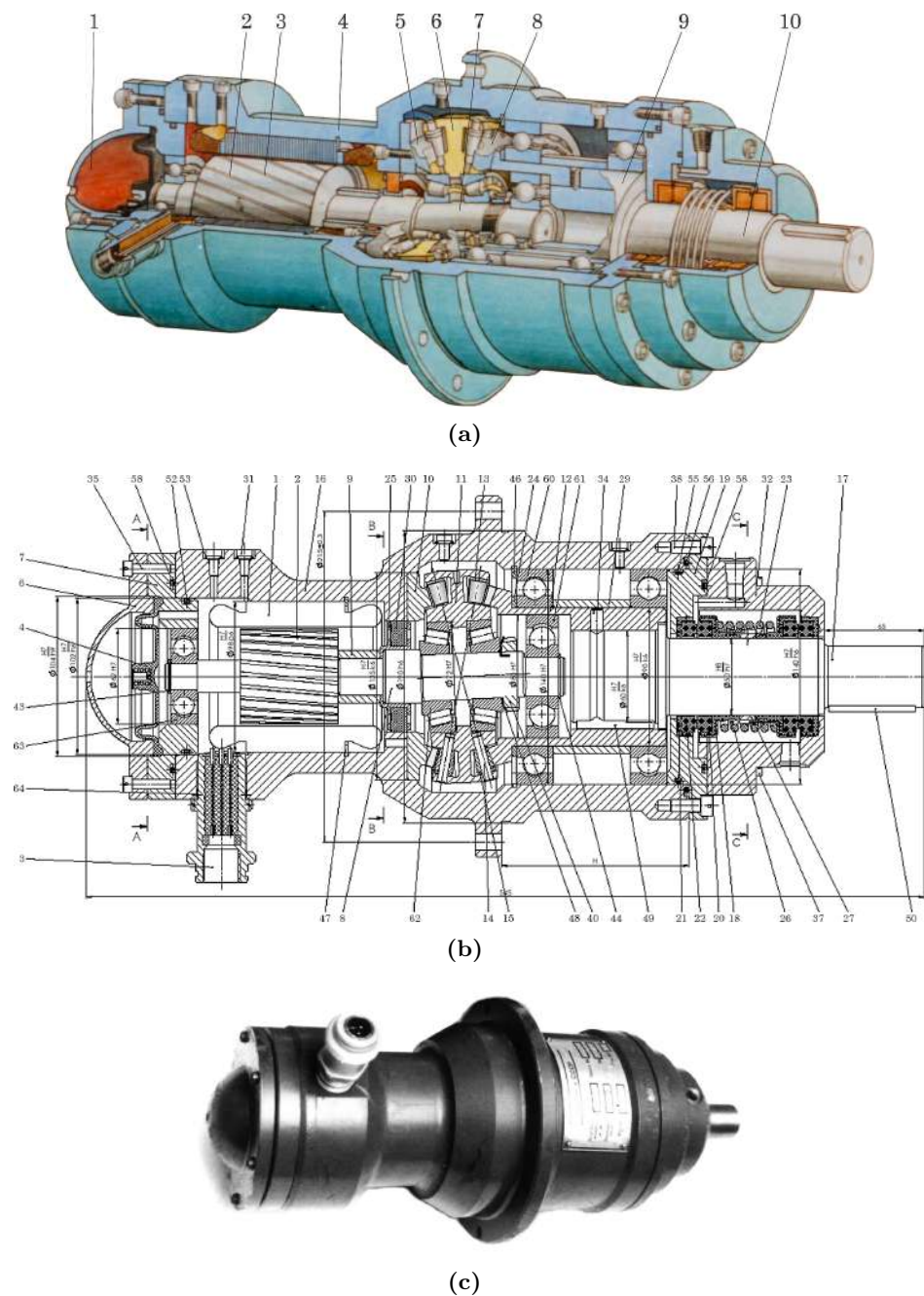
O componentă importantă a Complexului Robotizat este sistemul de orientare a robotului spre zonele de concentrare a zăcămintelor feromanganeice pe fundul oceanului. Pentru orientarea robotului, în structura complexului este prevăzut un hidrolocator ce include un mecanism de acționare precesional, prezentat în figura 9.17 (a). Modulul electromecanic precesional include un electromotor special, al cărui stator 3 este încastrat în corpul 4 comun al modulului, rotorul 2 fiind amplasat pe arborele-manivelă conducător 7 al reductorului. Mișcarea de rotație a arborelui-manivelă se transformă în mișcare sferospațială a satelitului 6 prin intermediul manivelei înclinată, astfel coroanele din rolele conice ale satelitului se angrenează cu roțile dințate centrale fixă 5 și condusă 8 instalată pe arborele condus 9, care se rotește cu viteza unghiulară redusă cu raportul  $i = -323$ . Pentru etanșarea spațiului interior al reductorului, este utilizat un sistem de garnituri 10 radiale și frontale. Egalizarea presiunilor interioară și exterioară este asigurată de un compensator ce conține un corp sferic 1 cu gaură în centru și o membrană elastică, montate de partea electromotorului. În scopul evitării pătrunderii particulelor abrazive produse în angrenajul precesional sau din exterior, în spațiul de lucru al electromotorului este prevăzut un filtru amplasat în planul de separare a spațiilor de lucru al motorului electric și al reductorului precesional.

În figura 9.17 (b) este prezentată secțiunea axială a modulului electromecanic de acționare a hidrolocatorului cu puterea de  $0,37 kW$  și raportul de transmitere  $i = -323$ , iar în figura 9.17 (c) – prototipul industrial fabricat la uzina *Teajmaș* (*Azovmaș*), or. Mariupol, Ucraina.

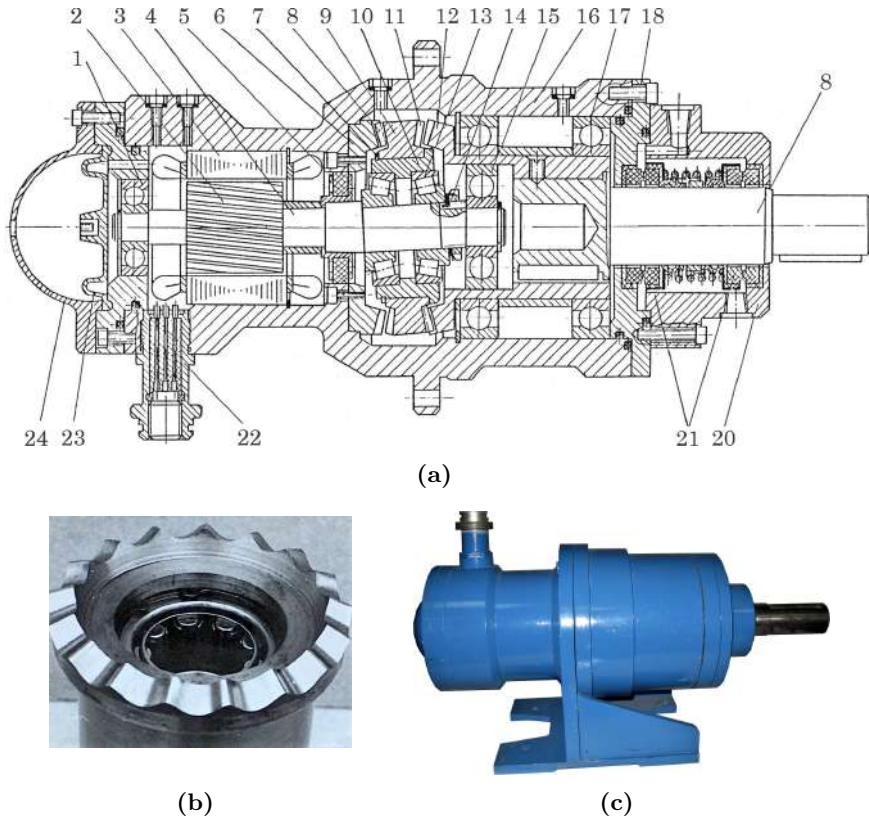
În figura 9.18 (a) este prezentată secțiunea axială a modulului electromecanic submersibil cu puterea  $N = 0,37 kW$  pentru acționarea clapetelor aerliftului de transportare pe corabie a concrețiunilor feromanganeice (CFM) măcinate pe platforma intermediară. Angrenajul este dințat, cu profil convex/concav al dinților conjugați, și asigură raportul de transmitere  $i = -1443$ . În figura 9.18 (b, c) sunt prezentate moștra roții-arbore cu  $Z_4 = 17$  dinți și prototipul industrial fabricat.

Danturile roților centrale ale modulelor electromecanice prezentate în figurile 9.17 și 9.18 au fost fabricate prin procedee de generare a dinților prin rostogolire-rulare spațială, iar roata-satelit a modulului din figura 9.18 (c) a fost fabricată prin sinterizare din pulberi metalice cu presare dublă.

În figura 9.19 (a) sunt prezentate profilogramele angrenării *dinte-rolă* cu parametrii configurației  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 18$ ,  $Z_2 = 19$ ,  $Z_3 = 18$ ,  $Z_4 = 17$ ,  $R_1 = 5,5 mm$ ,  $\theta = 2,5^\circ$  și  $\delta = 22,5^\circ$ . Multiplicitatea angrenării



**Figura 9.17.** Motoreductor precesional submersibil  $2K-H$  de acționare a hidrolocatorului, CECFM  $i = -323$ : model 3D (a); proiect tehnic, secțiunea axială (b); prototip industrial fabricat la Uzina *Teajmaș*, or. Mariupol, Ucraina (c)

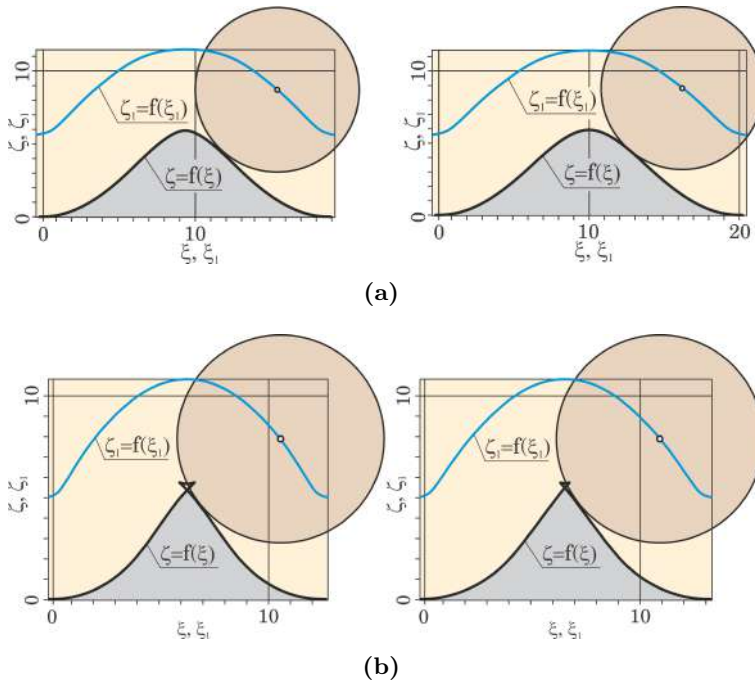


**Figura 9.18.** Motoreductor precesional submersibil  $2K-H$  pentru acționarea aerliftului, CECFM  $i = -728$ : proiect tehnic, secțiunea axială (a); moștra roții-arbore ( $Z_4 = 17$ ) cu dantura fabricată prin generare cu rostogolire-rulare (b); prototip industrial fabricat la uzina *Teajmaș*, or. Mariupol, Ucraina (c)

dinților în  $Z_1-Z_2$  și  $Z_3-Z_4$  este  $\varepsilon = 100\%$ . În figura 9.19 (b) sunt prezentate profilogramele angrenării dințate cu profil convex/concav cu parametrii configurației  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 27$ ,  $Z_2 = 28$ ,  $Z_3 = 27$ ,  $Z_4 = 26$ ,  $R_1 = 5,0\text{ mm}$ ,  $\theta = 2,5$  și  $\delta = 22,5^\circ$ . Raportul de transmitere  $i = -728$ , iar multiplicitatea angrenării  $\varepsilon = 90\%$ .

### 9.3.3 Reductor precesional submersibil de acționare a troluiului superior al Complexului Robotizat

Mecanismul de acționare a troluiului superior al Complexului Robotizat prezentat în figura 9.20 (a, b) reprezintă un reductor precesional de tip  $2K-H$  cu carcasa cilindrică în forma unei tobe 1 (fig. 9.20 b), montată pe două sprijine 2 în lagăre de alunecare. Satelitul 3 al reductorului cu două coroane de role conice 4 și 5 este instalat pe arborele-manivelă 6, la rotirea



**Figura 9.19.** Profilogramele angrenajelor  $i = -323$  și  $i = -728$ : (a) angrenare cu bolturi  $i = -323$ ,  $Z_1 = 18$ ,  $Z_2 = 19$ ,  $Z_3 = 18$ ,  $Z_4 = 17$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_1 = 5,0\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 100\%$ ; (b) angrenare dințată  $i = -728$ ,  $Z_1 = 27$ ,  $Z_2 = 28$ ,  $Z_3 = 27$ ,  $Z_4 = 26$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_1 = 5,0\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 90\%$

căruia coroanele se angrenează cu roțile centrale 7 și 8. Arborele condus 9 este fixat de la rotire în carcasa troliului 10 printr-o asamblare cu caneluri, iar arborele-manivelă este cuplat la două electromotoare submersibile axiale cu puterea  $N = 37\text{ kW}$  fiecare și la un electromotor de rezervă, cuplat prin intermediul unui angrenaj conic fixat de flanșa arborelui 9.

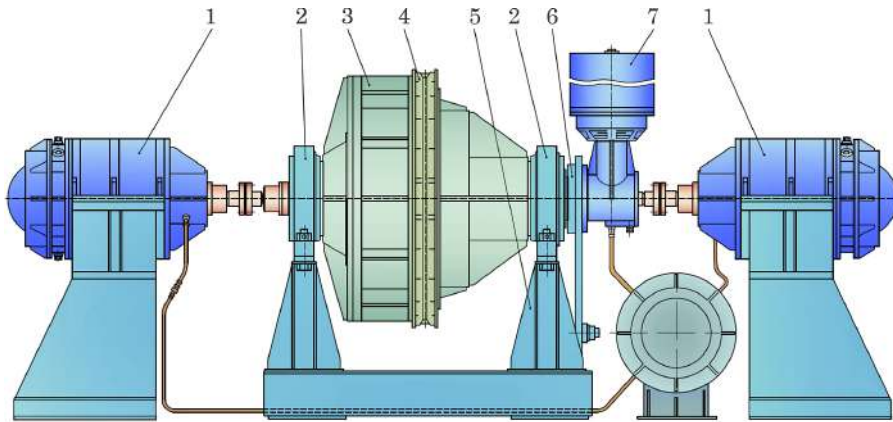
La rotirea arborelui-manivelă 6, carcasa reductorului în formă de tobă 1 este antrenată în mișcare de rotație cu reducerea  $i = -575$ .

Pentru uniformizarea momentului de torsiune, unul din electromotoarele axiale este cuplat la arborele-manivelă prin intermediul unui arbore torsionar, iar pentru asigurarea securității funcționale în cazuri accidentale (nefuncționarea unuia dintre electromotoarele axiale) este prevăzută rotirea arborelui-manivelă de la electromotorul de rezervă.

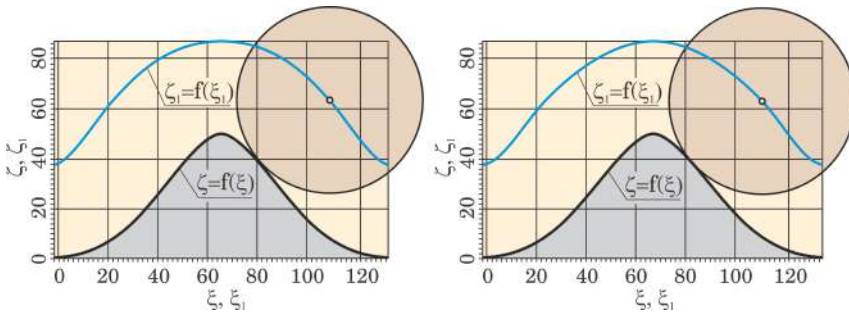
Corpul reductorului 3 (fig. 9.21 a) este montat pe carcasa 5 în lagărele de alunecare 2. Arborele condus 3 al reductorului este cuplat rigid cu carcasa 5 prin intermediul pârgșiei 6. Arborele conducător al reductorului este antrenat în mișcare de rotație de două electromotoare 1 submersibile de tip AMP-37, amplasate axial din două părți. În caz de necesitate, arborele



conducător al reductorului 3 poate fi rotit de electromotorul de rezervă 7. În acest caz, la rotirea arborelui conducător, corpul reductorului 3 și roata-lanț 4 se vor roti în lagărele de alunecare 2. Reductorul precesional 3 și motoarele electrice 1 și 7 sunt dotate cu compensatoare individuale ale presiunii hidrostatice.



(a)



(b)

**Figura 9.21.** Vederea generală a mecanismului de acționare a troliului superior al Complexului Robotizat (a) și profilogramele dinților angrenării  $i = -575$  cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 24, Z_2 = 25, Z_3 = 24, Z_4 = 23, \delta = 22,5^\circ, \theta = 2,5^\circ, R_1 = 38\text{ mm}, R_m = 560\text{ mm}, \varepsilon = 100\%$  (b)

În figura 9.21 (b) sunt prezentate profilogramele dinților cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 24, Z_2 = 25, Z_3 = 24, Z_4 = 23, \delta = 22,5^\circ, \theta = 2,5^\circ, R_1 = 38\text{ mm}, R_m = 560\text{ mm}, \varepsilon = 100\%$ .

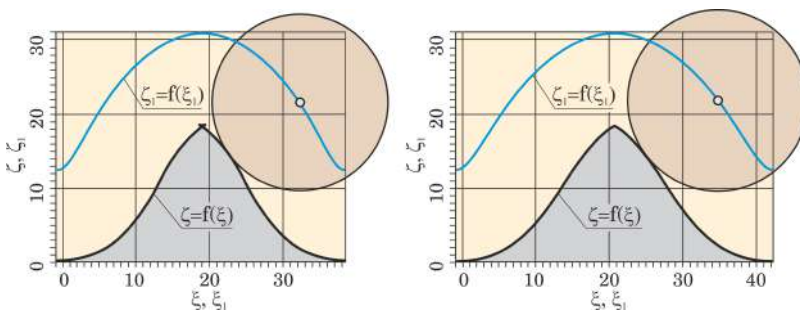
Reductorul precesional elaborat a fost proiectat pentru momentul de torsiune  $T = 370.000\text{ Nm}$  cu raportul de transmitere  $i = -575$ , puterea  $N = 2 \times 37 = 74\text{ kW}$ , având masa  $m = 8225\text{ kg}$  (fără ulei) și consumul specific de materiale  $\gamma = 0,022\text{ kg/Nm}$ .

### 9.3.4 Motoreductor precesional submersibil de tip $2K-H$ de acționare a propulsoarelor-șnec de deplasare a robotului

Fundul mărilor și oceanelor la adâncimi de 5-6  $km$  reprezintă un strat de nămol cu grosimea de aproximativ 40  $m$ . Pentru a asigura mobilitatea Complexului Robotizat, propulsoarele acestuia au fost proiectate în forma a două șnecuri tubulare cu cavități secționate, destinate să asigure plutirea zero a robotului pe stratul de nămol. Propulsoarele-șnec, prin construcția și cinematica lor, asigură autocompensarea forțelor și a momentelor reactive de la interacțiunea cu stratul de nămol și în același timp, fiind antrenate în mișcare de rotație variabilă, asigură deplasarea manevrabilă a robotului pe stratul de nămol.

În figura 9.23 (a) este prezentat motoreductorul precesional de acționare a propulsoarelor-șnec, care asigură deplasarea către zonele cu concrețiuni așezate pe stratul de nămol. Roata-satelit 1 cu coroanele de bolțuri este instalată flotabil între roțile centrale fixă 2 și condusă 3. Arborele condus 4, fabricat din titan, este dotat cu caneluri pentru o cuplare compensatorie cu propulsoarele robotului. Pentru compensarea presiunii hidrostatice, electromotorul 5 este asigurat cu un compensator de presiune 6, iar reductorul – cu trei compensatoare 7.

Caracteristicile tehnice: raportul de transmitere  $i = -279$ ; momentul de torsiune la arborele condus  $T = 15.000 Nm$ , masa  $m = 691 kg$  (fără ulei), consumul specific de material  $\gamma = 0,049 kg/Nm$ . Reductorul și electromotorul sunt umplute din plin cu ulei pentru compensarea presiunii hidrostatice oceanice de 50 – 60  $MPa$ . În figura 9.22 sunt prezentate profilogramele dinților angrenajului cu configurația  $[Z_g-\theta, -1]$ :  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 31$ ,  $Z_3 = 28$ ,  $Z_4 = 27$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ , pentru  $Z_1-Z_2$ :  $R_1 = 12 mm$ ,  $\varepsilon = 95\%$  și pentru  $Z_3-Z_4$ :  $R_1 = 12,5 mm$ ,  $\varepsilon = 98\%$ .



**Figura 9.22.** Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -279$ .  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 31$ ,  $Z_3 = 28$ ,  $Z_4 = 27$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1 - Z_2$ :  $R_1 = 12 mm$ ,  $\varepsilon = 95\%$ ; pentru  $Z_3 - Z_4$ :  $R_1 = 12,5 mm$ ,  $\varepsilon = 98\%$





### 9.3.5 Motoreductor precesional submersibil de acționare a alimentatorului Complexului Robotizat

În figura 9.24 (a, b, c) este prezentat reductorul precesional de acționare a alimentatorului Complexului Robotizat elaborat în baza aceleiași scheme structurale de tip  $2K-H$  în două configurații ale roții-satelit cu diametre ale coroanelor din bolțuri conice egale și diametre diferite.

Roata-satelit montată în rulmenți pe arborele-manivelă este instalată flotant între roțile centrale imobilă, fixată pe carcasă, și mobilă, montată pe arborele condus. Arborele-manivelă este cuplat cu arborele electromotorului prin intermediul unui arbore torsional, care trece prin cavitatea rotorului, iar motorul electric este fixat pe reductorul precesional prin intermediul unei flanșe. Etanșarea elementelor imobile se efectuează cu ajutorul garniturilor de flanșă, iar etanșarea arborelui condus – prin etanșări complexe, radiale și de flanșă. Eliminarea jocului din joncțiunea *arborele electromotorului – arborele reductorului* se obține printr-un cuplaj special.

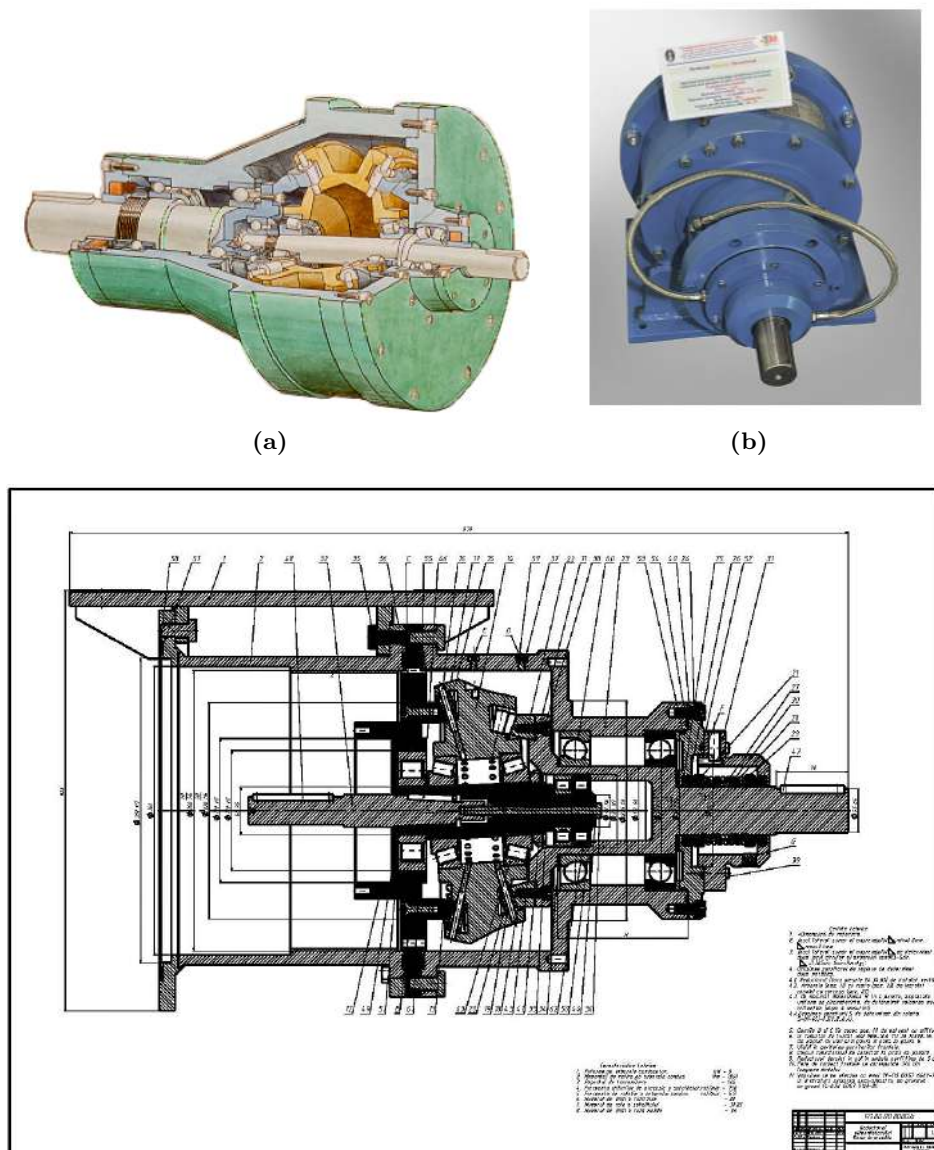
Reductorul are următoarele caracteristici tehnice:  $i = -405$ ;  $T = 2950 Nm$ , masa  $m = 145 kg$ , consumul specific de material  $\gamma = 0,049 kg/N$ , multiplicitatea angrenajului  $\varepsilon = 100\%$ .

În figura 9.25 sunt prezentate profilogramele dinților angrenajului cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3(Z_2) = 28$ ,  $Z_4(Z_1) = 27$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $R_1 = 9 mm$ . Multiplicitatea în ambele angrenări este  $\varepsilon = 81\%$ . Danturile roților centrale cu profil convex/concav au fost generate prin rostogolire-rolare spațială.

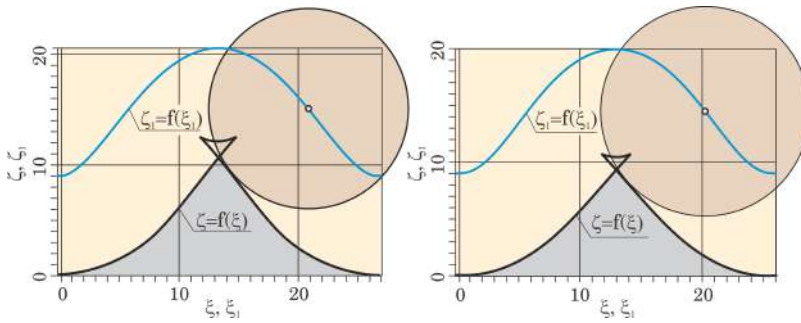
### 9.3.6 Reductor precesional submersibil al troluiului de ridicare a brațului Complexului Robotizat

Reductorul prezentat în figura 9.26 (a) este utilizat în calitate de mecanism de acționare a troluiului de ridicare a brațului Complexului Robotizat (fig. 9.26 b). Reductorul-troliu 1 este amplasat pe lagărele de alunecare 2 ale brațului 5. Arborele condus 3 al reductorului este legat cu traversa 4 a brațului 5. La rotirea arborelui-manivelă 6, corpul reductorului 7, executat în forma unei tobe, se rotește cu o turație redusă în raport cu cea a brațului. Arborele condus 3 este montat pe doi rulmenți radiali cu role cilindrice și un rulment axial cu bile.

Nodul *roată-satelit 8 – arbore-manivelă 6* este montat flotant, cu autocentrare între roțile centrale 9 și 10. Arborele condus 3, care vine în contact cu apa de mare, de asemenea este executat din titan. Prin canalul 11, executat în arborele fix 3, în cavitatea reductorului se pompează ulei compensator din sistemul central. Caracteristicile tehnice: raportul de transmitere  $i = -144$ , momentul de torsiune la arborele condus  $T = 54.312 Nm$ , puterea la ar-



**Figura 9.24.** Reductor precesional submersibil  $2K-H$  pentru acționarea alimentatorului Complexului Robotizat: (a) model 3D; (b) prototip industrial fabricat la uzina *Teajmaș*; (c) proiect tehnic, secțiunea axială



**Figura 9.25.** Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -405$ :  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 28$ ,  $Z_4 = 27$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1 - Z_2$ :  $R_1 = 9,0 \text{ mm}$ ,  $R_m = 144 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 81\%$ ; pentru  $Z_3 - Z_4$ :  $R_1 = 8,8 \text{ mm}$ ,  $R_m = 129 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 81\%$

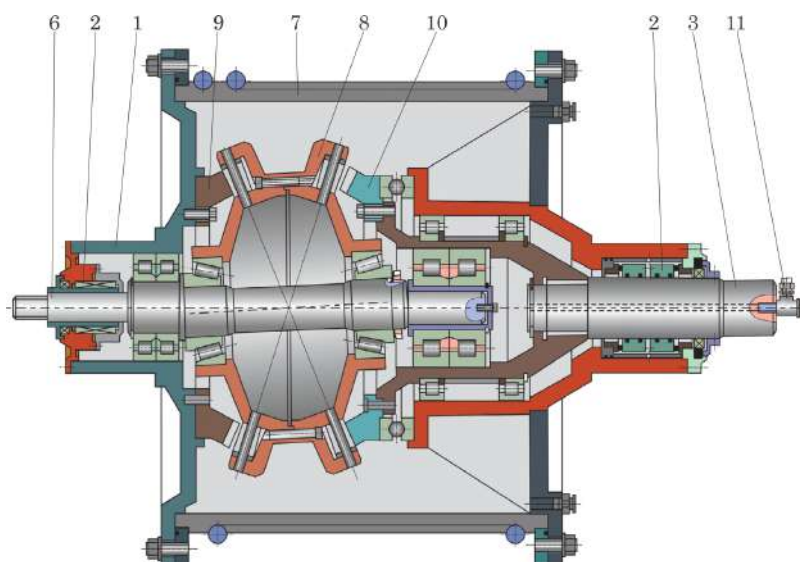
borele conducător  $P = 37 \text{ kW}$ , masa  $m = 2822 \text{ kg}$  (fără ulei), consumul specific de material  $\gamma = 0,049 \text{ kg/Nm}$ .

În figura 9.27 sunt prezentate profilogramele angrenajului *dinte - bolțuri* cu raportul de transmitere  $i = -144$  și raza mediană a angrenajului  $R_m = 338 \text{ mm}$ , pentru configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 35$ ,  $Z_2 = 36$ ,  $Z_3 = 29$ ,  $Z_4 = 28$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_1 = 16 \text{ mm}$  pentru angrenarea  $Z_1 - Z_2$  și  $R_1 = 20 \text{ mm}$  pentru  $Z_3 - Z_4$ .

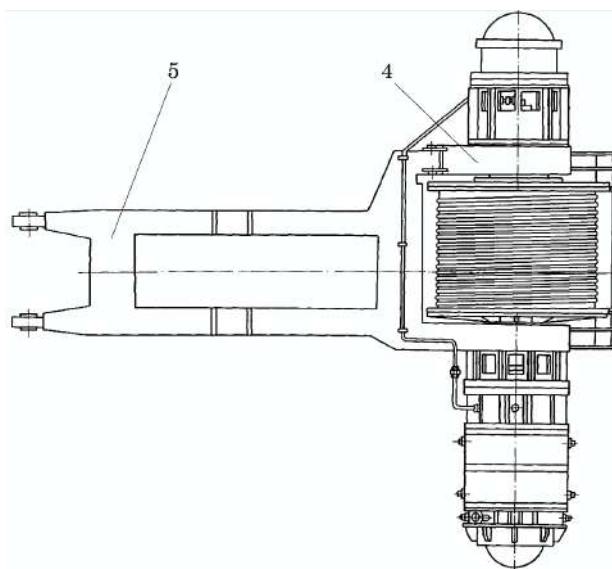
### 9.3.7 Mecanism-troliu cu reductor precesional de tip $2K-H$ submersibil pentru acționarea tamburului Complexului Robotizat

În figura 9.28 (a, b) sunt prezentate modelul 3D al reductorului precesional de tip  $2K-H$  submersibil al mecanismului-troliu de acționare a tamburului Complexului Robotizat și proiectul tehnic. Reductorul are la bază schema structurală  $2K-H$  a transmisiei precesionale și este instalat în interiorul tamburului 1 cu lungimea de  $2000 \text{ mm}$ . Arborele condus 2 este executat din două părți componente, cu partea lui tubulară legată cu roata dințată condusă 3 și este amplasată la un capăt pe un rulment radial cu bile 4, iar la alt capăt – pe doi rulmenți radiali-axiali 5 montați pereche. Capătul arborelui condus este legat cu partea fixă a tamburului printr-un sistem de caneluri 6 pentru transmiterea momentului de reacțiune.

Capătul arborelui condus cu canelurile 6 contactează cu apa de mare, este confecționat din titan și este legat cu cealaltă parte tubulară a arborelui condus prin asamblare 7 cu caneluri. Capetele arborilor de intrare și de ieșire sunt etanșate cu un sistem complex de etanșări radiale 8 și 9. Roata-satelit 10, cu coroanele din bolțuri conice 11 și 12, este instalată flotant pe arborele-manivelă 13 între roțile centrale fixă 3 și mobilă 14, montată pe carcasa cilindrică a tamburului 1. La rotirea arborelui-manivelă 13 cuplat

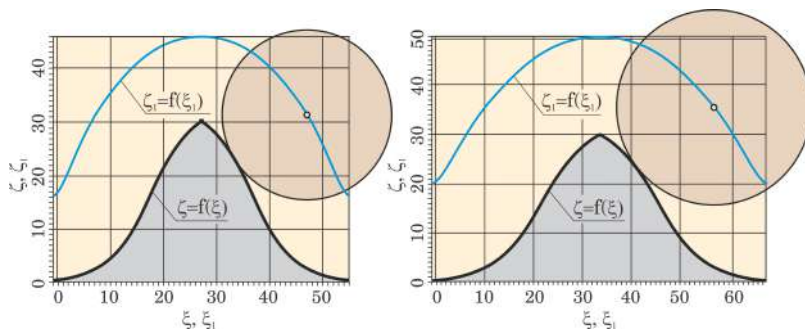


(a)



(b)

**Figura 9.26.** Reductor precesional submersibil al troliului de ridicare a brațului Complexului Robotizat,  $i = -144$ : (a) reductor-troliu în secțiune axială; (b) brațul cuplat cu motorul electric



**Figura 9.27.** Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -144$ :  $Z_1 = 35$ ,  $Z_2 = 36$ ,  $Z_3 = 29$ ,  $Z_4 = 28$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1 - Z_2$ :  $R_1 = 16 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 92\%$ ; pentru  $Z_3 - Z_4$ :  $R_1 = 20 \text{ mm}$ ,  $R_m = 338 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 98\%$

cu electromotorul submersibil 15, roata centrală 3 fiind oprită de la rotire prin arborele condus 2, roata centrală 14 împreună cu carcasa cilindrică a tamburului 1 se va roti cu reducția  $i = -144$ .

Reductorul are caracteristicile tehnice:  $i = -109,7$ ;  $T = 39,195 \text{ Nm}$ , masa  $m = 3885 \text{ kg}$ , consumul specific de material  $\gamma = 0,099 \text{ kg/Nm}$ . Multiplicitatea angrenajului  $\varepsilon = 100\%$ .

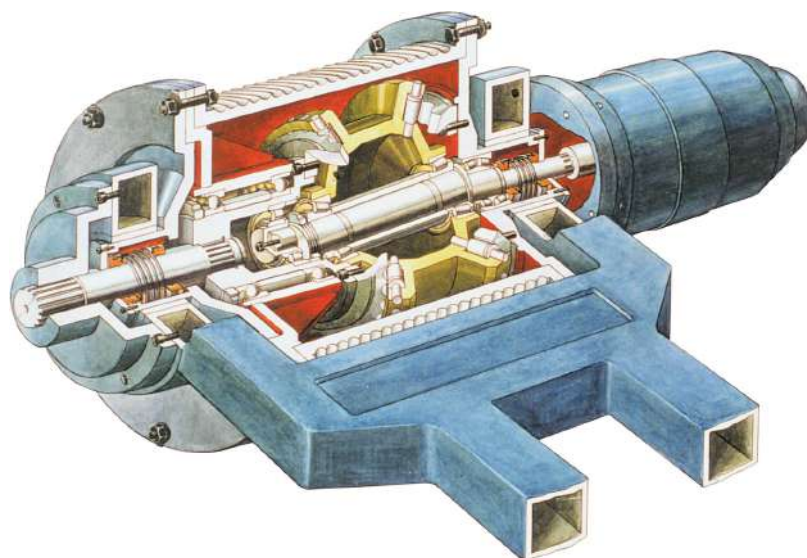
În figura 9.29 sunt prezentate profilogramele angrenajului *dinte - bolțuri* cu raportul de transmitere  $i = -109,7$  și raza mediană a angrenajului  $R_m = 280 \text{ mm}$ , pentru configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 31$ ,  $Z_2 = 32$ ,  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = 24$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_1 = 14 \text{ mm}$  pentru angrenarea  $Z_1 - Z_2$  și  $R_1 = 17 \text{ mm}$  pentru  $Z_3 - Z_4$ .

Tehnologia de producere industrială a acestui reductor a fost elaborată la Uzina *Azovmaș* din or. Mariupol, Ucraina.

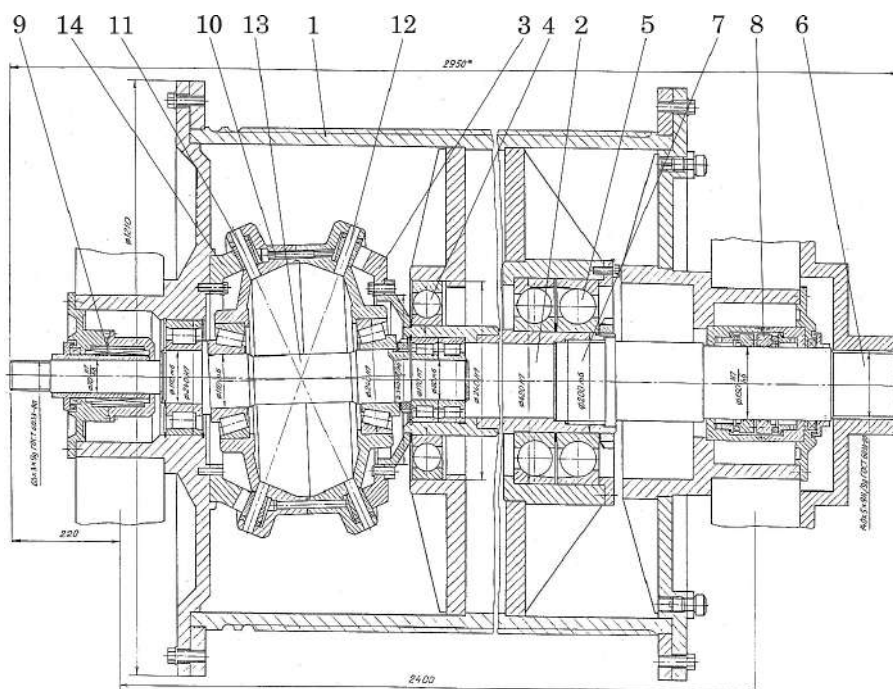
### 9.3.8 Reductoare precesionale de tip $2K-H$ pentru acționarea trolului Complexului Robotizat

Reductoarele prezentate în figura 9.30 (a, b) sunt elaborate în baza schemei structurale  $2K-H$  cu unghiuri diferite ale axoidei conice:  $\delta = 10^\circ$  (fig. 9.30 a) și  $\delta = 22^\circ 30'$  (fig. 9.30 b). Cu excepția unghiului axoidei conice  $\delta$ , restul parametrilor configurației angrenajului  $[Z_g - \theta, -1]$  sunt aceiași pentru ambele reductoare.

Carcasa 13 a reductoarelor este executată de formă cilindrică cu două deschizături pentru asamblarea flanșelor 11 și 17. Satelitul 14 este constituit din două părți în formă de cupole 10 și 18, centrate între ele cu știfturile 3, și este amplasat flotant între roata centrală 5, fixată pe flanșa 11, și roata centrală 2, montată pe arborele condus 25. Coroanele satelitului 14 sunt formate din rolele conice 1 și 4 instalate pe axele 12 și 16. Nodul

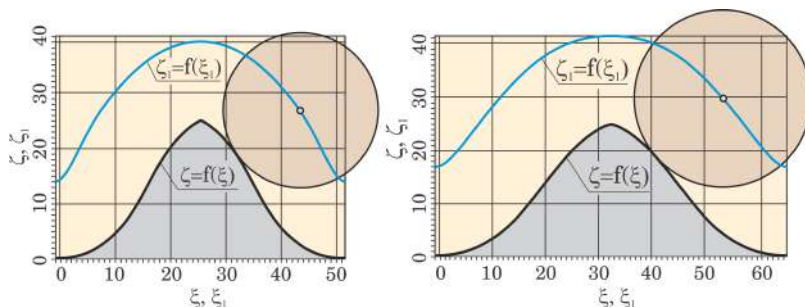


(a)



(b)

**Figura 9.28.** Mecanism-troliu cu reductor precesional de tip  $2K-H$  submersibil cu  $i = -109,7$  pentru acționarea tamburului Complexului Robotizat: (a) modelul 3D; (b) desen tehnic, secțiunea axială



**Figura 9.29.** Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -109,7$ :  $Z_1 = 31$ ,  $Z_2 = 32$ ,  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = 24$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1 - Z_2$ :  $R_1 = 14 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 95\%$ ; pentru  $Z_3 - Z_4$ :  $R_1 = 17 \text{ mm}$ ,  $R_m = 280 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 100\%$

precesional format din arborele-manivelă 9 și satelitul 14, montat pe acesta în rulmenți 8 cu prestrângere, este flotant în direcție axială. Aceasta se datorează instalării arborelui-manivelă 9 la un capăt în rulmentul sferic 7 și la alt capăt – în rulmenții 21 flotanți axial.

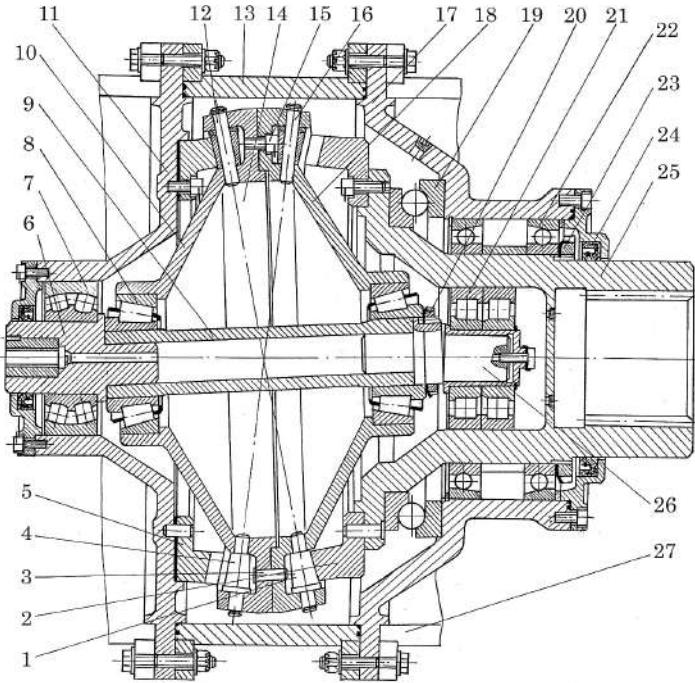
Diferența constructivă dintre reductoare constă în amplasarea rolor coroanelor satelitului pe axoide conice cu unghiuri la vârf  $\delta$  diferite și prin instalarea diferită a arborelui condus, și anume: în reductorul din figura 9.30 (a) forțele axiale din angrenaj sunt preluate de rulmentul 19.

Pentru fixarea motorului electric submersibil este prevăzută o flanșă de cuplare cu carcasa reductorului, iar capătul rotorului electromotorului este cuplat cu arborele conducător al reductorului în modul “arbore în arbore”. Arborele de ieșire, legat cu roata dințată condusă, este gol și are capătul cu caneluri în interior.

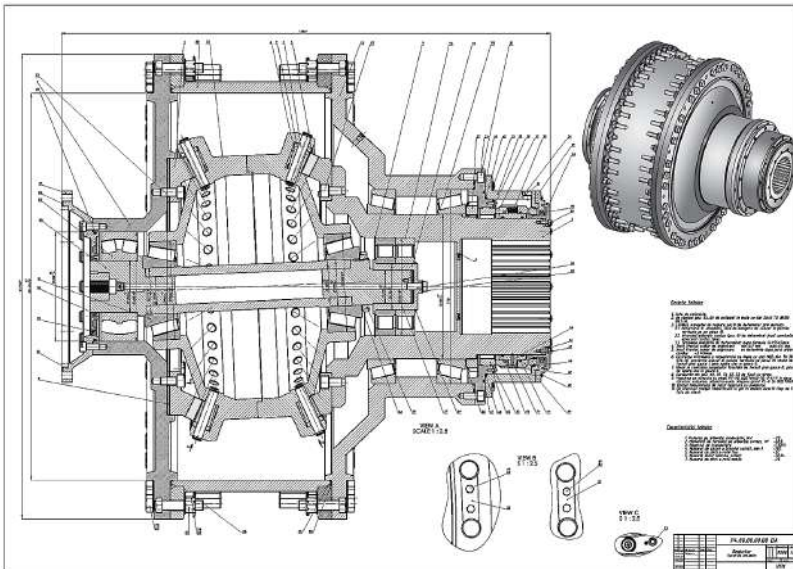
În figura 9.31 sunt prezentate profilogramele dinților angrenajelor cu aceeași configurație parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$   $Z_1 = 33$ ,  $Z_2 = 34$ ,  $Z_3 = 32$ ,  $Z_4 = 31$ ,  $\theta = 2,25^\circ$ ,  $R_1 = 27,5 \text{ mm}$ ,  $R_m = 490 \text{ mm}$ , cu excepția unghiului axoidei conice  $\delta$ , care în angrenajul reductorului din figura 9.31 (a)  $\delta = 10^\circ$ , iar în angrenajul reductorului din figura 9.31 (b)  $\delta = 22,5^\circ$ . Din analiza profilogramelor observăm că unghiul axoidei conice  $\delta$  influențează asupra formei profilului dinților roților centrale și asupra multiplicității angrenării: în cazul în care  $\delta = 10^\circ$ ,  $\varepsilon = 81\%$ , iar în cazul în care  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\varepsilon = 95\%$ .

### 9.3.9 Motoreductor precesional submersibil de tip $2K-H$ pentru acționarea dozatorului Complexului Robotizat

În figura 9.32 este prezentată construcția motoreductorului precesional pentru acționarea dozatorului. Reductorul are la bază schema structurală  $2K-H$  a transmisiei precesionale. Satelitul este executat din două părți centrate pe suprafețe concentrice de ajustaj și asamblate între ele prin



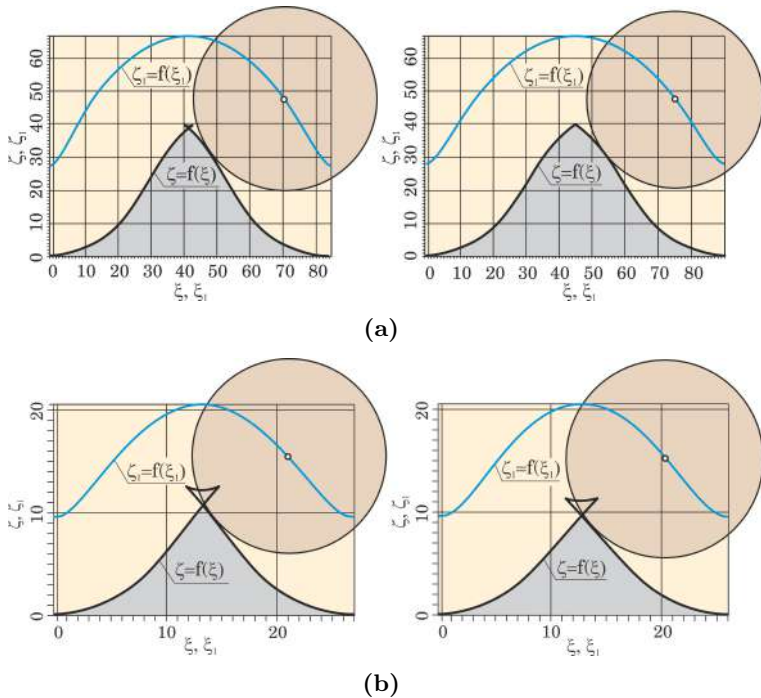
(a)



(b)

Figura 9.30. Reductoare precesionale de tip 2K-H pentru acționarea troliului Complexului Robotizat cu  $i = -527$ : (a) angrenaj cu bolțuri cu  $\delta = 10^\circ$ ; (b) angrenaj cu bolțuri cu  $\delta = 22^\circ 30'$



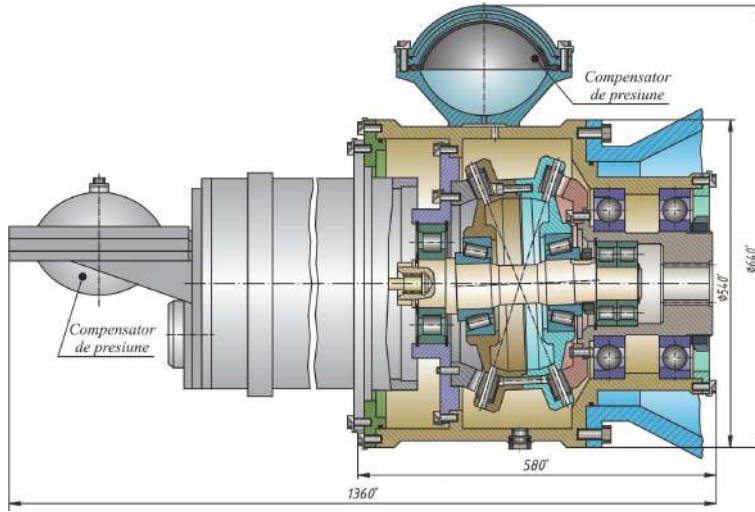


**Figura 9.31.** Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -527$ :  $Z_1 = 33$ ,  $Z_2 = 34$ ,  $Z_3 = 32$ ,  $Z_4 = 31$ ,  $\theta = 2, 25^\circ$ ,  $R_1 = 27,5 \text{ mm}$ ,  $R_m = 490 \text{ mm}$  pentru  $\delta = 10^\circ$ ,  $\varepsilon = 81\%$ ; (b) pentru  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\varepsilon = 95\%$

șuruburi. Satelitul este instalat pe doi rulmenți radiali-axiali cu role conice, iar arborele de ieșire – pe doi rulmenți radiali-axiali cu bile. Jocul din rulmenți este reglat cu ajutorul unor piulițe canelate de fixare. Arborele manivelei este instalat pe rulmenți radiali cu role cilindrice, fapt ce îi asigură satelitului flotare între roțile centrale sub acțiunea forțelor axiale din angrenajele laterale.

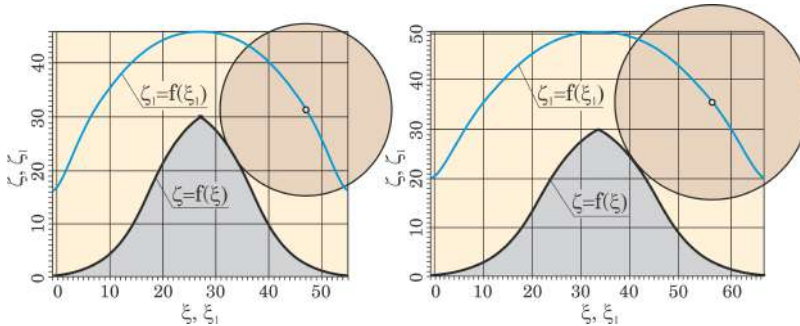
Fixarea motorului electric submersibil cu carcasa reductorului se realizează prin intermediul unei flanșe, iar arborii electromotorului-conducător al reductorului sunt uniți printr-un cuplaj “arbore în arbore”. Capătul opus al carcasei este prevăzut cu un arbore de ieșire, legat cu roata dințată condusă. Reductorul precesional și motorul electric sunt dotate cu compensatoare de presiune. Arborele este tubular și are capătul cu caneluri în interior. Motoreductorul are caracteristicile tehnice: puterea  $P = 6 \text{ kW}$ , turația motorului  $n = 750 \text{ min}^{-1}$ ,  $i = -144$ ,  $m = 391 \text{ kg}$ , consumul specific de material  $\gamma = 0,042 \text{ kg/Nm}$ , multiplicitatea angrenajului 100%.

În figura 9.33 sunt prezentate profilogramele angrenajului cu bolțuri cu  $i = -144$ , cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$   $Z_1 = 35$ ,  $Z_2 = 36$ ,



**Figura 9.32.** Motoreductor precesional submersibil de tip 2K–H pentru acționarea dozatorului Complexului Robotizat

$$Z_3 = 29, Z_4 = 28, R_1 = 10 \text{ mm}, \delta = 22,5^\circ, \theta = 2,5, \varepsilon = 92\%.$$



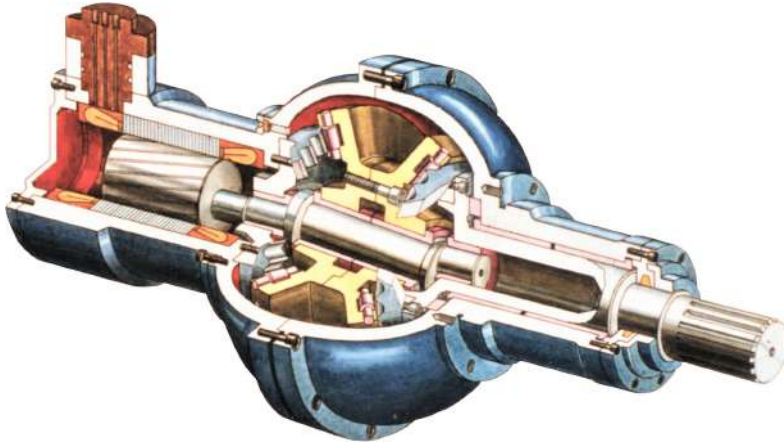
**Figura 9.33.** Profilogramele angrenajului  $i = -144, Z_1 = 35, Z_2 = 36, Z_3 = 29, Z_4 = 28, R_1 = 10 \text{ mm}, \delta = 22,5^\circ, \theta = 2,5^\circ$

Producerea industrială a acestui reductor a fost asimilată de uzina Azovmaș din or. Mariupol, Ucraina.

### 9.3.10 Motoreductor precesional ecologic cu baie de ungere pe baza apei de mare

Cerințele tot mai severe privind protecția mediului ambiant impun modificarea concepției de proiectare a sistemelor maritime și oceanice submersibile. În anii '90 ai sec. XX, ONU a înaintat atât țărilor semnatare ale Convenției Maritime, cât și țărilor preocupate de proiectarea-implementarea

tehnicii submersibile câteva rezoluții cu recomandări privind protecția mediului prin utilizarea tehnicii submersibile nonpoluante. În acest context, la solicitarea Institutului de Cercetări Științifice VNIPI *Okeanmaş*, a fost elaborat prototipul motoreductorului precesional submersibil ecologic prezentat în figura 9.34.



**Figura 9.34.** Modul electromecanic precesional  $2K-H$  submersibil al Complexului Robotizat, ce corespunde normelor ecologice de exploatare

La baza modelului de reductor ecologic nonpoluant s-a propus ideea utilizării apei de mare în calitate de lubrifiant și de compensator al presiunii statice. În acest scop, rolele conice ale coroanelor satelitului sunt executate din materiale compozite speciale, care posedă rezistență mecanică și proprietăți antifricțiune înalte la exploatarea lor în mediul apei de mare. Construcția propusă nu necesită utilizarea unor sisteme complicate de etanșare a mediilor sau a compensatoarelor de presiune. Uleiul compensator de presiune este înlocuit cu apa de mare, care asigură lubrifierea cuplurilor cinematice ale angrenajului și a lagărelor de alunecare fabricate din metaloceramică și siliciu grafitizat.

#### 9.4 Motoreductoare precesionale tip $2K-H$ pentru echipamente tehnologice industriale

Companiile constructoare de mașini, în special din avionică, industria automobilelor, cosmică, chimică, metalurgică, solicită satisfacerea cerințelor mereu crescânde față de transmisii privind capacitatea lor portantă, compactitatea, masa și dimensiunile acestora, costul redus de producere etc. Deseori caracteristicile lor funcționale și cinematice sunt plafonate și se impun cerințe speciale privind compatibilitatea lor structurală cu alte agre-

gate ale utilajului. Transmisiile precesionale în dezvoltare pot corespunde cerințelor mereu crescânde ale producătorilor și consumatorilor de reductoare și multiplicatoare datorită particularităților lor constructiv-cinematice.

Un exemplu elocvent în acest sens poate fi convenția de cooperare științifică dintre Universitatea Tehnică a Moldovei, Universitatea de Științe Aplicate din Konstanz (Germania) și compania producătoare de echipamente industriale *ARP* din Stuttgart (Germania) privind cercetarea, proiectarea și fabricarea transmisiilor planetare precesionale pentru echipamentul tehnologic special. Contractul economic dintre părți se referă la proiectarea a două tipodimensiuni de motoreductoare pentru acționarea unor mașini cu destinație specială, inclusiv la dezvoltarea tehnologică de fabricație a roților dințate cu profil nestandardizat [13] pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică.

#### **Sarcina tehnică formulată de beneficiar:**

##### **Parametrii funcționali:**

**Varianta 1:** momentul de torsiune  $T = 1480 \text{ Nm}$ ; raportul de transmi-tere  $i = 80 \pm 10\%$ ; turația motorului electric  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ .

**Varianta 2:** momentul de torsiune  $T = 4000 \text{ Nm}$ ; raportul de transmi-tere  $i = 104 \pm 10\%$ ; turația motorului electric  $n = 1430 \text{ min}^{-1}$ .

##### **Materiale solicitate:**

- pentru roți dințate – oțel 42 *CrMoWCI*, duritatea 58–62 *HRC*;
- pentru rolele coroanelor danturate ale satelitului – oțel (mărci utilizate în industria de rulmenți), duritatea 60–64 *HRC*;
- pentru carcasă și capace – aliaj de aluminiu *AlSi1MgMn*.

**Cerințe tehnologice.** Prelucrarea roților dințate centrale să se efectueze pe mașini-unelte cu comandă numerică cu 5 grade de mobilitate.

Ținând cont de specificul constructiv-cinematic al transmisiilor precesionale și de cerințele sarcinii tehnice pentru proiectare, în prima etapă s-au propus spre realizare următoarele obiective:

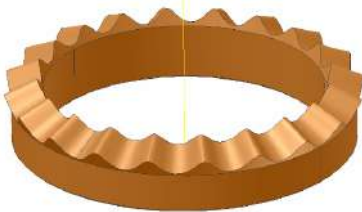
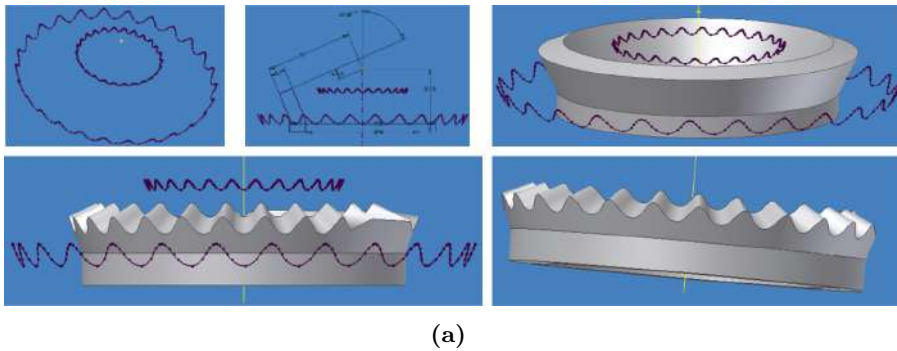
**Argumentarea structurii cinematice.** În urma calculelor prealabile de proiectare, a analizei parametrilor funcționali și a schemelor cinematice elaborate ale transmisiilor planetare precesionale, a fost aleasă structura cinematică de tip  $2K-H$ , care include două roți dințate centrale, un bloc-satelit cu două coroane cu bolțuri și un arbore-manivelă echilibrat dinamic.

**Proiectarea transmisiilor.** Proiectarea 3D, simularea pe calculator și elaborarea documentației tehnice au fost realizate utilizând softurile licențiate *SolidWorks*, *Autodesk Inventor* și *Motion Inventor*.

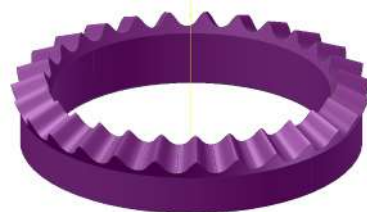
**Asigurarea tehnologică.** În baza modelului matematic descris în capitolul 3, a fost elaborat pachetul tehnologic în mediul *Mathcad*, care include determinarea coordonatelor punctelor profilului și realizarea mișcărilor spațiale coordonate ale sculei și semifabricatului, tehnologia de fabricare a

roților dințate și documentația tehnică în versiune electronică, metode de control al erorilor de execuție prin măsurarea automată a coordonatelor pe modelul fizic al piesei și compararea acestora cu cele ale modelului matematic. Printr-un act de predare semnat de cele trei părți, acestea au fost transmise partenerilor din Germania.

În figura 9.35 (a, b, c) este prezentat procesul de modelare a roții dințate.



(b)



(c)

**Figura 9.35.** Procesul de modelare a roții dințate precesionale: proiectarea profilului danturii (a); imagini ale roților centrale proiectate în 3D (b, c)

#### 9.4.1 Motoreductor precesional ( $T = 1480 \text{ Nm}$ ; $i = -72$ )

Pentru realizarea raportului de transmitere  $i = -80$ , au fost alese configurații ale numerelor de dinți prezentate în tabelul 9.2. Utilizând sistemul de modelare CAD *Autodesk Inventor/SolidWorks*, pentru parametrul configurației  $[Z_g - \theta, -1]$  ai angrenajului au fost proiectate profilurile dinților roților dințate centrale. În urma analizei profilurilor obținute pentru fiecare cuplu de roți dințate sub aspectul asigurării parametrilor geometrici și a randamentului optim, au fost selectate următoarele numere de dinți: ai roților dințate centrale  $Z_1 = 27$ ,  $Z_4 = 20$ ; ale coroanelor danturate ale satelitului  $Z_2 = 28$ ,  $Z_3 = 21$ .

În figura 9.36 sunt prezentate profilurile dinților roților centrale pentru

**Tabelul 9.2.** Coraportul numerelor de dinți pentru raportul de transmitere  $i = -80$

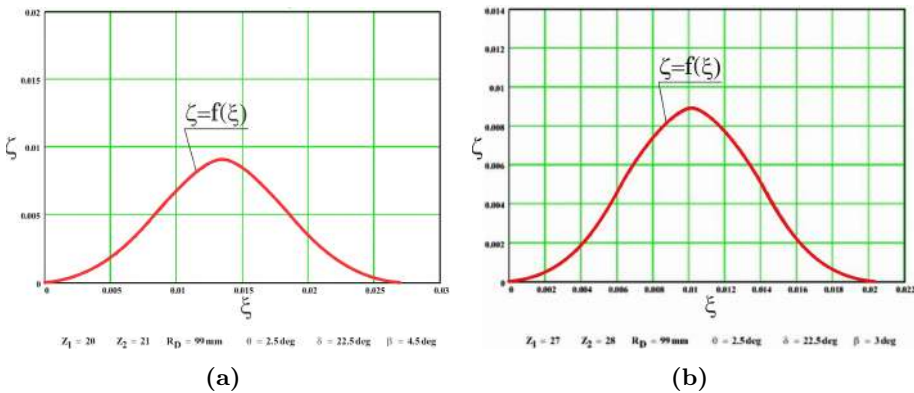
$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$i$
24	25	19	18	-75,0
25	26	20	19	-82,3
26	27	20	19	-73,3
<b>27</b>	<b>28</b>	<b>21</b>	<b>20</b>	<b>-80,0</b>
28	29	21	20	-72,5
29	30	22	21	-78,8
31	32	23	22	-78,2
33	34	24	23	-78,2

coraportul ales al numărului de dinți, care asigură obținerea raportului de transmitere solicitat în caietul de sarcini. De asemenea, în baza analizei cinetostatice se constată că profilurile dinților facilitează un coraport optim al forțelor din angrenare, asigură condiții prielnice privind tribologia în contactul dinților cu alunecare între flancuri.

Conform teoriei fundamentale a angrenajului precesional (v. capitolul 3), forma profilului dinților roților centrale depinde de parametrii configurației parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , printre care, în afara numărului dinților, influențează unghiul de nutație  $\theta$ , unghiul axoidei conice  $\delta$ , raza de curbură  $R_1(\beta)$  a profilului dinților satelitului. Deci, din forma profilului dinților roților centrale rezultă și valorile parametrilor  $\theta$ ,  $\delta$  și  $R_1$ .

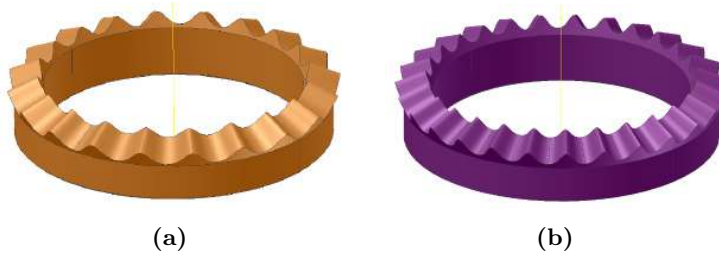
Profilurile dinților din figura 9.36 au fost obținute cu parametrii:

- pentru  $Z_4 = 27$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\varepsilon = 100\%$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ , avem unghiurile de angrenare  $\alpha = 42^\circ$  și  $\beta = 4,5^\circ$ ;
- pentru  $Z_1 = 20$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\varepsilon = 100\%$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ , avem unghiurile de angrenare  $\alpha = 32^\circ$  și  $\beta = 3,5^\circ$ .



**Figura 9.36.** Profilogramele dinților roților centrale: (a)  $Z_1 = 20$ ; (b)  $Z_4 = 27$

În baza sistemului de modelare *Autodesk Inventor/SolidWorks* au fost obținute modelele computerizate 3D ale roților dințate cu parametrii geometrici selectați (fig. 9.37).



**Figura 9.37.** Modelul computerizat 3D al roților dințate: a)  $Z_1 = 20$ ; b)  $Z_4 = 27$

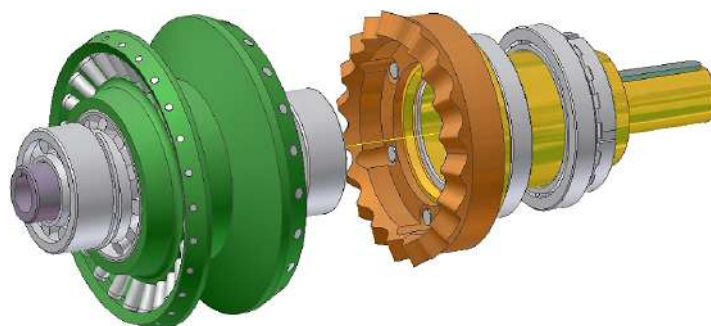
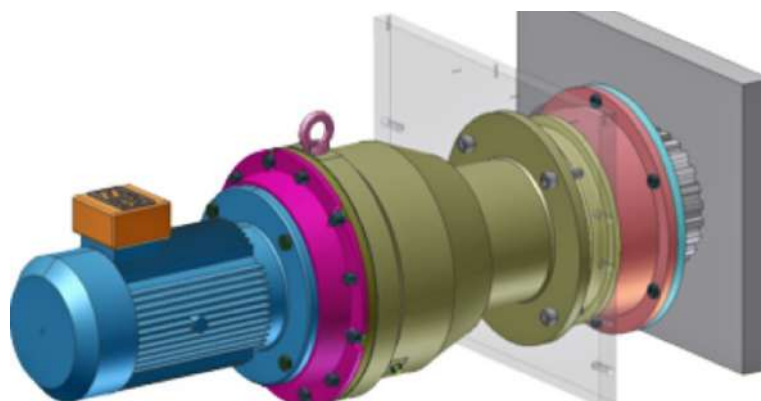
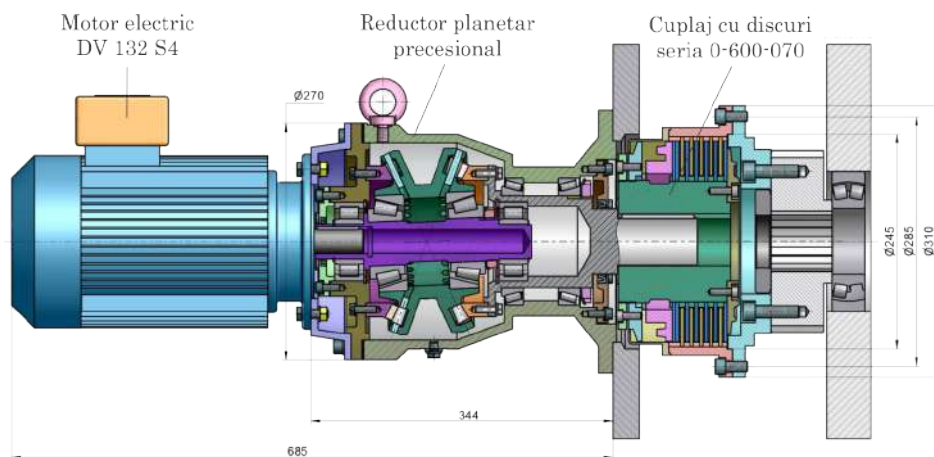
În baza calculului la rezistență, a fost elaborată construcția mecanismului de acționare a echipamentului tehnologic pentru parametrii indicați (fig. 9.38 a, b, c). Mecanismul elaborat constă dintr-un motor electric de tip *SEV DV 100L4*, propus de partenerul german, legat prin flanșă cu reductorul precesional elaborat în baza structurii cinematice  $2K-H$  (fig. 9.38 a). Reductorul include roata-satelit cu două coroane cu dinți în formă de role conice, instalate pe axe cu posibilitatea rotirii în jurul lor, care se angrenează dintr-o parte cu o roată dințată fixă cu profil convex/concav al dinților, iar din altă parte – cu o altă roată dințată centrală, legată rigid cu arborele de ieșire (fig. 9.38 c), care în continuare este unit cu mecanismul de acționare al mașinii prin intermediul unui ambreiaj multidisc.

În baza construcției 3D (fig. 9.38 b), modelate și simulate la calculator, a fost elaborată documentația tehnică în versiune electronică pentru fabricarea prototipului industrial.

#### 9.4.2 Motoreductor precesional ( $T = 4000 \text{ Nm}$ ; $i = -106,3$ )

Parametrii geometrici se aleg analogic cazului precedent. Conform tabelului 2.1, pentru raportul indicat au fost alese numerele de dinți prezentate în tabelul 9.3.

Utilizând sistemul de modelare CAD *Autodesk Inventor/SolidWorks* pentru numerele de dinții și parametrii geometrici de bază selectați, au fost obținute profilurile dinților roților centrale. În urma analizei profilurilor obținute pentru fiecare cuplu de roți dințate, pentru asigurarea parametrilor geometrici și a randamentului optim, au fost selectate următoarele corapoarte ale numerelor de dinți: ai roților dințate centrale  $Z_1 = 28$ ,  $Z_4 = 22$ ; ai coroanelor satelitului  $Z_2 = 29$ ,  $Z_3 = 23$ . Aceste profiluri ale dinților (fig. 9.39 a, b) asigură obținerea raportului de transmitere prescris ( $i = -106,3$ ) cu parametrii geometrici:



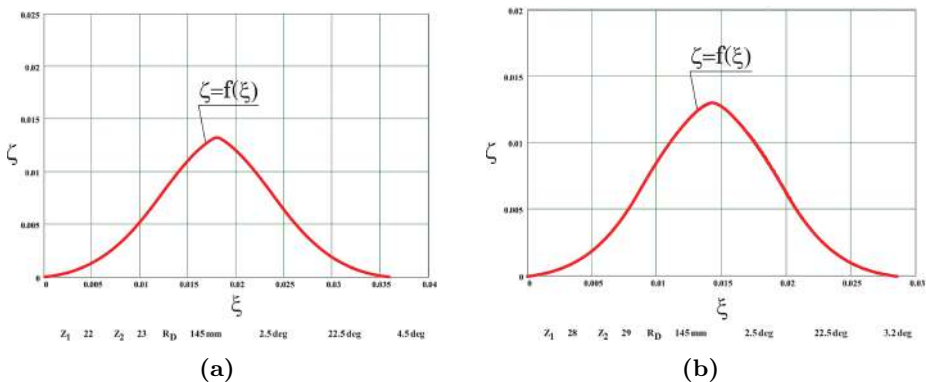
**Figura 9.38.** Reductor precesional  $2K-H$  pentru echipamentul tehnologic special ( $T = 1480 Nm$ ;  $i = -80$ ): (a) proiect tehnic de ansamblu; (b) motoreductor asamblat la mașina de lucru; (c) nod precesional în formă desfășurată



**Tabelul 9.3.** Coraportul numerelor de dinți pentru raportul de transmitere  $i = -106,3$

$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$i$
22	23	19	18	-103,5
24	25	20	19	-95,0
25	26	21	20	-104,0
27	28	22	21	-98,0
<b>28</b>	<b>29</b>	<b>23</b>	<b>22</b>	<b>-106,3</b>
30	31	24	23	-101,9
32	33	26	25	-117,9
34	35	26	25	-97,2
34	35	27	26	-113,8

- pentru  $Z_4 = 28$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\varepsilon = 100\%$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ , avem unghiurile de angrenare  $\alpha = 39^\circ$  și  $\beta = 4,5^\circ$ ;
- pentru  $Z_1 = 22$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\varepsilon = 100\%$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ , avem unghiurile de angrenare  $\alpha = 31^\circ$  și  $\beta = 3,2^\circ$ .



**Figura 9.39.** Profilogramele dinților roților centrale: a)  $Z_1 = 22$ ; b)  $Z_4 = 28$

Prin sistemul de modelare *Autodesk Inventor/SolidWorks* au fost obținute modelele computerizate 3D ale roților dințate cu parametrii geometrici selectați (fig. 9.40 a, b). În baza calculului la rezistență, a fost elaborată construcția mecanismului de acționare al echipamentului tehnologic (fig. 9.41) conform parametrilor indicați în caietul de sarcini prezentat.

Componența structurală și principiul de funcționare a mecanismului elaborat sunt identice celui precedent. În baza construcției 3D modelate și simulate la calculator, a fost elaborată documentația tehnică în versiune electronică pentru fabricarea industrială pe mașini-unelte moderne, inclusiv cu 5 grade de mobilitate (roțile centrale și satelitul).

Majoritatea pieselor reductorului planetar precesional reprezintă corpuri de rotație care pot fi fabricate pe mașini-unelte cu comandă numerică sau

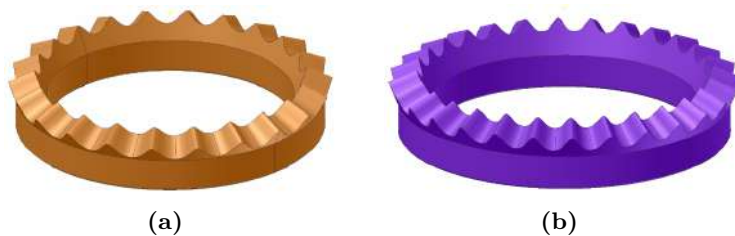
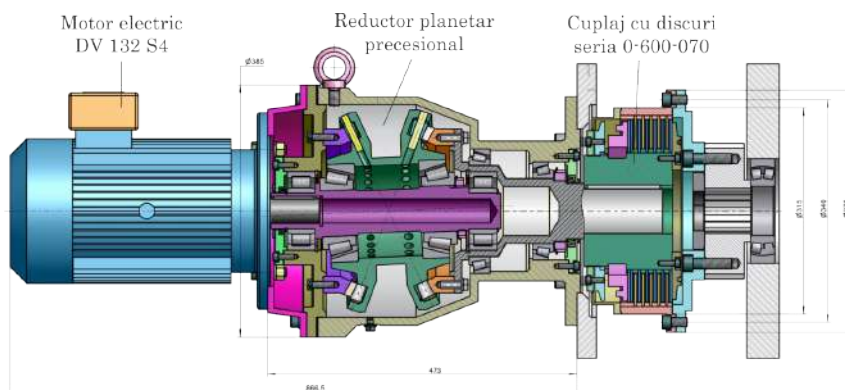
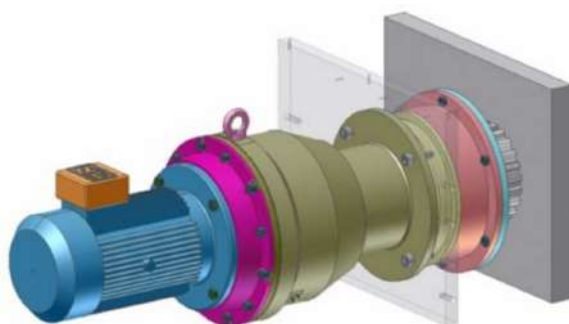


Figura 9.40. Modelul computerizat 3D al roților dințate: a)  $Z_1 = 22$ ; b)  $Z_4 = 28$



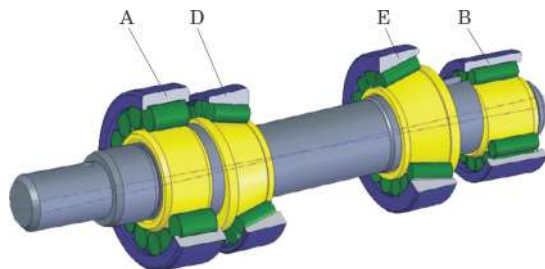
(a)



(b)

Figura 9.41. Reductor precesional 2K-H ( $T = 4000 \text{ Nm}$ ;  $i = -106,3$ ): (a) proiect tehnic de ansamblu; (b) motoreductor asamblat la mașina de lucru

pe strunguri cu destinație generală. Construcția reductorului mai include o piesă cu configurație specifică – arborele-manivelă cu o porțiune înclinată cu rulmenții  $D$  și  $E$ , pe care în rulmenți se instalează roata-satelit (fig. 9.42).



**Figura 9.42.** Elaborarea 3D a nodului arbore – manivelă – rulmenți

Datorită porțiunii înclinate, arborele-manivelă reprezintă un corp dezechilibrat și la turații mari aceasta creează un anumit moment dinamic. Pentru reducerea dinamicității transmisiei planetare precesionale, a fost elaborată o construcție cavă a arborelui-manivelă, astfel asigurându-se un grad înalt de echilibrare dinamică.

## 9.5 Turbomotoare precesionale de acționare a armăturii gazoductelor magistrale

### 9.5.1 Turbomotor precesional cu ejecție reactivă ( $T = 30000 Nm$ ; $i = 20.000$ )

Turbomotorul este destinat pentru închiderea și deschiderea conductelor de gaz/gaz condensat și alte medii lichide/gazoase. Turbomotorul [8, 9, 132] include (fig. 9.43 a): turbina reactivă 1, fixată pe arborele-pinion 2 care se angrenează cu roata dințată cilindrică 3, montată pe arborele-manivelă 4 al primei trepte precesionale. Roata dințată centrală 5 este legată cinematic cu sistemul de rotire manual 6, blocat în corp de știftul de fixare 7, iar roata centrală 8 este legată rigid cu corpul-manivelă 9, suprafața exterioară a căruia este executată cu înclinare și ține locul de manivelă pentru treapta a doua precesională. Pe corpul-manivelă 9 este montat satelitul 10, cu angrenaj cu role, situat între roțile centrale 11 și 12, legate corespunzător de corpul turbomotorului 13 și de arborele robinetului sferoidal 14.

Pentru închiderea sau deschiderea robinetului sferoidal 14, gazul din conductă, cu presiunea de  $1,5 - 8 MPa$ , prin injectorul 15 acționează asupra turbinei 1, impunându-i o mișcare de rotație cu frecvența de  $15.000 - 20.000 \text{ min}^{-1}$ . Mișcarea de rotație redusă se transmite arborelui robinetului sferoidal, al cărui unghi necesar de rotire se reglează cu ajutorul unor sprijine speciale. În cazuri accidentale, rotirea robinetului sferoidal se efectuează

cu ajutorul sistemului de rotire manual 6, deblocând cuplul de roți dințate conice și blocând roțile centrale și satelitul primei trepte precesionale.

Acționarea de la turbina reactivă prin intermediul transmisiilor planetare precesionale este destul de compactă și asigură raportul de reducere  $i = 20.000 - 50.000$ . Robinetul sferoidal ДУ-500 cu turbomotor precesional reactiv cu ejecție are următoarele caracteristici: diametrul convențional al conductei – 500 mm, presiunea convențională – 8 MPa; timpul de lucru – 10 – 60 s.; produsul transportat prin conductă – gaz natural neagresiv; presiunea produsului transportat – 1,5 – 8 MPa; raportul de transmitere a mecanismului de acționare – 20.000; momentul de torsiune maximal la arborele robinetului sferoidal – 30.000 Nm; masa totală – 2150 kg; masa turbomotorului precesional cu ejecție – 315 kg. Rulmenții și angrenajele turbomotorului se lubrifiază cu unsoare consistentă.

Seria “zero” a turbomotorului a fost executată la uzina *Kompresormaş* din or. Sumî, Ucraina (fig. 9.43 b, c), iar proiectarea la UTM.

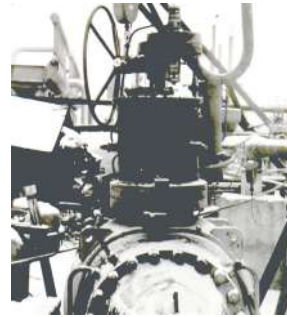
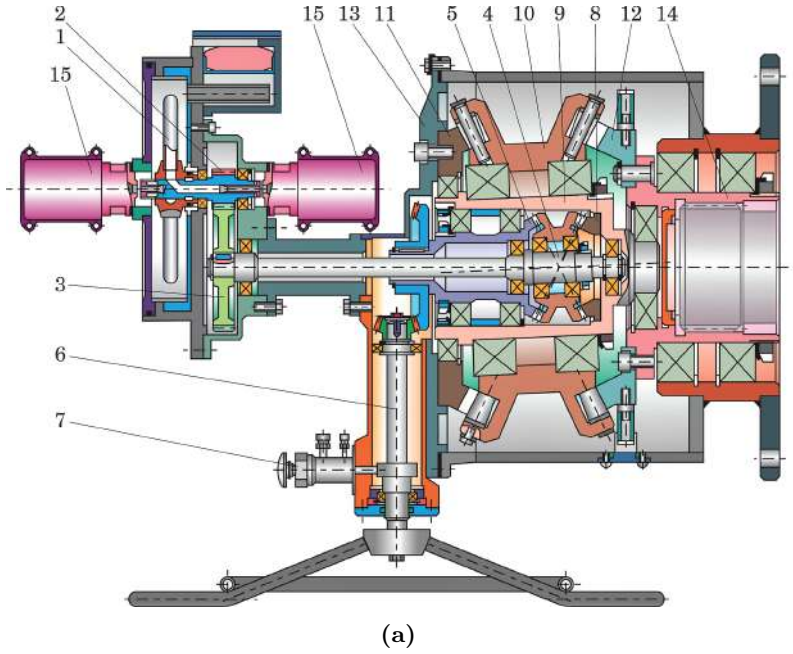
### 9.5.2 Turbomotoare precesionale cu ejecție reactivă ( $T = 85.000 Nm$ , $i = -624$ și $T = 360.000 Nm$ , $i = -624$ )

În baza unui contract de cercetare încheiat cu concernul *GAZPROM* din Federația Rusă, au fost elaborate și proiectate o gamă compusă din șase tipodimensiuni de turbomotoare precesionale de acționare a armăturii magistralelor de gaz. Turbomotorul precesional constă dintr-o turbină cu jet reactiv, cuplată la un reductor precesional cu raport de transmisie mare.

Turbina cu ejecție reactivă funcționează în baza presiunii gazului din conductă și dezvoltă turații cu frecvența de  $100.000 \text{ min}^{-1}$ , care, prin intermediul unui reductor cu roți dințate cilindrice și al unui reductor precesional, se reduc până la 0,33 turații/min la arborele condus cuplat cu elementul de închidere-deschidere al armăturii gazoductului. Reductoarele precesionale au fost proiectate pentru momente de torsiune la arborele condus  $T$  cu valorile: 85.000 Nm; 100.000 Nm; 150.000 Nm; 185.000 Nm; 225.000 Nm; 360.000 Nm și cu raportul de transmitere  $i = -624$ .

Pentru producerea seriei de astfel de turbomotoare precesionale, a fost încheiat un contract economic cu concernul *GAZPROM*, care prevedea și transmiterea tehnologiei de fabricare a roților dințate cu profil nestandardizat al dinților prin generare cu rostogolire-rolare spațială. Pentru momentele de torsiune nominalizate și raportul de transmitere  $i = -624$ , a fost proiectată o gamă de turbomotoare cu același concept constructiv dezvoltat pentru  $T = 85.000 Nm$  (fig. 9.44) și  $T = 360.000 Nm$  (fig. 9.45).

Reductorul precesional al armăturii gazoductului (cu  $T = 360.000 Nm$  și  $i = -624$ ) prezentat în figura 9.44 include arborele-manivelă 1, legat cu roata dințată a reductorului cilindric, pe care este instalată roata-satelit



**Figura 9.43.** Turbomotor precesional cu ejecție reactivă pentru armătura magistralelor de gaz: (a) desen tehnic; (b) prototip industrial fabricat la uzina *Kompressormas*(Ucraina); (c) turbomotor agregatizat cu conducta de gaz

2 a coroanelor cu role 3 și, respectiv, 4. Ultimele se angrenează cu roțile dințate centrale fixă 5 și mobilă 6, legate respectiv cu capacul 7 și arborele conducător 8, amplasat în carcasa 9. Pe suprafața cilindrică exterioară a roții dințate centrale mobile 6 este fixat rigid opritorul 10, iar în carcasă sunt fixate două limitatoare 11 și 12, amplasate sub un unghi de  $120^\circ$ . Tijele limitatoarelor de rotație 11 și 12 sunt arcuite în direcție axială, fapt ce asigură amortizarea sarcinilor de șoc care pot să apară în armătură.

La alimentarea turbomotorului cu gaz cu presiunea din magistrală, roata de lucru a turbomotorului efectuează o mișcare de rotație cu turația de  $n = 100.000 \text{ min}^{-1}$ . După reducerea prealabilă în reductorul cu roți dințate cilindrice, mișcarea redusă se transmite arborelui-manivelă 1. Mișcarea de rotație a arborelui-manivelă 1 se transformă în mișcare precesională a blocului-satelit, coroanele cu role 5 și 6 ale căruia se angrenează cu roata centrală fixă 4 și, respectiv, mobilă 8. În continuare, principiul de funcționare a reductorului precesional este similar celor precedente.

În figura 9.45 este redată o altă tipodimensiune a turbomotorului precesional cu parametri tehnici: momentul de torsiune  $T = 360.000 \text{ Nm}$  și raportul de transmitere  $i = -624$ .

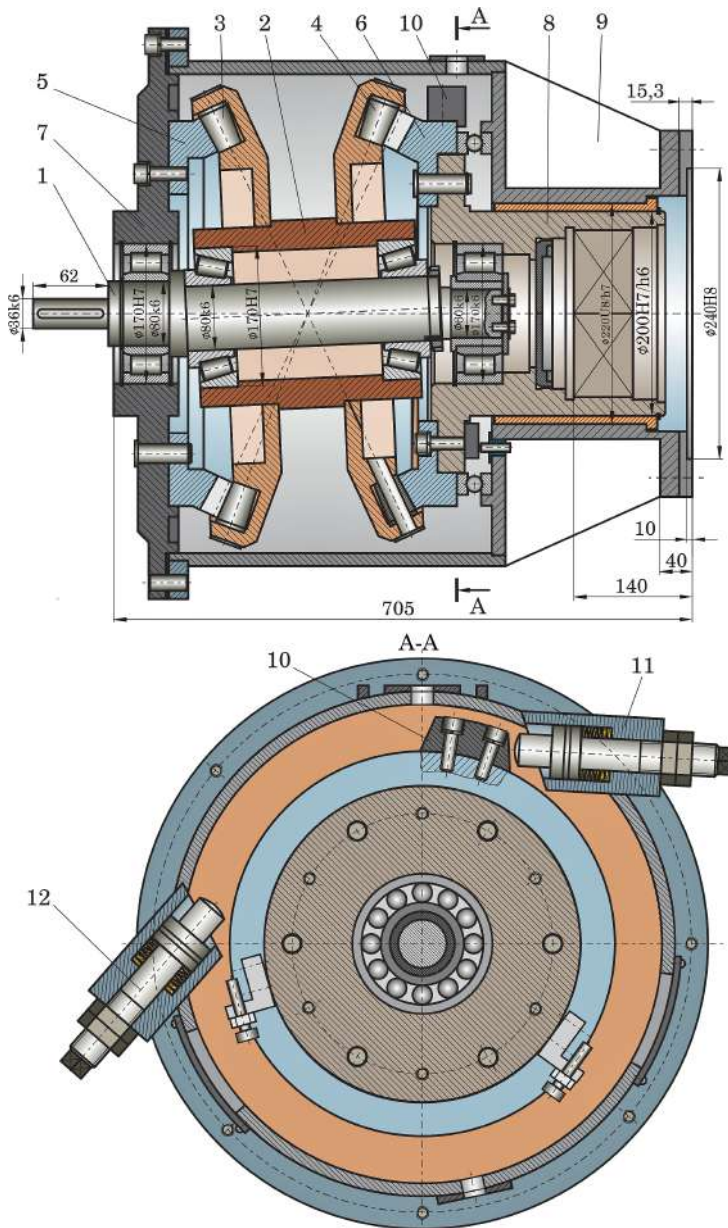
Profilograma dinților angrenajului turbomotorului din figura 9.44 este prezentată în figura 9.46 (a), iar cea a turbomotorului din figura 9.45 e redată în figura 9.46 (b).

## 9.6 Motoreductor precesional de acționare a macaralei pivotante ( $P = 11 \text{ kW}$ , $i = -100$ )

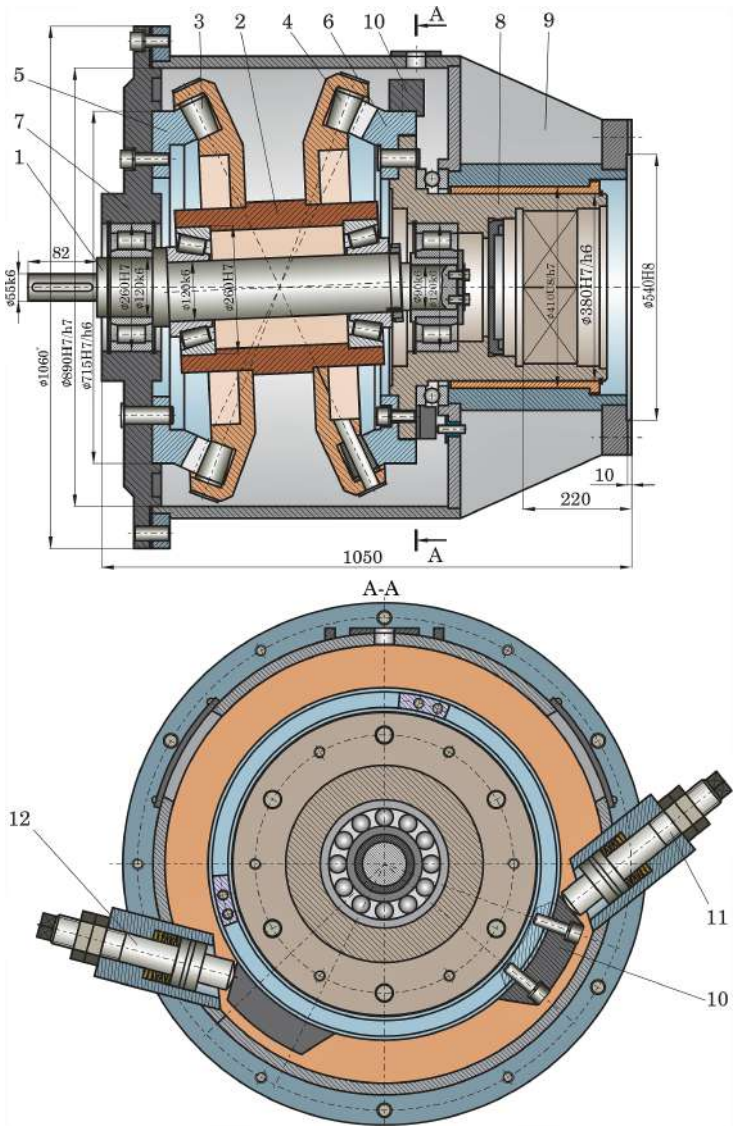
Motoreductorul precesional prezentat în figura 9.47 e destinat acționării fiecărei șenile în parte a macaralei pivotante *MKG-25.01*, fabricate la uzina de macarale pivotante din or. Cebarkul, Federația Rusă.

Reductorul include o transmisie cu roți dințate cilindrice 4, cu o roată parazită, și o transmisie precesională de tip *2K-H*. Satelitul 9 este montat pe porțiunea înclinată a arborelui-manivelă 5 cu autoașezare între roțile dințate centrale 6 și 8, legate corespunzător de șasiul benzii cu șenile 2 și de corpul tobei cu roțile de lanț 10. Atât arborele-manivelă, cât și corpul-tobă sunt montate cu autoașezare pe rulmenți sferici. Transmisia cilindrică este destinată asigurării unui spațiu liber între motor și drum (nu mai puțin de  $0,4 \text{ m}$ ). Pentru remorcarea macaralei, buloanele 13 și știfturile 14 se scot. În acest caz, roțile de lanț vor roti corpul-tobă, împreună cu angrenajul blocat, și arborele condus în lagărele 11 și 15.

Proiectul motoreductorului precesional a fost elaborat la Universitatea Tehnică a Moldovei la comanda uzinei de macarale pivotante din or. Cebarkul. Documentația tehnică elaborată și instrucțiunea privind generarea

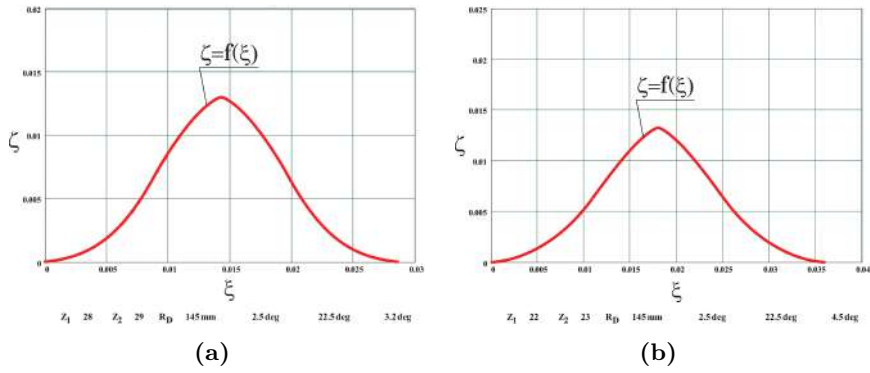


**Figura 9.44.** Reductor precesional  $2K-H$  al turbomotorului de acțiune a armăturii magistralei de gaz:  $T = 85.000 \text{ Nm}$ ;  $i = -624$  (proiect tehnic)

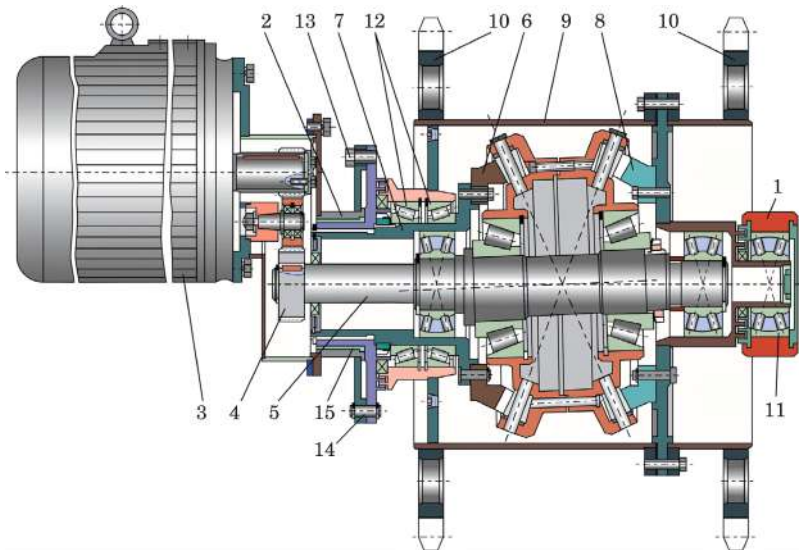


**Figura 9.45.** Reductor precesional 2K–H al turbomotorului de acționare a magistralei de gaz:  $T = 360.000 \text{ Nm}$ ;  $i = -624$





**Figura 9.46.** Profilogramele dinților roților dințate centrale: (a)  $Z_1 = 25, Z_2 = 26, Z_3 = 25, Z_4 = 24, i = -624$ ; (b)  $Z_1 = 36, Z_2 = 37, Z_3 = 35, Z_4 = 34, i = -629$



**Figura 9.47.** Motoreductor precesional de acționare a macaralei pivotante

roților centrale cu profil nestandardizat prin rostogolire-rulare spațială au fost transmise beneficiarului conform prevederilor contractului [9].

Caracteristicile tehnice: raportul de transmitere al transmisiei cilindrice  $i_I = 1,25$ ; al transmisiei precesionale  $i_{II} = -80$ ; puterea motorului 3 (de tip *MTKG 312 - 8*)  $-11 kW$ . Transmisia cu roți dințate cilindrice se unge cu unsoare consistentă, iar transmisia precesională – cu ulei.

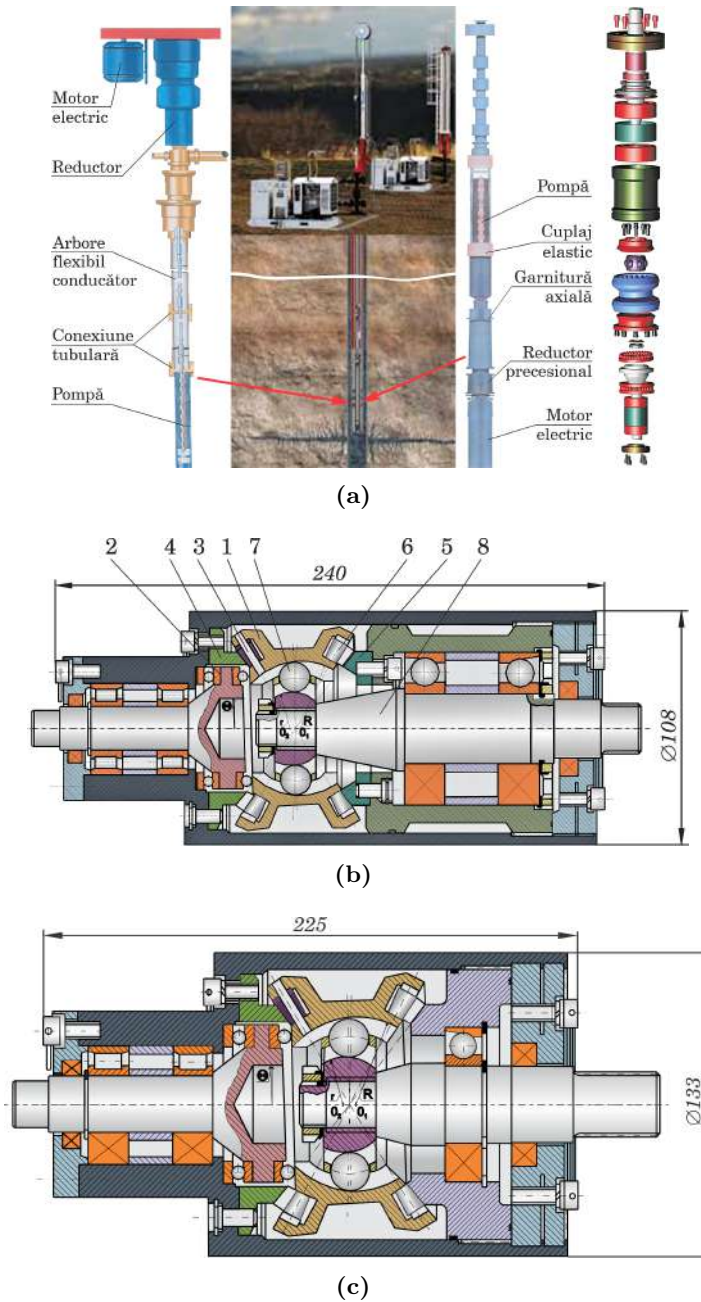
## 9.7 Reductoare precesionale de acționare a pompelor submersibile pentru extragerea petrolului de la adâncimi mari

O particularitate deosebit de importantă a transmisiilor planetare precesionale este posibilitatea de a realiza mecanisme de acționare cu gabarite diametrale reduse. Acest avantaj a fost pus la baza elaborării mecanismului de acționare a pompei pentru pomparea țițeiului de la adâncimi mari [124].

### 9.7.1 Reductor precesional cu separarea puterii pe două fluxuri ( $D = 108 mm$ , $T = 650 Nm$ ; $i = -30$ )

Conform acestei tehnologii (fig. 9.48 a), componentele utilajului de pompare – motorul electric, reductorul, pompa și separatorul de gaze – sunt unite între ele în lanț și sunt coborâte prin țeava de perforare până la izvoarele de petrol. Motorul electric și pompa elicoidală sunt proiectate cu coraportul dimensiunilor lungime/diametru în limitele 70 – 80 (forma denumită “țigară” cu lungimile de 7 – 8 m). Această tehnologie impune tuturor componentelor tehnologice diametre mai mici decât țeava de perforare.

În baza unui contract economic cu compania *Moyno* din Canada, au fost elaborate două tipodimensiuni de reductoare precesionale cu diametrele exterioare  $D = 108 mm$  și, respectiv,  $D = 133 mm$ . Gabaritele diametrale fiind limitate de diametrele interioare ale țevilor de foraj, a fost elaborată o schemă structurală nouă de transmisie precesională, care posedă capacitate portantă ridicată în gabarite diametrale reduse, asigurată de transmiterea simultană a sarcinii în paralel prin două fluxuri prin angrenaje cu multiplicitatea  $\varepsilon = 100\%$  (fig. 9.48 b). Construcția reductorului precesional cu corpul de formă cilindrică cu diametrul exterior  $D = 108 mm$  este elaborată în baza schemei de tip *K-H-V* [117], cu două roți centrale și o roată-satelit cu două coroane danturate. Roata-satelit 1 efectuează mișcare sferospațială, comunicată de arborele conducător cu flanșă înclinată 2. Coroanele cu role 3 și 6 ale roții-satelit 1 au același număr de role și se angrenează cu roțile dințate fixe 4 și 5, de asemenea cu același număr de dinți. Diferența dintre dinții și rolele roților angrenate este egală cu un dinte. Raportul de transmitere se determină din relația  $i = -Z_6/(Z_5 - Z_6)$ .



**Figura 9.48.** Mecanism de acționare a pompei cu reductor precesional 2K-H pentru pomparea petrolului de la adâncimi mari: a) proiect tehnic; b) reductor precesional pentru sisteme petroliere cu țevi cu  $D = 108 \text{ mm}$ ; c) reductor precesional pentru sisteme petroliere cu țevi cu  $D = 135 \text{ mm}$ .

Mișcarea de rotație redusă a roții-satelit în jurul axei sale este preluată de cuplajul cu bile 7 și transmisă arborelui condus 8. Această soluție tehnică permite transmiterea momentului de torsiune prin două tamente, fiecare dintre cele două angrenaje fiind solicitat cu doar jumătate din sarcină. De asemenea, utilizarea cuplajului cu role asigură transmiterea unor momente de torsiune mari în gabarite diametrale reduse. La un unghi de mutație a roții-satelit  $\theta = 1^{\circ}30' - 3^{\circ}$ , bilele cuplajului se vor afla permanent în planul bisectorial acestui unghi, astfel fiind asigurată uniformitatea mișcării arborelui condus.

Reductorul precesional a fost calculat la momentul  $T = 650 Nm$ , cu raportul de transmisie  $i = -30$ . Este de menționat că angrenajul precesional cu bolțuri este mai puțin vulnerabil la uzura abrazivă decât cel evolventic, care este mai predispus la apariția jocului între dinții angrenați.

### 9.7.2 Reductor precesional cu separarea puterii pe două fluxuri ( $D = 133 mm$ , $T = 950 Nm$ ; $i = -30$ )

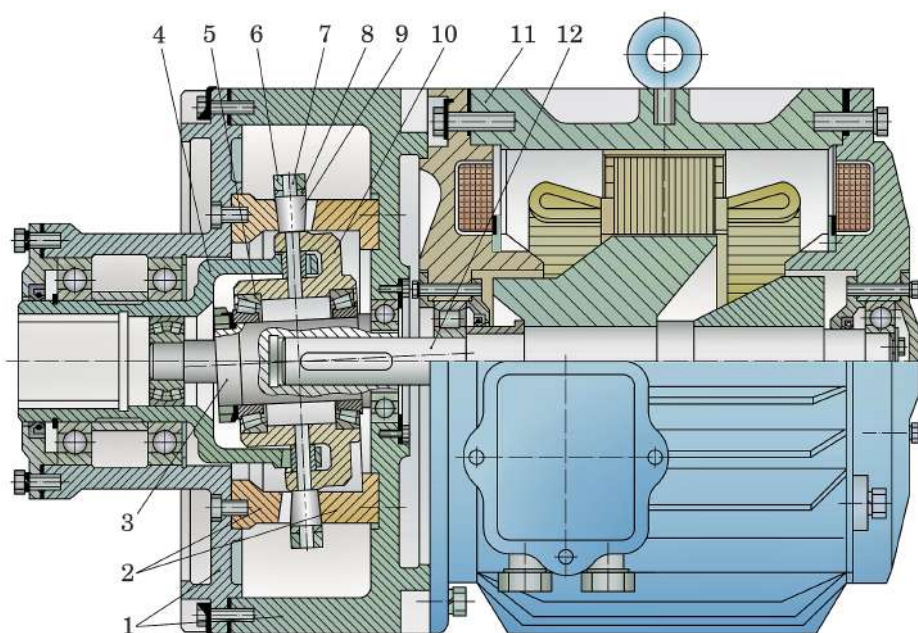
Mecanismul de acționare a pompei pentru pomparea țiteiului de la adâncimi mari prezentat în figura 9.48 (c) [117] este similar celui precedent, doar că diametrul exterior al reductorului  $D = 133 mm$  și este calculat pentru transmiterea momentului de torsiune  $T = 950 Nm$ .

## 9.8 Multiplicatoare precesionale pentru turbine eoliene

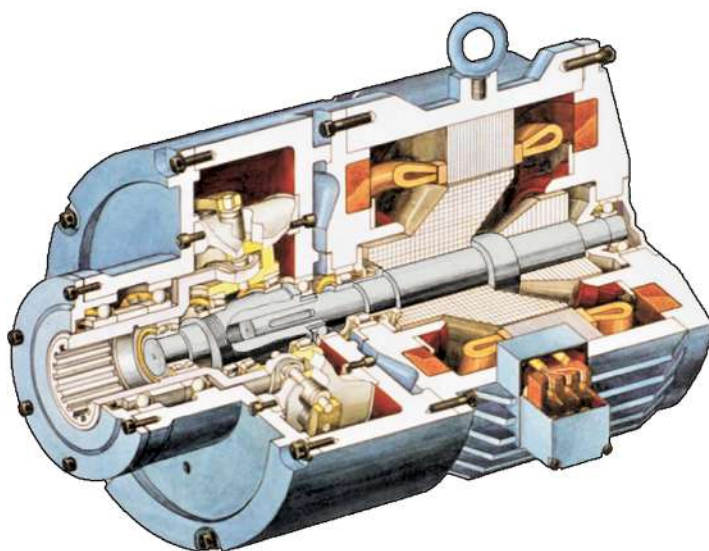
### 9.8.1 Multiplicator precesional pentru turbina eoliană ( $P = 16 kW$ , $i = 19$ )

Conform contractului de cercetare semnat cu Asociația de Cercetare și Producție VETROEN (or. Istra, Federația Rusă) [75], au fost proiectate și fabricate 2 tipodimensiuni de multiplicatoare precesionale cu raportul de transmitere  $i = 16$  și  $i = 19$ , destinate turbinelor eoliene AVEU-8 și AVEU-16, cu puterea de 8 și 16 kW (fig. 9.49).

Multiplicatoarele au fost elaborate în baza schemei transmisiei planetare precesionale de tip  $K-H-V$  (fig. 2.1 d) cu două roți dințate centrale imobile. Mișcarea de rotație a arborelui de intrare (fig. 9.49 a) prin intermediul cuplajului cu role 4 se transmite satelitului 10 care, datorită efectului de pană generat la angrenarea bolțurilor 9 cu coroanele dințate ale roților centrale 2 cu același număr de dinți, se transformă în mișcare sferospațială cu frecvența ciclurilor de precesie egală cu turația arborelui de intrare. În continuare, mișcarea de precesie a satelitului 10 este transformată în mișcare de rotație multiplicată a arborelui-manivelă 3, legat cu rotorul generatorului electric 12. Diferența dintre dinții roților centrale 2 și bolțurile 9 ale



(a)



(b)

**Figura 9.49.** Generator-multiplicator precesional de tip *K-H-V* cu două roți centrale imobile pentru agregatul eolian *AVEU-16*, destinat exploatării în condiții extreme: a) proiect tehnic; b) model 3D

coroanei satelitului 10 este egală cu un dinte. Raportul de transmitere cu multiplicare se determină din relația  $i = -Z_9/(Z_2 - Z_9)$ , unde  $Z_2$  și  $Z_9$  sunt numărul de dinți ai roților centrale 2 și, respectiv, numărul de bolțuri 9 ale coroanei satelitului 10.

În figura 9.49 este prezentat ansamblul *generator-multiplicator precesional* de tip  $K-H-V$  în secțiune axială și modelul 3D computerizat. În cadrul proiectului [75] a fost elaborată documentația tehnică și fabricată seria “zero” a prototipului industrial al multiplicatorului [8, 9].

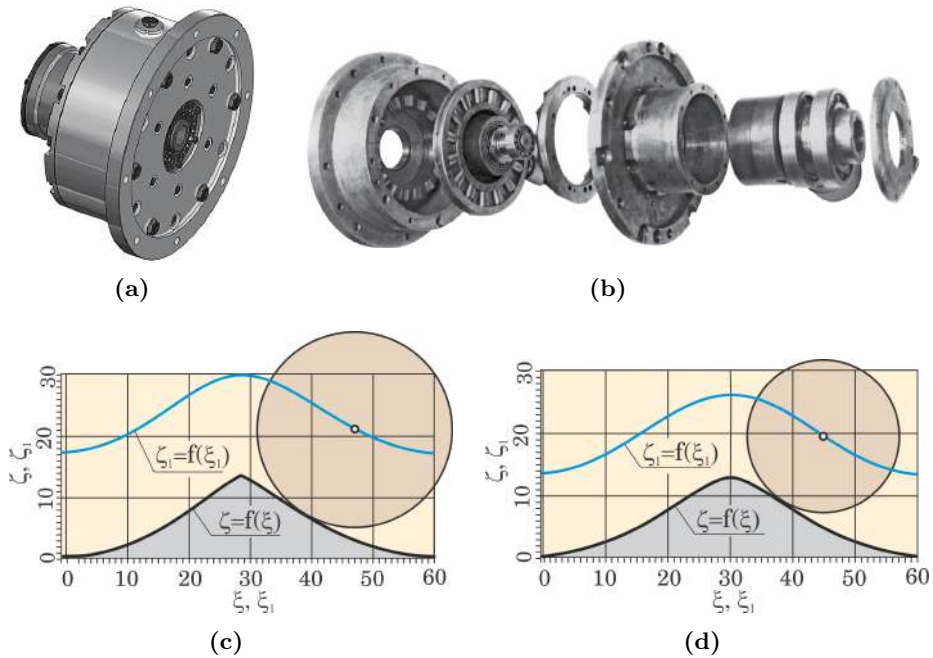
După efectuarea testărilor complexe în Laboratorul de testare a transmisiilor mecanice al Catedrei *Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini* UTM, multiplicatoarele au fost transmise beneficiarului pentru testare în condiții reale. Multiplicatoarele precesionale au fost instalate pe turbinele eoliene nominalizate, înlocuindu-le pe cele existente în baza transmisiei cu roți dințate cilindrice evolventice în două trepte. Analiza comparativă a multiplicatoarelor precesional și cilindric evolventic în două trepte (existent) a arătat o reducere a masei de circa 2,3 ori (95 kg comparativ cu 220 kg). Acest avantaj se explică prin majorarea capacității portante a multiplicatorului precesional datorită contactului convex-concav al dinților și asigurării multiplicității angrenării (până la 100% perechi de dinți angrenați simultan), precum și prin transmiterea fluxului de putere prin două tamente (roata-satelit a multiplicatorului se angrenează simultan cu două roți dințate centrale cu același număr de dinți, amplasate lateral).

În figura 9.50 (a, b) este prezentat generatorul-multiplicator fabricat cu piesele în desfășurare, iar în figura 9.50 (c, d) sunt redată profilogramele dinților angrenajului cu configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$  cu  $Z_1 = 15$ ,  $Z_2 = 16$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_m = 145 \text{ mm}$ , respectiv pentru razele roților  $R_1 = 175 \text{ mm}$  și  $R_2 = 12 \text{ mm}$ .

Bolțurile coroanei satelitului în multiplicatorul cu puterea de 16 kW au fost fabricate din pulberi metalice cu conținut de lubrifianți solizi (grafit, bronz,  $MoS_2$ ), fapt ce a contribuit la creșterea randamentului, în special în condiții de exploatare la temperaturi joase (pentru funcționare la stațiile sovietice din Antarctica), unde lubrifianții lichizi nu sunt utilizabili.

### 9.8.2 Multiplicator precesional pentru turbina eoliană ( $P = 10 \text{ kW}$ , $i = -30$ )

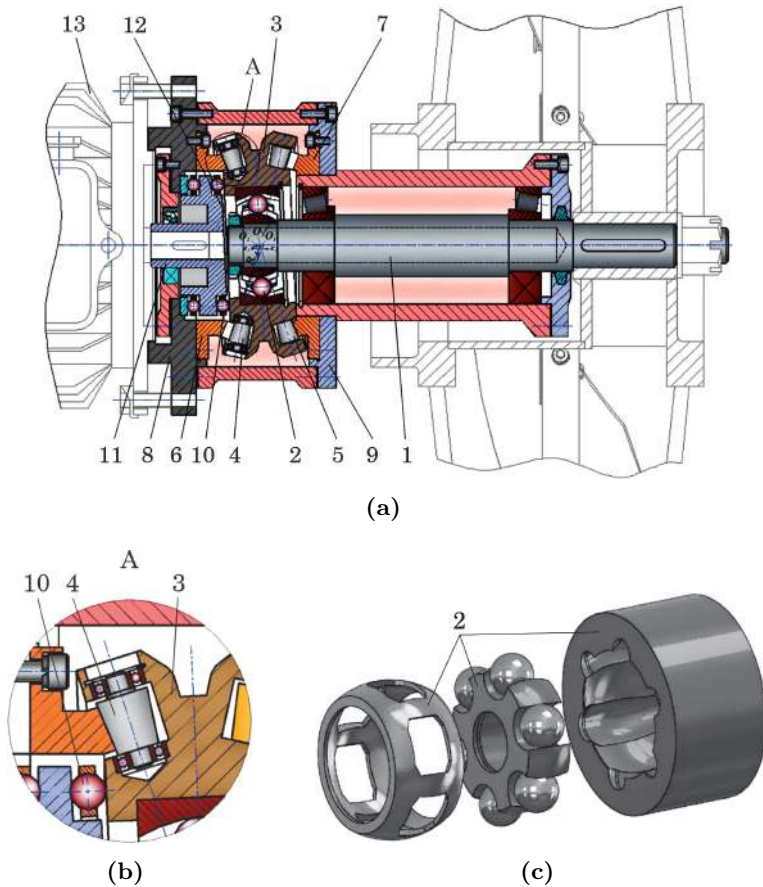
Multiplicatorul din figura 9.51 este elaborat în baza schemei  $K-H-V$  (fig. 2.1 d) cu unghiul axoidei conice  $\delta > 0$ . Mișcarea de rotație a arborelui de intrare 1 prin intermediul cuplajului sincron cu bile 2 este transmisă roții-satelit 3 care, datorită efectului de pană generat la angrenarea bolțurilor 4 și 5 cu dinții roților centrale 6 și 7, fixate în capacele 8 și, respectiv,



**Figura 9.50.** Generator-multiplicator precesional de tip  $K-H-V$  (a); vedere cu piesele în desfășurată (b); profilogramele dinților cu parametrii  $Z_1 = 15$ ,  $Z_2 = 16$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_m = 145 \text{ mm}$ ,  $R_1 = 17,5 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 97\%$  (c); pentru  $R_1 = 12 \text{ mm}$  și  $\varepsilon = 100\%$  (d)

9, efectuează mișcare sferospațială cu frecvența de precesie multiplicată  $i = -Z_7/(Z_5 - Z_7)$ .

În continuare, mișcarea de precesie a roții-satelit 3 este transformată – prin intermediul corpurilor de rulare 10 – în mișcare de rotație multiplicată a arborelui 11 prin flanșa înclinată 12. Arborele 11 este legat cu rotorul generatorului electric 13. Roțile dințate centrale 6 și 7 au același număr de dinți, iar coroanele 4 și 5 ale roții-satelit 3 – același număr de bolțuri, adică  $Z_6 = Z_7$  și  $Z_4 = Z_5$ . Diferența dintre numărul dinților roților centrale 6 și 7 și al bolțurilor coroanelor 4 și 5 ale roții-satelit 3 este egală cu un dinte. Utilizarea cuplajului cu bile 2 asigură transmiterea unor momente de torsiune mari în gabarite diametrale reduse. La un unghi de nutație a roții-satelit 6  $\theta = 1^\circ 30' \dots 3^\circ$ , bilele cuplajului se vor afla permanent în planul bisectorial al acestui unghi. Astfel, va fi asigurată uniformitatea mișcării arborelui condus.



**Figura 9.51.** Multiplicatorul precesional  $K-H-V$  al microhidrocentralei: a) proiect tehnic; b) mecanism de transformare a mișcării; c) cuplaaj cu bile

## 9.9 Electromodule precesionale pentru aparate cosmice de zbor

Industria aerospațială se confruntă cu probleme acute privind limitările de spațiu și de masă (transportarea în cosmos pe orbită joasă a 1 kg al obiectului spațial costă aproximativ 20.000 Euro, iar pe orbite heliostaționare – 80.000 – 100.000 Euro), de aceea este domeniul în care microsistemele sunt cele mai solicitate. Microsistemele electromecanice (MSEM) în industria aerospațială sunt folosite pentru: instrumentația cabinelor aparatelor de zbor; acționarea subsistemelor microsateliților; sisteme de comandă și control; sisteme de dirijare inerțială cu microgiroscoape și accelerometre; sisteme de putere integrate cu celule fotovoltaice; sisteme de propulsie reactivă prin trastere etc.



Câteva avantaje esențiale ale TPC, și anume precizia cinematică înaltă (30–40 sec. unghiulare), capacitatea portantă înaltă a contactului convex-concav al dinților, multiplicitatea absolută a angrenării dinților  $\varepsilon = 100\%$ , au determinat cooperarea Universității Tehnice a Moldovei cu Institutul de Cercetări Cosmice din Federația Rusă, cu Asociația de Cercetare și Producție *Kometa* și cu întreprinderea militară nr. 14806 Krasnoiarsk, Federația Rusă, privind elaborarea mecanismelor de acționare a componentelor tehnicii cosmice în baza transmisiilor precesionale cu precizie cinematică înaltă, cu masă și gabarite reduse. Deoarece lubrifianții lichizi nu pot fi utilizați în spații vidate, un alt avantaj al funcționării TPC în vid este posibilitatea fabricării roților dințate din pulberi metalice cu conținut de lubrifianți solizi ( $MoS_2$ , grafit ș.a.).

În cadrul proiectelor de cercetare-dezvoltare cu înregistrare de stat nr. GP 01840010860, nr. inv. 2890022721, M., 1988<sup>4</sup>; nr. GP 01840010860, nr. inv. 02871143025, M., 1986<sup>5</sup> au fost elaborate 3 tipodimensiuni de module electromecanice precesionale pentru tehnica cosmică de zbor, care s-au finalizat cu fabricarea mostrelor experimentale în conformitate cu documentația tehnică elaborată la UTM. În baza unui contract economic cu întreprinderea din Krasnoiarsk, la întreprinderea *Sciotmaș* din Chișinău a fost fabricată din materialele beneficiarului mostra de bord a modulului electromecanic precesional pentru stația cosmică de zbor interplanetar *Vega* [8, 9, 10].

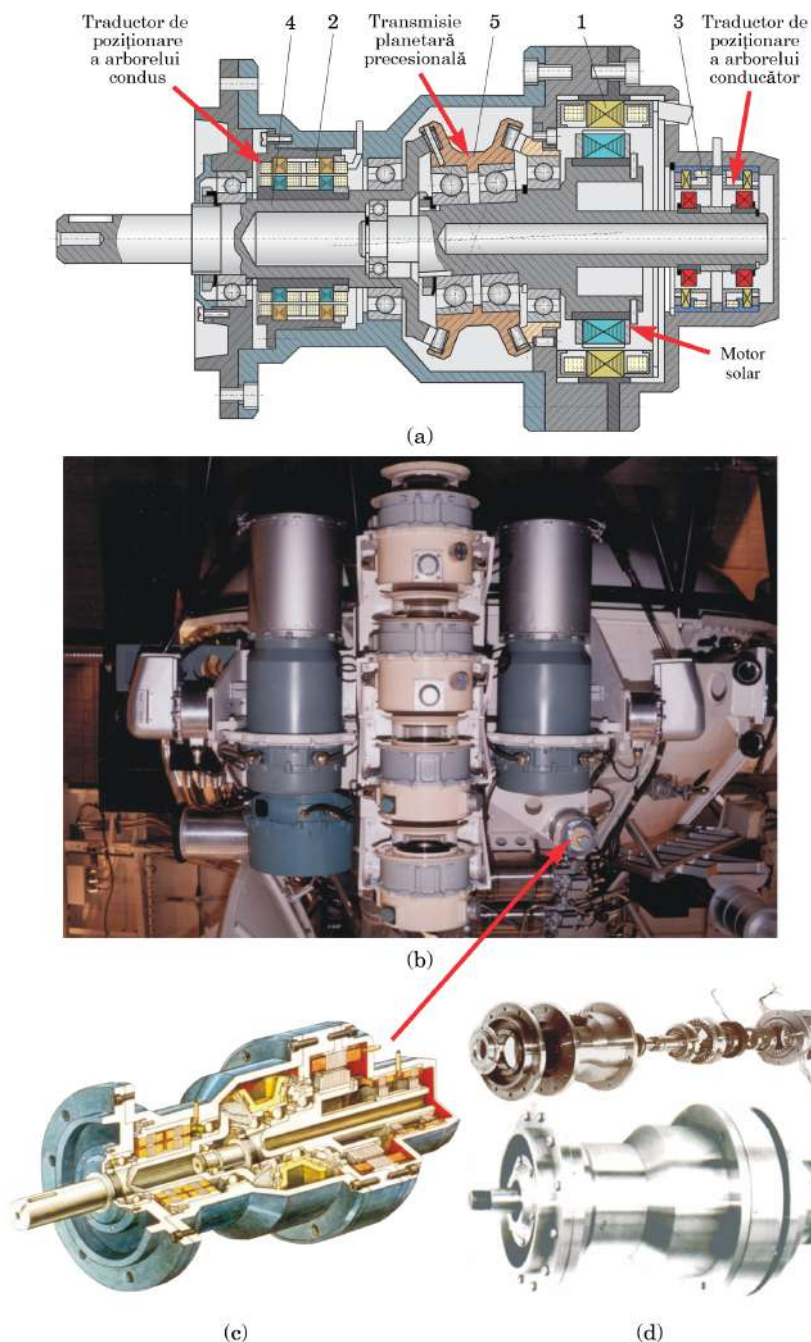
### 9.9.1 Electromodule precesionale pentru acționarea platformei SCAN a aparatului cosmic de zbor ( $T = 95 Nm$ , $i = -299$ )

Precizia cinematică înaltă, masa și dimensiunile de gabarit reduse (parametri extrem de importanți pentru aparatele cosmice de zbor), asigurate de posibilitățile cinematice largi și capacitatea portantă ridicată a transmisiilor planetare precesionale, au deschis mari oportunități de utilizare a lor în structura diferitor mecanisme de acționare pentru aparatele cosmice de zbor. La solicitarea ACP *Kometa* (or. Moscova, Federația Rusă), în baza schemei structurale a transmisiei precesionale de tip  $2K-H$ , au fost elaborate modulele electromecanice în două variante: cu angrenaj multipar cu bolțuri (fig. 9.52) și dințat (fig. 1.17) [8, 9].

Modulul din figura 9.52 include electromotorul solar 1 *DMB120-1-0, 2-2*, traductorii *VT60-12-0, 4-0, 16* (2 și 3) de control al poziției arborelui condus 4 al reductorului precesional 5. Multiplicitatea angrenării  $\varepsilon = 100\%$  și profilul dinților convex/concav generat prin rostogolire-rolare spațială conform

<sup>4</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>5</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”



**Figura 9.52.** Modul electromecanic precesional pentru acționarea (urmează și controlul cu precizie înaltă) a platformei de scanare a aparatului cosmic de zbor: a) proiect tehnic; b) stația cosmică VEGA 6; c) model 3D; d) imaginea prototipului industrial fabricat la uzina *Sciotmaș*

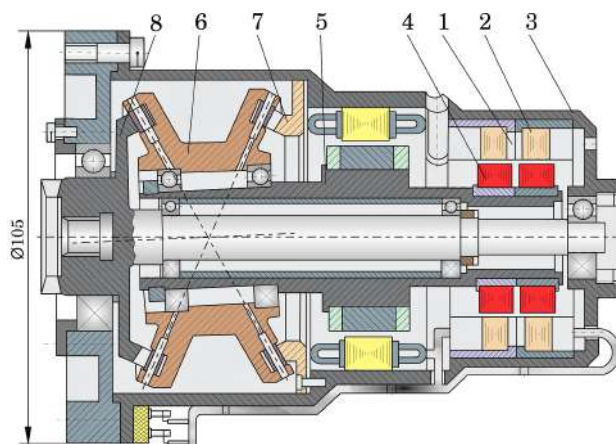
condiției legii fundamentale a angrenării  $\omega_1/\omega_2 = const$  asigura transmisiei transformarea mișcării cu precizie înaltă (v. p. 8.2).

Caracteristicile tehnice ale mecanismului precesional de poziționare a componentelor aparatelor de zbor cosmic prezentat în figura 9.52 sunt: raportul de transmitere  $i = -299$ ; randamentul mecanic  $\eta = 0,75$  la sarcina nominală  $T = 95 Nm$ , momentul de pornire  $T_p = 320 g$  cu prestrângere în angrenaj (pentru a evita jocul); rigiditatea torsionară  $-1,5 \cdot 10^5 Nm/rad$ ; precizia cinematică  $\Delta\varphi = 60''$ . Angrenajul este ireversibil și fără joc.

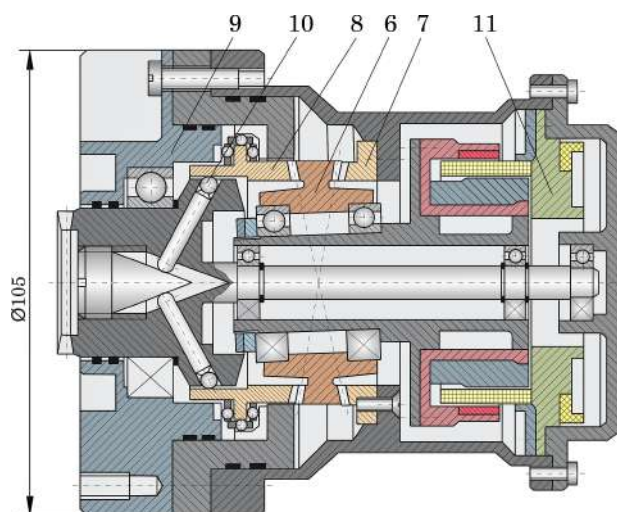
### 9.9.2 Module electromecanice precesionale de acționare a mecanismelor sateliților geostaționari ( $P = 0,08 kW$ ; $i = -840$ ; $i = -2115$ )

Modulele electromecanice au fost elaborate, ca și în cazul precedent, în baza transmisiei precesionale de tip  $2K-H$  în două variante: cu angrenaj multipar *rolă - dinte* (fig. 9.53 a, c) și cu angrenaj convex-concav *dinte - dinte* (fig. 9.53 b, d). Modulul din figura 9.53 (a) [8, 9, 10] include un electromotor special 1 cu puterea  $P = 0,08 kW$ , alimentat de la panouri PV cu destinație cosmică (rezistente la radiația cosmică), al cărui stator 2 este fixat în corpul 3, rotorul 4 fiind instalat pe arborele-manivelă tubular 5. Pe arborele-manivelă 5 este amplasată roata-satelit 6, ale cărei coroane cu bolțuri se angrenează cu dinții roților centrale fixă 7 și mobilă 8. Raportul de transmitere este  $i = -840$ , realizat prin configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1(Z_7) = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 29$ ,  $Z_4(Z_8) = 28$ ,  $\delta = 25^\circ$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$ .

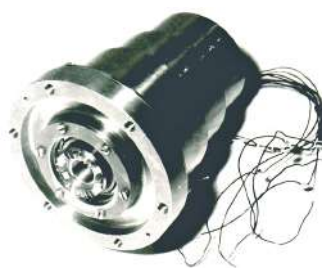
În figura 9.53 (b), (d) este prezentat modulul electromecanic precesional cu raportul de transmitere  $i = -2115$  pentru acționarea antenelor sateliților geostaționari. Raportul de transmitere  $i = -2115$  se asigură prin configurația parametrică  $[Z_g - \theta, -1]$ :  $Z_1 = 46$ ,  $Z_2 = 47$ ,  $Z_3 = 46$ ,  $Z_4 = 45$ ,  $r = 1,7 mm$ ,  $\delta = 6^\circ$ ,  $\theta = 1,4^\circ$ ,  $R_m = 31,2 mm$ . Roata-satelit 6 este executată din pulberi metalice prin sinterizare, utilizând metoda presării duble. Roata mobilă 8 este legată cu arborele condus 9 printr-un cuplaj de siguranță cu bile 10. În partea opusă a modulului este fixat traductorul de dirijare 11 a poziționării arborelui condus 9. În p. 1.2.4.2 este prezentată descrierea construcției modulului și a specificului geometriei contactului dinților. Proiectarea modulelor a fost efectuată la UTM la solicitarea Institutului de Cercetări Cosmice din Moscova, în cadrul proiectului auxiliar de cercetare-dezvoltare ГР 01840010860, inv. nr. 2871143025-M, 1986.



(a)



(b)



(c)



(d)

**Figura 9.53.** Module electromecanice precesionale pentru acționarea componentelor aparatelor cosmice de zbor: a, b) proiecte tehnice; c, d) imagini ale prototipurilor industriale fabricate la uzina *Sciotmas*

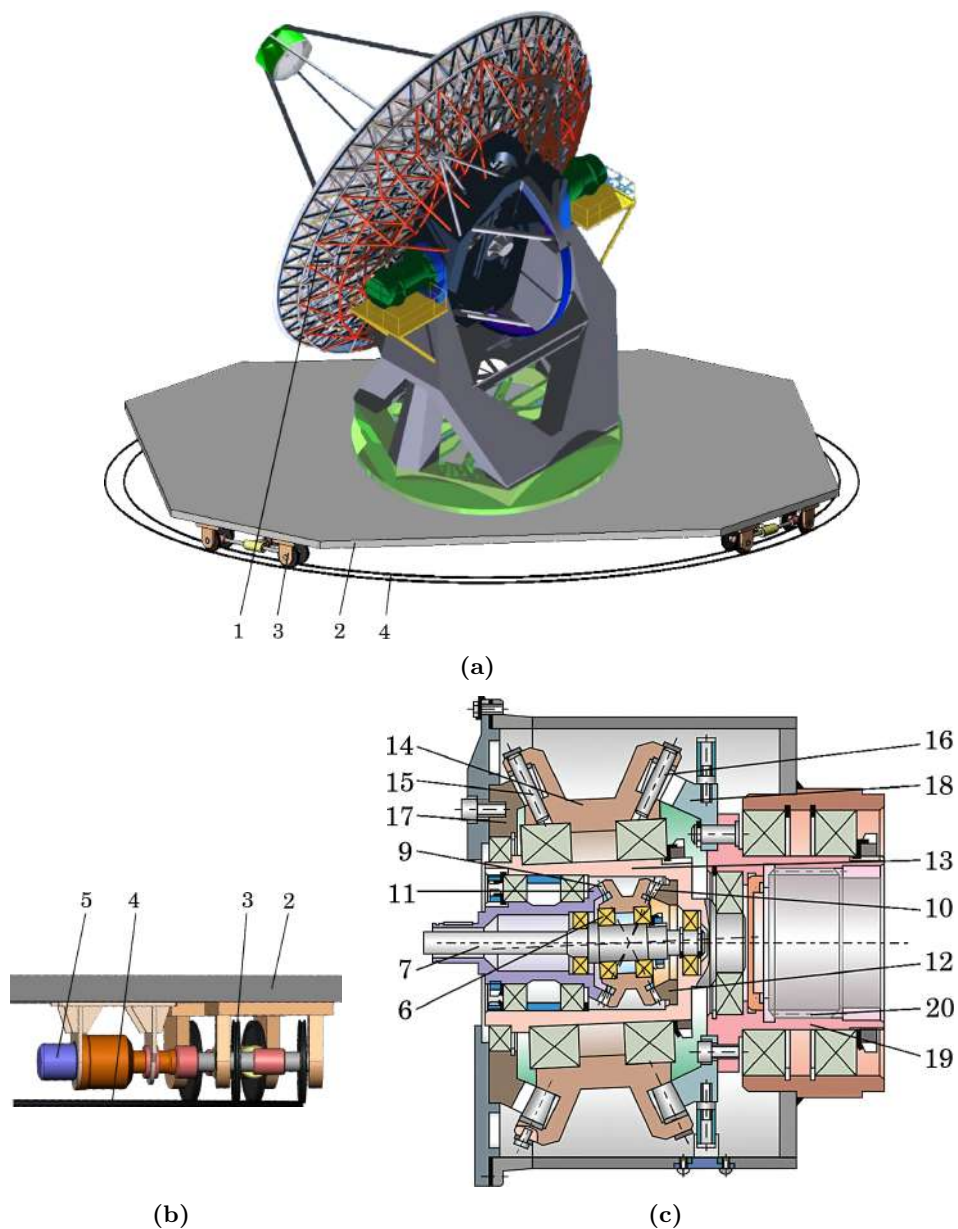
### 9.10 Mecanism precesional de acționare a sistemului de orientare a radarului ( $T = 245.000 Nm$ , $i = 12.960.000$ )

Unicitatea transmisiei planetare precesionale constă de asemenea în posibilitatea **realizării rapoartelor de transmitere foarte mari**. Datorită acestui avantaj, în anul 1989, specialiștii de la Universitatea Tehnică de Stat *N. Bauman* din Moscova au propus caietul de sarcini pentru elaborarea unei transmisii precesionale cu structura cinematică ce ar asigura realizarea raportului de transmitere de peste 10.000.000 pentru acționarea radarului din Krasnoiarsk, componentă a scutului antirachetă cu acoperirea regiunii Moscova, FR. În acest scop, a fost realizată o schemă structurală complexă nouă de transmisie precesională de tipul  $3K-2H$  cu raportul 12.960.000, prezentată în figura 2.14 (a) care a fost transmisă beneficiarului pentru coordonare.

Acest mecanism de acționare în baza TP era destinat să asigure rotirea radarului prezentat în figura 9.54 (a) în jurul axei sale pe o cale ferată circulară cu diametrul de 40 m (cu orientare la Steaua Polară), cu o rotație pe an la rotirea continuă a patru motoare electrice cu turația de  $1370 \text{ min}^{-1}$ . În luna martie a anului 1990 însă, conform înțelegerii din decembrie 1989 dintre URSS și SUA de la Reykjavik, Islanda, radarul a fost conservat.

În 1990, parafa secret de stat “Uz de serviciu” și-a pierdut proiecția și ca urmare schema structurală elaborată a fost publicată în [9].

Sistemul de orientare al radarului 1 presupune orientarea lui univocă în spațiu în raport cu Universul stelar și include platforma 2, pe care este fixat radarul 1, instalată prin intermediul a patru boghiuri 3 pe o cale ferată 4 cu diametrul de 40 m (fig. 9.54 a). Radarul trebuia să facă o rotație completă în jurul axei sale pe parcursul unui an. Necesitatea unei precizii mari de poziționare a radarului în raport cu Universul stelar și a funcționării continue fără staționare presupunea cerințe cinematice și de precizie foarte înalte față de mecanismul de acționare. Posibilitățile cinematice extrem de largi (până la  $i = 14.000.000$ ) oferite de schema structurală a transmisiei precesionale complexe (fig. 2.14 a), de rând cu fiabilitatea înaltă, comparativ cu transmisiile armonice, cu un element deformabil, au asigurat elaborarea unui mecanism de acționare precesional unic în felul său. Acest mecanism (fig. 9.54) include un motor electric 5, rotorul căruia este legat cu arborele-manivelă 6 al primei trepte 7 a TP, care comunică mișcare de precesie blocului-satelit 8. Coroanele danturate 9 și 10 ale roții-satelit 8 se angrenează cu roțile dințate fixă 11 și mobilă 12. Mișcarea de rotație redusă în prima treaptă este transmisă carcasei rotitoare 13, executate cu suprafața cilindrică exterioară înclinată, care servește pentru transformarea mișcării de rotație reduse a carcasei rotitoare 13 în mișcare sferospațială a roții-satelit 14 a treptei a doua.



**Figura 9.54.** Mecanism de acționare a radarului sistemului de apărare antirachetă cu motoreductor precesional  $2K-H$  în două trepte : a) radar în format 3D; b) schema de instalare a motoreductorului precesional; c) proiect tehnic

Coroanele cu bolțuri 15 și 16 ale blocului-satelit 14 se angrenează cu roțile dințate fixă 17 și mobilă 18, asigurând o mișcare de rotație redusă dublă (în comparație cu turațiile rotorului motorului electric) arborelui condus 19, legat printr-un cuplaj cu caneluri 20 cu axul boghiului 3. Astfel, arborele condus 19 va efectua o mișcare de rotație cu raportul de reducere:

$$i = \frac{Z_9 Z_{12} Z_{15} Z_{18}}{Z_{11} Z_{10} (Z_{11} Z_{16} - Z_{15} Z_{18}) - Z_9 Z_{17} (Z_{11} Z_{16} - Z_{15} Z_{18})}, \quad (9.4)$$

unde  $Z_9$ ,  $Z_{10}$ ,  $Z_{11}$  și  $Z_{12}$  sunt numerele de dinți ai coroanelor danturate 9 și 10 ale roții-satelit 8 și ai roților centrale fixă 11 și, respectiv, mobilă 12 ale primei trepte,  $Z_{15}$ ,  $Z_{16}$ ,  $Z_{17}$  și  $Z_{18}$  sunt numerele de dinți ai coroanelor cu bolțuri 15 și 16 ale roții-satelit 14 și ai roților centrale fixă 17 și, respectiv, mobilă 18 ale celei de a doua trepte.

Astfel, acest mecanism de acționare precesional, având numărul de dinți, de exemplu,  $Z_{11} = 59$ ,  $Z_{16} = Z_{10} = 61$ ,  $Z_{15} = Z_{18} = Z_9 = Z_{17} = 60$ , asigură obținerea raportului de transmitere  $i = 12.960.000$ .

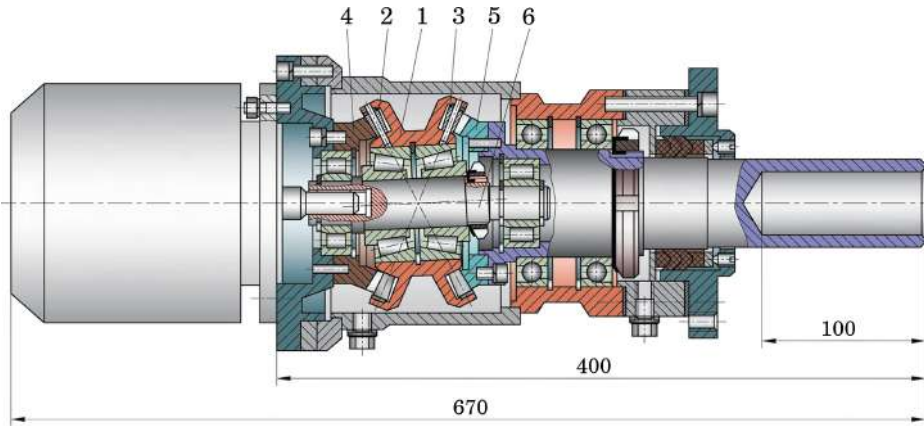
### 9.11 Mecanism cu reductor precesional pentru acționarea centrifugii amestecătorului ( $T = 400 Nm$ , $i = -575$ )

Mecanismul de acționare a centrifugii amestecătorului, prezentat în figura 9.55, a fost proiectat cu destinația pentru industria alimentară, dar poate fi utilizat și în industria chimică sau farmaceutică [15]. Reductorul planetar precesional este elaborat în baza schemei structurale de tip  $2K-H$  cu angrenaj multipar. Roata-satelit 1 include două coroane cu bolțuri, conică 2 și 3, care se angrenează cu dinții roților centrale 4 și 5. Roata-satelit 1 împreună cu arborele-manivelă 6 sunt montați cu autocentrare. Numărul de dinți ai coroanelor danturate angrenate a fost ales conform condiției de respectare a multiplicității angrenării  $\varepsilon = 100\%$ .

Mecanismul de acționare a fost elaborat la solicitarea întreprinderii *Tambovpolimermaș* (or. Tambov, Federația Rusă). Caracteristicile lui tehnice sunt: puterea motorului electric  $P = 0,37 kW$ , turația motorului  $n_m = 1500 min^{-1}$ ; raportul de transmitere al reductorului  $i = -575$ ; momentul de torsiune  $T = 400 Nm$ ; turația arborelui condus  $n_{a.c.} = 2,6 min^{-1}$ .

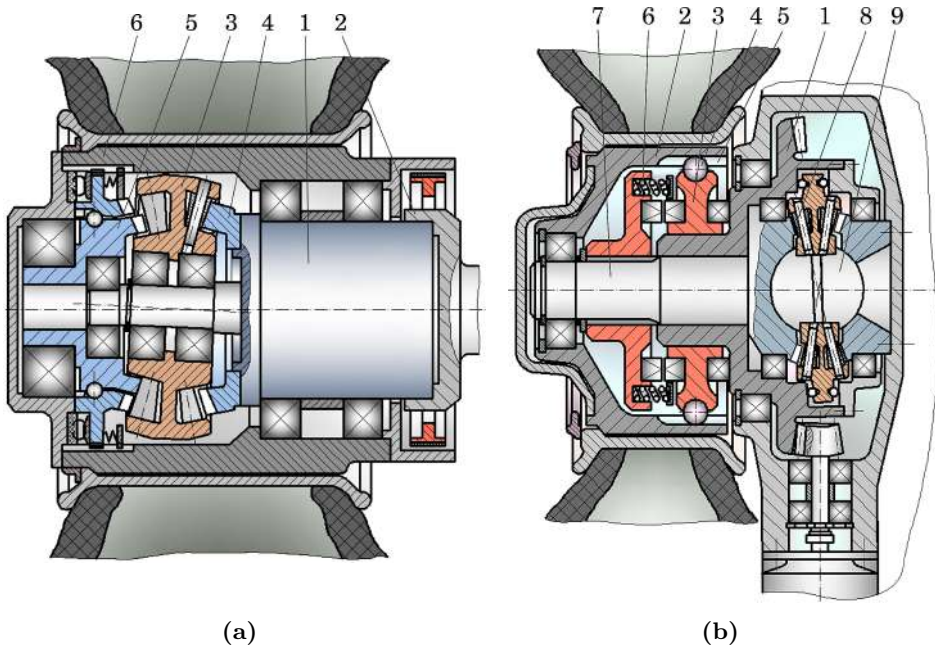
### 9.12 Transmisii precesionale în mijloace de transport

Coaxialitatea arborilor conducător și condus, capacitatea portantă ridicată, masa și gabaritele reduse – toate aceste caracteristici ale transmisiilor precesionale deschid perspective de utilizare în construcția roților-motor ale mijloacelor de transport, mașinilor agricole etc. [133–137, 140, 141]. În



**Figura 9.55.** Mecanism de acționare a centrifugii amestecătorului (proiect tehnic)

figura 9.56 (a) este prezentată o roată-motor [9, 135]<sup>6</sup> care include motorul electric 1 fixat în corpul 2 legat de caroseria mașinii, reductorul precesional 3, a cărui roată centrală 4 este legată cu corpul 2, iar roata centrală condusă 5 – de janta 6 a roții-motor. Principiul de funcționare este similar cu cel al reductoarelor precesionale examinate anterior.



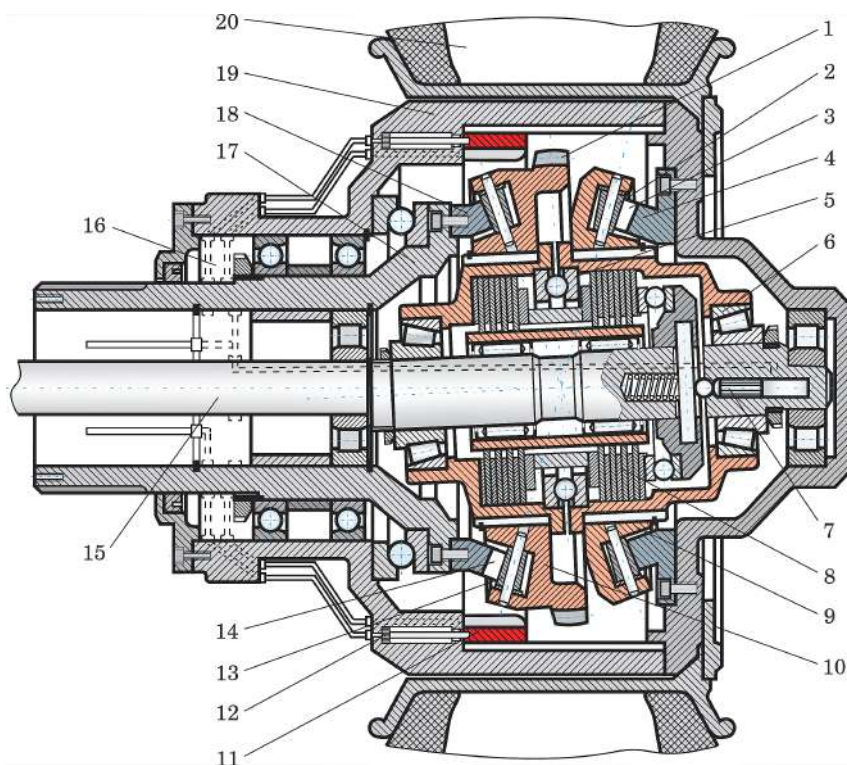
**Figura 9.56.** Roată-motor: (a) cu acționare electrică; (b) cu două viteze

<sup>6</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”



În figura 9.56 (b) este prezentat motoreductorul acționării roții mijlocului de transport [9, 137]<sup>7</sup>, care asigură obținerea a două viteze la roată cu reglare automată a vitezelor, în funcție de sarcină. Prima viteză se obține la cuplarea roții conice 1 cu janta roții mijlocului de transport 2 prin ambreiajul 3 cu bile. Bilele 4 sunt amplasate în canalele înclinate, executate pe partea interioară a jantei 2. La creșterea sarcinii, ambreiajul 3 se deplasează axial, învingând forța de rezistență din arcul 6. Are loc decuplarea roții conice 1 și cuplarea arborelui 7, legat cu roata condusă 8 a reductorului precesional 9. Astfel, se asigură reglarea automată a vitezei unghiulare a roții în funcție de momentul de torsiune la arborele condus.

În figura 9.57 este prezentată secțiunea axială a roții-motor cu șapte regimuri de funcționare. Roata-motor se fixează de carcasa mașinii prin intermediul arborelui condus 17 de formă tubulară. Prin cavitatea arborelui tubular 17 este montat arborele-manivelă 15 cuplat la motorul mașinii.



**Figura 9.57.** Roată-motor cu șapte regimuri de funcționare

Mișcarea de rotație a arborelui-manivelă 15 prin intermediul rulmenților 6 se transformă în mișcare sferospațială a sateliților 9 și 10 care sunt fixați

<sup>7</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

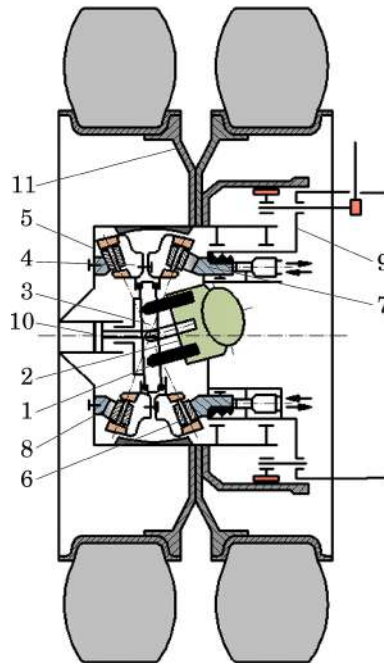
axial cu rulmentul 5. Coroana cu bolțuri 13 se angrenează cu dinții 14 ai roții centrale imobile 18 și comunică satelitului 10 mișcare de rotație redusă în jurul propriei axe, care prin intermediul ambreiajului 8 se transmite satelitului 9. Concomitent coroana cu bolțuri 2, angrenându-se cu dinții 3 ai roții centrale mobile 4, comunică corpului roții 19 și genții 20 mișcare de rotație cu reducerea:

$$i = -\frac{Z_2 Z_{14}}{Z_3 Z_{13} - Z_2 Z_{14}},$$

unde  $Z_2$ ,  $Z_3$ ,  $Z_{13}$ ,  $Z_{14}$  sunt numerele de dinți ai roților respective 2, 3, 13 și 14. La conjugarea dată, ambreiajul 8 este cuplat, iar coroanele dințate 11 și 1 ale satelitului 10 sunt decuplate.

În cazul în care coroanele dințate 1 și 11 sunt angrenate cuplând și decuplând ambreiajul 8, roții-motor  $i$  se comunică mișcare de rotație cu șapte regimuri, inclusiv frânare, blocare și rotire liberă. Cuplarea și decuplarea ambreiajului 8 se efectuează prin intermediul conectorului 16 și pistonului 7, iar a coroanelor 1 și 11 – cu pistoanele 12.

Roțile-motor cu acționare hidraulică prezintă un interes deosebit. O roată-motor de acest tip este redată în figura 9.58 [136]<sup>8</sup>.

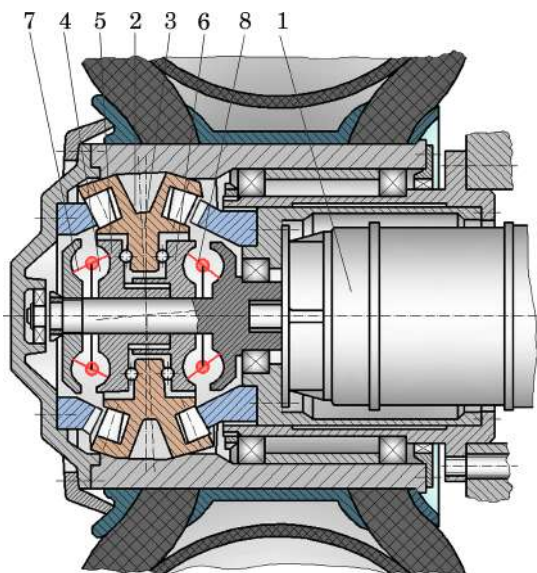


**Figura 9.58.** Roată-motor cu acționare hidraulică

<sup>8</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

Pistoanele 1 ale hidromotorului 2 acționează asupra discului înclinat 3, amplasat pe corpuri de rulare în butucul blocului-satelit 4, ale cărui coroane cu bolțuri 5 și 6 se angrenează cu roțile centrale 7 și 8. Roata 7 este legată de corpul 9 cu posibilitate de deplasare axială, fiind în stare angrenată numai în cazuri de necesitate (la funcționare sub sarcină) și fiind decuplată în cazul cursei libere. În cazul funcționării roții-motor sub sarcină redusă, discul înclinat 3 este legat, prin mecanismul de legătură 10, direct cu janta 11 a roții-motor.

Pentru reglarea continuă a vitezei mijlocului de transport se propune roata-motor [133]<sup>9</sup> din figura 9.59, care include motorul electric 1, reductorul precesional 2, în butucul blocului-satelit 3 fiind amplasată transmisia toroidală dublă cu frecare de rulare 4. Între suprafețele frontale înclinate ale discurilor 5 și 6 este amplasat, pe corpuri de rulare, discul butucului blocului-satelit 3. Reglarea continuă a vitezei de rotație a roții-motor se efectuează prin varierea poziției roților 7 și 8. Mișcarea de rotație variabilă redusă a discurilor 5 și 6 se transformă în mișcare de precesie a blocului-satelit 3, fiind redusă suplimentar în angrenajul precesional.

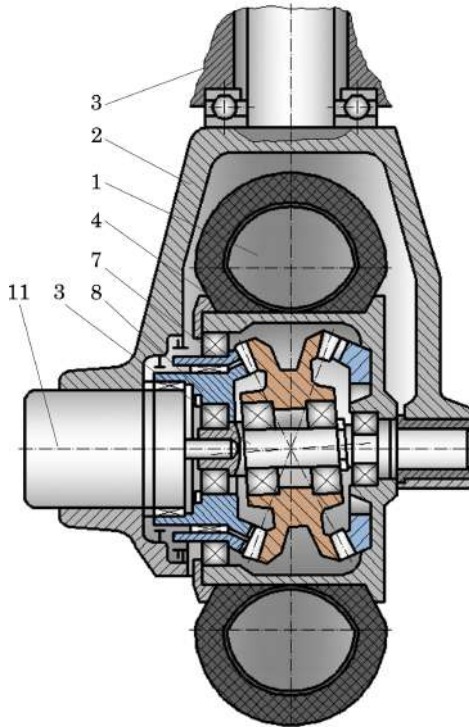


**Figura 9.59.** Roată-motor cu acționare electrică cu variație continuă a vitezei

Pentru minitehnica agricolă prezintă interes roata-motor [13] prezentată în figura 9.60. Roata-motor 1 încorporată în furca 2 a mașinii de lucru 3.

Roata-motor include obada 4, în care sunt amplasate electromotorul 5 și reductorul precesional 6, cu două viteze. Vitezele se schimbă prin frânarea consecutivă a roților centrale 7 și 8.

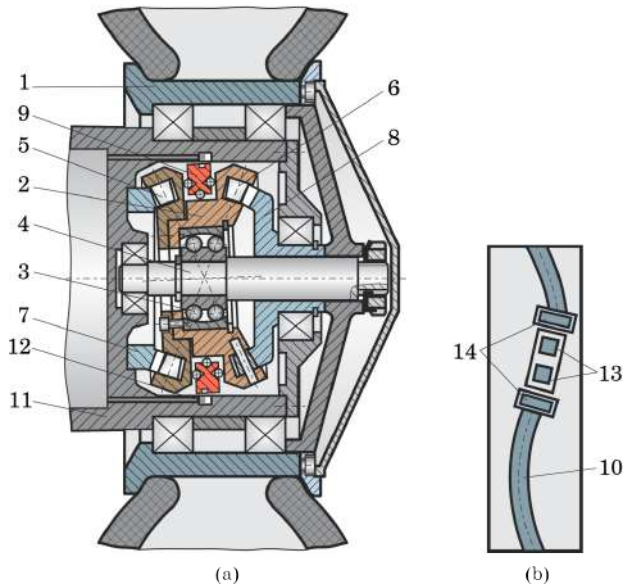
<sup>9</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"



**Figura 9.60.** Roată-motor cu acționare electrică cu două viteze

Roata-motor din figura 9.61 este destinată acționării mijloacelor de transport de putere redusă, de exemplu – a electromobilelor ușoare [13]. În janta 1 a roții-motor este amplasat satelitul 2, instalat prin intermediul unui rulment sferic 3 pe arborele 4, legat rigid cu janta 1. Coroanele cu bolțuri 5 și 6 ale satelitului 2 se angrenează cu dinții roților centrale 7 și 8. Între coroanele cu bolțuri 5 și 6 ale satelitului 2, pe corpuri de rulare este situat discul vibromotorului 9, pe suprafața cilindrică a căruia este executată canelura sinusoidală 10 (fig. 9.61 b), perioada sinusoidii căreia corelează cu amplitudinea angrenării bolțurilor 5 și 6 cu dinții roților centrale 7 și 8. În carcasa reductorului 11 sunt plasați uniform pe circumferință cel puțin trei convertori piezoelectrice 12, care includ generatoarele de oscilații longitudinale 13 și transversale 14. La alimentarea cu energie electrică a generatoarelor de oscilații longitudinale 13 și transversale 14, ultimele generează oscilații longitudinale și transversale, care deplasează axial și circular discul vibromotorului 6 astfel ca porțiunile canelurii sinusoidale 10 să coincidă cu liniile de acțiune ale câmpurilor vibraționale produse de generatoarele 13 și 14. Deplasările axiale ale discului vibromotorului 6, generate consecutiv de cei trei convertori piezoelectrice 12, se transmit

satelitului 2, impunându-l să efectueze mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie (intersecția axelor bolțurilor 5 și 6 ale satelitului 2). Principiul de funcționare este similar cazurilor descrise anterior.



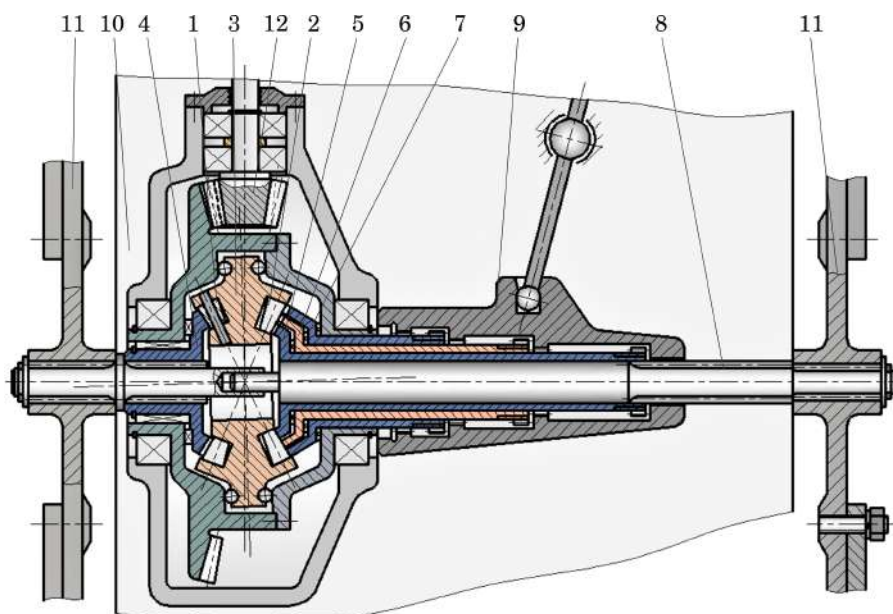
**Figura 9.61.** Roată-motor cu acționare piezoelectrică

În figura 9.62 (a) [135]<sup>10</sup> este prezentată puntea motoare a mijlocului de transport, care asigură obținerea a trei viteze (directe și inverse).

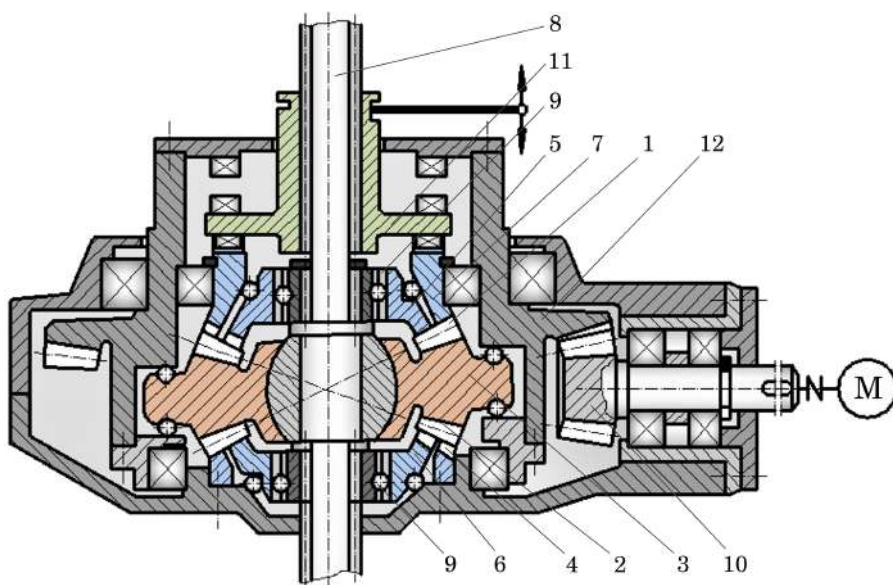
Fiecare dintre cele două coroane cu bolțuri 1 și 2 ale satelitului 3 se angrenează cu roata dințată centrală 4 și, respectiv, cu roțile dințate centrale 5, 6 sau 7, care au un număr de dinți diferit. Numerele dinților coroanelor cu bolțuri 1 și 2 și ai roților dințate 5 și 6 sunt alese din condiția ca roțile dințate centrale 5 și 6, legate permanent cu arborele punții 8 prin intermediul ambreiajelor de cursă liberă 9, să se rotească cu aceeași viteză unghiulară. Roata dințată centrală 4 este legată rigid de corpul punții 10, iar roata dințată centrală 7 poate fi cuplată prin intermediul ambreiajului 11 cu arborele punții 8. Roata dințată conică 12 poate fi cuplată de asemenea cu arborele punții 8 prin intermediul aceluiași ambreiaj 11. Astfel, pot fi obținute 3 mișcări de rotație cu raport de reducere diferit. Mișcarea de rotație redusă a roților centrale 5 și 6 se transmite simultan arborelui 8 prin 2 fluxuri, ceea ce asigură creșterea capacității portante a mijlocului de transport la viteze și sarcini mari.

Prin puntea motoare din figura 9.62 (b) [13] putem obține patru viteze diferite (directe și inverse). Coroanele danturate 1 și 2 ale satelitului 3 se

<sup>10</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"



(a)



(b)

Figura 9.62. Punte motoare cu 3 viteze (a) și punte motoare cu 4 viteze (b)

angrenează corespunzător cu roata centrală fixă 4 și, respectiv, cu roțile centrale dințate conduse 5, 6 și 7, legate consecutiv cu arborele punții 8 prin intermediul ambreiajelor 9 și 11. Ambreiajul 11 se poate cupla cu arborele punții 8, precum și cu roata dințată conică 12, obținându-se patru viteze.

### 9.13 Reductorul principal precesional al elicopterului

Capacitatea portantă înaltă, asigurată de multiplicitatea absolută a angrenării dinților, masa și gabaritele reduse, inclusiv particularitățile constructiv-funcționale specifice, deschid perspective largi de utilizare a transmisiilor planetare precesionale în construcția aparatelor de zbor. În figura 9.63 este prezentat reductorul principal al elicopterului [138]<sup>11</sup>, care include corpul 1, pinioanele conice 2, care se angrenează cu roata dințată conică 3. În butucul roții conice 3, între flanșele înclinate 4, este montată pe corpuri de rostogolire roata-satelit 5, care se angrenează dintr-o parte cu roata dințată centrală 6, fixată în corpul 1, iar din alta – cu două roți dințate centrale 7 și 8, cuplate de arborii elicelor 9 și 10. Pinioanele conice 2 sunt antrenate în mișcare de rotație de motoarele 13. Ca rezultat al angrenării roților dințate centrale 7 și 8 cu una și aceeași coroană cu bolțuri a satelitului 5 cu coraportul numerelor de dinți conjugați  $Z_7 = Z_5 - 1$  și  $Z_8 = Z_5 + 1$  sau  $Z_7 = Z_5 + 1$  și  $Z_8 = Z_5 - 1$ , arborii elicelor 9 și 10 vor fi antrenate în mișcări reduse de rotație în sensuri opuse, asigurând forța necesară de ridicare a elicopterului. În scopul diminuării frecării de alunecare, sprijinele sferice 12 ale satelitului 5 și bolțurile conice 11 ale coroanelor satelitului 5 sunt montate pe corpuri de rostogolire radial-axiale.

### 9.14 Variatoare cu transmisii planetare precesionale

Particularitățile constructive ale transmisiilor planetare precesionale asigură elaborarea unor variatoare compacte, având la bază scheme structurale precesionale distincte sau o sinteză a schemelor structurale precesionale cu scheme structurale ale altor transmisii mecanice. Datorită simplității constructive, prezintă interes schema structurală a variatorului precesional cu roți de fricțiune, prezentată în figura 9.64 [13].

Suprafața interioară a corpului  $a$  și cea a arborelui condus  $b$  sunt executate sferice și coaxiale. Suprafețele elementelor de fricțiune  $g_1$  și  $g_2$  ale satelitului, care vin în contact cu suprafețele sferice respective ale carcusei  $a$  și arborelui condus  $b$ , descriu de asemenea o sferă și sunt asamblate cu compensare axială. Satelitul  $g$  dintr-o parte, având butucul cu suprafața

<sup>11</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

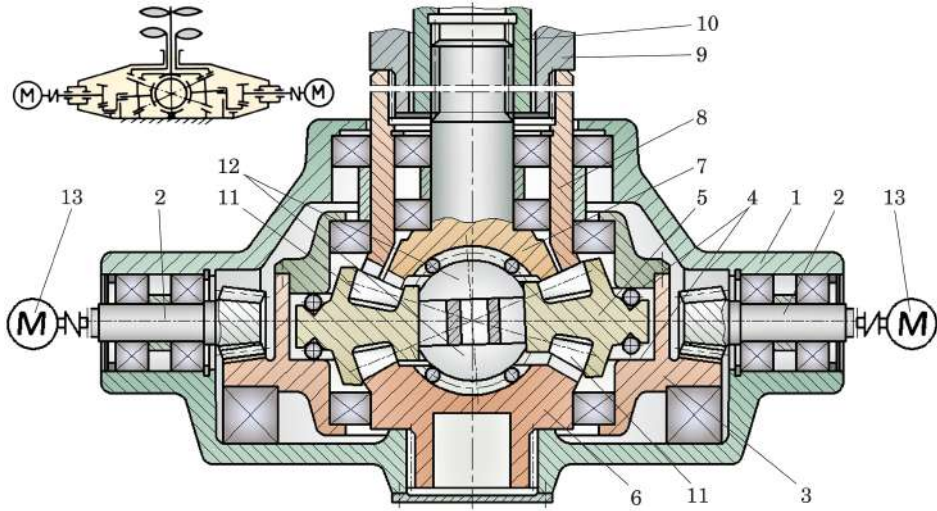


Figura 9.63. Reductorul principal al elicopterului

exterioară sferică, este instalat pe suprafața corespunzătoare a elementului condus  $b$ , fiind antrenat din partea opusă de portsatelitul reglabil  $H$ . Ultimul este executat în forma unei bușe excentrice 1, montate pe porțiunea excentrică 2 a arborelui conducător 3. Prin deplasarea manivelei 4 are loc deplasarea unghiulară a bușei 1 în raport cu excentricul 2, reglând astfel mărimea excentricității totale a portsatelitului  $H$ .

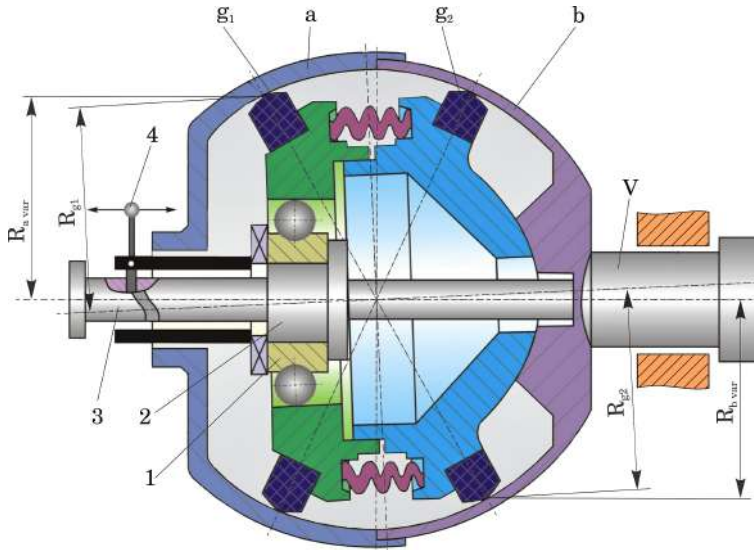


Figura 9.64. Variator planetar precesional cu fricțiune

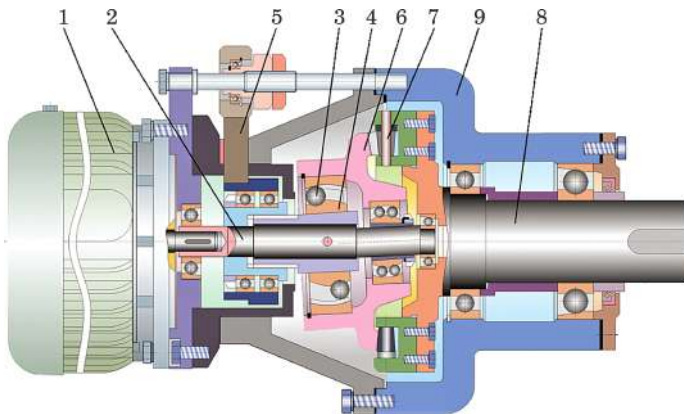


Variația excentricității totale a portsatelitului  $H$  asigură variația razelor  $R_{g_1}$ ,  $R_a$  și  $R_{g_2}$ ,  $R_b$  ale căilor de rulare. Raportul de transmitere este:

$$i = -\frac{R_{g_1} R_b}{R_a R_{g_2} - R_{g_1} R_b}. \quad (9.5)$$

Deoarece diferența razelor căilor de rulare  $R_{g_1} - R_a$  și  $R_{g_2} - R_b$  poate fi foarte mică (egală cu zero în cazul excentricității totale  $l_\Sigma = 0$ ), este posibilă realizarea unor rapoarte de transmitere foarte mari (0 – 10.000). Pentru reducerea alunecărilor geometrice și a patinărilor, elementele de fricțiune  $g_1$  și  $g_2$  sunt executate cu compensare axială (prin arcuire).

În figura 9.65 este prezentată secțiunea axială a variatorului cu angrenare (a) și mostra experimentală (b). Variatorul cu angrenare este o sinteză a transmisii elicoidale cu bile și a TPP de tip  $K-H-V$  [13].



(a)



(b)

**Figura 9.65.** Variator elicoidal-precesional cu angrenare: a) secțiune axială; b) mostră experimentală

La baza sintezei acestor transmisii se află următoarea idee: dacă raportul de transmitere al transmisiei elicoidale se determină prin relația  $i_{4,6}^3 = \operatorname{tg} \alpha_{4var} / \operatorname{tg} \alpha_6$ , unde  $\alpha_4$  este unghiul dintre tangenta dusă la curba sinusoidală a canalului executat pe suprafața exterioară a bușei conducătoare 4 și planul de simetrie al sinusoidei, iar  $\alpha_6$  este unghiul de înclinare a canalelor executate pe suprafața interioară a bușei conduse, legate rigid cu roata-satelit dințată 6, atunci, asigurând varierea unuia dintre cele două unghiuri, se obține varierea raportului de transmitere sumar. Pentru asigurarea posibilității schimbării unghiului de înclinare a bușei conducătoare 4, bușca este executată cu suprafața exterioară sferică, este instalată pe o altă bușcă cu suprafața exterioară înclinată, al cărei unghi de înclinare poate fi variat prin mecanismul 5. Ambele bușce sunt legate cu arborele-motor 2.

Totodată, suprafața interioară a bușei conduse, legate cu roata-satelit dințată 6 a transmisiei precesionale, este executată sferic și pe ea sunt realizate canale înclinate. În canalele bușei conducătoare și celei conduse ale unui separator legat rigid cu carcasa sunt amplasate bilele 3. Este de menționat că bușca cu suprafața înclinată, bușca conducătoare 4, bilele 3 și bușca condusă 6 sunt amplasate în butucul roții-satelit 6 a transmisiei precesionale cu o excentricitate valoarea căreia este proporțională cu amplitudinea angrenării dinților roții-satelit 6 cu bolțurile 7 ale roții centrale, legate rigid cu arborele condus 8. Raportul de transmitere al mecanismului se determină din relația  $i_{\Sigma} = i_{4,6}^3 i_{3,7}^6$ , unde  $i_{4,6}^3 = \operatorname{tg} \alpha_{4var} / \operatorname{tg} \alpha_6$  este raportul de transmitere al transmisiei elicoidale cu bile, în care  $\alpha_{4var}$  și  $\alpha_6$  sunt unghiurile de înclinare ale canelurii sinusoidale executate pe suprafața exterioară sferică a bușei conducătoare și, respectiv, a canelurilor înclinate realizate pe suprafața sferică interioară a bușei conduse 6;  $i_{3,7}^6$  – raportul de transmitere al TPP.

În figura 9.66 este prezentată construcția unui variator precesional cu discuri de fricțiune [128], în baza căruia a fost elaborată construcția unei roți-motor pentru tehnica de transport [9, 141]<sup>12</sup>.

Coroanele cu bolțuri 1 și 2 sunt montate pe tuburile 3 și 4 printr-un ajustaj cu strângere pe rulmentul axial cu bile 5. În interiorul tuburilor 3 și 4 sunt amplasate variatoarele cu discuri de fricțiune 6 și 7, montate pe rulmenți cu ace 8 pe manivela 9. Reglarea funcționării variatoarelor cu discuri se efectuează acționând prin tija 11 și flanșa 10. Transmiterea momentului de torsiune de la arborele-manivelă 9 la arborele condus 12 se realizează prin apăsarea discurilor variatoarelor 6 și 7.

În figura 9.67 este prezentată o combinație a variatorului toroidal 1 cu transmisia precesională 2 [13, 129]<sup>13</sup>.

<sup>12</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>13</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

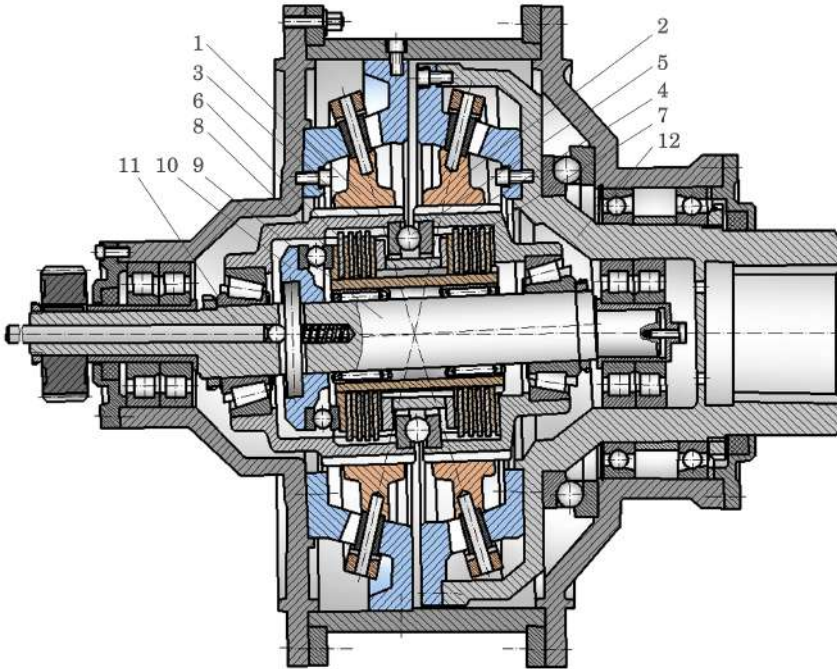


Figura 9.66. Variator precesional cu discuri de fricțiune

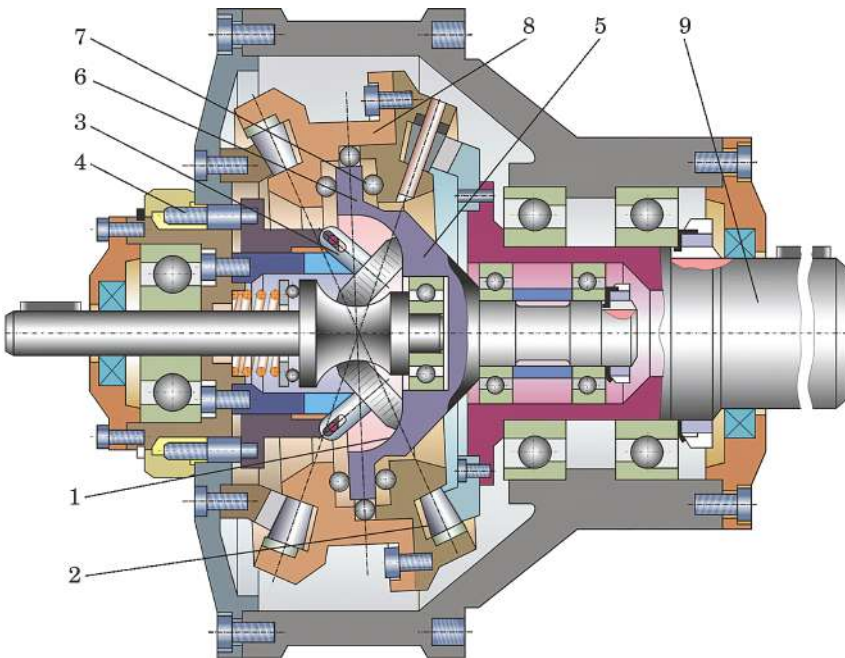


Figura 9.67. Variator toroidal precesional

Valoarea unghiului de înclinare a axei rozelor 3 se modifică prin mecanismul cu filet 4. Mișcarea de rotație redusă a discului condus 5 se transformă, prin intermediul flanșei înclinată 6 și al corpurilor de rulare 7, în mișcare sferospațială a satelitului 8 al transmisiei precesionale 2. Astfel, arborele condus 9 se va roti cu un raport de reducere variabil  $i_{\Sigma} = i_{tvar} \cdot i_p$ , unde  $i_{tvar}$  este raportul variabil al variatorului toroidal  $i_{tvar} = -R_2/R_1$ ,  $R_2$  este raza punctului de contact al rolei 3 cu discul toroidal condus 5;  $R_1$  – raza punctului de contact al rolei 3 cu arborele conducător;  $i_p$  – raportul de transmitere al reductorului precesional de tip  $2K-H$ . Capacitatea portantă a variatorului este destul de înaltă și e determinată de faptul că variatorul toroidal cu fricțiune și capacitate portantă redusă este amplasat la intrare, iar reductorul precesional cu angrenare cu capacitate portantă ridicată se află la ieșire.

### 9.15 Hidromotoare cu transmisii precesionale $2K-H$

În mecanismele de acționare de putere ale mașinilor cu reglare lină a momentului de torsiune și a vitezei, capătă o răspândire tot mai largă hidromotoarele, care adaugă tehnicii contemporane funcții și calități noi. Actualmente, în practica proiectării mașinilor cu acționări hidraulice, în scopul obținerii unor momente de torsiune mari la gabarite mici, masă și presiuni joase ale lichidului, hidromotoarele sunt agregatizate cu reductoare prin sintetizare structurală.

În hidromotoarele din figurile 9.68–9.72, prin sinteză constructivă sunt combinate două funcții distincte: a hidromotorului și a reductorului precesional. Această sinteză asigură posibilitatea de a micșora simțitor masa și gabaritele, de a spori momentul de torsiune și, simultan, a reduce presiunea de lucru a lichidului.

În baza sintezei angrenajului precesional dințat [10] de tip  $2K-H$  cu mișcare sferospațială a satelitului și a sistemului de repartizare autonomă a lichidului sub presiune în camerele de lucru interdentele, a fost elaborat hidromotorul precesional prezentat în figura 9.68.

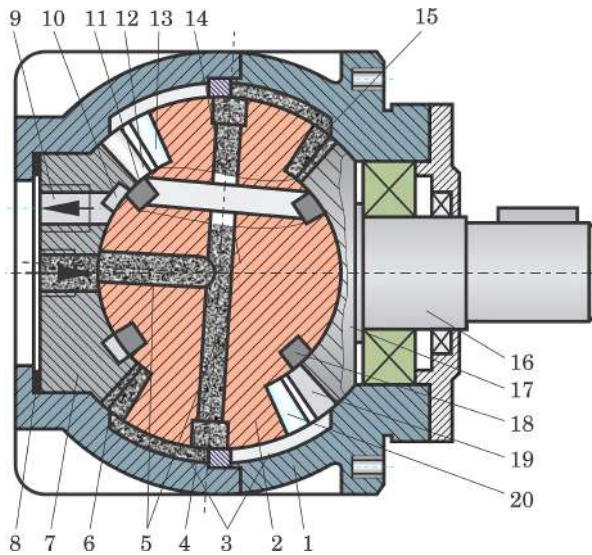
Pentru sinteza unei astfel de construcții în baza TP, este necesar:

- a asigura ermetizarea cavităților dintre dinți (camerele de lucru) pe o zonă circulară extinsă a danturii roților transmisiei;
- a amplasa zonele de angrenare diametral opus, pe ambele părți ale centrului de precesie;
- a plasa camerele de lucru asimetric față de planul axial.

Crearea camerelor de lucru ermetice, plasate într-o zonă circulară extinsă, este posibilă prin utilizarea angrenajului precesional multipar dințat de tip  $2K-H$  cu profil convex/concav al dinților roților centrale și cu profil în

arc de cerc al dinților coroanelor roții-satelit [10]. În acest caz, geometria angrenajului precesional trebuie să asigure multiplicitatea dinților pe un arc de cerc mai mare de  $180^\circ$ , adică mai mult de 50%.

Principiul de funcționare a hidromotorului precesional combinat constructiv cu transmisia precesională  $2K-H$  se bazează pe comunicarea mișcării sferospațiale satelitului sub acțiunea lichidului sub presiune. Satelitul, la rândul său, în mișcarea sa sferospațială după principiul transformării mișcării în transmisia precesională de tip  $2K-H$ , reduce rotirea arborelui condus și astfel se majorează momentul de torsiune.



**Figura 9.68.** Hidromotor precesional

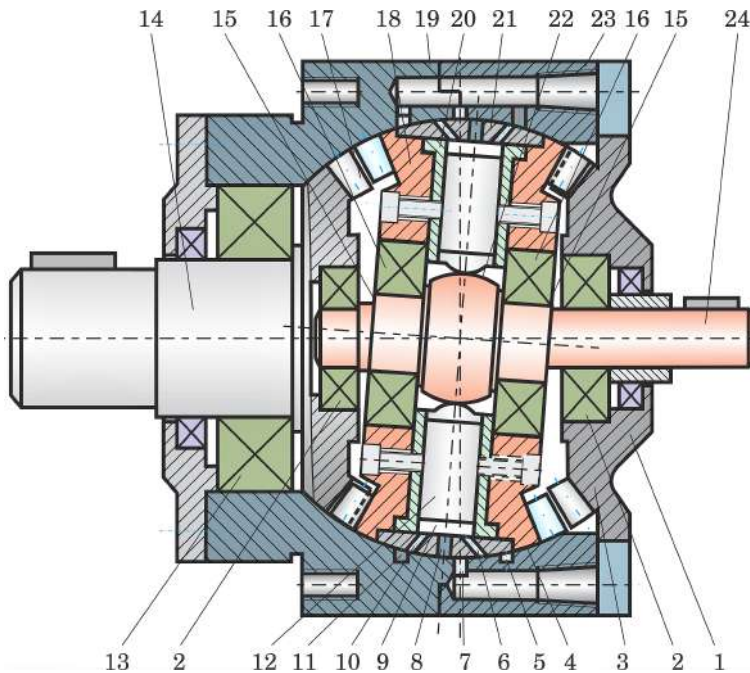
Funcțiile de hidromotor și de reductor îmbinate în una și aceeași construcție sunt prezentate în figura 9.68 [8, 9, 109]. Hidromotorul precesional are un corp 1 constituit din două părți, în cavitatea sferică a căruia este amplasată transmisia precesională, compusă din satelitul 2 cu două coroane dințate 13 și 20, roțile dințate imobilă 7 și mobilă 17. Dinții 13 și 20 ai satelitului 2 au profil în arc de cerc, iar dinții 12 ai roții imobile 7 și dinții 19 ai roții mobile au profil convex/concav. Multiplicitatea angrenajului trebuie să constituie de la 50% până la 100% perechi de dinți. Diferența dintre dinții 12 și 13 și dintre 19 și 20 constituie un dinte:  $Z_{13} = Z_{12} + 1$  și  $Z_{20} = Z_{19} + 1$ , iar a raportului dinților 13 și 20  $Z_{13} = Z_{20} \pm 1, 2, 3, \dots$ . Roata imobilă 7 este fixată de corpul 1, iar roata mobilă 17 este montată pe arborele condus 16.

Descrierea sistemului de repartizare a lichidului de lucru și a principiului de funcționare este prezentată în [8, 9, 109].

Ca rezultat al acțiunii lichidului sub presiune pe pereții camerelor de lucru între dinții amplasați diametral opus zonelor de angrenare, satelitul va efectua o mișcare sferospațială în jurul unui punct fix suprapus pe centrul satelitelui. Totodată, ca urmare a interacțiunii dinților 12 și 13, respectiv 19 și 20, arborele condus 16 se va roti cu o reducere  $i = -Z_{13}Z_{19} / (Z_{12}Z_{20} - Z_{13}Z_{19})$ .

În hidromotorul precesional, funcțiile nodului de distribuție a lichidului de lucru sunt realizate de însuși satelitul precesional. Acest fapt asigură o reducere substanțială a gabaritelor, a masei, a numărului de piese care cer o anumită tehnologie de execuție și un utilaj special de fabricare costisitoare.

Figura 9.69 [8, 9, 139]<sup>14</sup> prezintă construcția unui alt hidromotor, în care mișcarea sferospațială a satelitelui este realizată printr-un sistem clasic de pistoane plasate radial. Hidromotorul precesional conține un corp demontabil, compus din părțile 19 și 23, în cavitatea sferică a căruia este plasat blocul-satelit cu danturile 4 și 18 și inelul 21. Roata mobilă 17 este executată dintr-o bucată cu arborele condus 14, iar cea fixă – cu capacul 1.



**Figura 9.69.** Hidromotor precesional

Funcția mecanismului de distribuție a lichidului de lucru sub presiune în hidromotor o exercită blocul-satelit cu pistoane. În corpul blocului-satelit 20 sunt repartizate radial pistoanele 12. Cu canalele 9 ale fiecărui piston

<sup>14</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

comunică două canale 10 și 6 și canalul 8 de evacuare a lichidului de lucru. Atunci când canalele 10 și 6 se conectează la evacuare, iar 8 – la alimentare, se schimbă direcția de rotire a arborelui condus. Canalele 10, 6 și 8 au ieșire pe suprafața sferică a inelului 21. Pe suprafața sferică interioară a corpului 19 sunt executate canalele circulare 11 și 5 de alimentare și canalul circular 7 de evacuare a lichidului de lucru.

În butucul blocului cu pistoane, în rulmenții 16 este instalat arborele condus auxiliar 24, care include sectorul cu manivela 15, înzestrat cu cama 22 cu secțiunea transversală ovală, iar în cea axială – cu secțiunea în formă de butoi. Manivela 15 a arborelui condus 24 este executată astfel încât planul care trece prin axa înclinată și cea centrală formează cu axa mare a camei ovale 22 un unghi egal cu unghiul dintre două pistoane vecine 12. Arborele condus 14 e instalat în rulmenții 2. Unghiul dintre axa rulmenților 16 și 2 este egal cu unghiul de nutație al blocului-satelit. Arborele condus 14 se reazemă în rulmentul 13 și suprafața sferică exterioară a roții 17.

Hidromotorul precesional funcționează în felul următor: lichidul de lucru sub presiune, în funcție de direcția de rotire necesară, se pompează prin două canale circulare 11 și 5 (sau canalul 7) de alimentare de unde, prin canalul 10, pătrunde în camera de lucru a unuia dintre pistoanele din prima pereche și, concomitent, prin canalul 6 – în camera de lucru a altuia dintre pistoanele din prima pereche situată diametral opus (ori prin canalul 8).

În același timp, pe cama ovală 22 acționează două pistoane repartizate diametral opus. Forțele tangențiale ce apar în contactul primei perechii de pistoane 12 cu cama ovală 22 impun cama să se rotească. Totodată, manivela 15, prin intermediul rulmenților 16, impune blocul-satelit cu pistoane să efectueze mișcare sferospațială cu un punct fix, conectând prin aceasta la alimentare, prin canalele circulare 11 și 5 ale lichidului de lucru, următoarea pereche de pistoane 12, adică perechea a doua de pistoane (fig. 9.69 și 9.70).

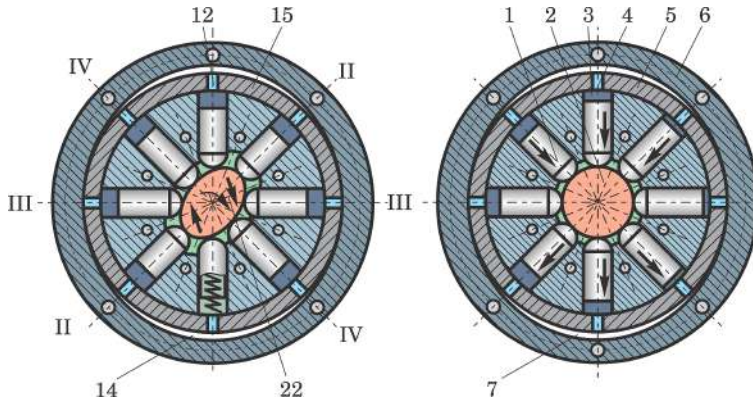
Astfel, arborele conducător 24, care se rotește cu manivela 15, transmite blocului cu pistoane o mișcare sferospațială care, la rândul său, conectează la alimentare următoarea pereche de pistoane.

În același timp, blocul-satelit, efectuând mișcare sferică, introduce dinții roților dințate 4 și 18 în angrenaj cu dinții roților mobile 17 și ai celei imobile 3. Datorită diferenței de dinți a roților 4 și 18, respectiv 3 și 17, arborele condus 14 se rotește cu reducere.

Astfel, hidromotorul are simultan doi parametri de viteză, adică arborele 24 efectuează o rotație în timpul a două curse ale fiecărui piston, iar arborele condus 14 face o rotație redusă de  $i$  ori. Raportul de reducere a transmisiei se află în diapazonul  $i = 10 \dots 3600$  și mai mare. Schimbând corelațiile de dinți  $Z_4 = Z_{18} \pm 1$  și  $Z_{18} = Z_4 \pm 1$ , poate fi realizată rotirea arborilor într-o direcție sau în direcții diferite. Această construcție este multifuncțională și poate lucra ca reductor-hidromotor-pompă, prin unirea arborelui 24 la un

electromotor, atunci arborele 14 se va roti cu reducere  $i$ , iar în sistemul de distribuire se va produce lichid sub presiune.

În figura 9.70 sunt prezentate secțiunile pe axele pistoanelor 1 ale hidromotorului cu cama excentrică. În acest hidromotor se schimbă consecutivitatea alimentării pistoanelor I la pomparea ori evacuarea lichidului de lucru. Fiecare cameră 3 a pistoanelor I are numai un canal 4 alternativ conectat cu canalele de alimentare și de evacuare 7 a lichidului de lucru, executate pe suprafața sferică interioară a inelului 6.



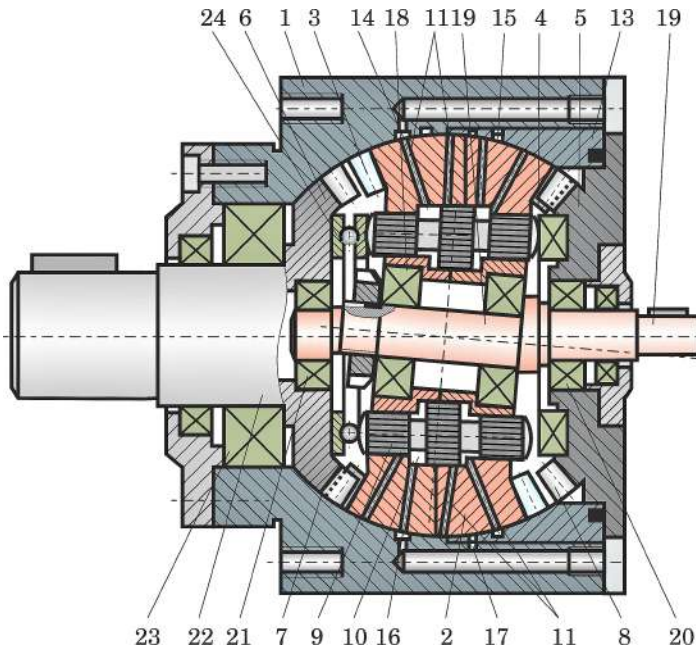
**Figura 9.70.** Secțiuni transversale pe axele pistoanelor

În figura 9.71 [8, 9, 131]<sup>15</sup> este prezentată construcția unui hidromotor precesional cu masă și gabarite radiale reduse. Hidromotorul conține corpul 1, în cavitatea sferică a căruia este amplasat blocul-satelit cu cilindri 2, cu suprafața exterioară sferică și două coroane dințate 3 și 4, roata imobilă 5 și mobilă 6. Roata conică imobilă dințată este fixată cu corpul 1. Diferența dintre numărul de dinți ai danturilor 3 și 7, respectiv 4 și 8 este de un dinte, iar diferența numărului de dinți ai danturilor 4 și 3 este de 1, 2, 3... Pistoanele 9 sunt plasate în direcție axială. Canalele 10 ale fiecărui piston 9 comunică cu canalele 11 pentru alimentarea și evacuarea lichidului de lucru. Canalele 11 au ieșire la suprafața exterioară sferică a blocului-satelit 2. Pe suprafața sferică interioară a corpului 1 sunt executate canalele circulare 14 și 17 de alimentare cu lichid de lucru, respectiv 15 și 16 de evacuare a lichidului de lucru. Blocul-satelit 2 este instalat în rulmenții 18 pe manivela 19 a arborelui conducător, montat în rulmenții 20 și 21. Unul dintre rulmenții 20 este instalat în roata imobilă 5, iar altul 21 – în roata mobilă 6. Unghiul  $\alpha$  dintre axa rulmenților 18 și 20 și axa satelitului este egal cu unghiul de rotație al acestuia în mișcarea sa sferospațială.

Arborele condus 22 este executat dintr-un întreg cu roata mobilă 6 și se

<sup>15</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"





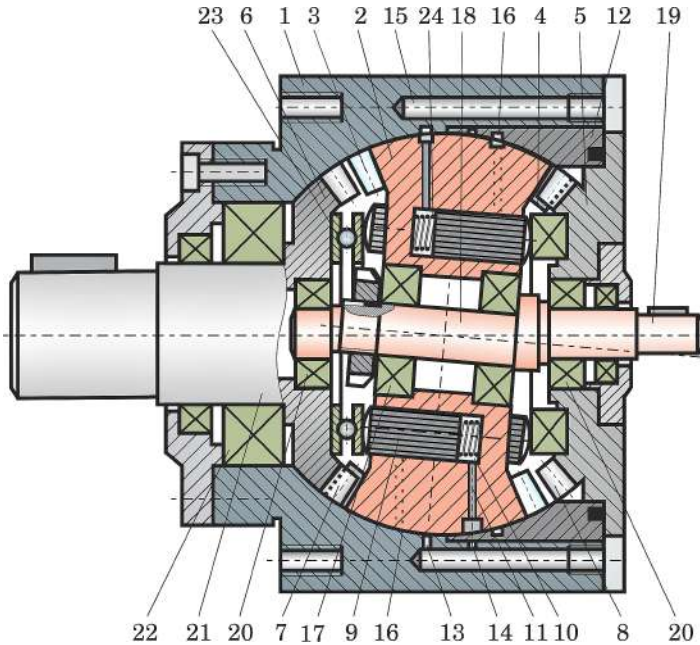
**Figura 9.71.** Hidromotor precesional cu pistoane axiale cu acțiune bilaterală

sprijină pe rulmentul 23 și pe suprafața sferică exterioară a roții 6. Arborele condus 22 poate fi instalat de asemenea în doi rulmenți așezați de-a lungul axei. Axial cu roata imobilă 5 și cu cea mobilă 6 sunt instalați rulmenții axiali 24, care contactează cu pistoanele 9.

În figura 9.72 [130]<sup>16</sup> este prezentată construcția unui hidromotor precesional cu pistoane axiale amplasate în formă de șah cu acțiune în direcții opuse. Hidromotorul conține corpul 1, în cavitatea sferică a căruia este amplasat blocul-satelit 2 cu suprafața exterioară sferică, compus din două coroane dințate 3 și 4, roata imobilă 5 și roata mobilă 6. Roata conică dințată 5 este fixată în corpul 1. Diferența dintre numărul de dinți ai danturilor 3 și 7, respectiv 4 și 6 este de un dinte, deci  $Z_3 = Z_7 + 1$  și  $Z_4 = Z_8 + 1$ , iar relația dintre numărul de dinți ai danturilor 3 și 4 poate fi  $Z_3 = Z_4 + 1, 2, 3 \dots$ . În blocul-satelit 2 sunt plasate pistoanele 9 în ordine de șah în direcții axiale opuse.

Camerele de lucru 10, care îndeplinesc totodată și funcția camerelor de descărcare hidrostatică, comunică prin canalele 11 cu canalele 14, plasate pe suprafața sferică a satelitului 2, și canalele 12 de alimentare sau de evacuare a lichidului de lucru. Pe suprafața sferică interioară a corpului 1 și a inelului 13 sunt executate canalele 14 și 15 de alimentare și 16 și 24 de evacuare a lichidului de lucru. În blocul-satelit cu pistoane 2, în rulmenții 17 este

<sup>16</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"



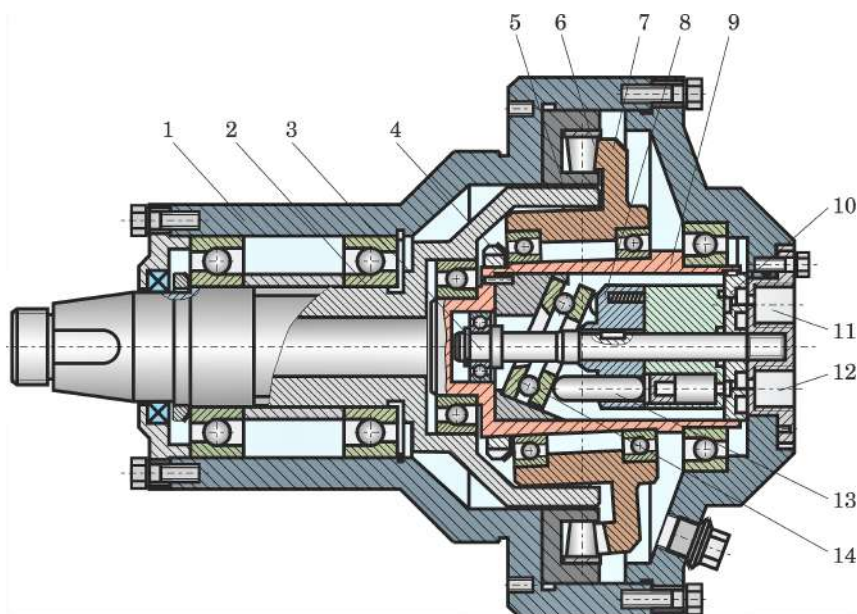
**Figura 9.72.** Hidromotor precesional cu pistoane axiale amplasate în formă de saș

instalat cu sectorul său înclinat 18 arborele de viteză 19. Arborele de viteză 19 este plasat în rulmenții 20, unul dintre care este montat în roata imobilă 5, iar celălalt – în roata mobilă 6. Unghiul dintre axele rulmenților 17 și 20 este egal cu unghiul de nutație al blocului-satelit 2.

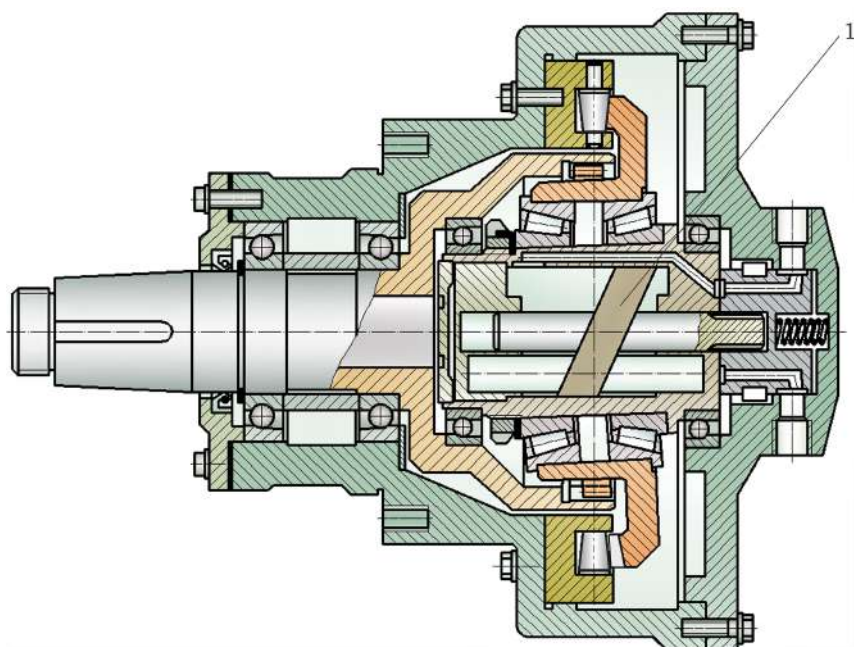
Arborele condus 21 este executat dintr-o bucată cu roata mobilă 6 și se sprijină, pe de o parte, în rulmentul 22, pe de altă parte – se bazează pe suprafața sferică exterioară a roții 6. Arborele condus 21 poate fi instalat și în doi rulmenți plasați de-a lungul axei lui. În roata imobilă 5 și cea mobilă 6 sunt instalați rulmenții axiali 23, care contactează cu pistoanele 9.

Funcțiile de hidromotor și de transmisie pot fi îmbinate în una și aceeași construcție prin sinteza transmisiilor precesionale cu hidromotoare cu construcții distincte. Astfel, în figura 9.73 (a) este prezentată sinteza transmisiei precesionale de tip  $K-H-V$  cu un hidromotor cu pistoane axiale, în care corpul hidromotorului în formă de bucușă cu suprafața exterioară înclinată cu unghiul de nutație  $\theta$  reprezintă manivela TP.

Lichidul sub presiune prin canalele 11 sau 12, prin intermediul hidrodistribuitoarelor 10, se direcționează în cilindrul blocului mobil 8 cu pistoanele 13. Lichidul sub presiune deplasează pistoanele 13 în direcție axială, acționând asupra rulmentului 14 amplasat sub unghi, astfel impunând manivela 9 să se rotească în jurul propriei axe, iar satelitul 7 – să efectueze mișcare



(a)



(b)

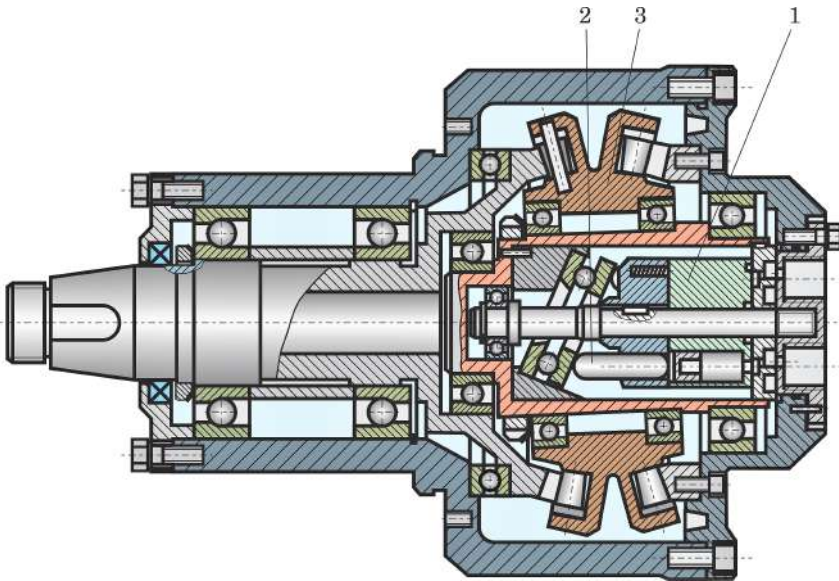
**Figura 9.73.** Transmisiile precesionale  $K-H-V$  cu hidromotoare axiale cu pistoane în sinteză (a) și cu șaibă înclinată (b)

sferospațială. Dinții satelitului 7 se angrenează cu rolele 6 ale coroanei roții centrale fixate în corpul 1. Datorită diferenței numărului de dinți ai satelitului 7 și al rolelor 6 egale cu  $\pm 1$ , arborele condus 2 instalat în rulmenții 3, la o rotație a manivelei 9, se va roti cu unghiul dintre doi dinți ai satelitului:  $i_{92} = \pm Z_7 / (Z_7 - Z_6)$ .

În această construcție, momentul de torsiune dezvoltat de hidromotor aplicat la manivela 9 se multiplică cu raportul de transmitere al transmisiei precesionale  $K-H-V$ .

În figura 9.73 (b) este prezentată sinteza aceleiași transmisii  $K-H-V$  cu un hidromotor axial cu șaibă înclinată, bazat pe principiul constructiv funcțional similar cu construcția precedentă.

În figura 9.74 este prezentată sinteza transmisiei precesionale  $2K-H$  cu un hidromotor 1 cu pistoanele 2 axiale. Sinteza transmisiei 3 și hidromotorului 1 este bazată pe principiul constructiv-funcțional utilizat în construcțiile din figura 9.73 (a, b).

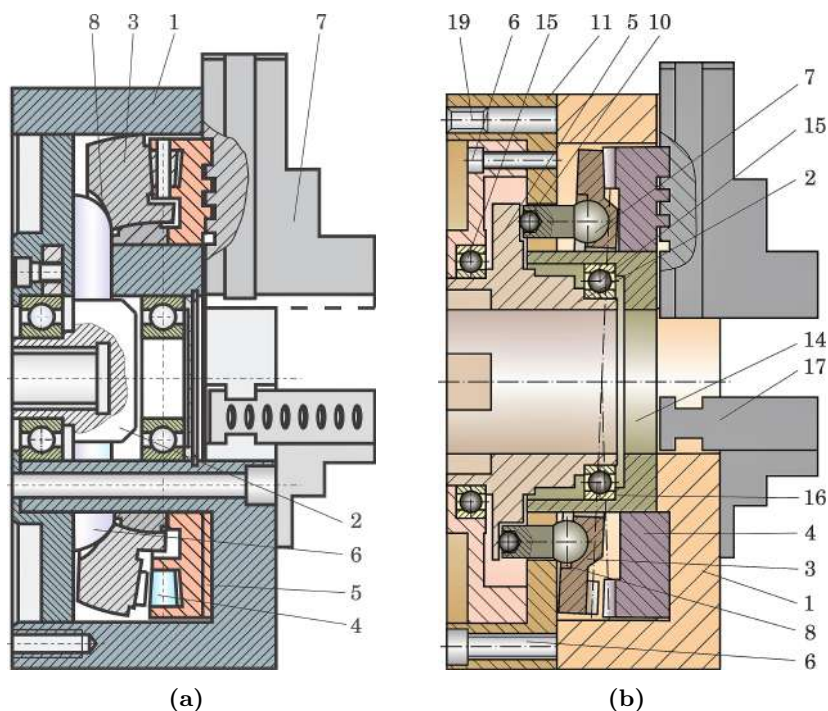


**Figura 9.74.** Transmisie precesională  $2K-H$  cu hidromotor axial cu pistoane în sinteză

## 9.16 Mandrine cu acționare în baza transmisiilor planetare precesionale $K-H-V$

În mașinile-unelte cu grad înalt de automatizare a procesului de fabricare se utilizează mandrine cu acționare în baza transmisiilor mecanice. Particularitățile constructive ale transmisiilor planetare precesionale de tip  $K-H-V$

oferă posibilități de modernizare a mandrinelor universale autocentrate, în scopul sporirii rigidității, reducerii gabaritelor și a consumului de materiale etc. În figura 9.75 (a, b) [9, 144, 145] sunt prezentate construcțiile mandrinelor universale autocentrate cu acționare în baza transmisiei precesionale.



**Figura 9.75.** Mandrine cu angrenaj precesional cu bolțuri (a) și dințat (b)

Corpul mandrinei 1 (fig. 9.75 a) se fixează de axul principal al mașinii-unelte. În corpul 1 al mandrinei este încorporată transmisia planetară precesională  $K-H-V$ , compusă din manivela 2, roata-satelit 3, instalată în cuzinetul sferic al roții cu coroana din role 4, executată împreună cu discul spiroidal, și tacheții 6. Tacheții 6 sunt instalați în caneluri radiale, executate în butucul corpului mandrinei 1, și intră cu capetele în canelurile realizate în butucul roții precesionale.

Mandrina funcționează în felul următor: mișcarea de rotație de la mecanismul de acționare se transmite la manivela 2, care prin intermediul tacheților 6 comunica roții-satelit 3 mișcare sferospațială, angrenându-se cu rolele roții 4. Rotirea roții-satelit 3 în jurul axei sale este blocată de tacheții 6, care intră în canalele 6. Astfel, discul spiroidal al roții cu role 4 este antrenat în mișcarea de rotație și, la rândul său, comunică mișcare de translație fălcilor de strângere 7.

Pentru a extinde posibilitățile fixării semifabricatelor, spre exemplu din bară laminată, a fost elaborată construcția prezentată în figura 9.75 (b) [9], care asigură fixarea semifabricatelor din bară laminată cu lungime mare (cu gaură centrală).

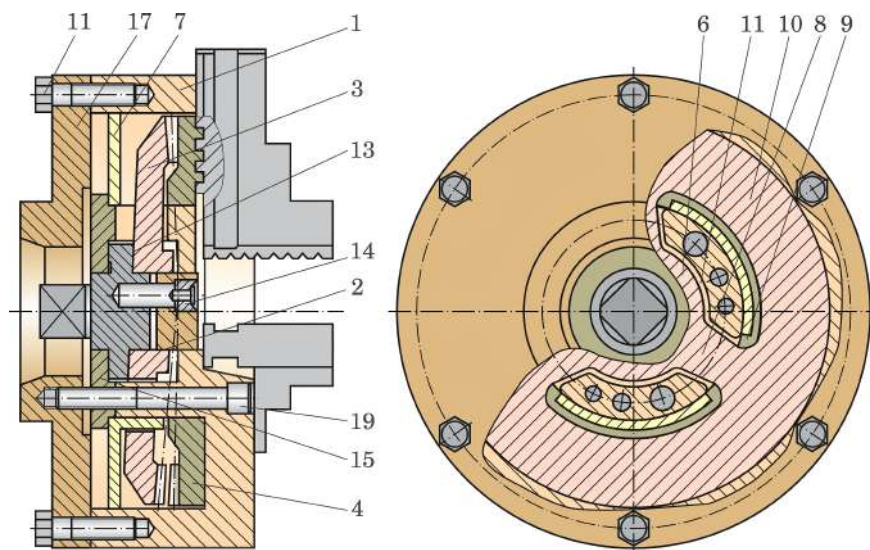
În corpul mandrinei 1 e încorporată transmisia precesională, care este compusă din arborele conducător 2, montat în rulmenții 15, roata-satelit precesională 3, roata conică dințată 4, executată dintr-o bucată cu discul spiroidal. Transmisia cu ajutorul buloanelor 6 este închisă cu capacul 11. Roata-satelit precesională 3 este acționată în mișcare sferospațială prin intermediul pistoanelor 7 și al unei șaibe cu canelură pentru corpurilor de rostogolire 5, repartizate uniform pe circumferință și fixate de deplasarea axială cu șaiba 8. Suprafața frontală înclinată 10 a arborelui conductor 2 se află sub un unghi egal cu unghiul de nutație al mișcării sferospațiale a roții-satelit 3. Roata centrală 4 dotată cu disc spiroidal se rotește cu reducere, deplasând sincron tacheții 17 în direcție radială, astfel asigurând fixarea semifabricatului în mandrină. Arborele conducător 2 este antrenat în mișcare de rotație cu ajutorul unui mecanism cu acționare electrică (nu este prezentat).

Mandrina prezentată în figura 9.76 se caracterizează prin rigiditate sporită, fiind acționată de un angrenaj precesional dințat. În corpul 1 al mandrinei este încorporată transmisia precesională  $K-H-V$ , care e compusă din manivela 2, roata-satelit 3, roata dințată conică 4, executată dintr-o bucată cu discul spiroidal, și capacul 17, prins cu buloane de corpul mandrinei 1. Transmisia precesională este închisă cu capacul 17. Obada 6 a mandrinei și capacul 7 conțin canalele 11, prin care trec spițele 8. Axa suprafeței excentrice a manivelei 2 este orientată sub un unghi față de axa ei de rotire și se intersectează cu cea din urmă în centrul de precesie al roții-satelit 3.

**Remarca 9.1.** *Transmisiile precesionale de tip  $2K-H$ , datorită principiului cinematic de funcționare cu mișcare sferospațială cu un punct fix al roții-satelit, se caracterizează prin avantaje funcționale unice în mecanismele de acționare submersibile. Randamentul mecanic al TP submersibile la presiuni hidrostatice înalte (50 – 70 MPa) și temperaturi joase (2... 4°C) practic nu se modifică în transmisiile mecanice clasice  $\eta < 0,1$ .*

**Remarca 9.2.** *Angrenajul cu bolturi  $A^B$  facilitează dezvoltarea transmisiilor precesionale submersibile nonpoluante prin înlocuirea uleiului compensator de presiune cu apa de mare, care asigură lubrifierea cuplelor cinematice ale angrenajului  $A^B$  și a lagărelor de alunecare fabricate din metaloceramică cu adaos de siliciu grafitizat.*

**Remarca 9.3.** *Transmisiile precesionale de tip  $K-H-V$ , datorită mișcării sferospațiale a roții-satelit, pot fi utilizate avantajos în mecanisme de acționare în industria nucleară, chimică, tehnica cosmică de zbor pentru*



**Figura 9.76.** Mandrină cu angrenaj precesional  $K-H-V$  dințat

transmiterea mișcării și a sarcinii în spații etanșe prin perete sau prin membrane gofrate.

**Remarca 9.4.** Unicitatea transmisiei planetare precesionale constă de asemenea în posibilitatea realizării rapoartelor de transmitere foarte mari (de ordinul milioane) în baza structurii cinematice  $3K-2H$ .

**Remarca 9.5.** Coaxialitatea arborilor conducător și condus, capacitatea portantă ridicată, masa și gabaritele reduse – toate aceste caracteristici ale transmisiilor precesionale avantajează utilizarea lor în construcția roților-motor ale mijloacelor de transport, mașinilor agricole etc.

**Remarca 9.6.** Datorită specificului constructiv-cinematic al angrenajului  $A^D$ , transmisiile precesionale avantajează sinteza lor cu mașini hidraulice clasice în scopul obținerii unor mașini hidraulice precesionale cu momente de torsiune mari la gabarite mici, masă și presiuni joase ale lichidului.



## APLICAȚII ALE TRANSMISIILOR PRECESIONALE CINEMATICE

### 10.1 Avantaje și domenii posibile de aplicație

Miniaturizarea sistemelor mecanice este o tendință în ascensiune, punând în evidență următoarele particularități ale transmisiilor mecanice cinematice:

- sistemele mici tind să se miște sau să se oprească mai rapid datorită inerției mecanice reduse;
- sistemele miniaturizate se caracterizează prin vibrații mecanice mai mici, datorită maselor reduse și flexibilității elementelor;
- dispozitivele miniaturizate sunt, în particular, potrivite pentru aplicarea în biomedicină și domeniul aerospațial;
- sistemele mici, datorită expansiunii termice joase, au stabilitate dimensională sporită la acțiunea din exterior a temperaturilor înalte;
- dimensiunile mici ale sistemelor înseamnă cerințe reduse de spațiu, fapt ce permite asamblarea mai multor componente într-un spațiu;
- consumul redus de material asigură costuri mici de producție;
- se asigură producerea în masă prin metode înalt productive.

Particularitățile constructive și funcționale ale transmisiilor planetare precesionale cinematice (TPC) le asigură acestora o serie de avantaje care răspund în mare măsură cerințelor înaintate mini- și microsistemelor.

- **Gamă largă de rapoarte de transmitere**, cu asigurarea reducerii mișcării de rotație de la  $i = \pm 10$  până la  $i = \pm 60$  în transmisiile planetare precesionale  $K-H-V$ ; de la  $i = \pm 10$  până la  $i = \pm 3600$  în transmisiile precesionale  $2K-H$  într-o singură treaptă; de la  $i = \pm 100$  până la  $i = \pm 25.000.000$  în transmisiile precesionale  $3K-2H$  (cu structuri cinematice complexe); de la  $i = \pm 0$  până la  $i = \pm 10.000$

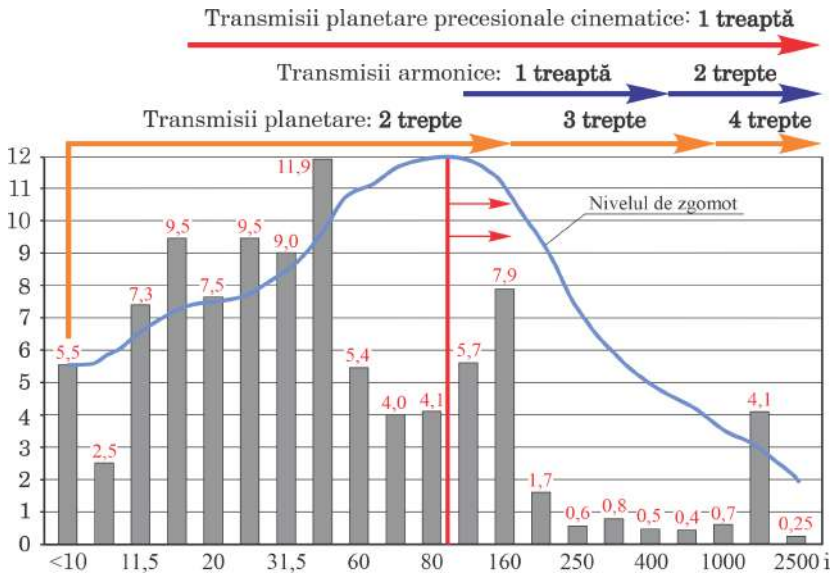


cu variere continuă în variatoarele planetare precesionale cinematice cu fricțiune. *Acest avantaj definitoriu al TPC este valoros la elaborarea mini- și micromecanismelor de acționare cu destinație specială etc. Pentru comparație menționăm că din punctul de vedere al posibilităților de reducere a mișcării de rotație, printre transmisiile mecanice existente, TPC sunt urmate de transmisiile armonice, care pot realiza rapoarte de reducere a mișcării de rotație de la  $\pm 79$  până la  $\pm 350$  într-o singură treaptă (fig. 10.1).*

- **Simplitate constructivă** – schema structurală  $2K-H$  include doar patru elemente, ce asigură reducerea esențială a prețului de cost, în special în cazul realizării unor rapoarte de transmitere mari.
- **Multiplicitate absolută a angrenării dinților** ( $\varepsilon = 100\%$ ), din care rezultă o precizie cinematică înaltă ( $\varphi = 30 - 40 \text{ sec.unghiulare}$ ), emisie de zgomot și vibrații reduse – avantaj important pentru unele domenii de aplicare, cum ar fi tehnica cosmică de zbor, roboți, manipolatoare, industria de automobile, utilaj tehnologic, tehnica cu destinație specială etc.
- **Capacitate portantă înaltă**, asigurată de angrenajul precesional  $A^D$  multipar sau cu contact concav-concav cu profiluri de flanc cu diferența mică a razelor de curbură, din care derivă masă și dimensiuni de gabarit reduse, compactitate, consum redus de materiale.
- **Asigurarea posibilității de a transmite mișcarea de rotație prin perete** (diafragme) (doar TPC de tipul  $K-H-V$ ) – avantaj important pentru tehnica cosmică de zbor, industria chimică și cea nucleară, care necesită separarea absolută a spațiilor etanșe.
- **Funcționare în regim** de reductor, multiplicator sau diferențial.
- Angrenajele  $2K-H$  în una și în două trepte **asigură autofrânare** și rotirea arborilor conducători și condus în sens unic sau în sens diferit.
- **Randament** mecanic relativ ridicat, în special cu angrenările dinților  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu multiplicitate frontală redusă.
- **Asigurarea eliminării complete a luftului**, garantând o oarecare prestrângere în angrenaj și rulmenți – avantaj important pentru sistemele electromecanice cu restricții rigide privind precizia de poziționare a organelor de lucru.
- **Rigiditate torsională înaltă**, asigurată de lipsa elementelor flexibile – avantaj important pentru sistemele electromecanice cu restricții rigide privind precizia de poziționare.
- **Fiabilitate înaltă**, datorată numărului redus de elemente componente și lipsei elementelor flexibile.
- **Moment de inerție redus**, datorită specificului mișcării sferospațiale a satelitului, care asigură oprirea instantanee a acestuia.
- **Masă redusă**, fapt ce asigură stabilitate inertială înaltă la viteze și

acelerații mari ale componentelor mobile.

- **Amplasarea coaxială a arborilor** conducător și condus asigură posibilitatea executării lor cu cavități – avantaj care poate fi utilizat în construcții speciale pentru “alimentarea” cu aer sau vid, pentru a permite trecerea razelor X, laser, a fluxului de electroni sau ca un culoar pentru conductoare de fibră optică.

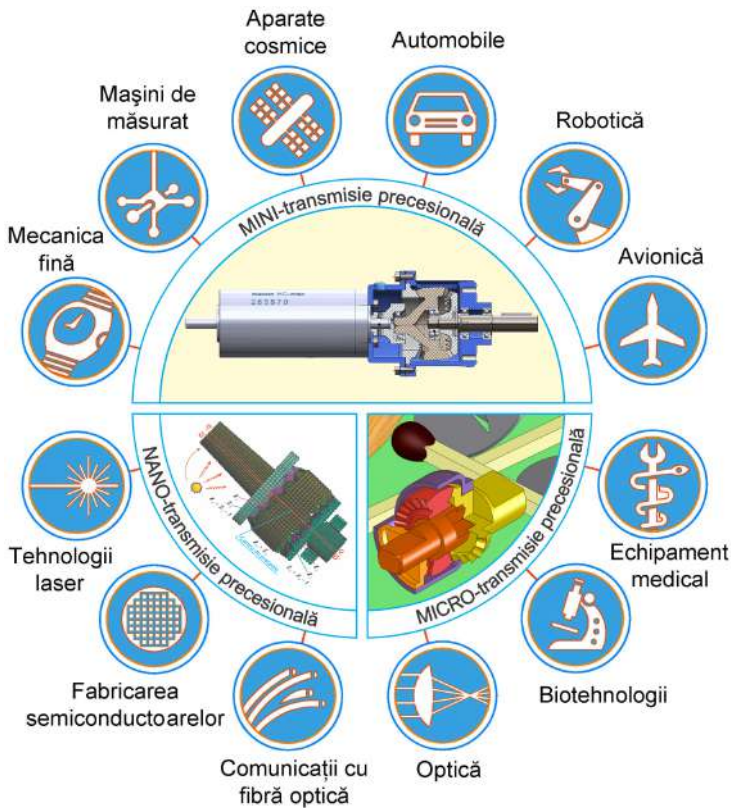


**Figura 10.1.** Diagrama densității utilizării transmisiilor mecanice cinematice după raportul de transmitere

Aceste avantaje extind esențial aria aplicațiilor posibile ale TPC și ale mecanismelor de acționare elaborate în baza lor.

**Domeniile posibile de aplicație.** În marea lor majoritate, acționările mini- și microsistemelor includ motoare electrice și transmisiile mecanice. Turația înaltă a micromotoarelor electrice folosite ca elemente de acționare a microsistemelor (până la  $100.000 \text{ min}^{-1}$ ) necesită transmisiile mecanice cu raport de transmitere mare. Posedând posibilități cinematice largi realizate în construcții simple, masă și gabarite reduse, datorită angrenării multiple, preciziei cinematice înalte, transmisiile precesionale cinematice își pot găsi o aplicație largă în diverse domenii ale tehnicii moderne: automobile, aparate cosmice, avionică, roboți, mecanica fină, mașini de măsurat, echipament medical, optică, biotehnologii, comunicații cu fibre optice, fabricarea semiconductoarelor, tehnologii laser ș.a. (fig. 10.2).

Extinderea ariei de utilizare a TPC de dimensiuni mici sau în micronanosisteme este limitată de posibilitățile tehnologiilor existente de fabricare a danturilor angrenajelor precesionale cu particularități specifice. Anume

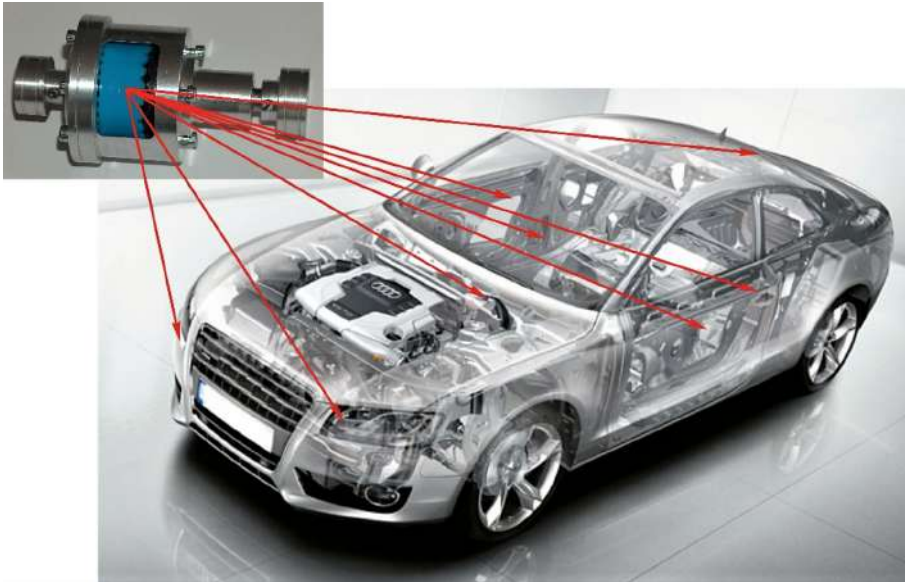


**Figura 10.2.** Domenii posibile de aplicație a transmisiilor planetare precesionale

prin acest impediment tehnologic se explică starea actuală a elaborărilor și aplicațiilor TPC limitată doar la nivel de minireductoare.

## 10.2 Transmisii precesionale cinematice în industria de automobile

Automobilele sunt echipate cu sisteme de control și siguranță din ce în ce mai complicate. De exemplu, *BMW 750* conține 73 motoare electrice cu transmisii mecanice, 50 relee, 1567 conectori-papuc și 25 sisteme de control. Datorită faptului că mărimea medie a automobilului este restricționată, din ce în ce mai multe funcții trebuie să fie realizate prin mini- și micro-sisteme integrate în același spațiu (fig. 10.3). Actualmente, aproximativ 10% din greutatea automobilului și 15% din costul lui sunt determinate de componentele electrice și electronice. Aceasta înseamnă că dispozitivele electronice trebuie să fie în continuare miniaturizate și că eventual va fi folosită tehnologia mini- și microsistemelor.



**Figura 10.3.** Posibilități de utilizare a transmisiilor planetare precesionale cinematice în autoturisme

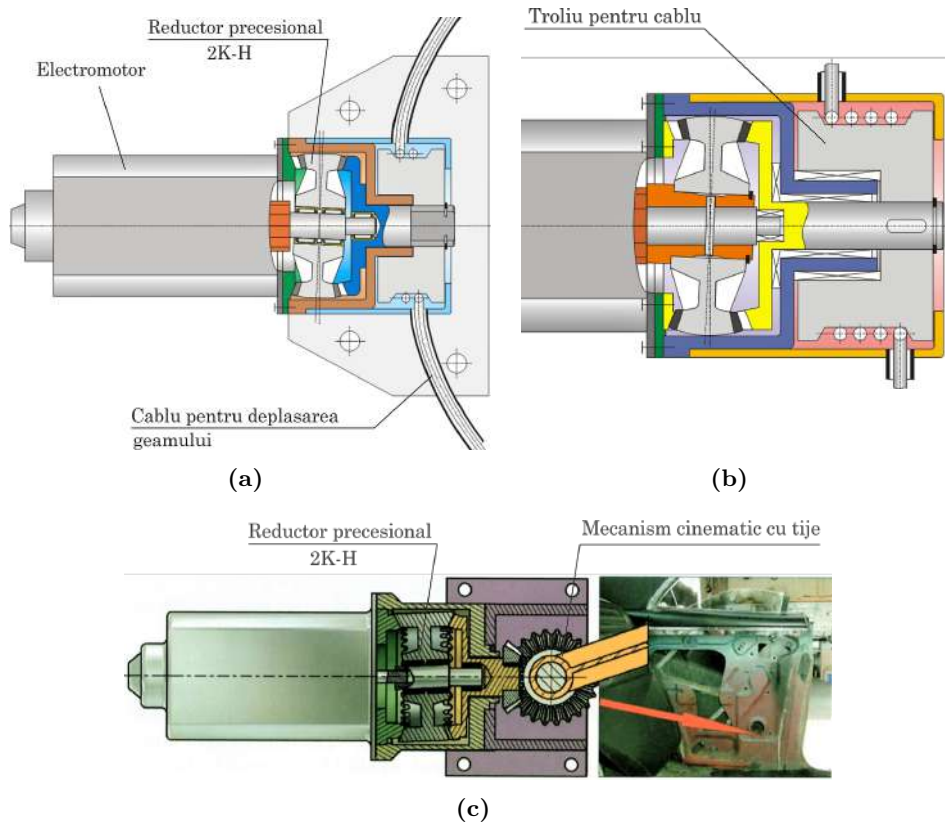
Astfel, utilizarea transmisiilor precesionale cinematice în mecanismele de acționare din componența automobilelor poate fi argumentată prin satisfacerea următoarelor cerințe:

- cost redus, asigurat de posibilitatea producerii roților angrenajelor prin metode înalt productive, și asigurarea asamblării robotizate;
- simplitate constructivă și compatibilitate cu mecanismele de acționare din automobile;
- compacitate, masă și dimensiuni de gabarit reduse;
- nivel scăzut de vibrație și de zgomot;
- gamă largă a rapoartelor de transmitere.

### 10.2.1 Mecanisme de acționare a ferestrelor automobilului de marca *FORD* ( $T = 25 \text{ Nm}$ , $i = -144$ )

Conform sarcinii tehnice prezentate de Firma *DURA-FORD* din SUA, în baza transmisiilor precesionale au fost elaborate două variante de mecanisme de acționare a ferestrelor automobilului de marca *FORD* [120]. În acest scop, a fost creată o structură cinematică nouă, prezentată în figura 10.4 (a, b, c).

Mecanismul de acționare a fost proiectat pentru a fi fabricat completamente din masă plastică în două variante: cu lagăre de rostogolire (cu ace) (fig. 10.4 a) și cu lagăre de alunecare (fig. 10.4 b). O particularitate



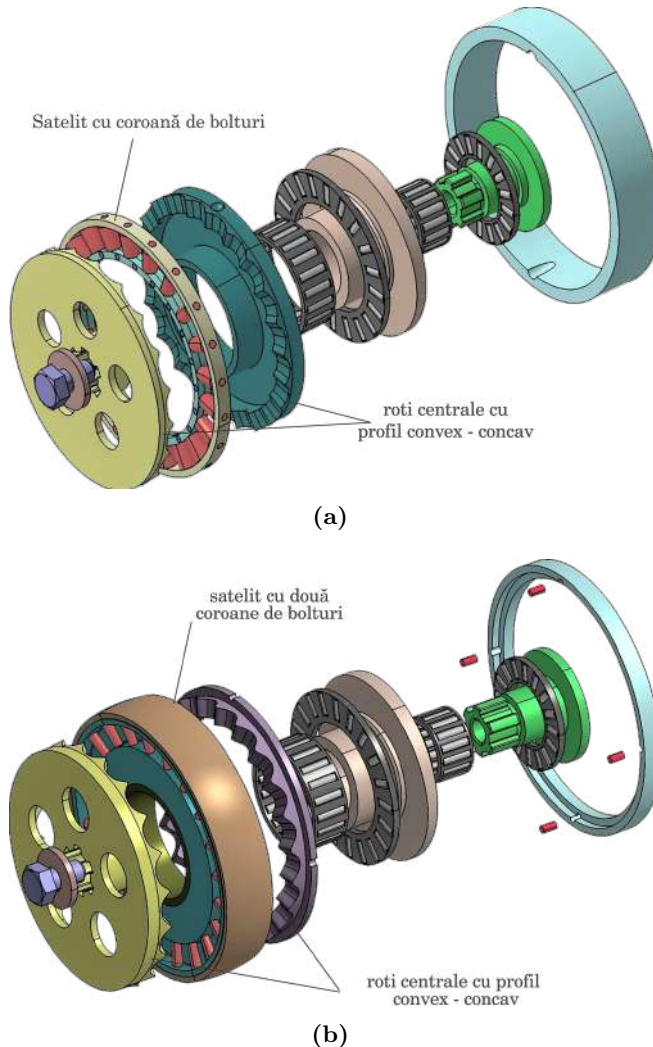
**Figura 10.4.** Mecanisme precesionale de acționare a ferestrelor automobilului de marca *FORD*: a, b) desene de ansamblu; c) desen de ansamblu al mecanismului de acționare

constructivă este instalarea blocului-satelit direct pe capătul rotorului motorului electric. Parametrii de bază ai mecanismului de acționare sunt: momentul de torsiune maxim –  $25 \text{ Nm}$ ; raportul de transmitere – 144; randamentul – 0,8; diametrul exterior al carcasei –  $60 \text{ mm}$ ; turația la intrare –  $8000 \text{ min}^{-1}$ .

### 10.2.2 Mecanism precesional de acționare a frânei automobilului ( $T = 95 \text{ Nm}$ , $i = -72$ )

O tendință modernă în construcția de automobile dictată de necesitatea protecției mediului ambiant este eliminarea acționării hidraulice a frânei automobilelor. În acest sens, la solicitarea companiei *ContiTEVES* din or. Frankfurt pe Main, Germania, conform sarcinii tehnice au fost elaborate, proiectate și simulate pe calculator 2 variante constructive ale mecanismului de acționare electromecanică a frânei automobilului de marca *AUDI*: cu

roata-satelit plată cu o coroană cu bolțuri, angrenată din ambele părți cu 2 roți dințate centrale (fig. 10.5 a); cu roata-satelit cu 2 coroane cu bolțuri, angrenată din ambele părți cu 2 roți dințate centrale (fig. 10.5 b) [14]. Parametrii de bază ai mecanismului de acționare sunt: momentul de torsiune maxim –  $95 \text{ Nm}$ ; raportul de transmitere – 72; randamentul – 0,8; diametrul exterior al carcasei –  $90 \text{ mm}$ ; turația la intrare –  $3000 \text{ min}^{-1}$ .



**Figura 10.5.** Reductor precesional al mecanismului de acționare a frânei automobilului: a) satelit cu o coroană cu bolțuri; b) satelit cu două coroane cu bolțuri

### 10.3 Module electromecanice precesionale pentru avionică

Caracteristicile constructive (construcție coaxială, compactă la dimensiuni mici) și funcționale (nivel redus de vibrații și zgomot, fiabilitate și capacitate portantă ridicată) ale transmisiilor planetare precesionale prescriu perspective de utilizare în diverse mecanisme de acționare ale avionicii.

În figura 10.6 (a-e) [119] este prezentat un mecanism de acționare precesional care include motorul electric 1 cu doi arbori 2 și 3, care antrenează două reductoare precesionale 4 și 5, arborii conduși 6 și 7 ai cărora sunt legați cu osiile 8 și 9 ale secțiilor turnante 10 și 11. Mecanismul de dirijare a aparatului de zbor funcționează în 3 regimuri: regim de cârmă de direcție; regim de frână aeriană; regim mixt. Pentru fiecare regim de funcționare, mecanismul este dirijat prin sistemul de comandă 12.

În *regim de cârmă de direcție*, secțiile turnante 10 și 11 vor efectua mișcări oscilatorii la un unghi  $\alpha$ , fiind împreună (fig. 10.6 b, c).

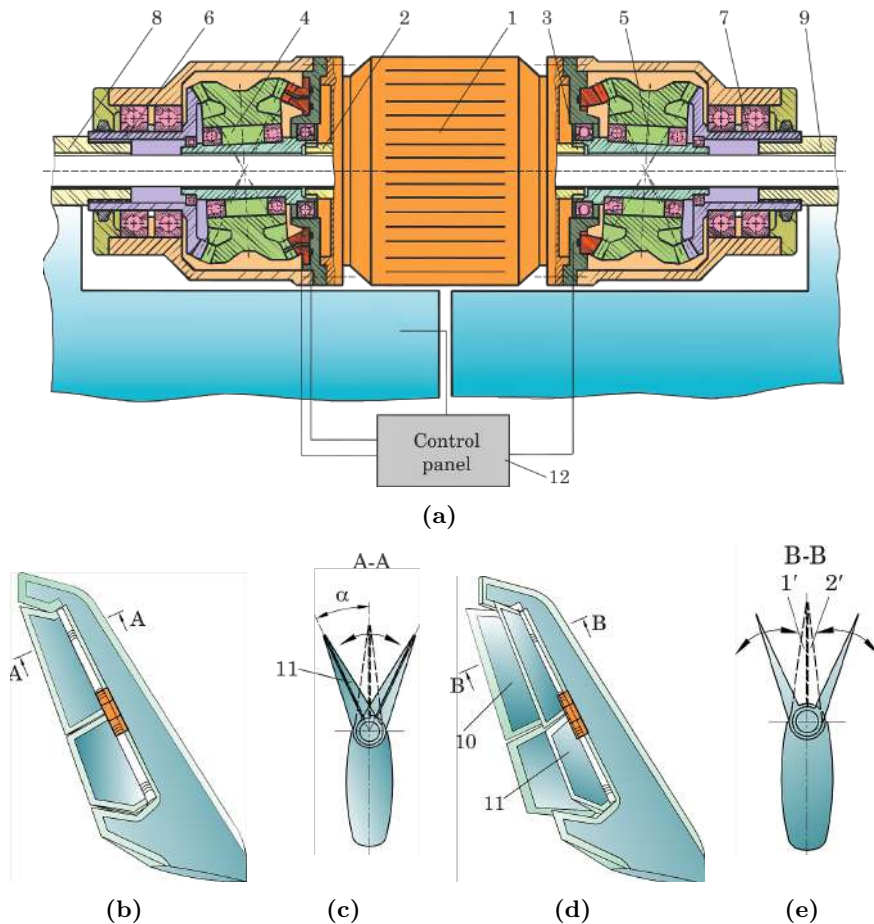
La funcționarea mecanismului în *regim de frână aeriană*, secțiunile turnante 10 și 11 se vor roti în direcții opuse, fiecare cu câte un unghi  $\alpha$  (unghiul maxim dintre secțiuni va fi de  $2\alpha$ ), (fig. 10.6 d, e).

La funcționarea mecanismului în *regim mixt*, sunt parcurse mai multe faze: faza I – secțiunea turnantă 10 se rotește până ajunge la secțiunea turnantă 11 (unghiul  $\alpha$ ), care este nemișcată; faza II – secțiunea turnantă 10 se oprește, iar secțiunea turnantă 11 se rotește în aceeași direcție până la unghiul maxim  $\alpha$ , apoi se rotește în direcție inversă cu unghiul  $\alpha$  împreună cu secțiunea turnantă 10.

Soluția propusă asigură funcționarea mecanismului în regim de cârmă de dirijare, de frânare aeriană și în regim mixt, având o construcție relativ simplă și o eficiență înaltă.

### 10.4 Reductor precesional cinematic $K-H-V$ pentru transmiterea mișcării în spații etanșe

Specificul transformării mișcării în transmisia precesională cu roată-satelit fixă oferă perspective largi în domeniul elaborării mecanismelor de acționare pentru transmiterea mișcării și a momentului de torsiune în spații etanșe (prin perete). În baza schemei structurale de tip  $K-H-V$  (fig. 2.2 b) [9] au fost elaborate construcțiile reductoarelor mecanismelor precesionale ermetice prezentate în figura 10.7. În figura 10.7 (a) este prezentat reductorul cu angrenaj precesional dințat ermetic, în care mișcarea de rotație a arborelui conducător 1 prin intermediul camei frontale 2 este transformată în mișcare sferospațială a roții-satelit 3 în jurul centrului de precesie situat în centrul locașului sferic 4. Ca rezultat al angrenării dinților 5 ai roții-satelit 3



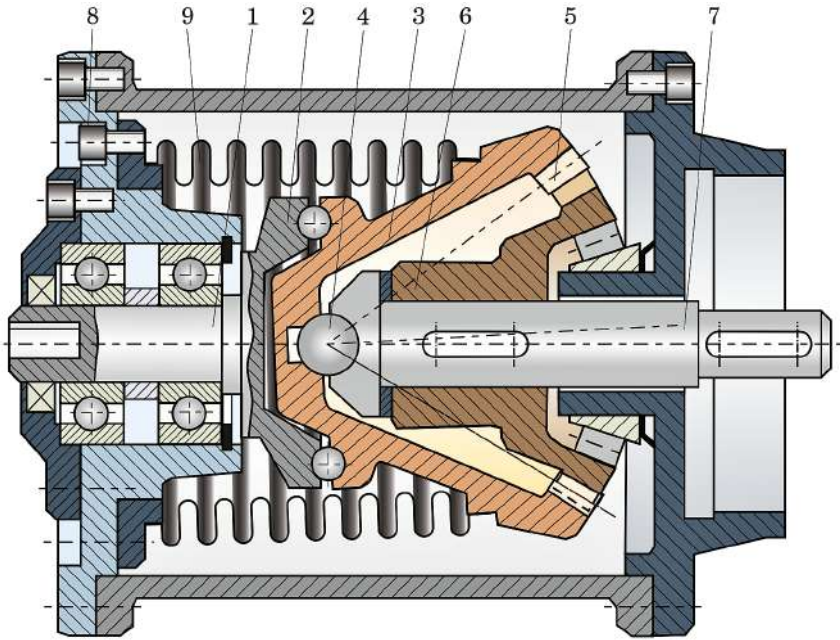
**Figura 10.6.** Module electromecanice precesionale pentru avionică: (a) proiect tehnic, (b, c) TPP în mecanisme de cârmă, (d, e) TPP în mecanisme de frână

cu dinții roții centrale 6 arborele condus 7 se va roti cu raportul de reducere:  $i = -Z_5 / (Z_5 - Z_6)$ .

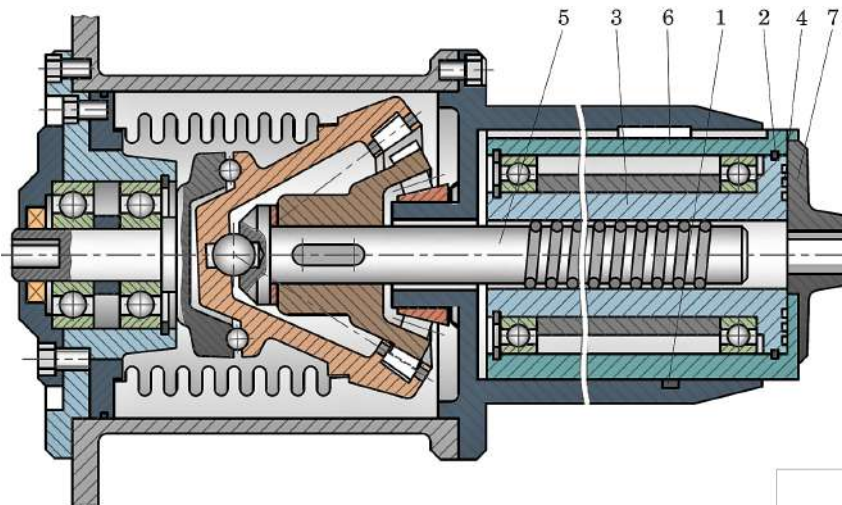
Legătura neasurică a roții-satelit 3 cu capacul 8 (carcasa reductorului) este realizată prin diafragma gofrată 9, care asigură atât transmiterea momentului reactiv de torsiune de la roata-satelit 3 la capacul fix 8, cât și etanșarea spațiilor. Această soluție tehnică asigură transmiterea mișcării de rotație reduse în spații etanșe cu deformări minime ale diafragmei gofrate 9. Reductorul poate fi utilizat la elaborarea mecanismelor de transmitere a mișcării în spații etanșe absolut izolate.

În figura 10.7 (b) este prezentat apucătorul robotului acționat de reductorul precesional din figura 10.7 (a), cuplat la un electromotor (nu este prezentat) [8]. Funcțiile de apucare și de deplasare în spațiul etanș a





(a)



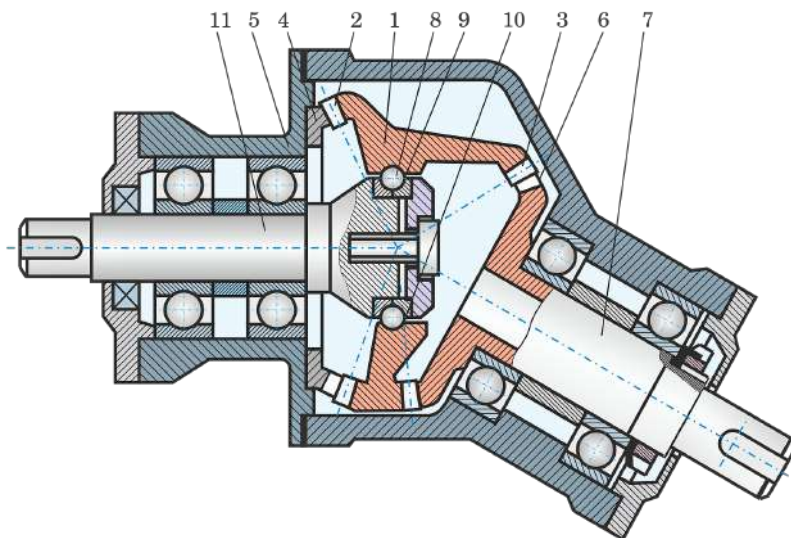
(b)

**Figura 10.7.** Reductoare precesionale  $K-H-V$  pentru transmiterea în spații etanșe a mișcărilor de rotație (a) și de translație (b)

obiectului apucat se realizează prin alternanța conectării și deconectării ambreiajelor magnetice 1 și 2. Spre exemplu, la conectarea ambreiajului 1 și deconectarea ambreiajului 2, bucușă 3 cu disc spiroidal 4 a transmisiei elicoidale cu bile 5, este antrenată în mișcarea de rotație, iar tacheții – în mișcarea de deplasare radială, astfel realizând funcția de apucare a obiectului. În cazul în care ambreiajul 2 este conectat, iar ambreiajul 1 e deconectat, bucușă transmisiei elicoidale 3, fiind blocată de la mișcarea de rotație, se va deplasa axial prin acțiunea transmisiei elicoidale cu bile 7, astfel asigurând deplasarea în spațiul etanș.

## 10.5 Reductor precesional cinematic $2K-H$ cu arbori concurenți

Unul dintre avantajele de bază ale transmisiei planetare precesionale cinematice este construcția coaxială, care asigură compatibilitate bună cu alte componente ale minisistemelor. Există diverse domenii în care este necesară transmiterea mișcării de rotație și a momentului de torsiune între arbori aflați sub un anumit unghi. Această opțiune poate fi realizată prin schema structurală a transmisiei planetare precesionale cu angrenare dințată prezentată în figura 10.8 [15].



**Figura 10.8.** Reductor planetar precesional cinematic cu axele arborilor conducător și condus concurențe în plan

Schema structurală a transmisiei include roata-satelit 1 cu coroanele danturate 2 și 3, roțile dințate centrale fixe 4, legată cu carcasa 5 și, respectiv, 6 legată rigid cu arborele condus 7. Roata-satelit 1 este instalată pe corpuri

de rulare 8 amplasate în canalele circulare 9 și 10, executate pe arborele conducător 11 și pe suprafața cilindrică interioară a roții-satelit 1.

Canalul circular 9 este înclinat în raport cu axa arborelui conducător 11 sub un unghi egal cu unghiul de nutație al roții-satelit 1. Axele axoidelor conice ale roții-satelit 1 nu sunt coaxiale ca în schemele de mai sus, ci sunt amplasate sub unghiul necesar de dispunere a arborilor conducător 11 și condus 7. Pentru excluderea rotirii roții-satelit 1 în jurul axei sale, numărul de dinți ai coroanei danturate 2 este egal cu numărul de dinți ai roții dințate fixe 4:  $Z_2 = Z_4$ . La rotirea arborelui conducător 11, corpurile de rulare 8, aflate simultan în canalele circulare 9 și 10 executate pe arborele conducător 11 și, respectiv, pe suprafața interioară a roții-satelit 1, vor antrena roata-satelit în mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie  $O$ . Ca rezultat al angrenării dinților coroanei danturate 3 cu dinții roții centrale 6, arborele condus se va roti cu raportul de transmitere  $i = -Z_6/Z_6 - Z_3$ .

## 10.6 Minitransmisii precesionale pentru micro sisteme

În prezent cresc cerințele pieței în produse industriale “inteligente”, “robuste”, “multifuncționale” și “cu preț redus”. Miniaturizarea este unica soluție viabilă pentru a satisface aceste cerințe. În acest sens, au fost miniaturizate așa elemente cum ar fi angrenajele pentru crearea unor micro sisteme ingineresti, utilizabile în diverse domenii: ingineria electrică, mecanica fină, medicină, industriile cosmică, chimică, atomică etc.

Turația înaltă a micromotoarelor electrice folosite pe larg ca elemente de acționare a micro sistemelor (până la  $100000 \text{ min}^{-1}$ ) necesită transmisii mecanice cu un raport de transmitere foarte mare. Angrenajele precesionale cu posibilități cinematice foarte largi (raportul de transmitere până la 5000 într-o singură treaptă realizată doar cu patru elemente de bază), cu precizie cinematică înaltă și construcție simplă își pot găsi o aplicație largă.

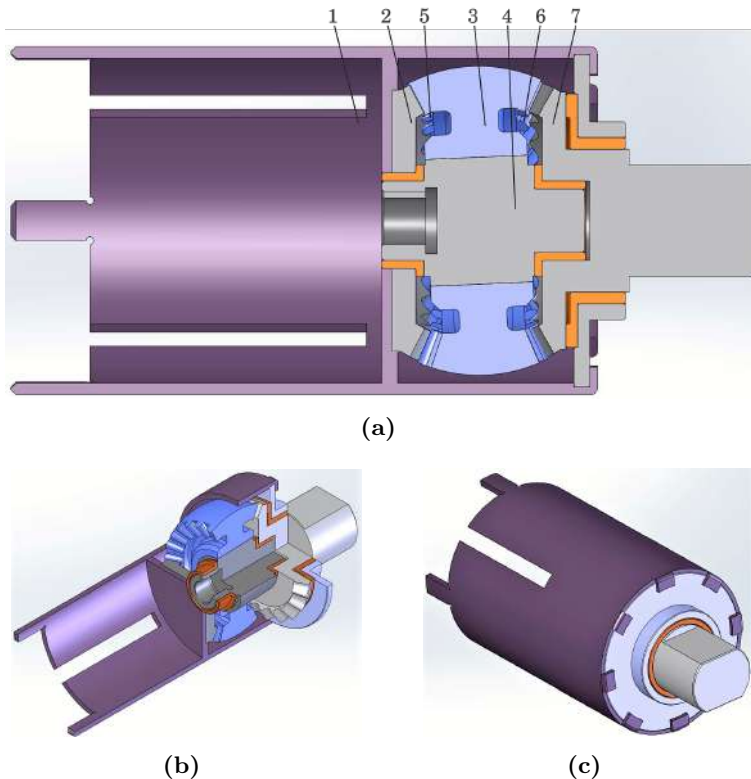
*Miniaturizarea în plan constructiv-funcțional are următoarele avantaje:*

- sistemele mici tind să se miște sau să se oprească mai rapid datorită inerției mecanice reduse;
- în sistemele miniaturizate, deformațiile termice și vibrațiile mecanice sunt reduse datorită maselor mai mici;
- dispozitivele miniaturizate sunt potrivite pentru aplicații în biomedicină și în domeniul aerospațial datorită masei și dimensiunilor mici;
- sistemele mici au stabilitate dimensională înaltă la temperaturi mari datorită expansiunii termice joase;
- dimensiunile mici ale sistemelor înseamnă cerințe reduse de spațiu, fapt ce permite asamblarea mai multor componente funcționale într-un singur dispozitiv;

- microsisemele au cerințe reduse de material, asigură cost redus de producție și de transportare;
- sistemele mici facilitează producerea în masă.

Miniaturizarea în continuare a sistemelor mecanice necesită transmisii mecanice de dimensiuni tot mai mici. Minitransmisii se consideră convențional cu dimensiuni diametrale între  $10\text{ mm}$  și  $100\text{ mm}$ . În cazurile în care sunt necesare rapoarte de transmitere mici, se utilizează transmisii cu roți dințate ordinare. În cazul rapoartelor de transmitere mari, al limitărilor considerabile de gabarite și masă, transmisii planetare precesionale cinematice au perspective largi de utilizare.

În continuare sunt prezentate o serie de variante conceptuale constructive de minireductoare planetare precesionale. În figura 10.9 (a, b, c) este prezentat modelul 3D computerizat al unui minimotoreductor planetar precesional [15].



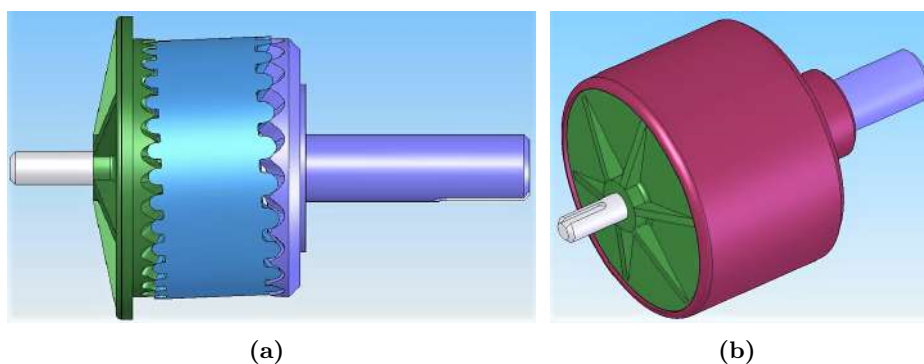
**Figura 10.9.** Modelul 3D al minimotoreductorului planetar precesional

Minimotoreductorul (motorul electric nu este prezentat) include carcasa comună 1 cu locaș pentru motorul electric, în care sunt amplasate roata dințată centrală 2, legată rigid cu flanșa carcasei 1, roata-satelit 3, instalată

pe arborele-manivelă 4, coroanele danturate 5 și 6 ale căreia se angrenează simultan cu dinții roții centrale fixe 2 și ai arborelui-pinion mobil 7.

Elementele minireductorului precesional sunt elaborate cu posibilitatea asamblării automatizate a acestuia. Simplitatea constructivă (include doar patru componente de bază) deschide perspective largi pentru utilizarea lui în diverse mini- și micro sisteme mecanice.

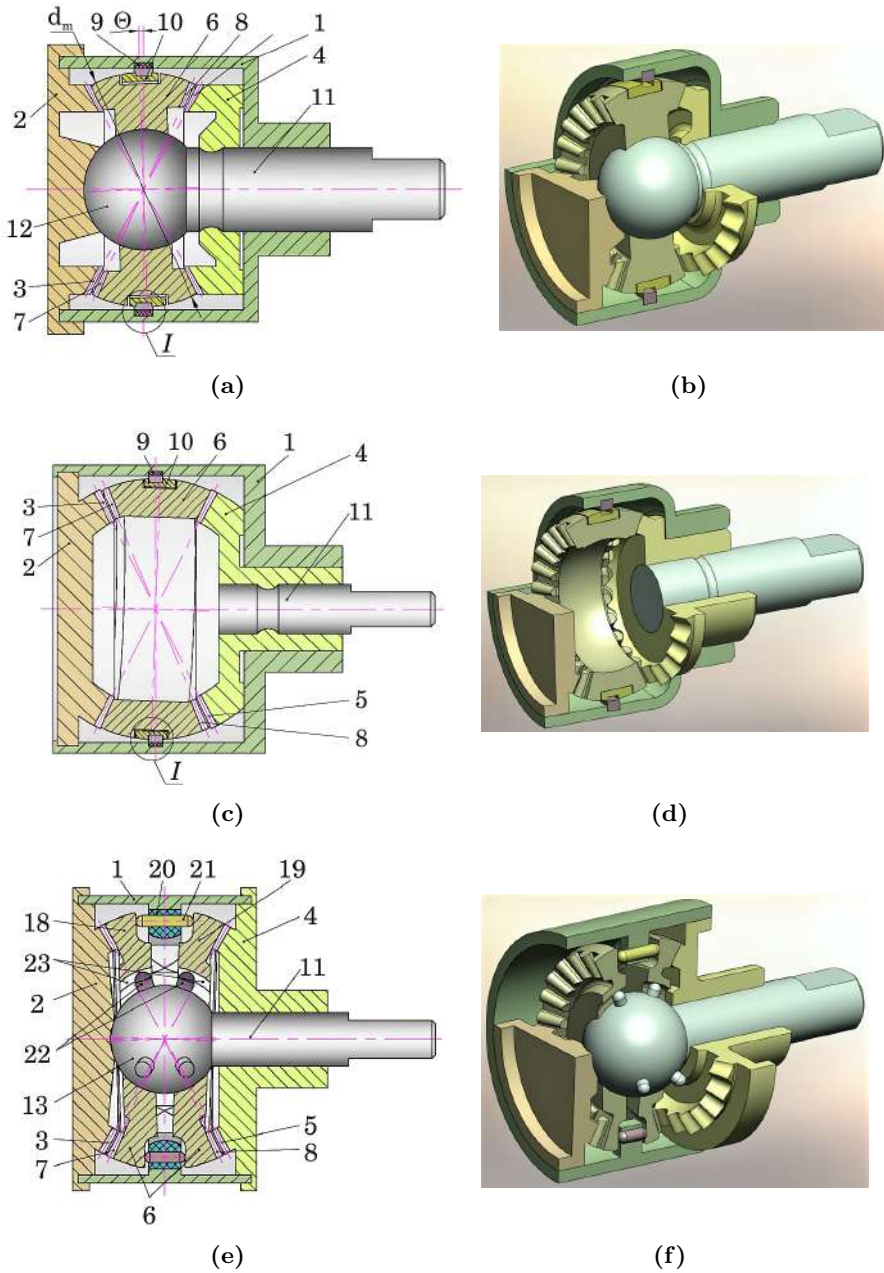
În figura 10.10 este prezentat modelul 3D computerizat al minireductorului planetar precesional într-o altă variantă conceptuală constructivă. Construcția coaxială a minireductorului și elaborarea constructivă specială a elementelor sale permit asamblarea lui robotizată, reducându-se astfel costurile sumare.



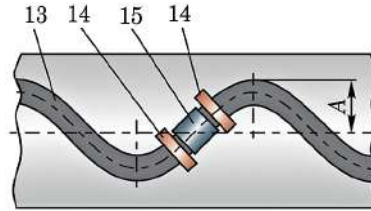
**Figura 10.10.** Modelul 3D al minireductorului planetar precesional

O construcție foarte compactă are mini-piezomotoareductorul precesional prezentat în figura 10.11 (a, b) [15], care include carcasa 1 cu capacul lateral 2, executat împreună cu roata dințată centrală fixă 3, roata dințată centrală mobilă 4 cu coroana danturată 5, satelitul 6 cu coroanele danturate 7 și 8, vibromotorul compus din piezoelementele 9 amplasate uniform pe perimetrul inelului 10, arborele condus 11 și reazemul sferic 12.

Pe suprafața exterioară sferică a satelitului 6 (fig. 10.12) este executată o canelură sinusoidală cu o singură perioadă 13, cu care interacționează transductoarele transversal 14 și longitudinal 15 ale piezoelementelor 9. La acționarea consecutivă a transductoarelor 14 și 15 ale piezoelementelor 9 (în număr de cel puțin trei), amplasate simetric pe perimetrul inelului 10, ele vor aduce satelitul 6 cu canelura 13 în zona de acțiune a transductoarelor 14 și 15, astfel ca linia de simetrie a canelurii 13 să coincidă cu axa de simetrie a transductoarelor transversal 14 și longitudinal 15, generând mișcarea precesională a satelitului 6 în jurul centrului de precesie  $O$  – punctul de intersecție a axei arborelui condus 11 cu generatoarele dinților roților centrale 3 și 4 și a coroanelor danturate 7 și 8 ale satelitului 6.



**Figura 10.11.** Structuri cinematice și modele 3D ale minimotoaretoarelor planetare precesionale



**Figura 10.12.** Vederea I din fig. 10.11 (a, b) cu componentele piezoelementelor

În varianta constructivă a mini-piezomotoreductorului precesional conform figurii 10.11 (c, d), satelitul 6 este amplasat liber (fără sprijin) cu autoașezare între coroanele danturate ale roților dințate fixă 3 și mobilă 4. Acest lucru permite simplificarea constructivă a mini-piezomotoreductorului planetar precesional și reducerea costurilor de producere.

În motoreductorul precesional din figura 10.11 (e, f), satelitul 6 este executat din două părți componente 18 și 19, între flanșele interioare ale cărora, pe ghidaje, în inelul 20 sunt amplasate simetric pe perimetru elementele 21 (cel puțin trei elemente amplasate la unghiul de  $120^\circ$ ), executate din material cu memoria formei (de exemplu, din aliajul nitinol – NiTi). Părțile 18 și 19 sunt legate cinematic cu capătul sferic 13 al arborelui condus 11 prin intermediul degetelor 22 ce rulează în canalele 23. La încălzirea consecutivă a elementelor 21 amplasate pe perimetrul inelului 20, ele își modifică lungimea, generând deplasări axiale ale părților satelitelui 18 și 19, asigurând astfel angrenarea dinților părților 18 și 19 cu dinții roților centrale 3 și 4.

Construcția simplă (include doar cinci elemente de bază) și susceptibilă automatizării procesului de asamblare, rapoartele de transmitere foarte largi (până la  $i = -10.000$  într-o singură treaptă, realizate cu doar cinci elemente), tehnologiile înalt productive de fabricare, bazate pe turnare din mase plastice și sinterizare din pulberi metalice, asigură perspective largi de utilizare a minimotoreductoarelor precesionale în diverse mini- și micro sisteme.

## 10.7 Transmisii precesionale cinematice în mecanismele de acționare a utilajului tehnologic

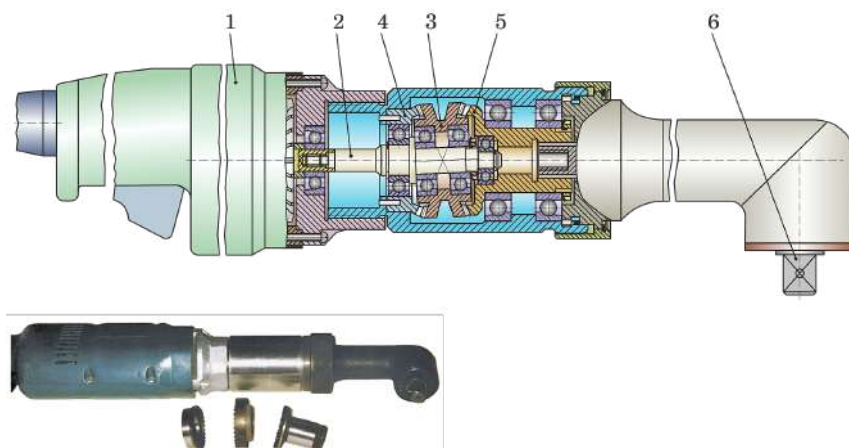
Automatizarea proceselor de asamblare, care ocupă până la 35% din volumul de lucru consumat la fabricarea unei mașini, impune modernizarea utilajului tehnologic pentru procesele de asamblare, control și ajustare. De aceea, crearea utilajului tehnologic cu performanțe ridicate ar fi un pas spre asigurarea calității și reducerea costurilor proceselor de asamblare, precum și spre sporirea competitivității mașinilor în general. Posibilitățile cinematice

deosebit de largi, simplitatea constructivă, tehnologiile simple de fabricare, bazate pe metode moderne de sinterizare din pulberii metalice și de turnare din mase plastice, compacitatea, gabaritele și masele reduse constituie avantaje care deschid perspective de utilizare a transmisiilor precesionale cinematice în construcția mecanismelor de acționare a utilajului tehnologic.

### 10.7.1 Chei electromecanice cu transmisii precesionale cinematice

La baza elaborării reductorului precesional al cheilor electromecanice prezentate în figurile 10.13–10.18 s-a luat schema  $2K-H$  cu angrenaj dințat prezentat în tabelul 2.3, schema structurală VI cu angrenaj convex-concav. Cheia electromecanică (fig. 10.13) include electromotorul special 1 de turație înaltă, al cărui arbore este legat prin filet de arborele-manivelă 2 al reductorului precesional, pe care este montat satelitul 3 cu două coroane danturate cu profil în arc de cerc, care se angrenează cu roțile centrale conice 4 și 5. Ultima este legată de arborele-portsculă 6 printr-o transmisie conică ortogonală [15].

Roțile dințate 4 și 5 cu profil convex/concav al dinților și satelitul 3 au fost executate din pulberi metalice în forme de presare cu matrițe cu profil negativ al dinților, executate conform tehnologiei descrise în capitolul 2. Angrenajul și rulmenții se ung cu unsoare consistentă.



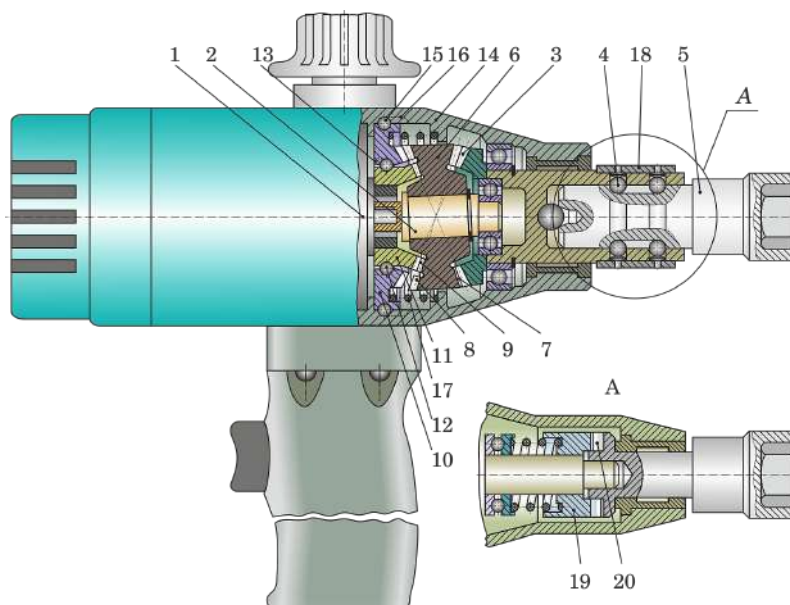
**Figura 10.13.** Cheie electromecanică ortogonală cu transmisie precesională  $2K-H$

Proiectarea reductorului precesional cinematic al cheii electromecanice a fost efectuată de autori la solicitarea Asociației de Producere *AvtoVAZ* din or. Toliatti, FR. Drept prototip a fost luată cheia electromecanică produsă de Firma *Bosch*. Caracteristicile tehnice: puterea electromotorului  $P = 470\text{ W}$ ;



momentul maxim de înșurubare –  $100\text{ Nm}$ ; raportul de transmitere al reductorului  $i = -72$ ; turația arborelui motor  $n = 12.000\text{ min}^{-1}$ .

Cheia electromecanică din figura 10.14 [15] include electromotorul 1, reductorul precesional 2, a cărei roată condusă 3 este legată prin cuplajul de siguranță cu plăci arcuite 4 de arborele-portsculă 5. Blocul-satelit 6 are într-o parte o coroană danturată 7, care se angrenează cu roata condusă 3, iar pe partea opusă – două coroane danturate 8 și 9, ce se angrenează cu două roți centrale 10 și 11, care vin în contact cu bilele 12 amplasate între dinții frontali 13 ai roții 10. Ultima este legată de corpul 14 cu ajutorul bilelor 15, amplasate în canalele înclinate 16.



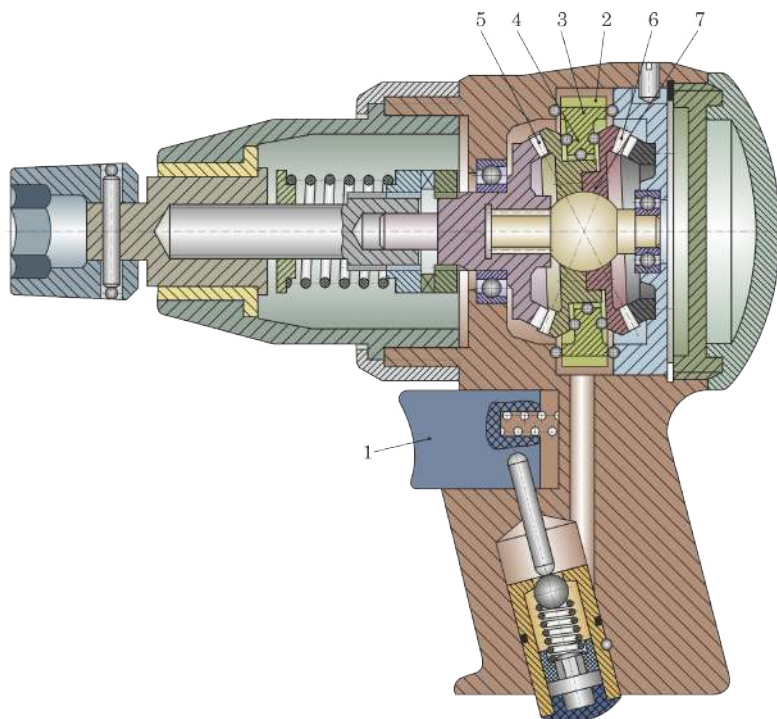
**Figura 10.14.** Cheie electromecanică cu transmisie precesională  $2K-H$  și cuplaj de siguranță

Reductorul precesional permite obținerea a două viteze de lucru, fapt ce lărgeste simțitor posibilitățile tehnologice ale cheii. La creșterea momentului de înșurubare la portsculă, bilele 15, învingând rezistența arcului 17 și acționând asupra pereților canelurilor înclinate, deplasează roata centrală 10 în direcție axială, asigurând angrenarea ei cu coroana danturată 8 a satelitului 6 și decuplarea ei de roata centrală 11. La creșterea în continuare a momentului de înșurubare, bilele cuplajului de siguranță 4 înving rezistența de arcuire a plăcilor inelului 18 și ies din canalele arborelui-portsculă.

Cheia electromecanică din figura 10.14 este asigurată cu cuplaj de siguranță 19 cu saboți arcuiți în direcție axială, care îndeplinește atât funcția de protecție a cheii contra suprasarcinilor, cât și cea de comunicare

la arborele-portsculă a loviturilor tangențiale ce apar la ieșirea/intrarea saboților 20 din angrenare. Acest efect asigură înșurubarea pieselor filetate cu un moment de înșurubare mai redus.

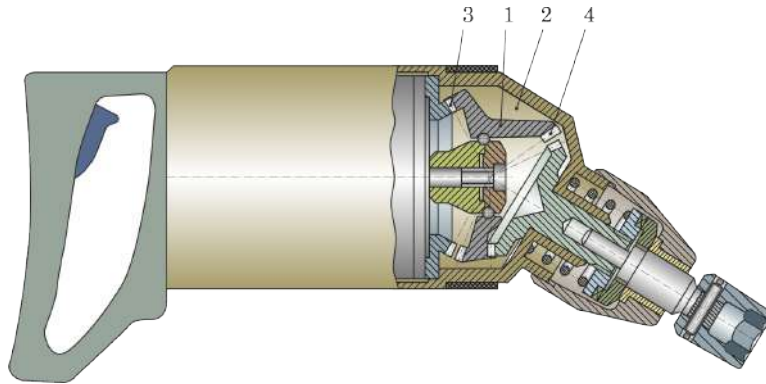
Cheia mecanică din figura 10.15 [15] este cu acționare pneumatică. Jetul de aer comprimat, reglat de întrerupătorul 1, acționează asupra paletelor 2 ale roții de lucru 3, al cărei butuc înclinat 4 este amplasat pe corpuri de rulare între coroanele danturate 5 și 6 ale satelitului 7. Mișcarea de rotație a roții de lucru 3, datorată înclinării butucului 4, se transformă în mișcare de precesie a satelitului 7. În continuare, cheia mecanică funcționează similar cu cea din cazul precedent.



**Figura 10.15.** Cheie pneumatică cu transmisie precesională  $2K-H$  și cuplaj de siguranță

Pentru înșurubarea pieselor filetate sub un unghi  $45^\circ > \alpha > 0^\circ$ , se propune cheia electromecanică prezentată în figura 10.16 [15], în care blocul-satelit 1 al reductorului precesional 2 este executat cu un unghi oarecare între axele conului de dispunere a coroanelor danturate 3 și 4. Principiul de funcționare este similar cu cel al cheii din figura figura 10.14.

Înșurubarea pieselor filetate sub un unghi de  $90^\circ$  față de axa cheii poate fi asigurată de cheia electromecanică redată în figura 10.17 [15]. Mișcarea de rotație redusă se transmite roților centrale conduse 1 și 2, legate cu



**Figura 10.16.** Cheie electromecanică cu transmisie precesională  $2K-H$  pentru înșurubarea pieselor filetate sub un unghi de maximum  $45^\circ$

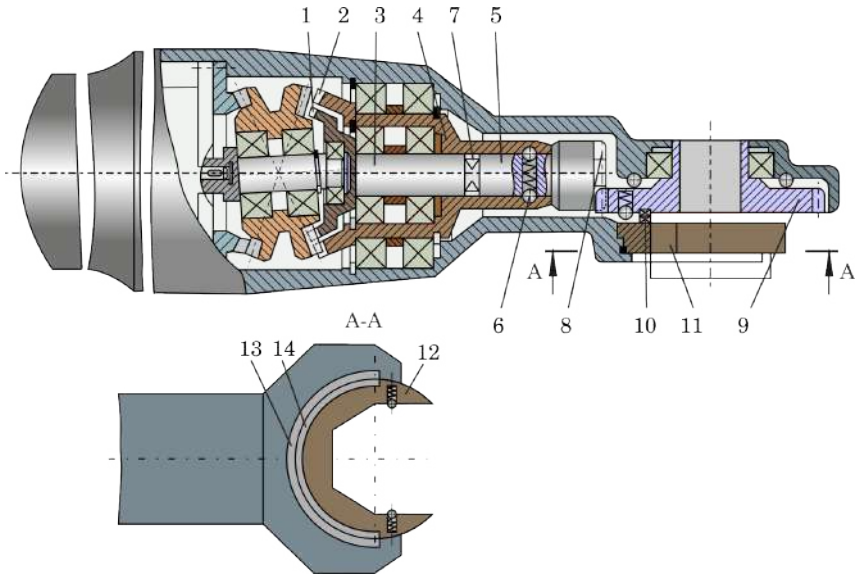
arborii 3 și 4 (arborele 4 se rotește mai încet). Arborele 4 este legat de arborele intermediar 5 prin bilele tensionate 6, iar arborele 3 – cu ajutorul ambreiajului de cursă liberă 7.

Mai departe, arborele intermediar 5, prin cuplul de roți dințate 8 și 9 și saboții frontali 10, este legat de portscula 11, tensionată în direcție axială. Pentru reîntoarcerea portsculei 11 în poziția inițială, în corpul 12 și în portsculă sunt instalați magnetii permanenți 13 și 14. Pentru efectuarea înșurubării, scula se introduce pe piesa de înșurubare, se apasă ușor în direcție axială pentru a angrena saboții frontali 10 și se conectează electromotorul. La creșterea momentului de înșurubare, bilele, învingând rezistența arcului, decuplează arborii 3 și 5, asigurând transmiterea unui moment de înșurubare mai mare de la arborele 4 prin ambreiajul de cursă liberă la portscula 11.

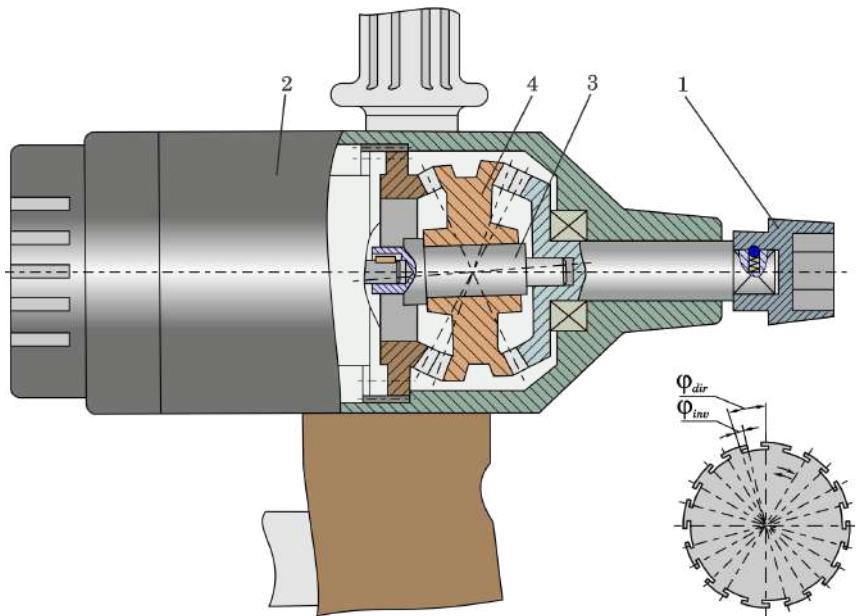
Cheia electromecanică prezentată în figura 10.18 [15] dezvoltă un moment de înșurubare majorat, datorită transmiterii portsculei 1, pe lângă momentul de torsiune dezvoltat de motorul electric 2 și reductorul precesional 3, și a unor micromișcări circulare alternative  $\varphi_{dir}$  și  $\varphi_{inv}$  de frecvență înaltă, generate de amplasarea și/sau executarea satelitului 4 cu excentricitate și utilizarea angrenajului precesional cu profil asimetric. Mișcările accelerate asigură generarea loviturilor de șoc de frecvență înaltă care acționează asupra piesei filetate, măbind momentul de înșurubare.

### 10.7.2 Șurubelniță electromecanică cu transmisie precesională cinematică

Construcția șurubelniței din figura 10.19 este similară cu cea din figura 10.13 [15]. Într-un corp din masă plastică sunt asamblate electromotorul 1, reductorul precesional de tip  $2K-H$  constituit din satelitul 2 instalat pe

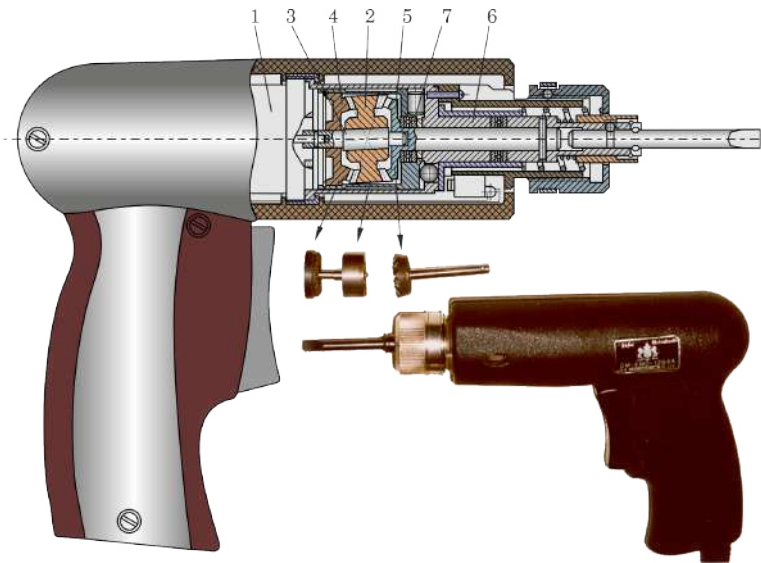


**Figura 10.17.** Cheie electromecanică pentru înșurubarea pieselor filetate sub un unghi de 90°



**Figura 10.18.** Cheie electromecanică cu transmisie precesională 2K-H pentru înșurubarea cu șocuri a pieselor filetate

arborele manivelă 3. Satelitul 2 efectuează mișcare sferospațială între roțile dințate centrale imobilă 4 și mobilă 5 executată dintr-un întreg cu arborele condus. Arborele condus 5 al reductorului este unit cu arborele-portsculă 6, dotat cu mecanismul de protecție contra suprasarcinilor 7. Arborii sunt montați pe lagăre de alunecare. Angrenajul este uns cu unsoare consistentă.



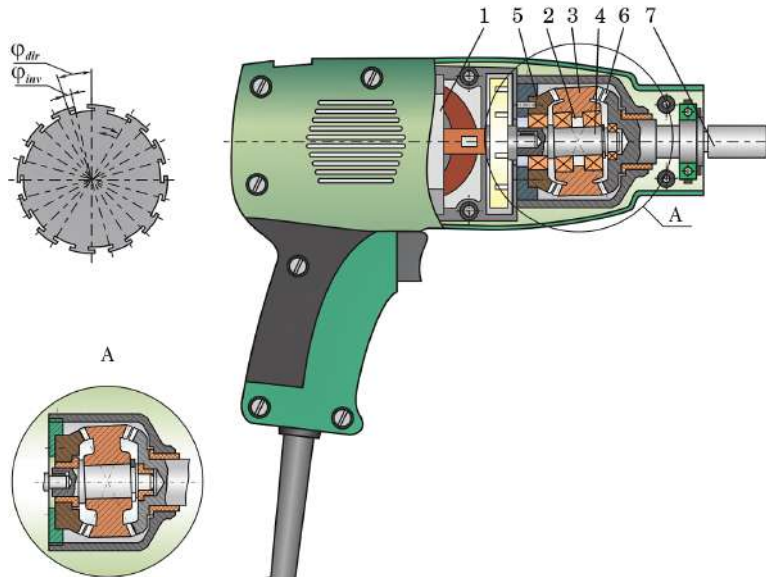
**Figura 10.19.** Șurubelniță electromecanică cu transmisie precesională  $2K-H$

Proiectarea reductorului precesional al șurubelniței electromecanice a fost elaborată și fabricată de autori la comanda întreprinderii *Electron* din or. Plevna, Bulgaria. Roțile dințate ale reductorului planetar precesional cinematic au fost executate din pulberi metalice prin presare dublă cu sinterizare. Reductorul a fost încorporat în corpul șurubelniței electromecanice produse de întreprinderea *Sofia-Mitsukoshi*. Caracteristicile tehnice: alimentarea electromotorului –  $80\text{ W}$ ; turația electromotorului  $n_m = 18.000$ ; raportul de transmitere al reductorului  $i = -36,8$ ; momentul de torsiune la arborele-portsculă  $T = 3\text{ Nm}$ ; turația arborelui-portsculă  $n_{a.p.} = 500\text{ min}^{-1}$ .

### 10.7.3 Mașini de găurit cu transmisii precesionale cinematice

Mașina de găurit *Albina* prezentată în figura 10.20 include electromotorul de turație înaltă 1, reductorul precesional 2 cu blocul-satelit 3, montat pe manivela 4, și roțile centrale 5 și 6. Roata dințată centrală 6 este executată dintr-un întreg cu arborele-portsculă 7. Pentru transmiterea mișcării de rotație reduse portsculei, cu microdeplasări periferice alternative de

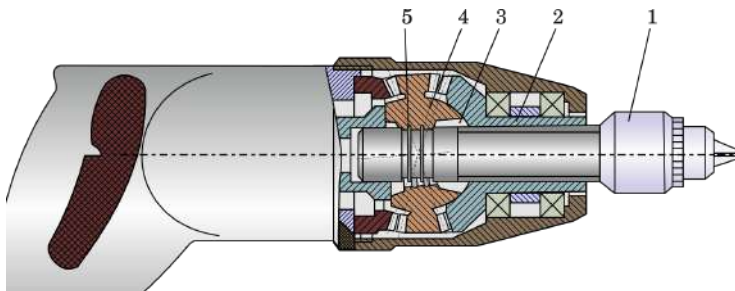
întăită frecvență, profilul dinților roții conduse 6 este elaborat asimetric, iar blocul-satelit este montat pe o manivelă cu excentricitate. Astfel, microdeplasările alternative  $\varphi_{dir}$  și  $\varphi_{inv}$  vor avea frecvența mișcării precesionale a blocului-satelit, adică frecvența rotației electromotorului. Mașina de găurit poate fi elaborată cu reductor precesional având în componența sa lagăre de alunecare ce substituie rulmenții.



**Figura 10.20.** Mașină de găurit (a), schema microdeplasărilor periferice alternative ale arborelui-portsculă (b) și reductorul precesional în secțiune (c)

Caracteristicile tehnice: momentul de torsiune –  $7\text{ Nm}$ ; raportul de transmitere al reductorului  $i = -28$ ; puterea motorului –  $620\text{ W}$ ; turația motorului –  $18.000 \dots 25.000\text{ min}^{-1}$  [15].

În figura 10.21 [15] este prezentată o mașină de găurit destinată prelucrării găurilor în materiale dure sau fragile.

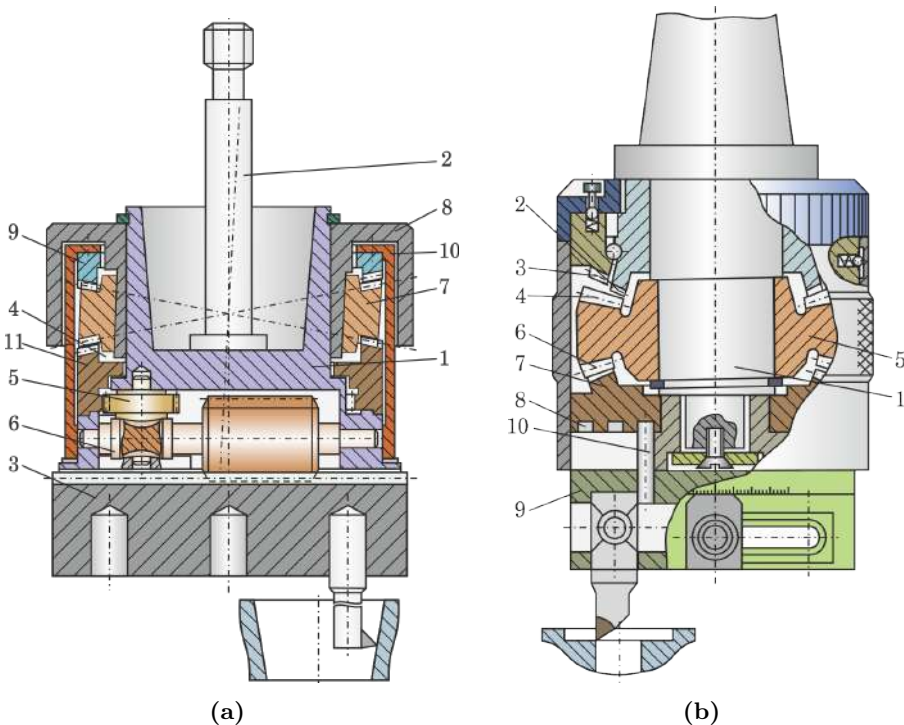


**Figura 10.21.** Electromașină de găurit cu șocuri

Portscula 1 primește, pe lângă momentul de torsiune transmis de roata dințată condusă 2 a reductorului precesional 3, unele microdeplasări axiale de frecvență înaltă, transmise portsculei de satelitul 4 prin filetul dezaxat 5 cu unghiul de ridicare zero, materializat pe suprafața interioară a satelitului, executată excentric.

#### 10.7.4 Capuri de alezat cu transmisii precesionale cinematice

Dimensiunile de gabarit mici și capacitatea portantă ridicată datorită multiplicității angrenării deschid perspective largi de utilizare a TPC în capuri de alezat. Capul de alezat din figura 10.22 (a) [9] include corpul 1 cu tija 2, portcuțitul 3, mecanismul de reducere care constă din transmisia precesională 4 de tip  $2K-H$ , transmisia cu roți dințate cilindrice 5 și transmisia cu melc 6.



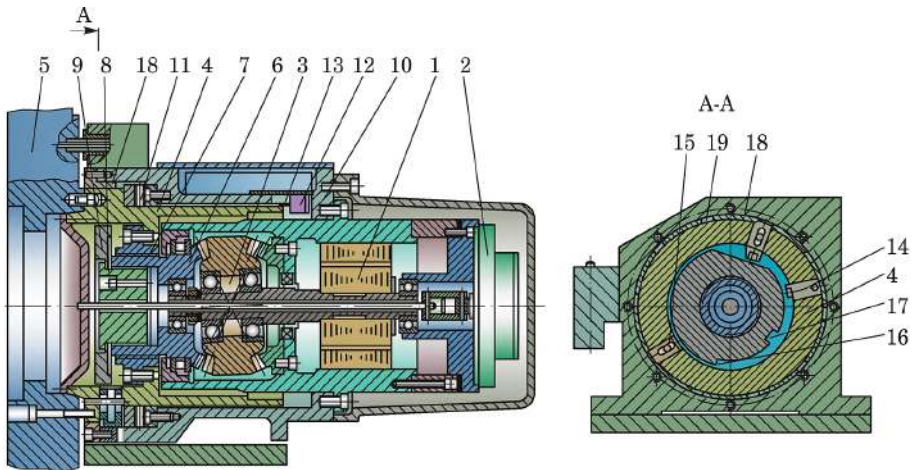
**Figura 10.22.** Capuri de alezat cu transmisie precesională  $2K-H$

Transmisia precesională (fig. 10.22 a) include satelitul 7 instalat pe butucul înclinat al brățării 8, roata centrală 9 fixată în corpul 10, roata centrală condusă 11 cu angrenajul cilindric 5. La rotirea tijei 2, odată cu corpul 1 se va roti și roata centrală 9. Pentru avansul radial al cuțitului, este necesar de a frâna cu mâna brățara 8. Datorită posibilităților realizării

în transmisia precesională a unei game largi de variație a raportului de transmitere, se lărgeste simțitor gama avansului de lucru al portcuțitului 3. Aceasta permite alezajul suprafețelor conice, începând cu câteva minute și până la  $45^\circ$  și mai mult.

În figura 10.22 (b) [9] este prezentat capul de alezat ce asigură două avansuri radiale diferite, în urma angrenării consecutive a roților centrale 2 și 3 cu coroana danturată 4 a satelitului 5. A doua coroană 6 a satelitului se angrenează cu roata centrală condusă 7, pe partea frontală a căreia este executată o spirală arhimedică 8. Portcuțitul 9 este legat prin știftul 10 cu spirala arhimedică 8, fapt ce-i permite să se deplaseze radial la rotirea redusă a roții centrale conduse 7.

Capul-revolver din figura 10.23 [15] conține electromotorul 1 cu tractorul poziției unghiulare 2 al arborelui electromotorului, reductorul precesional 3 de tip  $2K-H$  cu angrenaj convex-concav, bușa rotativă 4 cu discul de scule 5.



**Figura 10.23.** Cap-revolver cu transmisie planetară precesională cinematică

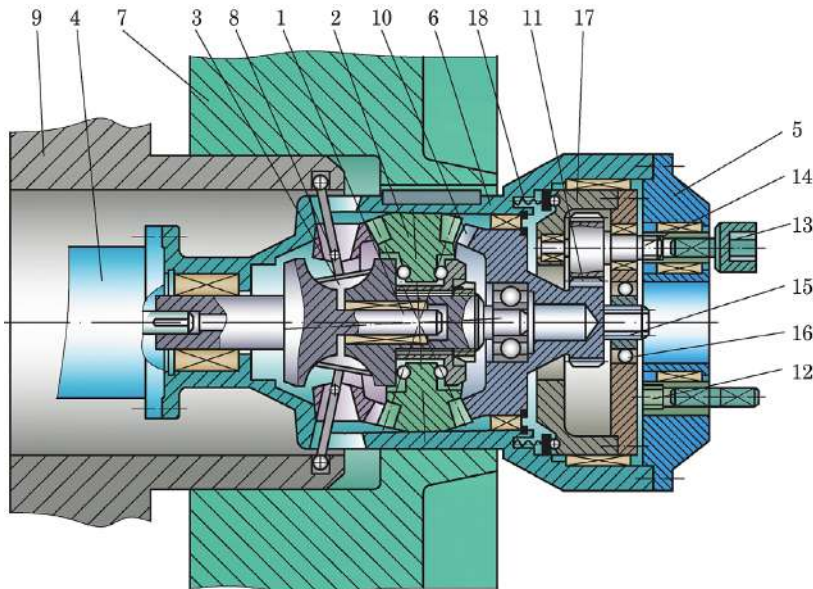
Pe butucul roții conice conduse 6 este executat, la interior și exterior, filetul 7, prin care aceasta se leagă de bușa rotativă 4 și cuplajul cu dinți 8, cuplaj legat la rândul lui de cama de indexare 9. Bușa rotativă 4 este fixată pe lagărul 10 prin intermediul cuplajului cu dinți 11. În lagărul 10, vizavi de bușa rotativă 4, sunt montate traductoarele 12 pentru poziția unghiulară și microîntrerupătorul 13 de control al cuplajului cu dinți 11. În bușa rotativă 4 sunt executate găuri radiale, în una din ele fiind fixat știftul 14, iar în cealaltă fiind montat, cu posibilitatea deplasării axiale, știftul 15, cu capetele teșite. Pe suprafața camei 9 sunt executate pragurile 16 și canalele 17, care vor veni în contact cu știfturile 14 și 15. Pe batiu este fixată flanșa 18, care vine în contact cu bușa rotativă 4. În flanșa sunt executate canalele



19 cu teșituri, ce vor veni în contact cu știftul 15. Numărul canalelor este egal cu numărul necesar al pozițiilor capului-revolver. Traductoarele și microîntrerupătorul 13 asigură funcționarea capului-revolver cu precizie de poziționare ridicată.

### 10.7.5 Cap de asamblat cu transmisie precesională cinematică

În figura 10.24 [15] este prezentat un cap de asamblare ce include reductorul precesional 1, în care este asamblat variatorul toroidal 3 (în interiorul butucului satelitului 2), legat de electromotorul 4, și magazia de scule 5, toate fiind amplasate în corpul 6, legat rigid de suportul mobil 7. Osiile rolor 8 ale variatorului toroidal sunt legate de corpul nemișcat 9. Roata condusă 10 a reductorului precesional 1 este legată prin transmisia cu angrenaj cilindric 11 și bușele canelate 12 de sculele 13. Pentru rotirea arborelui canelat 14 și cuplarea cu altă bușă canelată 12 a altei scule, roata dințată condusă 10 este unită prin transmisia elicoidală 15 și cuplajul de cursă liberă 16 de brațul 17, tensionat în direcție axială. Mișcarea de rotație redusă de la roata dințată condusă se transmite prin angrenajul cilindric 11, arborele canelat 14 și bușele canelate 12 la sculele 13. Pentru schimbarea sculei se schimbă direcția rotirii arborelui motor.



**Figura 10.24.** Cap de asamblat cu transmisie planetară precesională cinematică

Astfel, mișcarea de rotație a roții conduse 10, datorită transmisiei elicoidale 15, se transformă în mișcare axială a brațului 17, care, învingând

rezistența arcului 18, se deplasează axial până la refuz (asigurând decuplarea arborelui canelat 14 de bușa 12), apoi, cu ajutorul cuplajului de cursă liberă 16, se va roti până în dreptul sculei necesare (poziția se coordonează cu ajutorul unui traductor), după care schimbând iarăși direcția rotirii arborelui canelat 14 cu bușa canelată 12 a sculei necesare 13. În procesul de înșurubare a osiilor rolelor 8 ale variatorului toroidal 3 în corpul fix 9, raportul de transmitere se micșorează cu o valoare proporțională cu creșterea momentului de înșurubare. Astfel, capul de asamblare funcționează într-un regim optim, corespunzător procesului de înșurubare.

### 10.7.6 Mecanism de alimentare a aparatului de sudat

Construcția reductorului precesional cinematic al mecanismului de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat (elaborat la solicitarea Întreprinderii *Etalon* din or. Simferopol, Ucraina) este similară celei prezentate în figura 10.25 (a, b, c) [15].

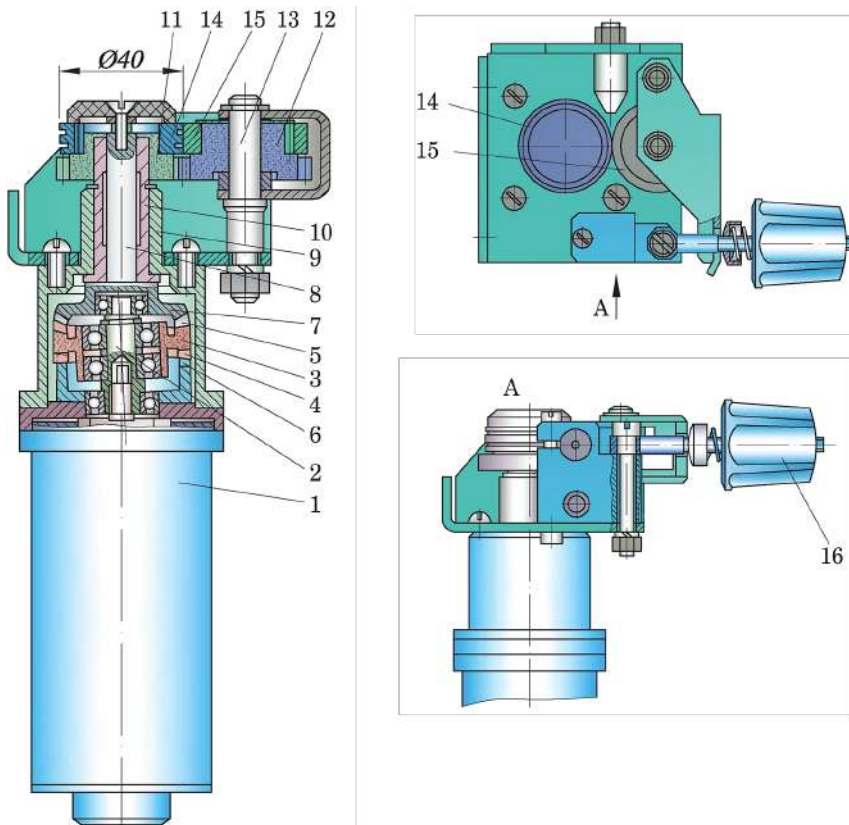


Figura 10.25. Mecanism de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat

Mecanismul include electromotorul de curent continuu 1, asamblat prin flanșă cu reductorul precesional 2. Ultimul conține satelitul 3 cu două coroane danturate 4 și 5, care se angrenează cu roata dințată centrală 6, fixată în corp, respectiv cu roata centrală 7, legată de arborele condus 8, montat în corpul 9 pe lagărul de alunecare 10. Arborele condus 8 este legat de roata dințată 11, care se angrenează cu roata dințată 12, montată pe arborele 13. Pe butucii roților dințate 11 și 12 sunt fixate rolele de antrenare 14 și de apăsare 15 (fig. 10.25 b) a sârmei de sudat. Rola 15 este apăsată cu ajutorul manivelei arcuite 16 (fig. 10.25 c). Spre deosebire de schema structurală a transmisiei planetare precesionale cinematice (fig. 2.9 a), în reductorul precesional elaborat satelitul include o coroană danturată cu unghiul axoidei conice  $\delta = 22^\circ 30'$  și alta cu unghiul  $\delta = 0^\circ$ , care formează cu roata dințată 6 un angrenaj, roțile având număr egal de dinți ( $Z_6 = Z_4$ ). În acest mod se exclude posibilitatea rotirii neuniforme a arborelui condus, generate de particularitățile mișcării precesionale a satelitului în cazul egalității numărului dinților coroanelor angrenate.

În baza documentației tehnice elaborate a fost fabricat prototipul industrial al mecanismului de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat cu reductor planetar precesional cinematic. Caracteristicile tehnice: turația electromotorului  $DP-60-90-4-24-P09-D09$   $n_{max} = 4000 \text{ min}^{-1}$ ; raportul de transmitere al reductorului  $i = -72$ ; momentul de torsiune admis  $T = 16 \text{ Nm}$ ; forța de întindere  $F = 24 \text{ kg}$  pentru momentul nominal al electromotorului.

## 10.8 Mecanisme precesionale de acționare a roboților industriali

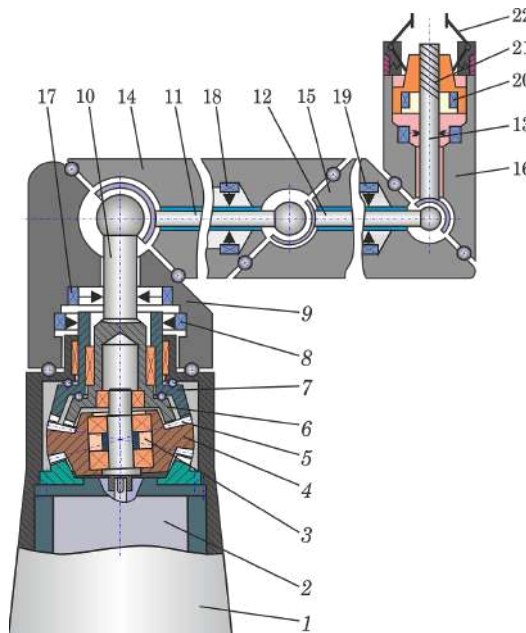
Miniroboții sunt sisteme foarte complexe, care folosesc diferite tipuri de mini- și micromecanisme de acționare. Deși mâna omului este un instrument foarte flexibil și posedă o dexteritate aproape neîntrecută, ea are limitări atunci când lucrează în lumea mini- și microstructurilor.

În continuare sunt prezentate unele aplicații ale transmisiilor planetare precesionale cinematice în roboți industriali, utilizabili în: tehnologiile medicale; tehnologia mediului înconjurător; ingineria automatizării; mini- și microasamblare; obiectele casnice; ingineria de fabricație; metrologie; bioinginerie. Astfel de aplicații revoluționează tehnologiile clasice și sunt foarte importante pentru industrializarea tehnologiilor mini- și microsistemelor (TMS).

### 10.8.1 Roboți și manipolatoare cu acționare în baza transmisiiilor precesionale

Având precizie cinematică înaltă datorită multiplicității angrenajului, gabarite și mase reduse, construcție coaxială, rapoarte de transmitere mari, transmisiile precesionale își pot găsi un loc deosebit în mecanismele de acționare a roboților industriali. În figurile 10.26–10.33 sunt prezentate câteva scheme de roboți industriali cu mecanisme de acționare precesionale.

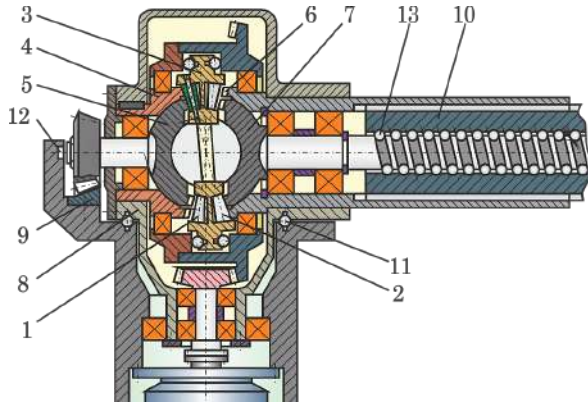
În figura 10.26 [15] este prezentat un robot industrial multiarticulat, cu o zonă largă de deservire. Robotul include batiul 1 pe care sunt montați electromotorul 2, reductorul precesional 3 cu blocul-satelit 4, a cărei coroană danturată 5 se angrenează simultan cu două roți dințate centrale 6 și 7 cu număr diferit de dinți. Roata centrală 7 este legată prin mecanismul de legătură 8 de elementul 9, iar roata 6 – de arborele condus 10, legat la rândul său prin cuplaje sferice de arborii 11, 12 și 13 ai elementelor 14, 15 și 16 ale robotului. Prin pornirea consecutivă a mecanismelor de legătură 8, 17, 18, 19, 20 și 21, gheara 22 a mâinii robotului poate ocupa orice poziție în spațiul de deservire, efectuând totodată operația de prindere.



**Figura 10.26.** Robot cu acționare în baza transmisiei precesionale  $2K-H$

În robotul industrial din figura 10.27 [142], coroanele danturate 1 și 2 ale satelitelui 3 se angrenează cu roțile dințate centrale 4, 5 și, respectiv, 6, 7. Roata centrală 4 este fixată în corpul 8. Roata centrală 5, prin angrenajul conic 9, antrenează în mișcare de rotație mâna robotului 10 în jurul axei

lagărului 11 (în cazul în care ambreiajul electromagnetic 12 este decuplat). Roata centrală 6, având mișcare de rotație redusă, antrenează în mișcare de rotație mâna robotului 10, iar roata centrală 7, prin intermediul transmisiei elicoidale cu bile 13, antrenează mâna robotului 10 în mișcare de translație.



**Figura 10.27.** Manipulator cu transmisie precesională

În figura 10.28 [15] este prezentat mecanismul precesional de acționare a robotului mobil, care include motorul electric 1, reductorul conic 2, în butucul roții conice 3 a căruia este amplasat reductorul precesional 4. De o parte a satelitului 5 este roata centrală condusă 6, care poate fi legată prin mecanismul de legătură 7 de batiul robotului, efectuând, în caz de necesitate, rotirea robotului 8. De partea opusă a satelitului 5 sunt montate 2 roți centrale 9, legate rigid de platformele 10 și 11, legate prin transmisia elicoidală 12 și mecanismul de legătură 13, de arborele 14 de dirijare a poziției roților 15 de deplasare a robotului. Regimul de funcționare a mecanismelor de legătură 7 și 13 este coordonat de punctul de comandă 15. Acționarea roților 15 de deplasare a robotului se efectuează prin mecanismul precesional similar roților-motor examinate anterior.

### 10.8.2 Mecanisme precesionale de acționare a articulațiilor

În figura 10.29 sunt prezentate articulațiile roboților industriali acționate de transmisia precesională tip  $2K-H$  [8, 143]<sup>1</sup>.

În interiorul brațului robotului 1 (fig. 10.29 a) este amplasat motorul electric 2 cuplat la angrenajul conic cu roțile 3 și 4. În butucul roții 4 este amplasat angrenajul precesional cu satelitul 5 cu o coroană de role 6. Corpul satelitului 5 prin intermediul corpurilor de rostogolire 7 și 8 este

<sup>1</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

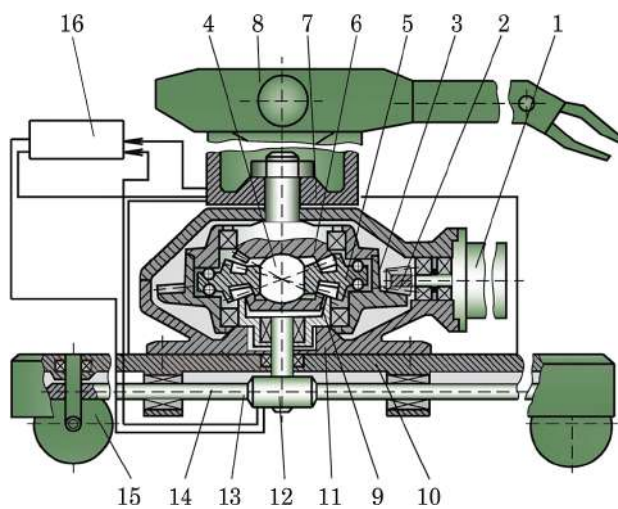


Figura 10.28. Robot mobil cu transmisie precesonală

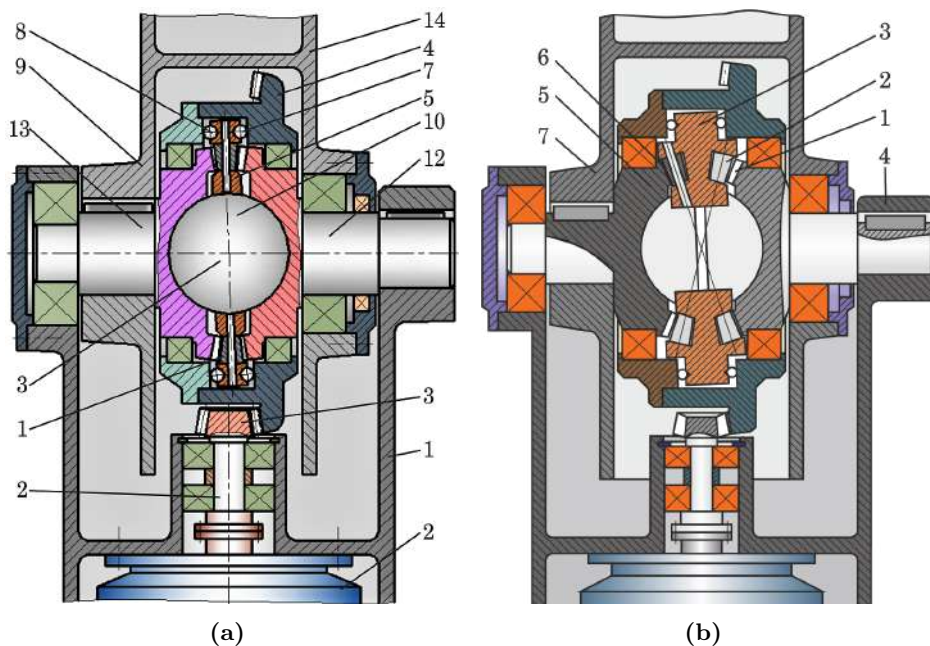


Figura 10.29. Articulația robotului industrial cu transmisie precesonală  $2K-H$

montat între flancurile frontale ale roții 4 înclinate sub un unghi egal cu unghiul de nutație  $\theta$ . Satelitul 5 și roțile centrale 9 și 10 ale transmisiei precesionale cu un sprijin sferic 11 comun.

La rotirea roții 4, satelitul 5 i se comunică mișcare sferospațială angrenând rolele 6 cu dinții roților centrale 9 și 10 dotate cu arborii 12 și 13 montați prin asamblări cu pene cu elementele 1 și 14 ale articulației robotului. Roțile centrale 9 și 10, respectiv și elementele 1 și 14 ale articulației robotului relativ se vor roti în contrasens sau în același sens, schimbând direcția de rotire a arborelui 15 al motorului electric 2.

Articulația robotului cu angrenaj precesional cu satelit cu două coroane de role 1 și 2, prezentat în figura 10.29 (b), se caracterizează prin posibilități cinematice mai extinse. Pentru a schimba raportul de transmitere a transmisiei precesionale, este suficient să modificăm numărul de dinți doar a unei roți centrale 3 sau 4.

### 10.8.3 Mecanisme precesionale de acționare a apucătoarelor

Într-un robot, un rol funcțional aparte îl au mecanismele de apucare, care trebuie să posede un grad înalt de flexibilitate, siguranța apucării, inerție redusă și o mare precizie de poziționare. Prezintă un interes sporit elementele de apucare ale roboților cu mecanisme precesionale de acționare.

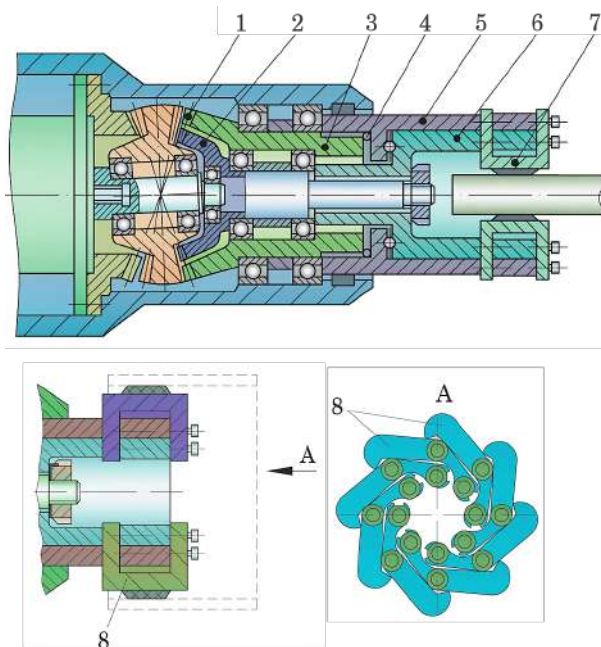
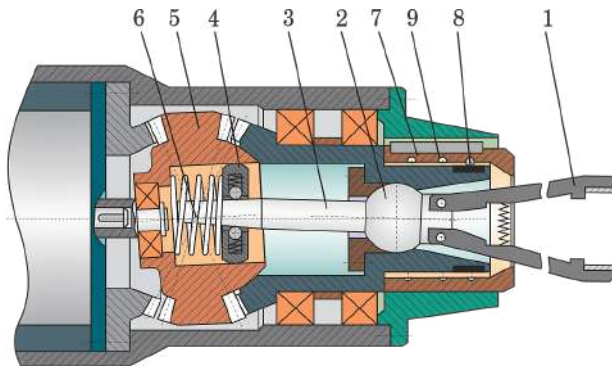


Figura 10.30. Mecanism precesional de apucare al robotului

În mecanismul de apucare din figura 10.30 [15], roțile dințate conduse 1 și 2 sunt legate prin canelurile 3 și 4 cu casetele 5 și 6, în care sunt fixate ghearele 7, care apucă articolul la rotirea roților 1 și 2 în direcții opuse și îl eliberează la rotirea lor în direcție inversă. Mecanismul de apucare este asigurat cu ghearele 8 pentru apucarea articolului pe suprafața interioară.

Mecanismul de acționare a apucătorului din figura 10.31 [15] posedă un domeniu de căutare larg și poate fi utilizat în roboți cu precizie de poziționare redusă. Ghearele 1 de apucare, datorită amplasării arborelui 3 prin intermediul inelului arcuit 4 în golul butucului satelitelui 5, vor efectua o mișcare de căutare. În poziția indicată pe desen, inelul arcuit 4 efectuează împreună cu satelitul 5 o mișcare planetară în jurul axei mâinii apucătorului, care se transmite ghearelor 1. După ce ghearele 1 au stabilit poziția obiectului căutat, venind în contact cu el, impun inelul arcuit 4 să se deplaseze spre centrul de precesie 6, învingând rezistența arcului. Amplitudinea mișcării de căutare a ghearelor 1 va fi “zero” atunci când inelul arcuit 4 se va situa în planul care trece prin centrul de precesie. Ghearele 1 se vor închide, efectuând strângerea obiectului, în urma deplasării axiale a bușei 7 acționate de culisorul reglabil 8, care efectuează mișcare de rotație redusă, fiind amplasat în canalul elicoidal 9. Pentru funcționarea ghearelor este necesară orientarea prealabilă a acestora cu o rază de căutare  $\pm R$ .

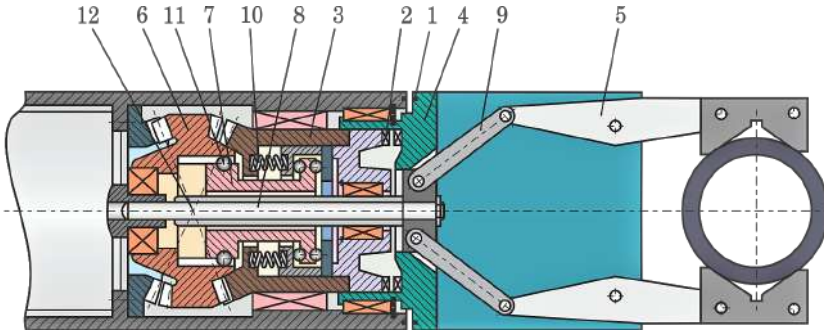


**Figura 10.31.** Mecanism precesional de apucare al robotului

La conectarea traductorului 1 din figura 10.32 [15, 143], saboții cuplajului 2 se cuplează și mișcarea de rotație redusă a roții centrale conduse 3 se transmite corpului 4, asigurând rotirea ghearelor 5 în jurul axei mâinii. Mișcarea de precesie a satelitelui 6 se transformă în mișcare planetară a piuliței 7. Ca rezultat al angrenării piuliței 7 cu șurubul 8, ultimul se va deplasa în direcție axială. Totodată, piulița 7 face o mișcare de rotație redusă în sens invers, egală cu turația satelitelui în jurul axei sale. Mișcarea axială a șurubului se transmite prin pârgھیile 9 ghearelor 5, asigurând apucarea obiectului. Atingând forța de apucare necesară, piulița 7 învinge



rezistența arcului 10 și se va deplasa axial, până când corpurile de rulare 11 nu vor mai fi situate în planul care trece prin centrul de precesie 12 (poziție în care piulița 7 nu va mai efectua o mișcare planetară, spirele piuliței și ale șurubului nemaifiind în stare de angrenare, deci șurubul nu se va mai deplasa axial).



**Figura 10.32.** Mecanism precesional de apucare al robotului

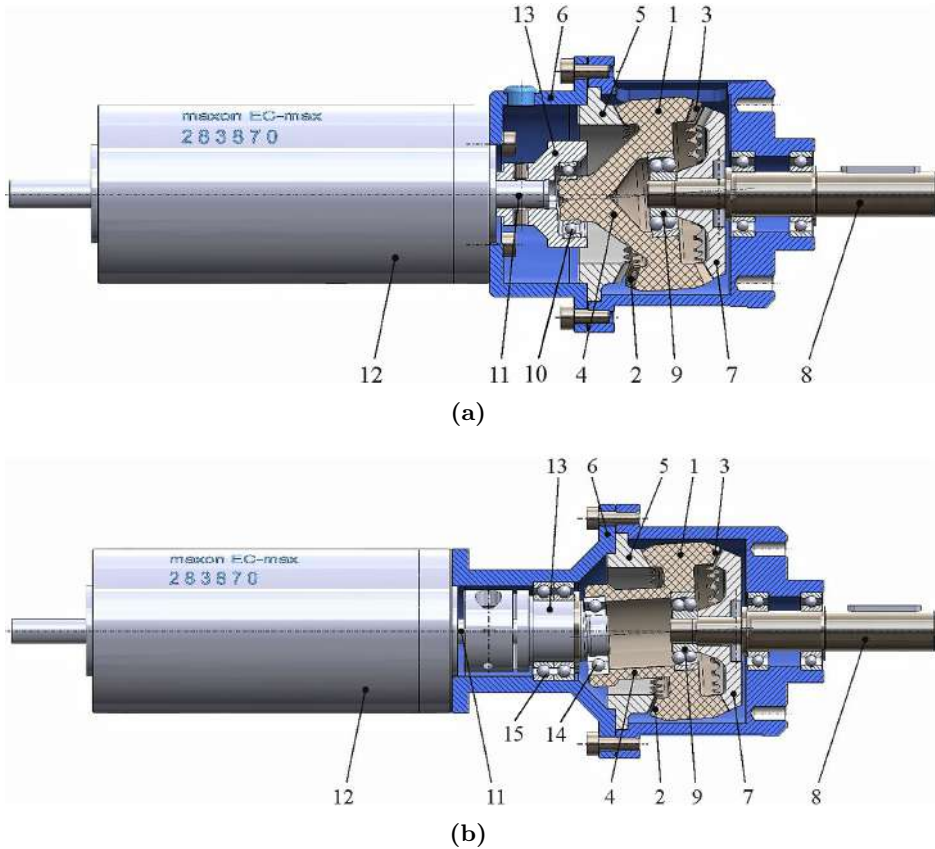
## 10.9 Motoreductoare precesionale cinematice cu destinație generală

În figura 10.33 (a) este prezentat desenul de ansamblu al motoreductorului precesional de tip  $2K-H$  cu angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu dinți drepecți și contact concav-concav al dinților angrenați. Angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  a fost proiectată conform algoritmului prezentat în capitolul 7, secțiunea 7.7.8.

Matrițele formelor de turnare și de presare a danturilor cu dinți drepecți au fost fabricate pe mașini unelte multiaxiale cu comandă numerică conform procedurii  $G_{m.ax}^{cil}$ , prezentat în capitolul 8, subcapitolul 8.7. Roata-satelit 1 are două coroane dințate laterale 2 și 3 cu dinți drepecți cu profil în arc de cerc și constituie un întreg cu arborele-manivelă 4 în formă de cupolă conică. Dinții coroanei 2 a roții-satelit 1 se angrenează cu dinții roții centrale imobile 5, montată în carcasa 6, iar dinții coroanei 3 se angrenează cu dinții roții centrale mobile 7, montată pe arborele condus 8. Dinții roților centrale 5 și 7 au profiluri de flanc convex/concave, descrise cu ecuațiile parametrice prezentate în capitolul 7, subsecțiunea 7.7.3.2, și formează în angrenare cu dinții roții-satelit un contact concav-concav cu diferență mică a razelor de curbura. Roata-satelit 1 este instalată pe rulmentul sferic cu bile 9, amplasat în cavitatea arborelui-manivelă 4 în zona centrului de precesie  $O$  și sprijinit pe capătul arborelui condus 8. La cealaltă extremitate, arborele-manivelă 4 este instalat în rulmentul 10, montat pe arborele 11 al electromotorului 12 prin intermediul excentricului 13.

La rotirea arborelui 11 al electromotorului 12, mișcarea de rotație se transformă prin intermediul excentricului 13 și rulmentului 10 în mișcare sferospațială a roții-satelit 1, astfel impunând dinții roților conjugate să se angreneze și să reducă mișcarea de rotație cu raportul de transmitere

$$i = -\frac{Z_2 Z_7}{Z_5 Z_3 - Z_2 Z_7}.$$



**Figura 10.33.** Motoreductor precesionale cu angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu contact convex-concav și dinți drepecți (a) și cu angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu contact concav-concav și dinți înclinați (b)

În motoreductorul prezentat în figura 10.33 (b), angrenajul precesional  $A^D$  constă din angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu dinți înclinați sub unghiul  $\beta = 25^\circ$  și contact concav-concav al dinților.

Mișcarea de rotație a arborelui 11 al motorului electric 12 se transformă în mișcare sferospațială a roții-satelit 1 prin intermediul rulmentului 14 montat

pe extensiunea 4 de formă tubulară a roții-satelit 1, care îndeplinește funcția arborelui-manivelă. Rulmentul 14 este montat pe extremitatea excentricului 13 amplasat sub unghiul  $\theta$  față de axa arborelui 11 a motorului electric 12. Excentricul 13 este montat în corpul 6 al reductorului prin intermediul rulmenților 15.

În motoreductorul din figura 10.33 (a), motorul electric 12 și reductorul precesional, fiecare cu funcții distincte, formează o structură cinematică unică, fiind cuplate prin intermediul excentricului 13 montat direct pe arborele 11 al motorului electric.

În motoreductorul din figura 10.33 (b), reductorul precesional reprezintă o construcție individuală independentă, care poate fi cuplată la diferite motoare electrice, modificând doar capacul de cuplare.

În figura 10.34 sunt prezentate reductoare precesionale cinematice cu angrenări  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu dinți drepti și, respectiv, înclinați.



**Figura 10.34.** Gamă de motoreductoare precesionale cu angrenări  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$

**Remarca 10.1.** *Posedând posibilități cinematice largi, compacitate, masă și gabarite reduse, precizie cinematică și capacitate portantă înalte, datorate angrenării multipare, transmisiile precesionale cinematice avantajează aplicarea lor în diverse domenii ale tehnicii moderne: automobile, aparate cosmice, avionică, mecanica fină, mașini de măsurat, echipament medical, utilaj tehnologic, sisteme mecanice de precizie, robototehnică etc.*

**Remarca 10.2.** *Transmisiile precesionale cinematice cu angrenaj dințat  $A^D$  și angrenări  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  prezintă interes pentru dezvoltarea minireductoarelor și minimotoreductoarelor precesionale cu destinație generală sau specială.*

**Remarca 10.3.** *Precizia cinematică înaltă, diapazonul cinematic extins, compacitatea sporită, posibilitatea transmiterii mișcării de rotație prin perete, masa și gabaritele reduse favorizează utilizarea TP în tehnica cosmică de zbor, avionică, mecanica fină, robototehnica etc.*

**Remarca 10.4.** *Ministransmișiile precesionale posedând posibilități cinematice largi, simplitate constructivă (raportul de transmitere până la 5000 într-o singură treaptă realizată doar cu patru elemente de bază), precizie cinematică înaltă și diversitate structurală largă avantajează aplicarea lor în dezvoltarea mini- și microsistemelor inginerești datorită următoarelor caracteristici funcționale:*

- sistemele mici tind să se miște sau să se oprească mai rapid datorită inerției mecanice reduse;
- în sistemele miniaturizate, deformațiile termice și vibrațiile mecanice sunt reduse datorită maselor mai mici;
- dispozitivele miniaturizate sunt potrivite pentru aplicații în biomedicină și în domeniul aerospațial datorită masei și dimensiunilor mici;
- sistemele mici au stabilitate dimensională înaltă la temperaturi mari datorită expansiunii termice joase;
- dimensiunile mici ale sistemelor înseamnă cerințe reduse de spațiu, fapt ce permite asamblarea mai multor componente funcționale într-un singur dispozitiv.

**Remarca 10.5.** *Aplicațiile TPP au cuprins peste 30 de structuri cinematice de tipurile  $2K-H$ ,  $K-H-V$  și complexe cu angrenajele  $A^B$ ,  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  și angrenările  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ . Aplicațiile în baza transmisiilor precesionale au fost protejate cu peste 200 de brevete de invenție și patente, dintre care 28 protejate cu parafa Secret de stat “Uz de serviciu”, și au fost utilizate în peste 60 de proiecte naționale și granturi internaționale în domeniul cercetării-dezvoltării transmisiilor precesionale.*





## Constatări, concluzii și remarci

1. **Remarca 7.1.** Pentru simplitatea descrierii influenței asupra geometriei contactului dinților a parametrilor angrenajului precesional de tip  $2K-H$ , printre care: numerele de dinți ai roților centrale  $Z_1$ ,  $Z_4$  și ai satelitului  $Z_{g_2}$  și  $Z_{g_3}$ ; unghiul axoidei conice  $\delta$ ; raza profilului dintelui satelitului în arc de cerc  $r$ ; unghiul de nutație  $\theta$  și coraportul numerelor de dinți  $Z_{1(4)} = Z_{g_2(g_3)} \pm 1$ , în continuare se propune spre utilizare noțiunea de “configurație parametrică” cu notațiile:

$[Z_g - \theta, \pm 1]$  – referitoare la analize și descrieri generale,  
 $[Z_g - \theta, -1]$  – la angrenaje cu regim de funcționare de reductor,  
 $[Z_g - \theta, +1]$  – la angrenaje cu regim de funcționare de multiplicator sau de diferențial.

2. **Remarca 7.2.** Una dintre particularitățile definitorii ale angrenajului precesional dințat  $A^D$  constă în interacțiunea sferospațială a dinților angrenați cu prezența frecării de alunecare relativă între flancuri și cu rostogolire neesențială a acestora, dependentă de unghiul de nutație  $\theta$  al satelitului în mișcarea sa sferospațială.
3. **Remarca 7.3.** Metodele de calcul al angrenajelor  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  au fost verificate în practica proiectării unei game largi de angrenări precesionale dințate  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  cu diferite structuri cinematice, fiind validate drept corespunzătoare din punctul de vedere al predimensionării, dimensionării și rezistenței la presiunea de contact. Caracteristicile funcționale au fost verificate prin testările reductoarelor experimentale, precum și ale reductoarelor fabricate la solicitarea agenților economici, inclusiv prin simulări CAE pe modele virtuale.
4. **Remarca 7.4.** În contextul dezvoltării angrenajelor dințate  $A^D$ , se propune cercetarea contactului convex-concav  $K_{CX-CV}$  sau concav-

concau  $K_{CV-CV}$  al dinților prin atribuirea unui profil în arc de cerc dinților coroanelor satelitelui precesional, iar dinților roților centrale – a unui profil convex/concau, determinat de înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc cu raza  $r$  în mișcarea lor sferospațială și dependent de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

5. **Remarca 7.5.** Tendințele de variație a vitezei relative de alunecare dintre flancuri și a diferenței razelor de curbură ale profilurilor conjugate reprezintă două aspecte determinante ale majorării portantei contactului dinților și a randamentului mecanic al angrenajului precesional dințat  $A^D$ .
6. **Remarca 7.6.** Principiul de formare a înfășurătoarei familiei arcurilor de cerc descrise cu ecuațiile 7.68, cu amplasarea originilor razelor acestora pe curba descrisă cu ecuațiile 7.56, reprezintă modelul cinematic al procedeelor  $G_{r,s}$  de generare prin rulare spațială a dinților roții centrale, cu reproducerea geometriei și a cinematicii interacțiunii dinților din transmisia precesională reală.
7. **Concluzia 7.1.** Transmisiile precesionale nu au analogi printre transmisiile cunoscute la scară mondială privind diapazonul larg de realizare a rapoartelor de transmitere, inclusiv posibilitățile cinematice de a funcționa în regim de reductor, multiplicator sau diferențial.
8. **Concluzia 7.2.** Capacitatea portantă și randamentul mecanic rămân a fi două obiective importante pentru cercetarea-dezvoltarea transmisiilor precesionale cu angrenaje  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$ , și a angrenajelor  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ .
9. **Concluzia 7.3.** Soluțiile tehnice privind majorarea capacității portante și a randamentului mecanic sunt abordate în complex prin transformarea geometriei contactului cu considerarea cinematicii punctului de contact al dinților.
10. **Remarca 7.7.** Proiectarea geometriei contactului convex-concau  $K_{CX-CV}$  sau concau-concau  $K_{CV-CV}$  cu diferența mică a razelor de curbură a flancurilor dinților angrenajului precesional dințat se efectuează prin variația parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , ținând cont de gradul și de direcția de influență a fiecărui parametru separat asupra formei profilului dinților roții centrale.
11. **Remarca 7.8.** Pentru diminuarea (sau excluderea) alunecării relative dintre flancurile dinților în contact, se modifică forma dinților scurtând înălțimea lor prin retezarea vârfulor, astfel încât să păstrăm contactul concau-concau al dinților doar în punctele  $k_0-k_3$  sau  $k_1-k_3$  ( $k_4$ ).

12. **Remarca 7.9.** Angrenajul precesional dințat  $A^D$  cu coraportul numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $Z_4 = Z_3 - 1$  și unghiul axoidei conice  $\delta > 0^\circ$  se recomandă de utilizat în transmisii precesionale cu regim funcțional de reductor, datorită geometriei contactului concav-concav  $K_{CV-CV}$  cu diferența mică a razelor de curbură și vitezei reduse de alunecare relativă dintre flancurile conjugate.
13. **Remarca 7.10.** Angrenajul precesional dințat  $A^D$  cu coraportul numărului de dinți  $Z_4 = Z_3 + 1$  (sau  $Z_1 = Z_2 + 1$ ), unghiul axoidei conice  $\delta \geq 0^\circ$  și unghiul de profil al dinților roții centrale este mai mare de  $\alpha_w > 45^\circ$  se recomandă de utilizat în transmisii cu regim funcțional de multiplicator, datorită cinetostaticii favorabile transformării mișcării de rotație a roții centrale în mișcare sferospațială a roții-satelit cu frecvența ciclurilor de precesie  $n_s = Z_4$ .
14. **Remarca 7.11.** Analiza în ansamblu a cinematicii și a geometriei contactului flancurilor conjugate în aceleași coordonate unghiulare ale fazei de precesie permite estimarea randamentului mecanic și a capacității portante a contactului dinților, inclusiv certificarea criteriilor de elaborare a modelului tribologic al contactului.
15. **Remarcă 7.12.** Diferența distanțelor  $S_{E_1}$  și  $S_{E_2}$  parcurse de punctele de contact de pe profilurile dinților roții centrale  $E_1$  și ai satelitului  $E_2$  prezintă interes pentru elaborarea modelului tribologic al contactului convex-concav  $K_{CX-CV}$ , concav-concav  $K_{CV-CV}$  și  $K_{CV-CV}^\beta$  al dinților din angrenajul precesional dințat  $A^D$ , inclusiv pentru studiul lubrifierii suprafețelor de contact ale dinților în regimurile hidrostatic, hidrodinamic, elastohidrodinamic sau squeeze-film.
16. **Remarca 7.13.** În angrenajele precesionale de tip  $K-H-V$  și  $2K-H$  cu coraportul dinților roților conjugate  $Z_1 = Z_2 + 1$  sau  $Z_4 = Z_3 + 1$ , se recomandă unghiul axoidei conice  $\delta = 0$  din considerente de a diminua mărimea unghiului de profil al dinților roții centrale și, respectiv, de a reduce sarcina asupra rulmenților arborelui-manivelă și ale roții-satelit.
17. **Remarca 7.14.** Angrenajele precesionale cu coraportul numărului de dinți conform configurațiilor III, IV, V și VI pot fi recomandate pentru transmisiile precesionale cu regim de reductor doar în angrenajele  $A^B$  cu angrenările  $A_{CX-R}^B$  și  $A_{CX-CV}^B$ , deoarece cupla cinematică dinte – bolț asigură transferul frecării de alunecare din contactul exterior de clasă superioară dintre bolț și dinte către suprafețele cilindrice de rotire ale bolțurilor pe axele lor de instalare. Configurațiile III, IV, V și VI se aleg după tabelele prezentate în Anexele A1, A2, A3.
18. **Remarca 7.15.** Capacitatea portantă și randamentul mecanic a angrenajului precesional  $A^D$  pot fi majorate prin transformarea ge-



ometriei contactului dinților din  $K_{CX-CV}$  în  $K_{CV-CV}$  și  $K_{CV-CV}^\beta$  cu modificarea formei dinților prin scurtarea înălțimii lor și a profilurilor flancurilor conjugate prin varierea configurației parametrice  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .

19. **Remarca 7.16.** Geometria contactului dinților și angrenajele precesionale  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  se optimizează prin proiectarea selectivă din perspectiva de a obține avantaje concrete. Din analiza profilogramelor se constată ca unghiul de profil al dinților  $\alpha_w > 30^\circ$  conduce la majorarea reacțiunilor în rulmenții arborelui-manivelă și ai roții-satelit. Totodată, se constată că dintre parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  unghiul de nutație  $\theta$  are cea mai mare influență asupra unghiului de profil  $\alpha_w$ .
20. **Remarca 7.17.** Caracteristicile definatorii ale capacității portante și ale randamentului mecanic sunt: multiplicitatea de referință a angrenării  $\varepsilon(\%)$ ; diferența razelor de curbură a profilurilor dinților angrenați  $\rho_1 - r$  (mm); parametrii cinematici ai contactului dinților  $V_{al}$  (m/s)  $S_E$  (mm), și se optimizează prin proiectarea preventivă a geometriei contactului dinților în funcție de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .
21. **Remarca 7.18.** Geometria contactului convex-concav  $K_{CX-CV}$ , concav-concav  $K_{CV-CV}$  și  $K_{CV-CV}^\beta$  cu capacitate portantă și randament mecanic înalte poate fi creată prin identificarea numărului rațional de perechi de dinți conjugate concomitent și modificarea formei dinților, însoțită de optimizarea profilului dinților roții centrale prin varierea parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ .
22. **Constatarea 7.1.** Geometria contactului concav-concav  $K_{CV-CV}^\beta$  al dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  depinde de configurația parametrică  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , iar capacitatea lui portantă – de diferența cât mai mică a razelor de curbură a profilurilor conjugate.
23. **Constatarea 7.2.** Gradul de acoperire a dinților în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  rezultă din acoperirea frontală  $\varepsilon_f^\beta$  determinată de parametrii configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$  și din acoperirea longitudinală  $\varepsilon_a^\beta$  dependentă de unghiurile de înclinare  $\beta_g$  și de nutație  $\theta$ .
24. **Constatarea 7.3.** Alunecarea relativă de frecare între flancurile dinților înclinați poate fi redusă prin: alegerea rațională a parametrilor configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ , modificarea formei dinților prin scurtarea înălțimii acestora, astfel încât să majorăm cota rostogolirii pure a dinților conjugate datorată mișcării sferospațiale.

25. **Remarca 8.1.** Prin procedeul de generare  $G_{r,s}^{con}$  cu rostogolire-rulare spațială a dinților cu profil convex/concav cu sculă de forma “trunchi de con”, descris în p. 8.2, pot fi efectuate separat sau concomitent modificările longitudinale ale dinților conform p. 8.3 și modificările de profil conform 8.4.
26. **Remarca 8.2.** Cu dispozitivul de realizare a procedurii  $G_{r,s}^{con}$ , prezentat în figura 8.6, poate fi generată o infinitate de profiluri convex/concave ale dinților prin rostogolire-rulare spațială cu sculă cu una și aceeași geometrie, cu aplicația separată sau concomitentă a modificărilor longitudinale și de profil ale dinților.
27. **Remarca 8.3.** Procedeul de generare  $G_{m,ax}^{cil}$  a danturii angrenajului precesional pe mașini-unelte cu control numeric cu 3 grade de mobilitate:
- asigură sporirea preciziei de prelucrare după pasul dinților cu circa 2 clase de normare;
  - este mai puțin costisitor, deoarece nu necesită profilarea sculei în formă de con, care trebuie menținută și controlată pe parcursul procesului de fabricație;
  - se caracterizează prin extinderea posibilităților de generare, și anume a suprafețelor-oglină, fapt ce permite fabricarea matrițelor pentru forme de turnare și presare a roților dințate cu profil ne-standardizat convex/concav al dinților.
28. **Remarca 8.4.** Pentru transmisiile cu funcționare în spații vidate, compozitul din pulberi metalice include în calitate de material lubrifiant  $MoS_2$ , grafit ș.a., impregnate sub presiune în microporii danturilor roților.
29. **Constatarea 8.1.** Forma geometrică a dinților conjugăți în angrenarea  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  și poziționarea lor în spațiu sunt definite prin prevederile p. 1– p. 5 expuse în secțiunea 7.8.2 și reprezintă premisele obligatorii ale procedurii de generare  $G_{m,ax}^{cil,\beta}$ .
30. **Constatarea 8.2.** În procedeul  $G_{m,ax}^{cil,\beta}$  scula de formă cilindrică are raza  $r_s$  ce nu depășește raza curburii de fund al dinților danturii roții centrale în secțiunea cu raza  $R_i$ .
31. **Constatarea 8.3.** Mașina-unealtă multiaxială cu comandă numerică conform procedurii  $G_{m,ax}^{cil,\beta}$  comunică sculei mișcări în raport cu semifabricatul, astfel încât conturul generator al sculei cilindrice cu raza  $r_s$  să asigure generarea formei dintelii roții centrale conform p. 5 (a se vedea secțiunea 7.8.2) din descrierea modelului matematic al angrenajului  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ .

32. **Remarca 9.1.** *Transmisiile precesionale de tip 2K–H, datorită principiului cinematic de funcționare cu mișcare sferospațială cu un punct fix al roții-satelit, se caracterizează prin avantaje funcționale unice în mecanismele de acționare submersibile. Randamentul mecanic al TP submersibile la presiuni hidrostatice înalte (50–70 MPa) și temperaturi joase (2...4°C) practic nu se modifică în transmisiile mecanice clasice  $\eta < 0,1$ .*
33. **Remarca 9.2.** *Angrenajul cu bolțuri  $A^B$  facilitează dezvoltarea transmisiilor precesionale submersibile nonpoluante prin înlocuirea uleiului compensator de presiune cu apa de mare, care asigură lubrifierea cuplelor cinematice ale angrenajului  $A^B$  și a lagărelor de alunecare fabricate din metaloceramică cu adaos de siliciu grafitizat.*
34. **Remarca 9.3.** *Transmisiile precesionale de tip K–H–V, datorită mișcării sferospațiale a roții-satelit, pot fi utilizate avantajos în mecanisme de acționare în industria nucleară, chimică, tehnica cosmică de zbor pentru transmiterea mișcării și a sarcinii în spații etanșe prin perete sau prin membrane gofrate.*
35. **Remarca 9.4.** *Unicitatea transmisiei planetare precesionale constă de asemenea în posibilitatea realizării rapoartelor de transmitere foarte mari (de ordinul milioanelor) în baza structurii cinematice 3K–2H.*
36. **Remarca 9.5.** *Coaxialitatea arborilor conducător și condus, capacitatea portantă ridicată, masa și gabaritele reduse – toate aceste caracteristici ale transmisiilor precesionale avantajează utilizarea lor în construcția roților-motor ale mijloacelor de transport, mașinilor agricole etc.*
37. **Remarca 9.6.** *Datorită specificului constructiv-cinematic al angrenajului  $A^D$ , transmisiile precesionale avantajează sinteza lor cu mașini hidraulice clasice în scopul obținerii unor mașini hidraulice precesionale cu momente de torsiune mari la gabarite mici, masă și presiuni joase ale lichidului.*
38. **Remarca 10.1.** *Posedând posibilități cinematice largi, compacitate, masă și gabarite reduse, precizie cinematică și capacitate portantă înalte, datorate angrenării multipare, transmisiile precesionale cinematice avantajează aplicarea lor în diverse domenii ale tehnicii moderne: automobile, aparate cosmice, avionică, mecanica fină, mașini de măsurat, echipament medical, utilaj tehnologic, sisteme mecanice de precizie, robototehnică etc.*
39. **Remarca 10.2.** *Transmisiile precesionale cinematice cu angrenaj dințat  $A^D$  și angrenări  $A_{CX-CV}^D$ ,  $A_{CV-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$  prezintă interes*

pentru dezvoltarea minireductoarelor și minimotoreductoarelor precesionale cu destinație generală specială.

40. **Remarca 10.3.** *Precizia cinematică înaltă, diapazonul cinematic extins, compacitatea sporită, posibilitatea transmiterii mișcării de rotație prin perete, masa și gabaritele reduse favorizează utilizarea TP în tehnica cosmică de zbor, avionică, mecanica fină, robototehnica etc.*
41. **Remarca 10.4.** *Ministransmisiunile precesionale posedând posibilități cinematice largi, simplitate constructivă (raportul de transmitere până la 5000 într-o singură treaptă realizată doar cu patru elemente de bază), precizie cinematică înaltă și diversitate structurală largă avantajează aplicarea lor în dezvoltarea mini- și microsistemelor ingineresti datorită următoarelor caracteristici funcționale:*
- sistemele mici tind să se miște sau să se oprească mai rapid datorită inerției mecanice reduse;
  - în sistemele miniaturizate, deformațiile termice și vibrațiile mecanice sunt reduse datorită maselor mai mici;
  - dispozitivele miniaturizate sunt potrivite pentru aplicații în biomedicină și în domeniul aerospațial datorită masei și dimensiunilor mici;
  - sistemele mici au stabilitate dimensională înaltă la temperaturi mari datorită expansiunii termice joase;
  - dimensiunile mici ale sistemelor înseamnă cerințe reduse de spațiu, fapt ce permite asamblarea mai multor componente funcționale într-un singur dispozitiv.
42. **Remarca 10.5.** *Aplicațiile TPP au cuprins peste 30 de structuri cinematice de tipurile  $2K-H$ ,  $K-H-V$  și complexe cu angrenajele  $A^B$ ,  $A^D$  și  $A^{D,\beta}$  și angrenările  $A_{CX-CV}^B$ ,  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ . Aplicațiile în baza transmisiunilor precesionale au fost protejate cu peste 200 de brevete de invenție și patente, dintre care 28 protejate cu parafa Secret de stat “Uz de serviciu”, și au fost utilizate în peste 60 de proiecte naționale și granturi internaționale în domeniul cercetării-dezvoltării transmisiunilor precesionale.*



## Lista figurilor

7.1	Tipuri de minireductoare produse industrial: minireductoare (a), (d) și (f) – coaxiale; (b) și (e) – cu axe concurente; (c) – coaxiale și cu axe concurente .....	2
7.2	Transmisie ordinară cu roți dințate cilindrice ( $i = 2400$ ) .....	3
7.3	Aparatul pentru osteosinteza extrafocală a fracturilor osoase (elaborat în anul 1981) .....	4
7.4	Minireductoare cu roți dințate cilindrice.....	5
7.5	Transmisia planetară $2K-H$ .....	6
7.6	Schema structurală a transmisiei planetare $2K-H$ (a), a transmisiei planetare $3K$ (b) și analiza comparativă dimensională (c) a transmisiilor cu $i = 5$ .....	6
7.7	Schema angrenării transmisiei planetare.....	7
7.8	Structura în desfășurată a unui reductor planetar în 4 trepte ..	8
7.9	Analiza comparativă a randamentului transmisiei planetare și transmisiei ordinare .....	8
7.10	Minireductor planetar în trei trepte.....	8
7.11	Reductor armonic (a) și minireductoare armonice (b, c) .....	9
7.12	Micromotoreductor planetar .....	10
7.13	Motoreductor în comparație .....	10
7.14	Microreductor planetar în 3 trepte .....	11
7.15	Cinci componente ale microreductorului armonic .....	11
7.16	Microreductor armonic cu generator de unde în formă de transmisie planetară cu trei sateliți .....	11
7.17	Motoreductor armonic cu generator de unde planetar cu doi sateliți .....	12
7.18	Scheme cinematice ale transmisiei precesionale $K-H-V$ .....	13
7.19	Schema cinematică a transmisiei precesionale $2K-H$ .....	15
7.20	Modelele 3D (a), experimental (b) și în desfășurată (c) ale reductorului planetar precesional cinematic $2K-H$ .....	15

7.21	Schema cinematică a transmisiei precesionale complexe $3K-2H$	16
7.22	Transmisia precesională dințată (B.I. SU 1455094 A1, 1989) cu prioritatea din 13.05.1986 .....	19
7.23	Geometria contactului dinților $K_{CX-R}$ cu profiluri în arc de cerc și rectiliniu: (a) – cu originile razelor de curbură $r$ amplasate pe echidistanța profilului rectiliniu; (b), (c) și (d) – cu originile razei de curbură $r$ deplasate .....	19
7.24	Geometria contactului dinților $K_{CX-CV}$ ( $K_{CV-CV}$ ) cu profilul în arc de cerc și curbiliniu: (a) cu originea razei de curbură $r$ amplasată pe echidistanța profilului convex/concav; (b) cu originea $r$ pe echidistanța profilului concav; (c) cu originea $r$ deplasată de pe echidistanța profilului concav .....	20
7.25	Desfășurata profilogramelor angrenării dinților $A_{CX-R}^D$ cu profiluri în arc de cerc și rectiliniu: (a) cu originile razelor de curbură $R$ în intersecția echidistanței $\mathcal{D}$ și liniei $MN$ ; (b) cu originile $R$ deplasate, $r_c = 17\text{ mm}$ , $Z_\varepsilon = 45\%$ ; (c) cu originile $R$ deplasate, $r_c = 2,75\text{ mm}$ , $Z_\varepsilon = 78\%$ ; (d) cu originile deplasate, $R/r_c = 6,18\text{ mm}$ , $\alpha_w = 30^\circ$ .....	24
7.26	Multiplicitatea angrenării $Z_\varepsilon$ în funcție de coeficientul profilului $k_\alpha$ (a) și de raza cercului înscris în grosimea dintelui $r_c$ (b) ....	25
7.27	Angrenarea dinților cu profil rectiliniu și profil în arc de cerc cu originile razelor $R$ deplasate .....	27
7.28	Schema de calcul al angrenajului cu profiluri rectiliniu și în arc de cerc cu originile razelor de curbură deplasate .....	29
7.29	Parametrii geometrice ai angrenajului precesional $A^D$ cu profilurile dinților în arc de cerc și rectiliniu .....	33
7.30	Desfășurata profilogramelor angrenărilor $A_{CX-CV}^D$ (a) și $A_{CV-CV}^D$ (b) cu profilurile dinților satelitului în arc de cerc și a roților centrale convex-concav cu multiplicitatea $\varepsilon = 100\%$ (a) și concav cu $\varepsilon < 100\%$ .....	34
7.31	Profilurile dinților roților centrale cu $Z_1 = 29$ (a), $Z_4 = 24$ (b) și modelele computerizate 3D ale roților dințate (c, d) .....	38
7.32	Construcția prototipului industrial al reductorului precesional cinematic ( $i = -144$ ) .....	39
7.33	Modelul în format 3D (a), modelul computerizat (b), modelul în desfășurată (c), vederile generale ale reductoarelor precesionale cinematice $2K-H$ , $i = -144$ (d) și $i = -72,3$ (e) .....	40
7.34	Reductoare precesionale cu satelit din masă plastică (a), cu satelit sinterizat din pulberi metalice (b), în formă desfășurată (c, d) și asamblate (e, f) .....	41
7.35	Roată dințată centrală imobilă .....	42
7.36	Roată dințată centrală mobilă .....	42

7.37	Blocul-satelit cu două coroane danturate .....	43
7.38	Arborele-manivelă .....	43
7.39	Descrierea traiectoriei mișcării originii $G$ a razei arcului de cerc în coordonatele $\zeta - \xi$ , proiectată pe planul $P_1$ .....	48
7.40	Descrierea profilului dinților roții centrale prin vectorul vitezei $\mathbf{V}_G$ a originii $G$ a arcului de cerc .....	50
7.41	Profilogramele de referință ale flancurilor dinților roților centrale $\zeta = f(\xi)$ pentru angrenajul precesional dințat $2K - H$ , $i = -67,2$ cu multiplicitatea de referință $\varepsilon = 100\%$ (a) și $\varepsilon = 73\%$ (b) .....	56
7.42	Descrierea profilului dinților roții centrale prin înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc în angrenarea cu multiplicitatea frontală de referință $\varepsilon = 100\%$ (a) și $\varepsilon < 66,6\%$ (b) .....	57
7.43	Descrierea profilului dinților roții centrale prin înfășurătoarea familiei arcurilor de cerc în sistemul mobil de coordonate $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ .....	61
7.44	Profilul dinților angrenajului precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință $\varepsilon = 100\%$ (a) și $\varepsilon = 66,6\%$ (b) .....	64
7.45	Contactul activ al dinților în angrenajul precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință $\varepsilon = 100\%$ (a) și $\varepsilon = 66,6\%$ (b) .....	65
7.46	Geometria contactului activ al dinților modificali în angrenajul precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință $\varepsilon = 100\%$ (a) și $\varepsilon = 66,6\%$ (b) .....	66
7.47	Angrenaj precesional $2K-H$ cu contact convex-concav al dinților de formă modificată .....	67
7.48	Angrenaj precesional $2K-H$ cu diferența mică a curburilor în contactul dinților angrenați cu multiplicitatea $\varepsilon = 13,75\%$ .....	68
7.49	Profilogramele în desfășurare ale flancurilor dinților conjugați în contactele $k_0 \dots k_i$ , pentru: a) $Z_1 = Z_2 - 1$ , $\delta = 22,5^\circ$ ; b) $Z_1 = Z_2 + 1$ , $\delta = 22,5^\circ$ ; c) $Z_1 = Z_2 + 1$ , $\delta = 0^\circ$ ( $Z_1 = 24(25)$ , $Z_2 = 25(24)$ , $\theta = 3,5^\circ$ , $\delta = 22,5^\circ(0^\circ)$ , $r = 6,27 \text{ mm}$ , $R = 75 \text{ mm}$ ) .....	69
7.50	Diagrama vectorială a poziționării centrului razei de curbura $C_i$ pentru porțiunea profilului roții centrale definită cu $i = f(\psi)$ .....	72
7.51	Variația razei de curbura $r$ a profilului convex/concav al dintelui roții centrale în funcție de $\psi$ pentru $Z_1 = Z_2 - 1$ și $\delta = 22,5^\circ$ (angrenajul precesional $Z_1 = 24$ , $Z_2 = 25$ , $\theta = 3,5^\circ$ , $\delta = 22,5^\circ$ , $r = 6,27 \text{ mm}$ , $R = 75 \text{ mm}$ ) .....	74
7.52	Variația razei de curbura $r$ a profilului convex/concav al dintelui roții centrale în funcție de $\psi$ pentru $Z_1 = Z_2 + 1$ și $\delta = 22,5^\circ$ (angrenajul precesional $Z_1 = 25$ , $Z_2 = 24$ , $\theta = 3,5^\circ$ , $\delta = 22,5^\circ$ , $r = 6,27 \text{ mm}$ , $R = 75 \text{ mm}$ ) .....	75

- 7.53 Variația razei de curbură  $r$  a profilului convex/concav al dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 75
- 7.54 Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) ale profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitului  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 76
- 7.55 Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) ale profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitului  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 77
- 7.56 Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) ale profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitului  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 78
- 7.57 Diagrama poziționării vectorului vitezei punctului de contact  $V_{E_1}$  de pe profilul dintelui roții centrale ..... 80
- 7.58 Viteza liniară a punctului de contact de pe profilul dintelui roții centrale  $V_{E_1}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 84
- 7.59 Diagrama poziționării vectorului vitezei punctului de contact  $V_{E_2}$  de pe profilul dintelui roții-satelit ..... 85
- 7.60 Viteza liniară a punctului de contact  $E_2$  de pe profilul dintelui roții-satelit  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul  $\psi$ , pentru coraportul dinților  $Z_1 = Z_2 - 1$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 88
- 7.61 Viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților în funcție de unghiul  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 89
- 7.62 Profilogramele și poziționarea relativă a flancurilor dinților conjugați în contactul  $k_1$  pentru: a)  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ; b)  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ; c)  $Z_1 = Z_2 + 1$ ,  $\delta = 0^\circ$  ( $Z_1 = 24(25)$ ,  $Z_2 = 25(24)$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ(0^\circ)$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 89
- 7.63 Viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 90
- 7.64 Viteza relativă de alunecare  $V_{al}$  dintre flancurile dinților în funcție de unghiul de precesie  $\psi$ , pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  ..... 90



- 7.65 Vitezele liniare în punctul de contact  $V_{E_1}$ ,  $V_{E_2}$ ,  $V_{al}$  (a) și diferența razelor de curbură  $(\rho_{k_1} - r)$  (b) ale profilurilor conjugate în contactul  $k_i$  (c) în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 93
- 7.66 Vitezele liniare în punctul de contact  $V_{E_1}$ ,  $V_{E_2}$ ,  $V_{al}$  (a) și diferența razelor de curbură  $(\rho_{k_i} - r)$  (b) ale profilurilor conjugate în contactul  $k_i$  (c) în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 94
- 7.67 Vitezele liniare în punctul de contact  $V_{E_1}$ ,  $V_{E_2}$ ,  $V_{al}$  (a) și diferența razelor de curbură  $(\rho_{k_i} - r)$  (b) ale profilurilor conjugate în contactul  $k_i$  (c) în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 95
- 7.68 Distanțele  $S_1$  și  $S_2$  parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$  între pozițiile cu  $\psi_{k_0}$  și  $\psi_{k_8}$  și diferența lor  $\Delta S$  (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 101
- 7.69 Distanțele  $S_1$  și  $S_2$  parcurse de punctele de contact  $E_1$  și  $E_2$  între pozițiile cu  $\psi_{k_0}$  și  $\psi_{k_1}$  și diferența lor  $\Delta S$  pentru angrenarea cu forma dinților modificată (a) și topologia plasării pe profiluri a punctelor de contact similare  $E_i^{(1)}$  și  $E_i^{(2)}$  (b) (angrenajul precesional  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27\text{ mm}$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ) ..... 101
- 7.70 Cinematica angrenajului precesional  $2K-H$  cu bolțuri în funcție de coraportul numărului de dinți ..... 104
- 7.71 Cinematica și geometria contactului dinților în angrenajul precesional dințat  $2K-H$  (b): angrenarea  $Z_3-Z_4$  cu  $Z_4 = Z_3 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (a) și angrenarea  $Z_1-Z_2$  cu  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (c) ..... 106
- 7.72 Cinematica și geometria contactului dinților în angrenajul precesional dințat  $2K-H$  (b): angrenarea  $Z_4 = Z_3 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$  (a); angrenarea  $Z_1-Z_2$  cu  $Z_1 = Z_2 - 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$  (c) .. 107
- 7.73 Cinematica angrenajului precesional dințat  $2K-H$  cu coraportul numărului de dinți ai satelitului  $Z_2 > Z_3$  (a) și  $Z_2 < Z_3$  (b) ..... 108

- 7.74 Cinematica angrenajului precesional dințat  $2K-H$ : a) cu regim funcțional de reductor cu parametrii:  $Z_1-Z_2$ :  $Z_2 = 31$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1 = 30$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 3,5^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 4,6\text{ mm}$ ;  $Z_3-Z_4$ :  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 4,8^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 6,3\text{ mm}$ ; b) cu regim funcțional de multiplicator cu parametrii:  $Z_1-Z_2$ :  $Z_2 = 24$ ,  $Z_1 = Z_2 + 1 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $\beta = 4,8^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 6,3\text{ mm}$ ;  $Z_3-Z_4$ :  $Z_3 = 31$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1 = 30$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 3,5^\circ$ ,  $R = 75\text{ mm}$ ,  $r = 4,6\text{ mm}$ ..... 109
- 7.75 Profilurile dinților coroanelor  $Z_1 - Z_2$  și  $Z_3 - Z_4$  în angrenajul precesional cu regim de reductor (a) și de multiplicator (b) .... 110
- 7.76 Evoluția varierii geometriei contactului dinților cu patru perechi de dinți simultan angrenate..... 112
- 7.77 Evoluția varierii geometriei contactului dinților cu trei perechi de dinți simultan angrenate..... 113
- 7.78 Evoluția varierii geometriei contactului dinților cu două perechi de dinți simultan angrenate..... 114
- 7.79 Motoreductor precesional cu angrenaj dințat  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -95,9$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală ..... 120
- 7.80 Motoreductor precesional cu angrenaj  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -68,8$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală..... 122
- 7.81 Motoreductor precesional cu angrenaj dințat  $A^D$  cu raportul de transmitere  $i = -144$ : (a) desen de ansamblu a reductorului precesional  $2K-H$ ; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală 123
- 7.82 Motoreductor precesional cu angrenaj dințat cu raportul de transmitere  $i = -899,0$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală ..... 125
- 7.83 Motoreductor precesional cu angrenaj dințat cu raportul de transmitere  $i = -78,8$ : (a) desen de ansamblu; (b) profilograma angrenării dinților  $A_{CV-CV}^D$  cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală ..... 126
- 7.84 Evoluția contactului dinților în funcție de  $\psi$  în angrenarea  $A_{CV-CV}^D$  cu o singură pereche angrenată frontal (variante)..... 129
- 7.85 Descrierea poziționării dintelui înclinat în angrenajul  $A^{D,\beta}$  ..... 131
- 7.86 Descrierea profilurilor dinților în arc de cerc a roții-satelit și concav/concav a roții centrale în secțiunea mediană..... 132

7.87	Geometria suprafeței de flanc al dinților înclinați ai roții centrale	134
7.88	Evoluția varierii liniei frontale sumare de contact al dinților drepți în angrenarea $A_{CV-CV}^D$ în funcție de $\psi$ .....	137
7.89	Evoluția varierii liniilor sumare de contact a dinților înclinați în angrenarea $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ în funcție de $\psi$ .....	139
7.90	Contactul dinților înclinați cu unghiul $\beta_g$ amplasați în câmpul angrenării $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ cu o pereche de dinți conjugați frontal (a) și cu 2 perechi (b) .....	140
8.1	Schema spațială principală a procedului de generare a dinților prin rostogolire-rulare spațială (cu sculă precesională) .....	146
8.2	Dependența erorii de poziție a sculei de unghiul de rotație $\psi$ al axului principal pentru diferite unghiuri de nutație $\theta$ : 1) $\theta = 1, 5^\circ$ , 2) $\theta = 2, 0^\circ$ , 3) $\theta = 2, 5^\circ$ , 4) $\theta = 3^\circ$ , 5) $\theta = 3, 5^\circ$ .....	149
8.3	Determinarea înfășurătoarei familiei suprafețelor sculei precesionale .....	152
8.4	Profilograme ale procedului de generare $G_{r.s}^{con}$ a profilului dinților cu sculă precesională de formă “trunchi de con”: 1, 2 – trajectoriile mișcării p. $D$ al sculei în sistemul de coordonate fix $OXYZ$ și, respectiv, mobil $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ ; 3 – profilul dintelui; 4 – conturul generator al sculei .....	156
8.5	Procedeu de generare a dinților cu profiluri convex/concave și concav-concave variabile prin rostogolire-rulare spațială cu scula de forma “trunchi de con” .....	158
8.6	Dispozitiv de generare $G_{r.s}^{con}$ prin rostogolire-rulare spațială a flancurilor dinților cu profil convex/concav cu sculă de forma “trunchi de con” (diametrul roților fabricate $D = 600 \dots 1500 \text{ mm}$ )	160
8.7	Dispozitiv de generare $G_{r.s}^{con}$ prin rostogolire-rulare spațială a flancurilor dinților cu profil convex/concav (a), mașina-unealtă (b) și mostre de roți dințate fabricate (c) .....	162
8.8	Schema pozițională de generare $G_{r.s}^{con}$ prin rostogolire-rulare spațială a dinților roților conice cu $D = 50 \text{ mm}$ , $\delta = 26^\circ$ , $Z_1 = 21$ , $Z_2 = Z_1 + 1 = 22$ , $d = 8 \text{ mm}$ , $\theta = 2^\circ 30'$ cu sculă precesională în formă de trunchi de con (a); mostre de roți dințate fabricate (b, c) .....	163
8.9	Dispozitiv pentru generarea $G_{r.s}^{con}$ prin rostogolire-rulare spațială a dinților cu freză în formă de trunchi de con cu mișcare sferospațială .....	164
8.10	Influența asupra formei profilului dinților a uzurii sculei $\Delta\beta$ (a), a erorii de instalare după unghiul axoidei conice $\Delta\delta$ (b), a erorii de instalare în direcția axială a sculei $\Delta l$ (c), a erorii de instalare după unghiul de nutație $\Delta\theta$ (d) .....	165

- 8.11 Scheme poziționale de generare  $G_{r.s}^{con}$  prin rostogolire-rolare spațială a profilului dintelui roții conice cu  $D = 150\text{ mm}$ ,  $d = 8\text{ mm}$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$ : (a)  $\delta = 0$ ,  $Z_2 = 32$ ,  $Z_1 = Z_2 - 1 = 31$ ; (b) și (c) mostre de roți dințate pentru transmisii precesionale cu regim de funcționare de reductor; (d)  $\delta = 22^\circ 30'$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_1 = Z_2 + 1 = 31$ ; (e) mostră de roată dințată pentru transmisii precesionale cu regim de funcționare de multiplicator ..... 166
- 8.12 Schema pozițională de generare  $G_{r.s}^{con}$  prin rostogolire-rolare spațială a profilului dintelui roții conice cu  $D = 150\text{ mm}$ ,  $d = 8\text{ mm}$ ,  $\theta = 2^\circ 30'$ ,  $\delta = 26^\circ$ ,  $Z_b = 22$ ,  $Z_g = Z_b + 1 = 23$  (a), mostră de roată dințată (b) și de profil al dinților (c) ..... 167
- 8.13 Schema de modificare a flancului dintelui cu sculă hiperboloidală 168
- 8.14 Aplicarea sculei a formei de hiperboloid cu o pânză ..... 170
- 8.15 Dispozitivul pentru profilarea sculei în formă de trunchi de con 175
- 8.16 Dispozitiv de profilare a sculei cu suprafața hiperboloidului de rotație cu o pânză ..... 177
- 8.17 Dependența convexității longitudinale  $\Delta$  a profilului sculei de raza de curbură  $\rho_{long}$  ..... 187
- 8.18 Dependența erorii de schemă a poziției sculei  $\Delta\psi_3$  la o turație a axului principal al mașinii-unelte  $\psi$ , pentru o gamă de valori ale unghiului de nutație  $\theta$  (grade) ..... 188
- 8.19 Determinarea profilului dintelui în secțiune normală ..... 189
- 8.20 Descrierea profilului dinților angrenajului precesional ..... 190
- 8.21 Profilul dintelui modificat (a) și modelul 3D al danturii roții (b) 194
- 8.22 Profilul dintelui modificat și al celui nemodificat în secțiune normală ..... 195
- 8.23 Abaterea de profil  $\Delta$  al dinților cu profil modificat, comparativ cu cel nemodificat, pe lungimea dintelui (a - distribuția abaterii pe profilul dintelui, b - valoarea numerică a abaterii de profil pe lungimea dintelui) ..... 195
- 8.24 Diagramele abaterii estimativ-topologice  $\Delta$  a profilului modificat față de cel nemodificat, în funcție de numărul de dinți  $Z_1$  ai roții centrale (a, b, c, d) și de unghiul axoidei conice  $\delta$  (e, f, g, h) ..... 196
- 8.25 Diagramele abaterii estimativ-topologice  $\Delta$  a profilului modificat în raport cu cel nemodificat, în funcție de unghiul de conicitate a rolei  $\beta$  (a, b, c, d) și de unghiul de nutație  $\theta$  (e, f, g, h) ..... 197
- 8.26 Abaterea  $\Delta$  pe axa  $\xi$  ( $\Delta\xi = f(\psi)$ ) a profilului modificat în raport cu cel nemodificat ..... 198
- 8.27 Abaterea  $\Delta$  pe axa  $\zeta$  ( $\Delta\zeta = f(\psi)$ ) a profilului modificat în raport cu cel nemodificat ..... 198

8.28	Procedeu de generare $G_{r,s}^{disc}$ a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rolare spațială cu sculă de forma “disc profilat periferic” .....	200
8.29	Scheme cinematice ale procedeelor de generare a dinților prin rostogolire cu sculă-disc profilată periferic, varianta I (a) și varianta II (b), a interacțiunii sculei cu suprafața dintelui (c) și variația contactului liniar (d) .....	201
8.30	Varierea contactului liniar dintre sculă și dinte (a) și dependența adâncimii de așchiere pe normală la suprafața profilului dintelui în funcție de $\psi$ (b) .....	207
8.31	Profilogramele generării $G_{r,s}^{disc}$ a profilului dinților cu sculă – disc profilată periferic: 1, 2 – traiectoriile mișcării originii razei profilului generator al sculei în sistemul de coordonate imobil $OXYZ$ și, respectiv, în cel mobil $O\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ ; 3 – profilul dintelui; 4 – conturul generator al sculei cu raza de profilare periferică $r$	209
8.32	Dispozitivul de generare $G_{r,s}^{disc}$ a dinților prin rectificare cu sculă precesională în formă de disc .....	210
8.33	Generarea $G_{r,s}^{disc}$ a dinților cu profil convex/concav prin rostogolire-rolare spațială cu sculă-disc profilată periferic în evoluția unui ciclu de precesie $0 < \psi < 2\pi$ .....	211
8.34	Sculă abrazivă profilată .....	212
8.35	Sculă abrazivă profilată, formată din 3 discuri cu interstițiu variabil .....	213
8.36	Sculă abrazivă cu discuri înclinate cu interstițiu liniar .....	214
8.37	Sculă abrazivă cu lungimea variabilă a muchiilor așchietoare ...	214
8.38	Sculă abrazivă în formă de pachet de discuri (a), sculă abrazivă cu discuri înclinate cu interstițiu liniar (b) și sculă abrazivă profilată cu interstițiu curbiliniu reglabil (c) .....	215
8.39	Mașină-unealtă cu dispozitivul de generare $G_{r,s}^{disc}$ prin frezare a danturilor cu profil convex/concav al dinților .....	216
8.40	Schema principială de generare a profilului dinților în arc de cerc	217
8.41	Poziția punctului $D$ în sistemul de coordonate $\zeta$ - $\xi$ .....	218
8.42	Profilul camei în sistemul polar de coordonate .....	224
8.43	Traectoria mișcării punctului $M$ cu contactul $P$ exterior (a) și cu contactul $P$ interior (b) .....	225
8.44	Traectoria mișcării unui punct de pe axa sculei .....	226
8.45	Trecerea epicicloidei din sistemul $OXY$ în sistemul $O\xi'\zeta'$ .....	227
8.46	Schema principială a procedeuului de generare $G_{m,ax}^{cil}$ a dinților cu profil convex/concav cu scula cilindrică .....	231
8.47	Varierea lungimii segmentelor profilului dintelui $S_D(\psi)$ mm în funcție de unghiul de rotire a arborelui-manivelă $\psi^\circ$ (angrenajul cu parametrii $Z_1 = 24$ , $Z_2 = 25$ , $\theta = 2, 5^\circ$ , $\beta = 3^\circ$ , $\delta = 15^\circ$ ) ....	232

8.48	Schema principială a procedurii de generare $G_{m.ax}^{cil}$ a dinților cu profil convex/concav variabil pe mașini-unelte multiaxiale cu comandă numerică .....	232
8.49	Poziționarea conturului sculei în formă de con (a) și de cilindru (b) pe profilul dintelui la un semiciclu de precesie și valorile lor numerice .....	234
8.50	Proiecțiile vitezei liniare a punctului $D$ pe axele de coordonate și rezultanta în funcție de $\psi_i$ .....	237
8.51	Profilul dintelui roții centrale a angrenajului precesional, obținut prin mișcarea sferospațială a sculei .....	239
8.52	Traectoria mișcării unui punct de pe axa sculei (a); variația unghiului de nutație $\theta$ în funcție de $\psi_i$ (b); graficele funcțiilor $\varphi = f(\psi_i)$ (c); $\theta = f(\varphi_i)$ (d) .....	240
8.53	Procesul tehnologic integrat de generare $G_{m.ax}^{cil}$ a dinților roților angrenajului precesional pe mașini-unelte cu comanda numerică multiaxiale .....	241
8.54	Prelucrarea roților dințate precesionale pe mașini-unelte cu comandă numerică în 5 axe .....	242
8.55	Modelul CAD al roții dințate centrale: traiectoria punctului $E_{\psi}$ (a) și suprafața de flanc (b) în coordonatele $(X_{E_{\psi}}, Y_{E_{\psi}}, Z_{E_{\psi}})$ , modelul 3D a semifabricatului (c) și al roții centrale (d) .....	245
8.56	Suprafața de flanc generală în coordonatele $X_{E_{\psi}}, Y_{E_{\psi}}, Z_{E_{\psi}}$ ....	245
8.57	Fazele de fabricație în baza CAD/CAM a roții dințate centrale cu dinți drepecți: poziționarea semifabricatului (a), degroșarea coroanei dințate (b), prelucrarea preventivă (c), intermediară (d) și finală (e) a suprafeței de flanc, roata dințată reală (f) ....	246
8.58	Modelul CAD/CAM a procedurii $G_{m.ax}^{cil,\beta}$ de generare a dinților înclinați în angrenarea $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ cu scula cilindrică pe mașini-unelte multiaxiale cu comanda numerică .....	248
8.59	Fazele de fabricație în baza CAD/CAM a roții dințate centrale cu dinți înclinați: poziționarea semifabricatului (a), degroșarea coroanei dințate (b), prelucrarea preventivă (c), intermediară (d) și finală (e) a suprafeței de flanc, roata dințată reală (f) ....	249
8.60	Roata centrală cu profil convex/concav (a) și roata-satelit cu profil în arc de cerc (b); reductorul precesional (c) .....	251
8.61	Analiza comparativă a consumului de material la fabricarea roților dințate prin sinterizare, turnare și așchiere .....	253
8.62	Forma de turnare a roților dințate ale angrenajului precesional din mase plastice prin injecție sub presiune: secțiunea axială (a) și mostra industrială a formei (b) (fabricată la Uzina “Sigma”, Chișinău) .....	257

- 8.63 Modelul 3D ale danturilor matrițelor cu profil oglindă (a), monstre ale matrițelor fabricate (b) și monstre de roți-satelit (fabricată la Uzina “Sigma”, Chișinău) (c), *Hostaform C 9021* (d), poliamid 6 (e), *Hostaform M 9021* (f) ..... 258
- 8.64 Forma de turnare prin injecție sub presiune: (a) – secțiunea locală a nodului formator al roții-satelit al angrenajului precesional  $2K-H$ ; (b), (d), (c), respectiv, vederi 3D, ale matrițelor cu profiluri oglindă ale danturilor și a roții-satelit; (e), (g), (f), (h) – respectiv, mostre fabricate ale matrițelor, armaturii arbore-manivelă și ale roților-satelit..... 260
- 8.65 Secțiuni locale ale nodului formator a formei de turnare: (a), (b) – pentru fabricarea roților centrale fixă și respectiv mobilă a angrenajului precesional  $2K-H$ ; (c), (d) – vederile 3D ale roții centrale fixă și ale matriței cu profil oglindă; (e), (f), (g) – respectiv vederile roții centrale mobilă, armaturii și ale matriței cu profil oglindă ..... 261
- 8.66 Forma de turnare prin injecție sub presiune: (a) – secțiunea locală a nodului formator al roții-satelit cu arbore-manivelă; (b), (d), (c), (e), (f) – respectiv, mostre fabricate ale matrițelor cu profil oglindă, al arborelui-manivelă și ale roților-satelit turnate din diferite mase plastice..... 262
- 8.67 Procesul de modelare 3D a matrițelor cu profil-oglină al dinților (pentru fabricarea roților dințate centrale) ..... 264
- 8.68 Utilajul tehnologic de presare individuală: a roților centrale cu profil convex/concav al dinților (a); a roților-satelit cu două coroane cu dinți în arc de cerc (b); matrițe și mostre de roți dințate cu diametrul de 24, 38, 46, 62 mm (c) ..... 264
- 8.69 Roți-satețiți cu dinți în arc de cerc (a, b, c, d, e) și roată dințată cu profil convex/concav al dinților (f), fabricate prin sinterizare 265
- 8.70 Schema principială de generare a danturii roților angrenajului precesional prin electroeroziune cu mișcare sferospațială a electrozudului filiform (semifabricatul efectuează mișcare de rotație în jurul axei  $Z$ ) ..... 267
- 8.71 Interacțiunea dinților din angrenajul precesional real cu contactul dinților în punctul  $E$  (a) și de formare a profilului prin contactul sculei-electrod cu dintele roții-semifabricat în punctul  $E$  (b) ..... 271
- 8.72 Varierea interstițiului  $t$  pe lungimea dintelui  $l_W$  ..... 276
- 8.73 Dependența erorii de poziție a sculei de unghiul de rotație  $\psi$  al axului principal pentru diferite unghiuri de nutație  $\theta$ ..... 280
- 8.74 Schema principială a procedurii de prelucrare prin mișcare sferospațială a electrozudului filiform cu interpolatoare polare .... 282

8.75	Schema principială a procedeeului de prelucrare prin mișcare sferospațială a semifabricatului și de rotire a acestuia în jurul propriei axe (cu interpolatoare liniare).....	283
8.76	Schema principială a procedeeului de prelucrare prin mișcare sferospațială a semifabricatului și de rotire a acestuia în jurul propriei axe (cu interpolatoare polare) [10].....	284
8.77	Modele 3D ale matrițelor cu profil convex/concav oglindă ale dinților (a) și ale roților centrale cu profil convex/concav (b)...	285
8.78	Dispozitiv de realizare a procedeeului de prelucrare a matriței formei de turnare (a), profilul convex/concav oglindă al dinților matriței (b), modelul 3D al matriței cu profil convex/concav oglindă al dinților (c).....	286
8.79	Scula-electrod cu profil în arc de cerc al dinților (a); profilul în arc de cerc oglindă al dinților matriței (b), modelul 3D al matriței cu profil convex/concav oglindă al dinților (c) .....	287
8.80	Schema conceptuală a dispozitivului de prelucrare prin eroziune cu mișcare sferospațială a sculei-electrod masiv (a), cu lanț cinematic $i = \infty$ (b) și $i \neq \infty, i = 0$ (c).....	289
9.1	Reductorul planetar precesional $2K-H$ în secțiune axială: 1. Carcasă; 2. Bloc-satelit; 3. Rolă; 4. Osie; 5. Șaibă; 6. Rolă; 7. Osie; 8. Șaibă; 9. Roată dințată fixă; 10. Roată dințată mobilă; 11. Arbore-manivelă; 12. Arbore condus; 13. Capacul reductorului; 14. Flanșă de fixare a motorului; 15, 16. Capace laterale de stânga și de dreapta; 17. Garnitură; 18. Șaibă de reglare; 19. Motor electric .....	298
9.2	Reductoare precesionale $2K-H$ : construcție cu montaj pe labe; $i = -144$ (a); construcție generalizată luată ca bază în mai multe mecanisme precesionale (b).....	299
9.3	Blocul-satelit cu două coroane.....	300
9.4	Arborele-manivelă .....	300
9.5	Roata dințată centrală fixă .....	301
9.6	Roata dințată centrală mobilă.....	301
9.7	Reductor precesional de tip $2K-H$ cu labe .....	302
9.8	Profilogramele dinților angrenării $Z_1-Z_2$ (a) și angrenării $Z_3-Z_4$ (b).....	302
9.9	Reductor precesional de tip $2K-H$ cu flanșă.....	303
9.10	Motoreductor planetar precesional $2K-H$ : desen de ansamblu cu carcasă cu nervuri (a); desen de ansamblu cu carcasă fără nervuri (b) și în formă desfășurată (c) .....	304
9.11	Reductoare planetare precesionale de tip $K-H-V$ : desen de ansamblu (a, c, d); mostră fabricată (b), a. 1984 .....	305



- 9.12 Reductor planetar precesional  $K-H-V$  ermetic: desen de ansamblu (a); mostră fabricată (b)..... 306
- 9.13 Nodule polimetalice (a); nodul polimetalic în secțiune (b) ..... 309
- 9.14 Harta amplasării rezervelor globale de concrețiuni feromanganice 310
- 9.15 Complexul Robotizat de Extracție a Concrețiunilor Feromanganice de pe fundul Oceanului Planetar (este prezentată amplasarea a 6 motoreductoare precesionale de acționare) ..... 311
- 9.16 Reductor planetar precesional  $2K-H$ ..... 313
- 9.17 Motoreductor precesional submersibil  $2K-H$  de acționare a hidrolocatorului, CECFM  $i = -323$ : model 3D (a); proiect tehnic, secțiunea axială (b); prototip industrial fabricat la Uzina *Teajmaș*, or. Mariupol, Ucraina (c) ..... 315
- 9.18 Motoreductor precesional submersibil  $2K-H$  pentru acționarea aerliftului, CECFM  $i = -728$ : proiect tehnic, secțiunea axială (a); mostra roții-arbore ( $Z_4 = 17$ ) cu dantura fabricată prin generare cu rostogolire-rulare (b); prototip industrial fabricat la uzina *Teajmaș*, or. Mariupol, Ucraina (c) ..... 316
- 9.19 Profilogramele angrenajelor  $i = -323$  și  $i = -728$ : (a) angrenare cu bolțuri  $i = -323$ ,  $Z_1 = 18$ ,  $Z_2 = 19$ ,  $Z_3 = 18$ ,  $Z_4 = 17$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_1 = 5,0\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 100\%$ ; (b) angrenare dințată  $i = -728$ ,  $Z_1 = 27$ ,  $Z_2 = 28$ ,  $Z_3 = 27$ ,  $Z_4 = 26$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_1 = 5,0\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 90\%$  ..... 317
- 9.20 Mecanism de acționare a trolului superior CECFM cu reductor precesional  $2K-H$  cu raportul de transmitere  $i = -575$ : (a) model 3D; (b) secțiune axială..... 318
- 9.21 Vederea generală a mecanismului de acționare a trolului superior al Complexului Robotizat (a) și profilogramele dinților angrenării  $i = -575$  cu configurația parametrică [ $Z_g - \theta, -1$ ]:  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $Z_3 = 24$ ,  $Z_4 = 23$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_1 = 38\text{ mm}$ ,  $R_m = 560\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 100\%$  (b)..... 319
- 9.22 Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -279$ .  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 31$ ,  $Z_3 = 28$ ,  $Z_4 = 27$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1-Z_2$ :  $R_1 = 12\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 95\%$ ; pentru  $Z_3-Z_4$ :  $R_1 = 12,5\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 98\%$  320
- 9.23 Motoreductor precesional submersibil  $2K-H$  cu raportul de transmitere  $i = -279$  pentru acționarea propulsoarelor-șnec de deplasare a CECFM pe fundul oceanului: (a) model 3D; (b) proiect tehnic, secțiunea axială ..... 321
- 9.24 Reductor precesional submersibil  $2K-H$  pentru acționarea alimentatorului Complexului Robotizat: (a) model 3D; (b) prototip industrial fabricat la uzina *Teajmaș*; (c) proiect tehnic, secțiunea axială ..... 323

- 9.25 Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -405$ :  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $Z_3 = 28$ ,  $Z_4 = 27$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1 - Z_2$ :  $R_1 = 9,0\text{ mm}$ ,  $R_m = 144\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 81\%$ ; pentru  $Z_3 - Z_4$ :  $R_1 = 8,8\text{ mm}$ ,  $R_m = 129\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 81\%$  ..... 324
- 9.26 Reductor precesional submersibil al troliului de ridicare a brațului Complexului Robotizat,  $i = -144$ : (a) reductor-troliu în secțiune axială; (b) brațul cuplat cu motorul electric..... 325
- 9.27 Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -144$ :  $Z_1 = 35$ ,  $Z_2 = 36$ ,  $Z_3 = 29$ ,  $Z_4 = 28$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1 - Z_2$ :  $R_1 = 16\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 92\%$ ; pentru  $Z_3 - Z_4$ :  $R_1 = 20\text{ mm}$ ,  $R_m = 338\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 98\%$ ..... 326
- 9.28 Mecanism-troliu cu reductor precesional de tip  $2K-H$  submersibil cu  $i = -109,7$  pentru acționarea tamburului Complexului Robotizat: (a) modelul 3D; (b) desen tehnic, secțiunea axială.. 327
- 9.29 Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -109,7$ :  $Z_1 = 31$ ,  $Z_2 = 32$ ,  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = 24$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ; pentru  $Z_1 - Z_2$ :  $R_1 = 14\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 95\%$ ; pentru  $Z_3 - Z_4$ :  $R_1 = 17\text{ mm}$ ,  $R_m = 280\text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 100\%$ ..... 328
- 9.30 Reductoare precesionale de tip  $2K-H$  pentru acționarea troliului Complexului Robotizat cu  $i = -527$ : (a) angrenaj cu bolțuri cu  $\delta = 10^\circ$ ; (b) angrenaj cu bolțuri cu  $\delta = 22^\circ 30'$  ..... 329
- 9.31 Profilogramele angrenajului cu bolțuri,  $i = -527$ :  $Z_1 = 33$ ,  $Z_2 = 34$ ,  $Z_3 = 32$ ,  $Z_4 = 31$ ,  $\theta = 2,25^\circ$ ,  $R_1 = 27,5\text{ mm}$ ,  $R_m = 490\text{ mm}$  pentru  $\delta = 10^\circ$ ,  $\varepsilon = 81\%$ ; (b) pentru  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\varepsilon = 95\%$  ..... 330
- 9.32 Motoreductor precesional submersibil de tip  $2K-H$  pentru acționarea dozatorului Complexului Robotizat..... 331
- 9.33 Profilogramele angrenajului  $i = -144$ ,  $Z_1 = 35$ ,  $Z_2 = 36$ ,  $Z_3 = 29$ ,  $Z_4 = 28$ ,  $R_1 = 10\text{ mm}$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$  ..... 331
- 9.34 Modul electromecanic precesional  $2K-H$  submersibil al Complexului Robotizat, ce corespunde normelor ecologice de exploatare..... 332
- 9.35 Procesul de modelare a roții dințate precesionale: proiectarea profilului danturii (a); imagini ale roților centrale proiectate în 3D (b, c)..... 334
- 9.36 Profilogramele dinților roților centrale: (a)  $Z_1 = 20$ ; (b)  $Z_4 = 27$ ..... 335
- 9.37 Modelul computerizat 3D al roților dințate: a)  $Z_1 = 20$ ; b)  $Z_4 = 27$  ..... 336
- 9.38 Reductor precesional  $2K-H$  pentru echipamentul tehnologic special ( $T = 1480\text{ Nm}$ ;  $i = -80$ ): (a) proiect tehnic de ansamblu; (b) motoreductor asamblat la mașina de lucru; (c) nod precesional în formă desfășurată..... 337

- 9.39 Profilogramele dinților roților centrale: a)  $Z_1 = 22$ ; b)  $Z_4 = 28$  338
- 9.40 Modelul computerizat 3D al roților dințate: a)  $Z_1 = 22$ ; b)  $Z_4 = 28$  ..... 339
- 9.41 Reductor precesional  $2K-H$  ( $T = 4000 Nm$ ;  $i = -106,3$ ):  
(a) proiect tehnic de ansamblu; (b) motoreductor asamblat la mașina de lucru ..... 339
- 9.42 Elaborarea 3D a nodului arbore – manivelă – rulmenți ..... 340
- 9.43 Turbomotor precesional cu ejecție reactivă pentru armătura magistralelor de gaz: (a) desen tehnic; (b) prototip industrial fabricat la uzina *Kompressormaş*(Ucraina); (c) turbomotor agregatizat cu conducta de gaz ..... 342
- 9.44 Reductor precesional  $2K-H$  al turbomotorului de acționare a armăturii magistralei de gaz:  $T = 85.000 Nm$ ;  $i = -624$  (proiect tehnic) ..... 344
- 9.45 Reductor precesional  $2K-H$  al turbomotorului de acționare a magistralei de gaz:  $T = 360.000 Nm$ ;  $i = -624$  ..... 345
- 9.46 Profilogramele dinților roților dințate centrale: (a)  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 26$ ,  $Z_3 = 25$ ,  $Z_4 = 24$ ,  $i = -624$ ; (b)  $Z_1 = 36$ ,  $Z_2 = 37$ ,  $Z_3 = 35$ ,  $Z_4 = 34$ ,  $i = -629$  ..... 346
- 9.47 Motoreductor precesional de acționare a macaralei pivotante... 346
- 9.48 Mecanism de acționare a pompei cu reductor precesional  $2K-H$  pentru pomparea petrolului de la adâncimi mari: a) proiect tehnic; b) reductor precesional pentru sisteme petroliere cu țevi cu  $D = 108 mm$ ; c) reductor precesional pentru sisteme petroliere cu țevi cu  $D = 135 mm$  ..... 348
- 9.49 Generator-multiplicator precesional de tip  $K-H-V$  cu două roți centrale imobile pentru agregatul eolian *AVEU-16*, destinat exploatării în condiții extreme: a) proiect tehnic; b) model 3D ..... 350
- 9.50 Generator-multiplicator precesional de tip  $K-H-V$  (a); vedere cu piesele în desfășurată (b); profilogramele dinților cu parametrii  $Z_1 = 15$ ,  $Z_2 = 16$ ,  $\delta = 0^\circ$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $R_m = 145 mm$ ,  $R_1 = 17,5 mm$ ,  $\varepsilon = 97\%$  (c); pentru  $R_1 = 12 mm$  și  $\varepsilon = 100\%$  (d) ..... 352
- 9.51 Multiplicatorul precesional  $K-H-V$  al microhidrocentralei: a) proiect tehnic; b) mecanism de transformare a mișcării; c) cuplaj cu bile ..... 353
- 9.52 Modul electromecanic precesional pentru acționarea (urmează și controlul cu precizie înaltă) a platformei de scanare a aparatului cosmic de zbor: a) proiect tehnic; b) stația cosmică *VEGA 6*; c) model 3D; d) imaginea prototipului industrial fabricat la uzina *Sciotmaş* ..... 355

9.53	Module electromecanice precesionale pentru acționarea componentelor aparatelor cosmice de zbor: a, b) proiecte tehnice; c, d) imagini ale prototipurilor industriale fabricate la uzina <i>Sciotmaş</i> .....	357
9.54	Mecanism de acționare a radarului sistemului de apărare anti-rachetă cu motoreductor precesional $2K-H$ în două trepte : a) radar în format 3D; b) schema de instalare a motoreductorului precesional; c) proiect tehnic .....	359
9.55	Mecanism de acționare a centrifugii amestecătorului (proiect tehnic) .....	361
9.56	Roată-motor: (a) cu acționare electrică; (b) cu două viteze.....	361
9.57	Roată-motor cu șapte regimuri de funcționare .....	362
9.58	Roată-motor cu acționare hidraulică.....	363
9.59	Roată-motor cu acționare electrică cu variație continuă a vitezei.....	364
9.60	Roată-motor cu acționare electrică cu două viteze.....	365
9.61	Roată-motor cu acționare piezoelectrică.....	366
9.62	Punte motoare cu 3 viteze (a) și punte motoare cu 4 viteze (b) .....	367
9.63	Reductorul principal al elicopterului .....	369
9.64	Variator planetar precesional cu fricțiune.....	369
9.65	Variator elicoidal-precesional cu angrenare: a) secțiune axială; b) mostră experimentală .....	370
9.66	Variator precesional cu discuri de fricțiune .....	372
9.67	Variator toroidal precesional .....	372
9.68	Hidromotor precesional.....	374
9.69	Hidromotor precesional.....	375
9.70	Secțiuni transversale pe axele pistoanelor .....	377
9.71	Hidromotor precesional cu pistoane axiale cu acțiune bilaterală .....	378
9.72	Hidromotor precesional cu pistoane axiale amplasate în formă de șah.....	379
9.73	Transmisii precesionale $K-H-V$ cu hidromotoare axiale cu pistoane în sinteză (a) și cu șaibă înclinată (b) .....	380
9.74	Transmisie precesională $2K-H$ cu hidromotor axial cu pistoane în sinteză .....	381
9.75	Mandrine cu angrenaj precesional cu bolțuri (a) și dințat (b) ..	382
9.76	Mandrină cu angrenaj precesional $K-H-V$ dințat .....	384
10.1	Diagrama densității utilizării transmisiilor mecanice cinematice după raportul de transmitere .....	387
10.2	Domenii posibile de aplicație a transmisiilor planetare precesionale .....	388
10.3	Posibilități de utilizare a transmisiilor planetare precesionale cinematice în autoturisme.....	389

10.4	Mecanisme precesionale de acționare a ferestrelor automobilului de marca <i>FORD</i> : a, b) desene de ansamblu; c) desen de ansamblu al mecanismului de acționare.....	390
10.5	Reductor precesional al mecanismului de acționare a frânei automobilului: a) satelit cu o coroană cu bolțuri; b) satelit cu două coroane cu bolțuri .....	391
10.6	Module electromecanice precesionale pentru avionică: (a) proiect tehnic, (b, c) TPP în mecanisme de cârmă, (d, e) TPP în mecanisme de frână.....	393
10.7	Reductoare precesionale $K-H-V$ pentru transmiterea în spații etanșe a mișcărilor de rotație (a) și de translație (b) .....	394
10.8	Reductor planetar precesional cinematic cu axele arborilor conducător și condus concurente în plan.....	395
10.9	Modelul 3D al minimotoreductorului planetar precesional .....	397
10.10	Modelul 3D al minireductorului planetar precesional.....	398
10.11	Structuri cinematice și modele 3D ale minimotoreductoarelor planetare precesionale .....	399
10.12	Vederea I din fig. 10.11 (a, b) cu componentele piezoelementelor	400
10.13	Cheie electromecanică ortogonală cu transmisie precesională $2K-H$ .....	401
10.14	Cheie electromecanică cu transmisie precesională $2K-H$ și cuplaj de siguranță .....	402
10.15	Cheie pneumatică cu transmisie precesională $2K-H$ și cuplaj de siguranță.....	403
10.16	Cheie electromecanică cu transmisie precesională $2K-H$ pentru înșurubarea pieselor filetate sub un unghi de maximum $45^\circ$ ....	404
10.17	Cheie electromecanică pentru înșurubarea pieselor filetate sub un unghi de $90^\circ$ .....	405
10.18	Cheie electromecanică cu transmisie precesională $2K-H$ pentru înșurubarea cu șocuri a pieselor filetate.....	405
10.19	Șurubelniță electromecanică cu transmisie precesională $2K-H$	406
10.20	Mașină de găurit (a), schema microdeplasărilor periferice alternative ale arborelui-portsculă (b) și reductorul precesional în secțiune (c) .....	407
10.21	Electromașină de găurit cu șocuri .....	407
10.22	Capuri de alezat cu transmisie precesională $2K-H$ .....	408
10.23	Cap-revolver cu transmisie planetară precesională cinematică ..	409
10.24	Cap de asamblat cu transmisie planetară precesională cinematică	410
10.25	Mecanism de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat .....	411
10.26	Robot cu acționare în baza transmisiei precesionale $2K-H$ ....	413
10.27	Manipulator cu transmisie precesională.....	414
10.28	Robot mobil cu transmisie precesională .....	415

10.29	Articulația robotului industrial cu transmisie precesională $2K-H$	415
10.30	Mecanism precesional de apucare al robotului .....	416
10.31	Mecanism precesional de apucare al robotului .....	417
10.32	Mecanism precesional de apucare al robotului .....	418
10.33	Motoreductor precesionale cu angrenarea $A_{CV-CV}^D$ cu contact convex-concav și dinți drepți (a) și cu angrenarea $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ cu contact concav-concav și dinți înclinați (b).....	419
10.34	Gamă de motoreductoare precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^D$ și $A_{CV-CV}^{D,\beta}$ .....	420



## Lista tabelelor

---

7.1	Calculul geometric al angrenajului precesional $A^D$ cu profil al dinților în arc de cerc și profil rectiliniu .....	31
7.2	Configurația numărului de dinți ai roților conjugate și raportul de transmitere .....	38
7.3	Algoritmul de calcul al angrenajului $A^D$ cu angrenarea $A_{CX-CV}^D$ cu contact în arc de cerc – convex-concav .....	44
8.1	Materiale pentru fabricarea roților dințate .....	256
8.2	Parametrii geometrici ai roților-satelit .....	258
9.1	Fișă tehnologică operațională .....	295
9.2	Coraportul numerelor de dinți pentru raportul de transmitere $i = -80$ .....	335
9.3	Coraportul numerelor de dinți pentru raportul de transmitere $i = -106,3$ .....	338



---

## Anexa A

---

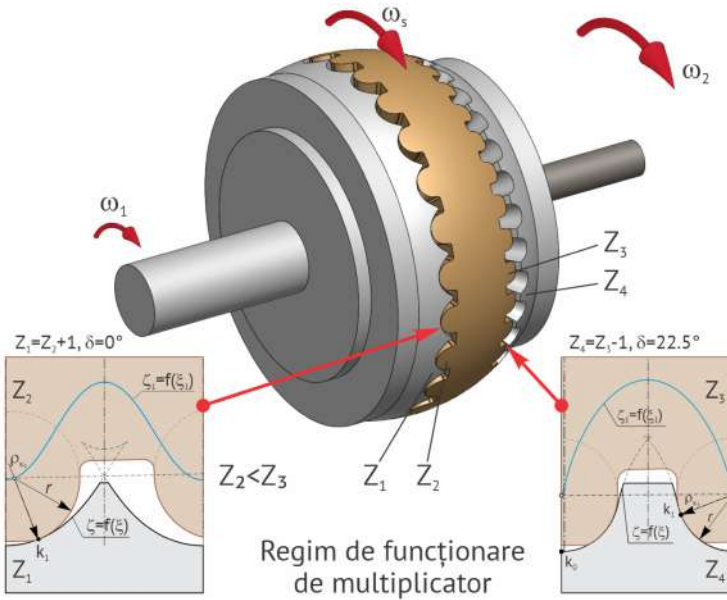
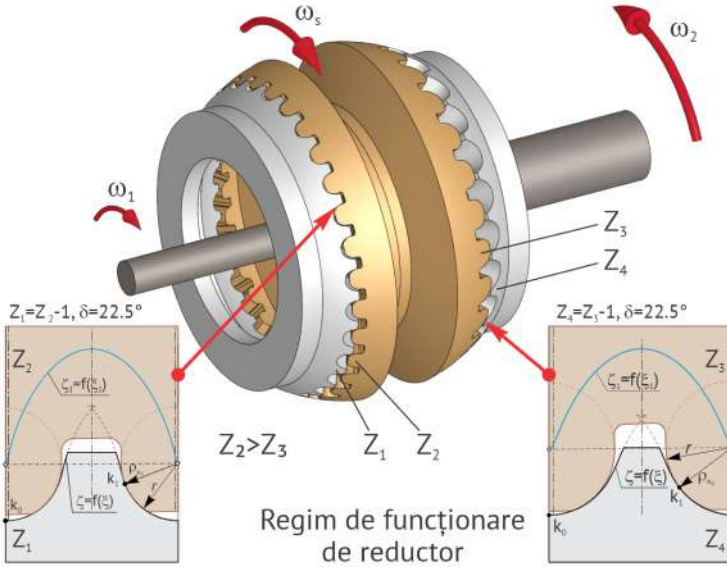
### Particularitățile și caracteristicile ale geometriei și cinematiei contactului dinților $K_{CV-CV}$ în angrenajul precesional $A^D$

- Anexa A.1 Transformarea geometriei contactului flancurilor conjugate și modificarea formei dinților cu profil convex/concav. p. 451.
- Anexa A.2 Razele de curbură a profilurilor dinților  $\rho_{k_i}$  și  $r$  în funcție de  $\psi$  și diferența lor în punctele de contact  $k_i$  (angrenajul precesional:  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $r = 6,27mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 452.
- Anexa A.3 Razele de curbură a profilurilor dinților  $\rho_{k_i}$  și  $r$  în funcție de  $\psi$  și diferența lor în punctele de contact  $k_i$  (angrenajul precesional:  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $r = 6,27mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 453.
- Anexa A.4 Razele de curbură a profilurilor dinților  $\rho_{k_i}$  și  $r$  în funcție de  $\psi$  și diferența lor în punctele de contact  $k_i$  (angrenajul precesional:  $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $r = 6,27mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 454.
- Anexa A.5 Variația vitezelor liniare în contactul flancurilor conjugate  $V_{E_1}$  și  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 22,5^\circ$ . ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 455.
- Anexa A.6 Variația vitezelor liniare în contactul flancurilor conjugate  $V_{E_1}$  și  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1 = Z_2 + 1$  și  $\delta = 0^\circ$ . ( $Z_1 = 25$ ,  $Z_2 = 24$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\beta = 4,78^\circ$ ,  $r = 6,27mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 456.



Anexa A

Particularități și caracteristici ale geometriei contactului dinților în angrenajul precesional dințat



Transformarea geometriei contactului flancurilor conjugate  
și modificarea formei dinților cu profil convex-concav

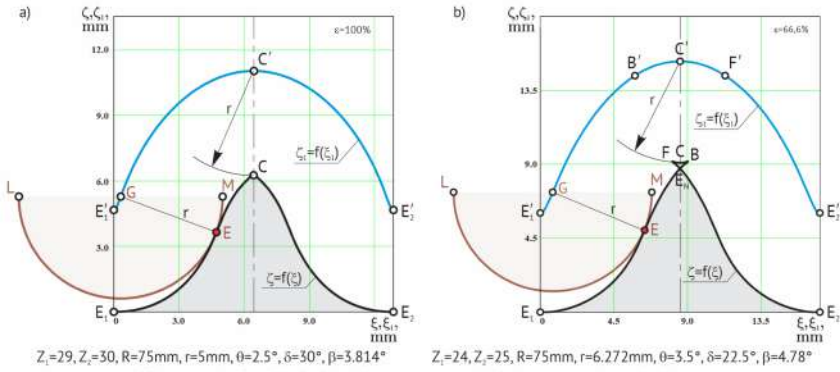


Figura 1. Profilul dinților angrenajului precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință  $\varepsilon=100\%$  (a) și  $\varepsilon=66,6\%$  (b)

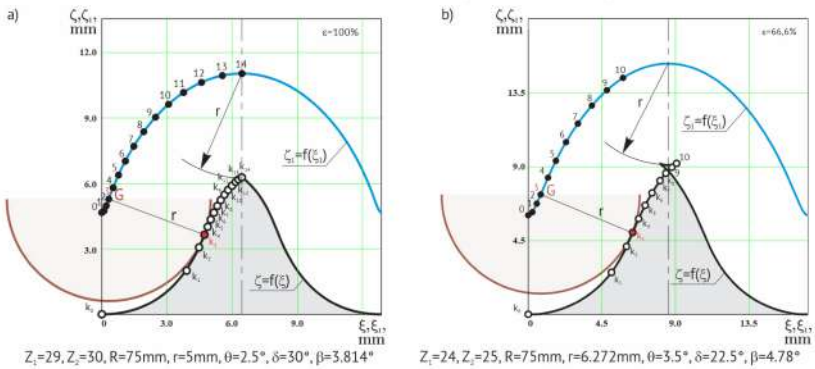


Figura 2. Contactul activ al dinților în angrenajul precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință  $\varepsilon=100\%$  (a) și  $\varepsilon=66,6\%$  (b)

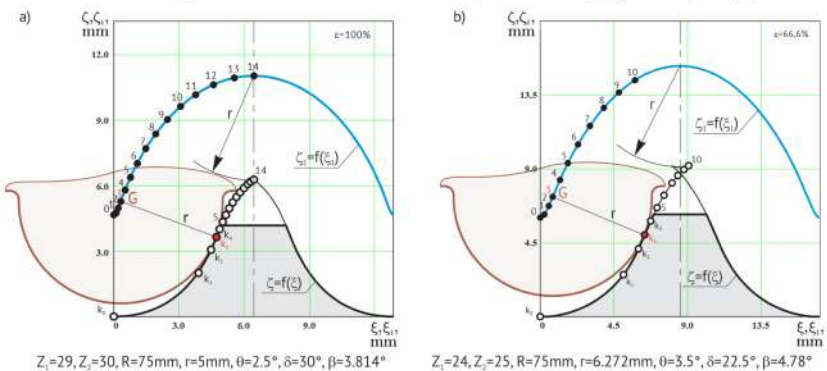


Figura 3. Geometria contactului activ al dinților modificați în angrenajul precesional dințat cu multiplicitatea frontală de referință  $\varepsilon=100\%$  (a) și  $\varepsilon=66,6\%$  (b)

Anexa A2

Razele de curbură a profilurilor dinților  $\rho_{k_i}$  și  $r$  în funcție de  $\psi$  și diferența lor în punctele de contact  $k_i$   
 (angrenajul precesional:  $Z_1=24, Z_2=25, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{ mm}$ )

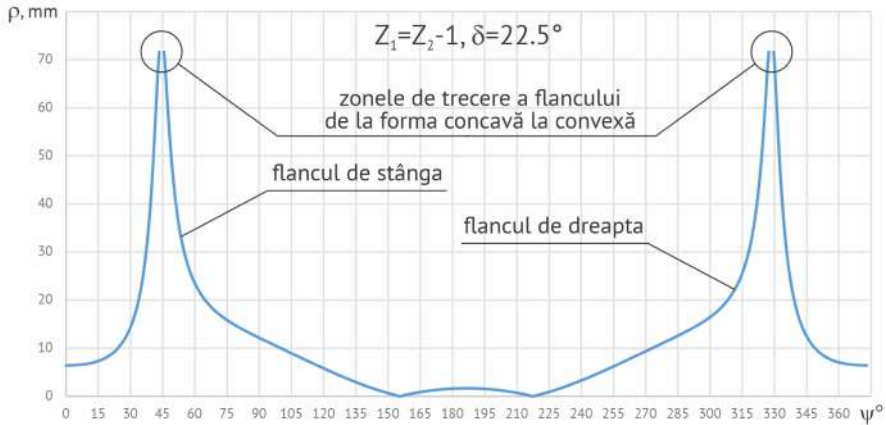


Figura 1. Variația razei de curbură  $\rho$  a profilului convex-concav al dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2-1$  și  $\delta=22.5^\circ$   
 ( $Z_1=24, Z_2=25, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{ mm}$ )

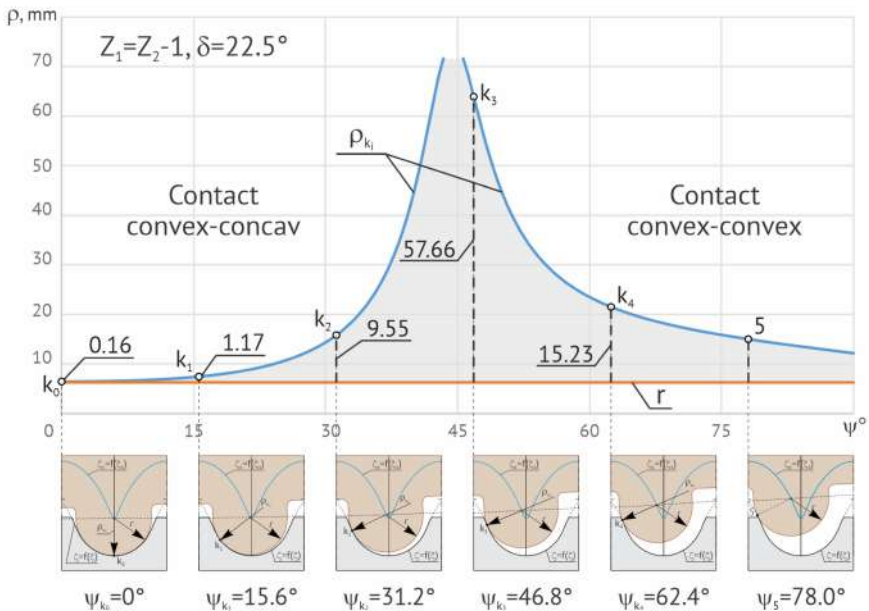


Figura 2. Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i}-r$ ) a profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitului  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2-1$  și  $\delta=22.5^\circ$   
 ( $Z_1=24, Z_2=25, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{ mm}$ )

## Anexa A3

Razele de curbură a profilurilor dinților  $\rho_{k_i}$  și  $r$  în funcție de  $\psi$  și diferența lor în punctele de contact  $k_i$   
(angrenajul precesional:  $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

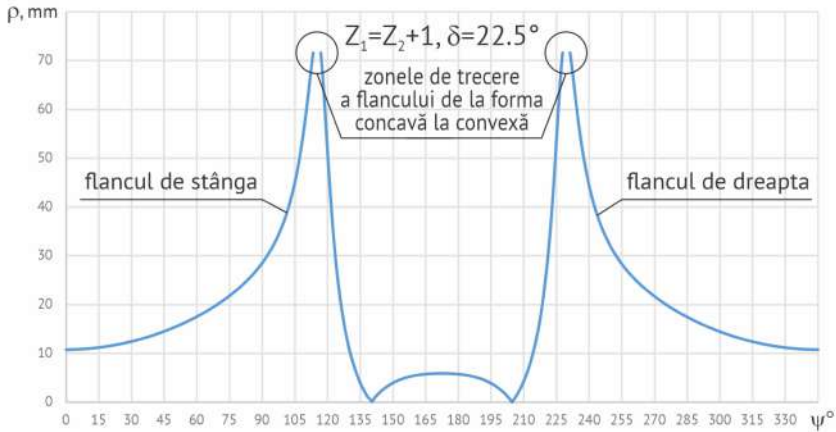


Figura 1. Variația razei de curbură  $\rho$  a profilului convex-concav al dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  și  $\delta=22.5^\circ$   
( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

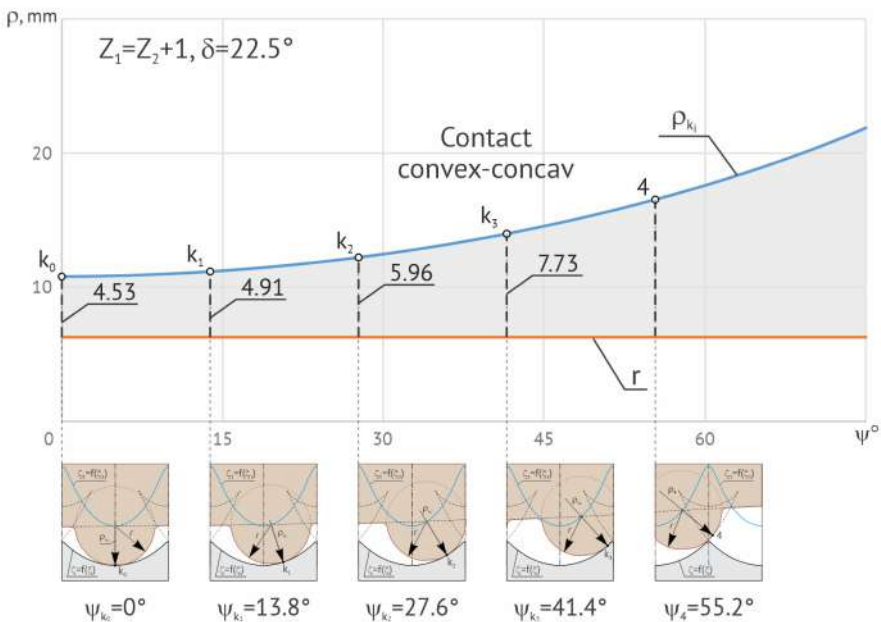


Figura 2. Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i}-r$ ) a profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitelui  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  și  $\delta=22.5^\circ$   
( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

## Anexa A4

Razele de curbură a profilurilor dinților  $\rho_{k_i}$  și  $r$  în funcție de  $\psi$  și diferența lor în punctele de contact  $k_i$   
(angrenajul precesional:  $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=0.0^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

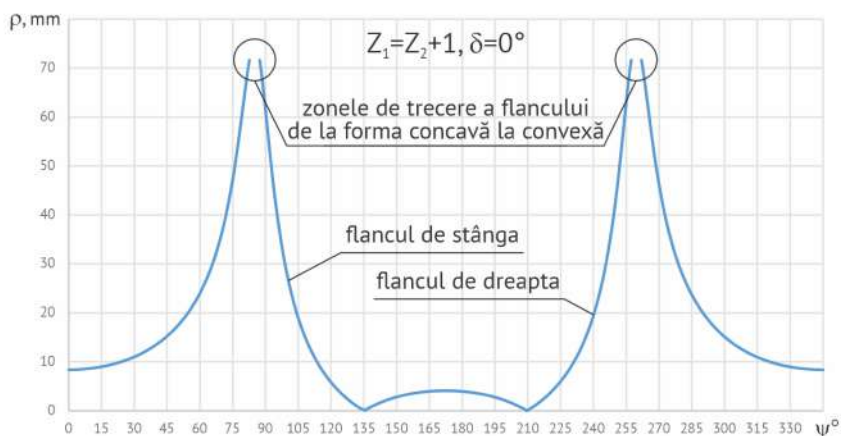


Figura 1. Variația razei de curbură  $\rho$  a profilului convex-concav al dintelui roții centrale în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  și  $\delta=0^\circ$   
( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=0.0^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

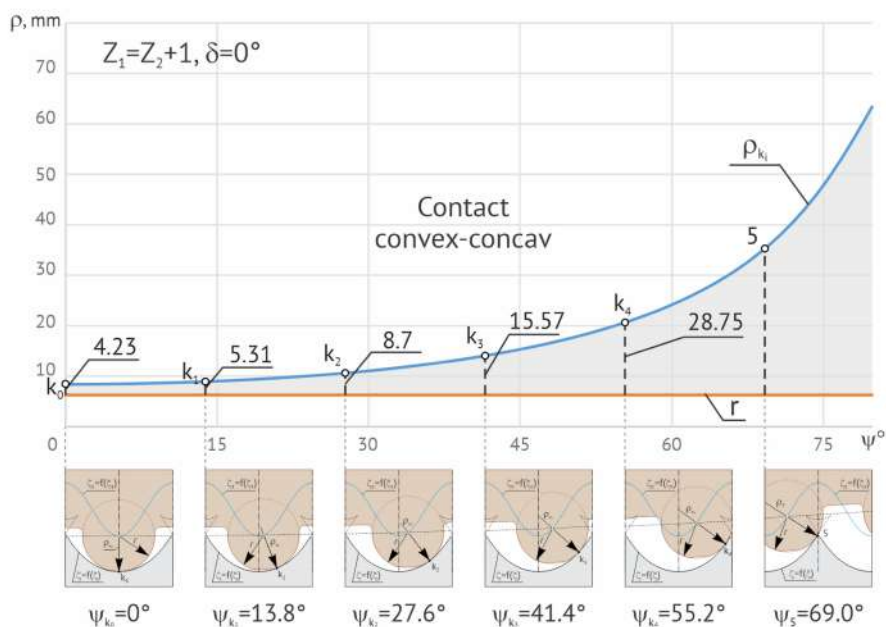


Figura 2. Diferența razelor de curbură ( $\rho_{k_i} - r$ ) a profilurilor dinților roții centrale  $\rho$  și a satelitelui  $r$  în contactul  $k_i$  în funcție de  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  și  $\delta=0^\circ$   
( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=0.0^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

## Anexa A5

Variația vitezelor liniare în contactul flancurilor conjugate  
 $V_{E_1}$  și  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$   
 $(Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, \beta=4.78^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{ mm})$

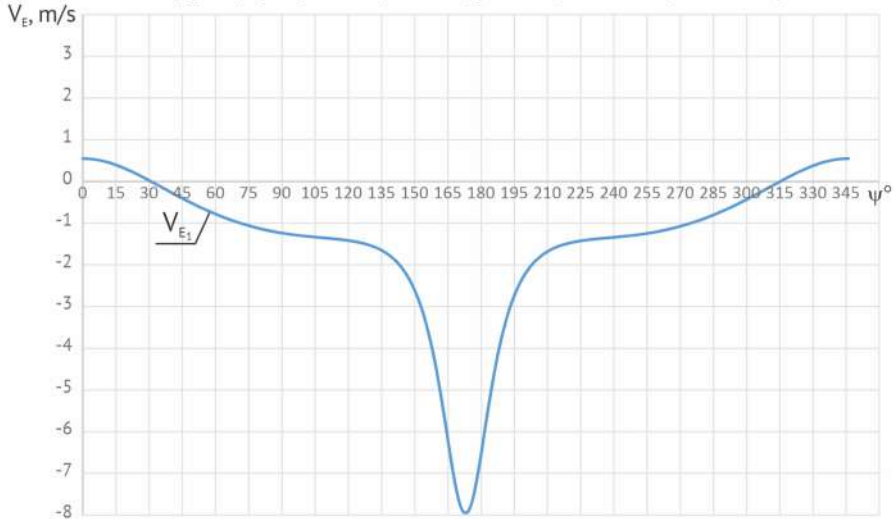


Figura 1. Viteza lineară a punctului de contact de pe profilul dințelului roții centrale  $V_{E_1}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  ( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, \beta=4.78^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{ mm}$ )

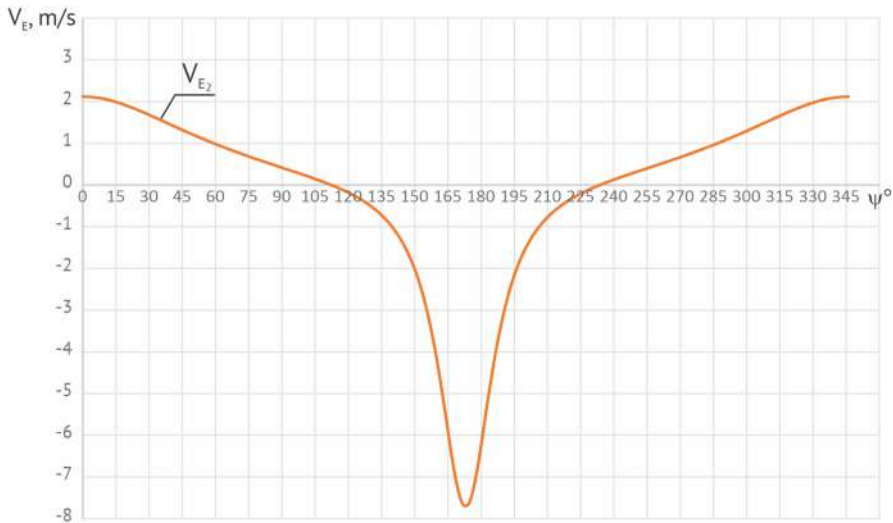


Figura 2. Viteza lineară a punctului de contact de pe profilul dințelului roții satelit  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  ( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, \beta=4.78^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{ mm}$ )

Anexa A6

Variația vitezelor liniare în contactul flancurilor conjugate  $V_{E_1}$  și  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  ( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=0^\circ, \beta=4.78^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

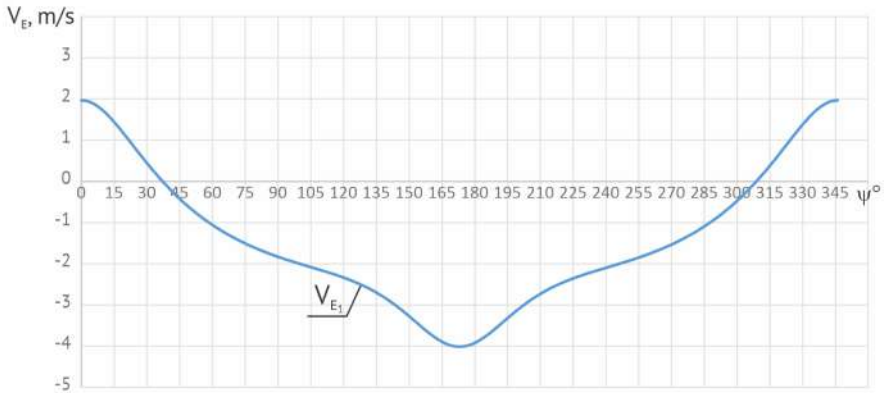


Figura 1. Viteza lineară a punctului de contact de pe profilul dințelului roții centrale  $V_{E_1}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  ( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=0^\circ, \beta=4.78^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )

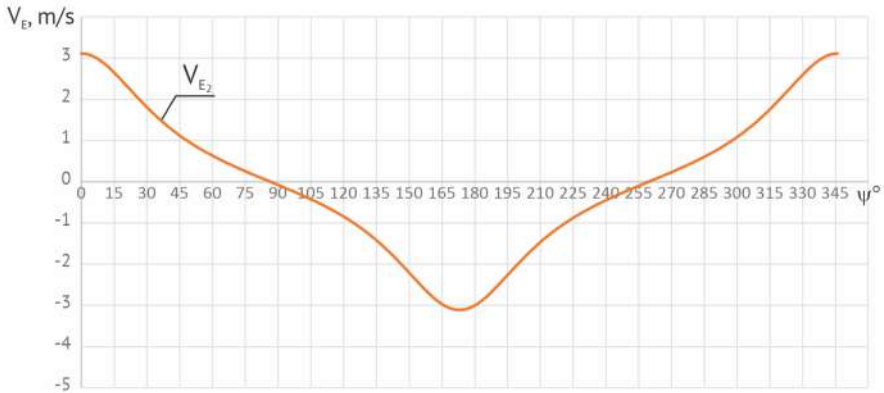


Figura 2. Viteza lineară a punctului de contact de pe profilul dințelului roții satelit  $V_{E_2}$  în funcție de unghiul de precesie  $\psi$  pentru  $Z_1=Z_2+1$  ( $Z_1=25, Z_2=24, \theta=3.5^\circ, \delta=0^\circ, \beta=4.78^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$ )



---

## Anexa B

---

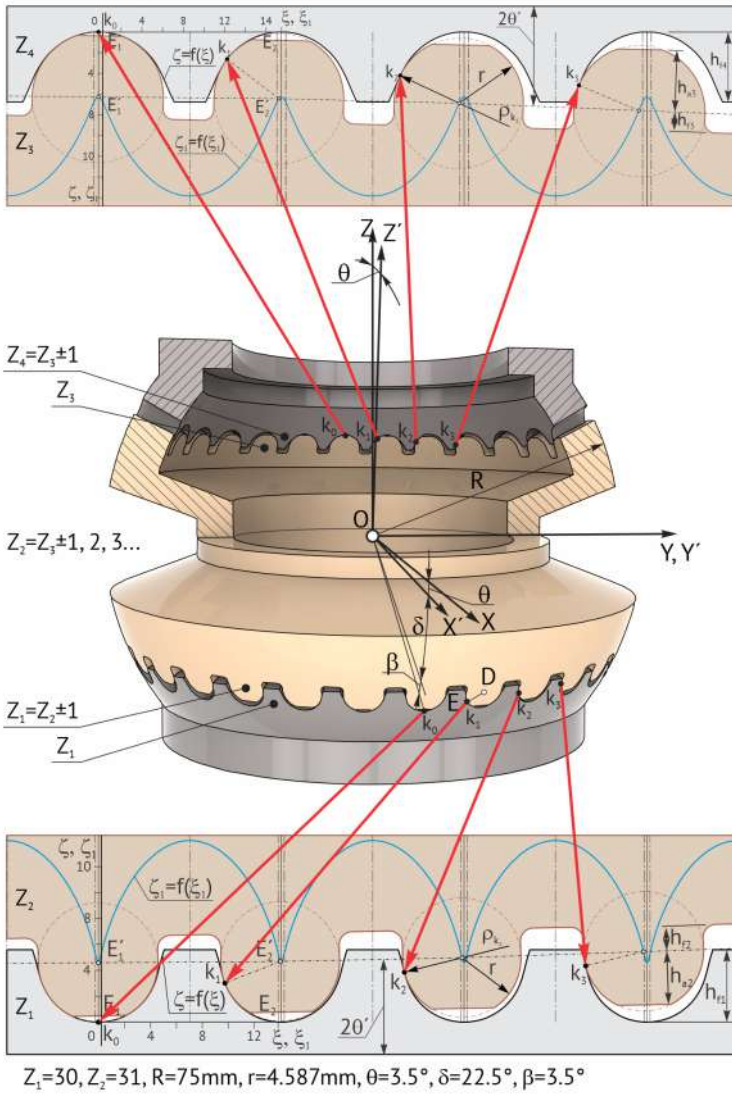
### Influența configurației parametrice $[Z_g - \theta, \pm 1]$ asupra geometriei contactului $K_{CV-CV}$ a dinților angrenajului precesional $A^D$

- Anexa B.1 Varierea geometriei contactului dinților conjugați în funcție de parametrul configurației  $[Z_g - \theta, \pm 1]$ . p. 459.
- Anexa B.2 Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  $Z_1 = 24$ ,  $Z_2 = 25$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 6,27mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 460.
- Anexa B.3 Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 4mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 461.
- Anexa B.4 Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  $Z_1 = 29$ ,  $Z_2 = 30$ ,  $\theta = 2,5^\circ$ ,  $\delta = 30,0^\circ$ ,  $r = 5mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 462.
- Anexa B.5 Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  $Z_1 = 30$ ,  $Z_2 = 31$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 4,59mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 463.
- Anexa B.6 Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  $Z_1 = 33$ ,  $Z_2 = 34$ ,  $\theta = 3,5^\circ$ ,  $\delta = 22,5^\circ$ ,  $r = 4mm$ ,  $R = 75mm$ ). p. 464.



Anexa B

Influența configurației parametrice  $[Z_3-\theta: \pm 1]$  asupra geometriei contactului dinților



Varierea geometriei contactului dinților conjugați  
în funcție de parametrii configurației [ $Z_1 - \theta: \pm 1$ ]

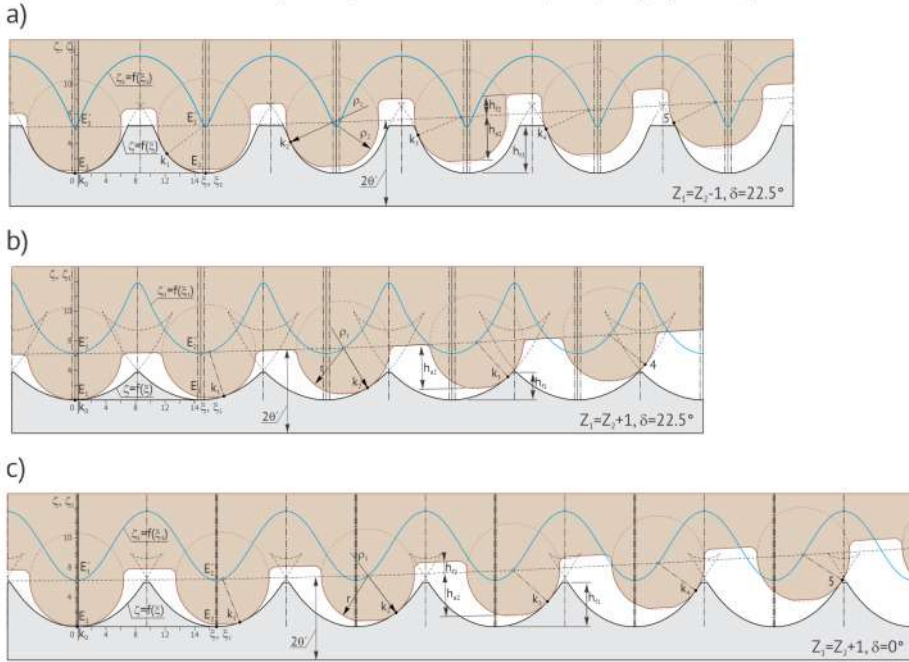


Figura 1. Profilogramele în desfășurare a  
flancurilor dinților conjugați în contactele  $k_0 \dots k_1$ , pentru:  
a)  $Z_1 = Z_2 - 1, \delta = 22.5^\circ$ ; b)  $Z_1 = Z_2 + 1, \delta = 22.5^\circ$ ; c)  $Z_1 = Z_2 + 1, \delta = 0^\circ$

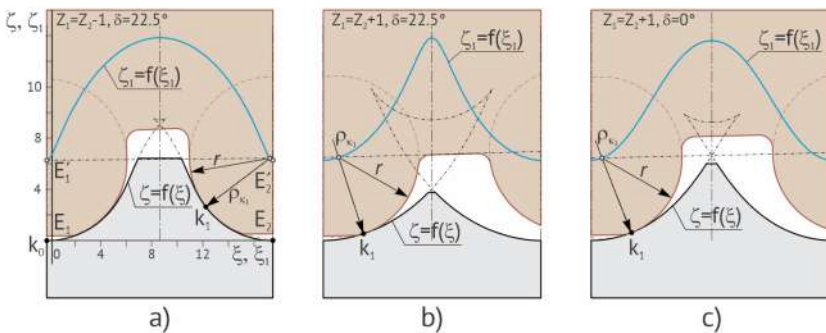
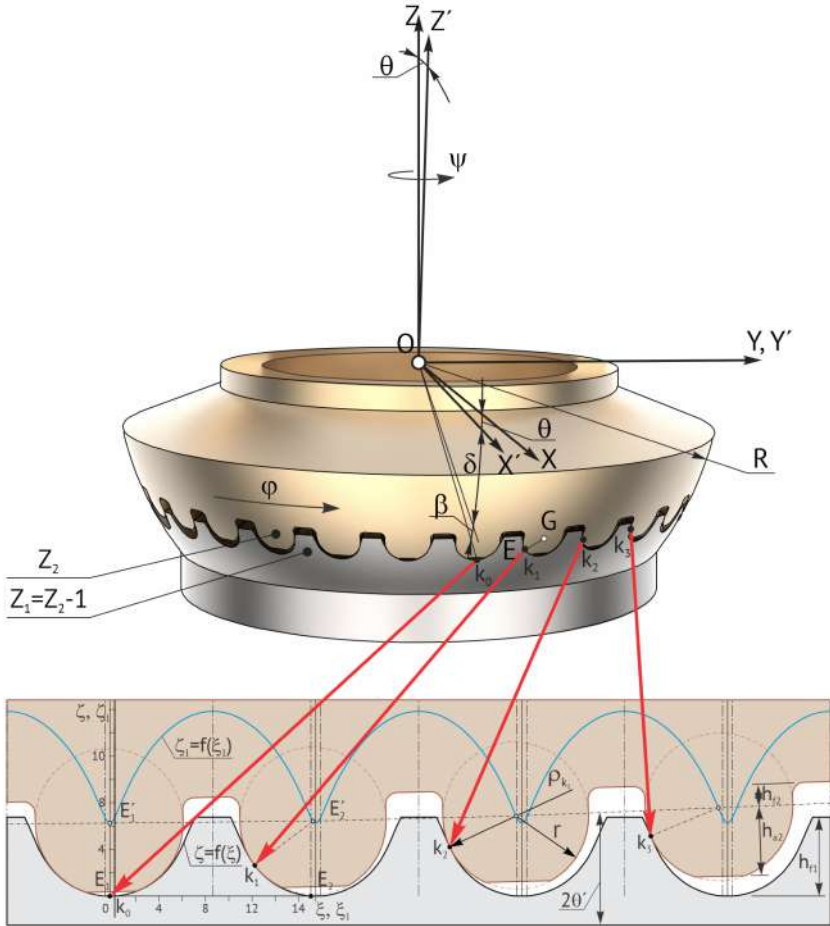


Figura 2. Profilogramele și poziționarea relativă a  
flancurilor dinților conjugați în contactul  $k_1$  pentru:  
a)  $Z_1 = Z_2 - 1, \delta = 22.5^\circ$ ; b)  $Z_1 = Z_2 + 1, \delta = 22.5^\circ$ ; c)  $Z_1 = Z_2 + 1, \delta = 0^\circ$

Anexa B2

Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  
 $Z_1=24, Z_2=25, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=6.27\text{mm}, R=75\text{mm}$



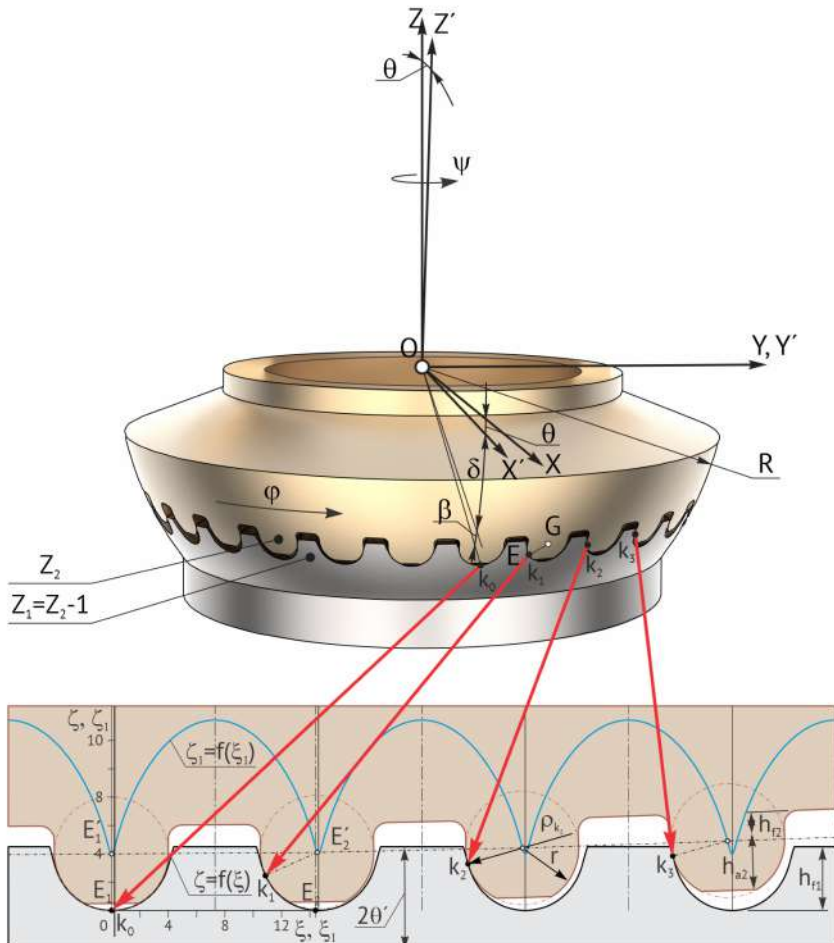
	$k_0$	$k_1$	$k_2$	$k_3$
$\psi_{k_i}$	$0^\circ$	$15.6^\circ$	$31.2^\circ$	$46.8^\circ$
$\rho_{k_i}$	6.43mm	7.34mm	14.41mm	68.61mm
$r$	6.27mm			
$\rho_{k_i} - r$	0.16mm	1.07mm	8.14mm	74.88mm*

Figura 1. Razele de curbura a profilurilor dinților conjugați în contactele  $k_0 \dots k_3$  și diferența lor

\* În punctul de contact  $k_3$  conjugă flancuri cu profiluri convex-convex

## Anexa B3

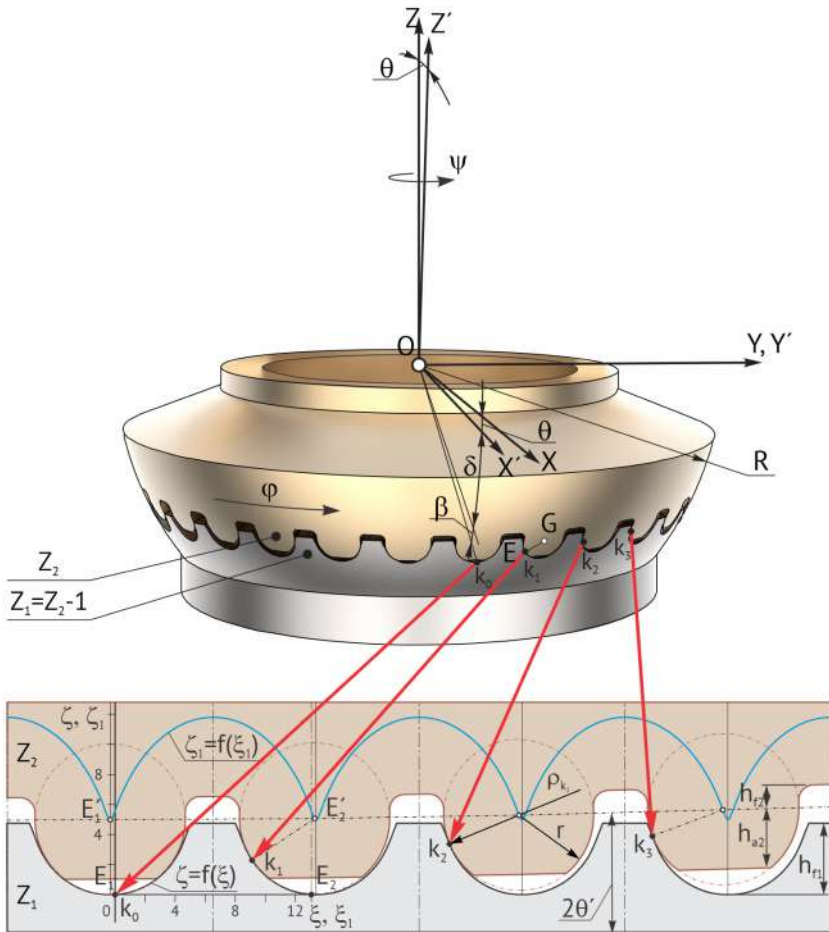
Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  
 $Z_1=29, Z_2=30, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=4\text{mm}, R=75\text{ mm}$ )



	$k_0$	$k_1$	$k_2$	$k_3$
$\Psi_{k_i}$	$0^\circ$	$12.84^\circ$	$25.68^\circ$	$38.52^\circ$
$\rho_{k_i}$	4.32mm	5.40mm	7.39mm	23.24mm
$r$	4mm			
$\rho_{k_i} - r$	0.32mm	1.40mm	3.39mm	19.24mm

Figura 1. Razele de curbură a profilurilor dinților conjugați în contactele  $k_0 \dots k_3$  și diferența lor

Geometria contactului dinților în angrenajul precesional:  
 $Z_1=29, Z_2=30, \theta=2.5^\circ, \delta=30.0^\circ, r=5\text{mm}, R=75\text{ mm}$ )



	$k_0$	$k_1$	$k_2$	$k_3$
$\Psi_{k_i}$	$0^\circ$	$12.84^\circ$	$25.68^\circ$	$38.52^\circ$
$\rho_{k_i}$	5.06mm	5.79mm	11.31mm	225.00mm
$r$	5mm			
$\rho_{k_i} - r$	0.06mm	0.79mm	6.31mm	220.00mm

Figura 1. Razele de curbura a profilurilor dinților conjugați în contactele  $k_0 \dots k_3$  și diferența lor

Geometria contactului dinților în angrenajul precusional:  
 $Z_1=30, Z_2=31, \theta=3.5^\circ, \delta=22.5^\circ, r=4.59\text{mm}, R=75\text{mm}$

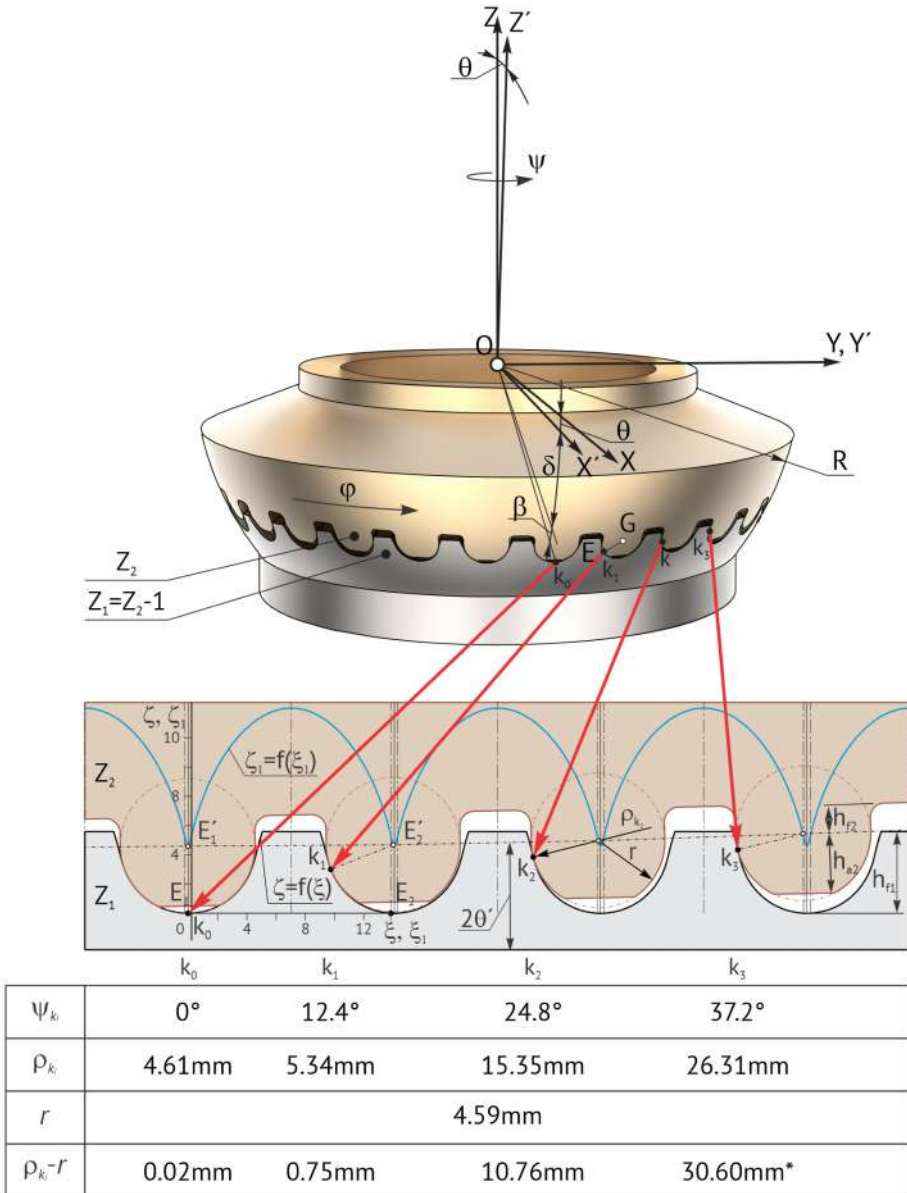


Figura 1. Razele de curbură a profilurilor dinților conjugați în contactele  $k_0 \dots k_3$  și diferența lor

\* În punctul de contact  $k_3$  conjugă flancuri cu profiluri convex-convex





## Anexa C

### Brevete de invenție:

Transmisii precesionale  $2K-H$ ,  $K-H-V$  și complexe cu angrenaj  $A^B$  și angrenările  $A_{CX-R}^B$ ,  $A_{CX-CV}^B$  și angrenaj  $A^D$  și angrenările  $A_{CX-R}^D$ ,  $A_{CX-CV}^D$  și  $A_{CV-CV}^D$

- Anexa C.1 Transmisie precesională. SU 1563319 A1<sup>1</sup>(310), 29.09.87 . p. 467–471.
- Anexa C.2 Transmisie planetară precesională. SU 1401203 A1, 07.06.88, B. nr. 21. p. 472.
- Anexa C.3 Transmisie planetară precesională. SU 1020667 A, 30.05.83, B. nr. 20. p. 473.
- Anexa C.4 Angrenaj precesional și procedeu de realizare a lui. MD 1886 C2, 31.03.2002, BOPI nr. 3/2002. p. 474–480.
- Anexa C.5 Reductor precesional. MD 2177 C2, 31.05.2003, BOPI nr. 5/2003. p. 481.
- Anexa C.6 Mecanism de acționare a armăturii. SU 1807278 A1, 07.04.93, B. nr. 13. p. 482.
- Anexa C.7 Transmisie planetară precesională. SU 1486666 A1, 15.06.89, B. nr. 22. p. 483.
- Anexa C.8 Transmisie precesională. SU 1434197 A1, 30.10.88, B. nr. 40. p. 484.
- Anexa C.9 Transmisie precesională dințată. SU 1455094 A1, 30.01.89, B. nr. 4. p. 485.
- Anexa C.10 Transmisie planetară precesională. SU 1711525<sup>2</sup>A1 (0140), 17.05.88. p. 486.
- Anexa C.11 Mecanism de acționare a macaralei de geam (variante). MD 3058 G2, 31.05.2006 BOPI nr. 5/2006. p. 487.
- Anexa C.12 Mecanism de dirijare a aparatului de zbor. MD 3510 G2, 29.02.2008 BOPI nr. 8/2006. p. 488.
- Anexa C.13 Reductorul principal al elicopterului. SU 1601909 A1 <sup>3</sup>(188), 23.03.88. p. 489–490.

<sup>1</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

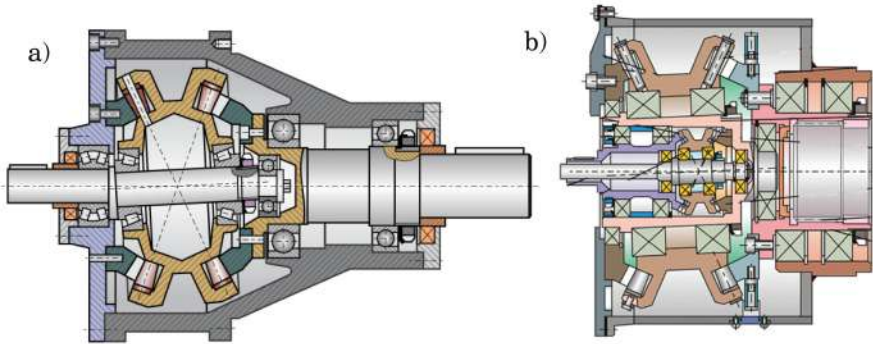
<sup>2</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>3</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

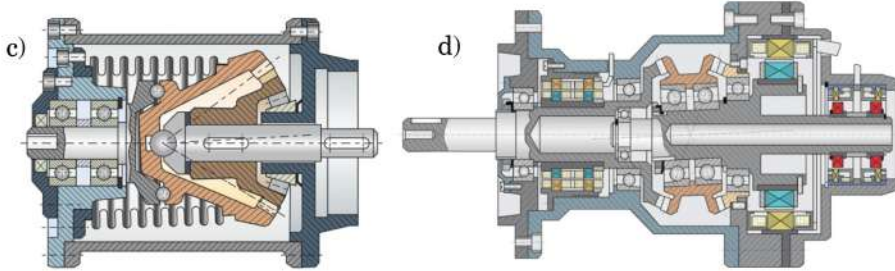


Anexa C

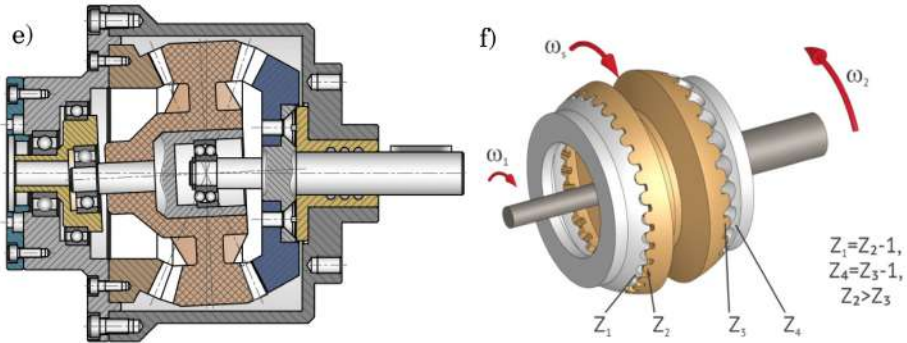
Brevete de invenție: Transmisii precesionale 2K-H, K-H-V și complexe cu angrenaje „dinte-bolț” și „dinte-dinte”



Transmisii precesionale 2K-H (a) și complexe (b) cu angrenaj „dinte-bolț” și „dinte-dinte” cu profil convex/concav al dinților roților centrale



Transmisii precesionale K-H-V (c) și 2K-H (d) cu angrenaj dințat „dinte-dinte” cu contact convex-concav al dinților



Transmisii precesionale 2K-H cu roți dințate cu contact concav-concav al dinților (e, f)



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

Анекс С.1 (\*)  
ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ № 310

(19) **SU** (11) **1563319** **A1**

(51)5 F 16 H 1/32

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4307404/25-28

(22) 29.09.87

(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо

(72) И.А.Востан и И.Т.Бабаян

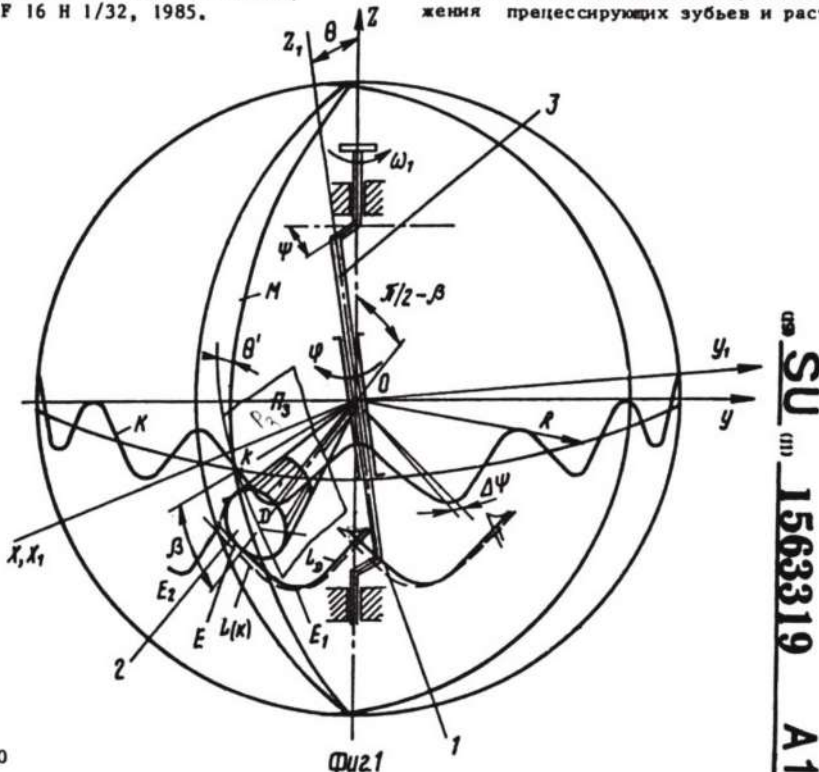
(53) 621.833,6(088.8)

(56) Патент Японии № 60-11749,  
кл. F 16 H 1/32, 1985.

2

(54) ПРЕЦЕССИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

(57) Изобретение относится к машиностроению. Целью изобретения является повышение кинематической точности зацепления за счет выполнения формы криволинейного профиля с учетом влияния размеров углов аксонда расположения прецессирующих зубьев и раст-



17-90

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

3

1563319

4

вора дугового профиля и повышение несущей способности за счет увеличения многопарности зацепления. Передача содержит зацепление зубьев 1 криволинейного профиля в нормальном сечении, заданного уравнениями и выполненного на ведомом и неподвижном колесах, и зубьев 2 дугового профиля, выполненного на сателлите, установленном на

кривошипе 3 ведущего вала. Передача работает следующим образом. Вращение ведущего вала через кривошип 3 вызывает прецессионное движение сателлита с зубьями 2. Последний, обкатываясь по неподвижному колесу с зубьями 1, приводит во вращение ведомое колесо с зубьями 1. 3 ил.

Изобретение относится к машиностроению.

Целью изобретения является повышение кинематической точности зацепления за счет выполнения формы криволинейного профиля с учетом влияния размеров углов аксида расположения прецессирующих зубьев и раствора дугового профиля и повышение несущей способности за счет увеличения многопарности зацепления.

На фиг. 1 дана пространственная схема сопряжения дугового и криволинейного профилей зацепления для прецессионной передачи; на фиг. 2 - профиль зуба в системе координат, связанной с нормальным сечением в плоскости  $\Pi_1$ ; на фиг. 3 - схема образования криволинейного профиля по заданной траектории движения центра окружности дугового профиля.

Прецессионная передача содержит зацепление зубьев 1 криволинейного профиля, выполненного на ведомом и неподвижном колесах (на фиг. 1 колеса условно не показаны), и зубьев 2 дугового профиля (например, цевок), выполненного на сателлитном колесе, установленном на кривошипе 3 ведущего вала.

В прецессионной передаче постоянно передаточной функции  $U = \omega_1 / \omega_2 = \text{const}$ , следовательно, высокую кинематическую точность можно обеспечить профилем зубьев, форма которых назначена с учетом особенностей пространственно-сферического движения сателлита.

Для определения формы профиля зубьев, обеспечивающего постоянство передаточной функции  $U$  рассмотрим следующую упрощенную модель передачи.

Следует отметить, что для определения формы профиля достаточно рассмотреть зацепление зубьев 2 дугового

профиля с зубьями 1 криволинейного профиля одного, например неподвижного колеса. Поэтому в дальнейшем рассмотрим только это зацепление. Криволинейный профиль ведомого колеса определяется таким же способом.

Сателлитное колесо с зубьями 2 дугового профиля (см. фиг. 1) связано с подвижной системой координат  $Ox_1Y_1Z_1$ , вращающейся относительно неподвижной системы координат  $OXYZ$ , связанной с колесом, имеющим зубья 1 криволинейного профиля. Положение подвижной системы координат относительно неподвижной системы  $OXYZ$  зададим тремя углами Эйлера: углом  $\theta$  - углом наклона кривошипа ведущего вала к оси ведомого вала, углом прецессии,  $\varphi$  - углом поворота ведущего вала, и углом  $\psi$  - углом собственного вращения сателлитного колеса вокруг собственной геометрической оси.

Для аналитического описания пространственно-сферического движения сателлитного колеса, используя теорию матриц, осуществляем переход от координат точки сателлитного колеса  $X_1, Y_1, Z_1$ , заданных в подвижной системе  $Ox_1Y_1Z_1$ , к координатам  $X, Y, Z$  той же точки в неподвижной системе  $OXYZ$  по формулам:

$$\begin{aligned} X &= X_1(\cos\varphi \cdot \cos\psi - \sin\varphi \cdot \sin\psi \cdot \cos\theta) - \\ &- Y_1(\cos\varphi \cdot \sin\psi + \sin\varphi \cdot \cos\psi \cdot \cos\theta) + \\ &+ Z_1 \sin\varphi \cdot \sin\theta; \\ Y &= X_1(\sin\varphi \cdot \cos\psi + \cos\varphi \cdot \sin\psi \cdot \cos\theta) - \\ &- Y_1(\sin\varphi \cdot \sin\psi - \cos\varphi \cdot \cos\psi \cdot \cos\theta) - \\ &- Z_1 \cos\varphi \cdot \sin\theta; \\ Z &= X_1 \cdot \sin\psi \cdot \sin\theta + Y_1 \cos\psi \cdot \sin\theta + \\ &+ Z_1 \cos\theta; \end{aligned} \quad (1)$$

где  $X_1, Y_1, Z_1$  - координаты точки сателлитного колеса с

5

1563319

6

зубьями 2 дугового профиля заданных в подвижной системе  $OX_1Y_1Z_1$ ;

$X, Y, Z$  - координаты этой же точки в неподвижной системе  $OXYZ$ ;

$\varphi = -\psi \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}}$  - угол собственного вращения сателлитного колеса с зубьями 2 дугового профиля;

$Z_{1k}, Z_{2k}$  - количество зубьев 1 криволинейного и зубьев 2 дугового профилей соответственно.

Положение точки D (см. фиг. 1) центра окружности дугового профиля в подвижной системе  $OX_1Y_1Z_1$  определяется координатами

$$X_{1D} = 0; Y_{1D} = -R \cos \beta; Z_{1D} = -R \sin \beta, \quad (2)$$

где  $R$  - конусное расстояние сателлитового колеса, т.е. расстояние от точки D до центра прецессии 0;

$\beta$  - угол аксида расположения зубьев 2 дугового профиля сателлитного колеса.

Подставив (2) в (1), получим координаты точки D в зависимости от угла  $\varphi$  поворота ведущего вала

$$\begin{aligned} X_D &= R \cos \beta [-\cos \psi \cdot \sin(Z_{1k}\varphi/Z_{2k}) + \sin \psi \cdot \cos(Z_{1k}\varphi/Z_{2k}) \cos \theta] - R \sin \beta \cdot \sin \psi \cdot \sin \theta; \\ Y_D &= -R \cos \beta [\sin \psi \cdot \sin(Z_{1k}\varphi/Z_{2k}) + \cos \psi \cdot \cos(Z_{1k}\varphi/Z_{2k}) \cos \theta] + R \sin \beta \cdot \cos \psi \cdot \sin \theta; \\ Z_D &= -R \cos \beta \cdot \cos(Z_{1k}\varphi/Z_{2k}) \sin \theta - R \sin \beta \cdot \cos \theta. \end{aligned} \quad (3)$$

Точка D расположена на сферической поверхности радиуса  $R$  и характеризуется координатами  $X_D, Y_D, Z_D$ .

Профиль зубьев находим по координатам точки контакта E, расположенной в плоскости  $\Pi$  (на фиг. 1 не указана), проходящей через центр дугового профиля (точка D) и точку O.

Так как точка E принадлежит плоскости  $\Pi$ , то ее координаты удовлетворяют уравнению плоскости  $\Pi$ , т.е.

$$(Z_D \cdot X_E - X_D \cdot Z_E) \dot{X}_D - (Y_D \cdot Z_E - Z_D \cdot Y_E) \times \dot{Y}_D = 0 \quad (4)$$

Поскольку точка E принадлежит и сфере, то ее координаты удовлетворяют уравнению сферы, т.е.

$$X_E^2 + Y_E^2 + Z_E^2 - R^2 = 0 \quad (5)$$

Кроме того, угол между  $\vec{OD}$  и  $\vec{OE}$  равен  $\alpha$  - углу раствора дугового профиля, и, следовательно,

$$\vec{OE} \times \vec{OD} = R^2 \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

или  $X_E \dot{X}_D + Y_E \dot{Y}_D + Z_E \dot{Z}_D - R^2 \cos \alpha = 0$ . Из (6) находим

$$X_E = (R^2 \cos \alpha - Y_E \dot{Y}_D - Z_E \dot{Z}_D) / \dot{X}_D \quad (7)$$

Подставим (7) в (4), найдем

$$Y_E = K_1 Z_E - d_1, \quad (8)$$

где введены обозначения

$$K_1 = [X_D(\dot{X}_D \dot{X}_D + \dot{Y}_D \dot{Y}_D) + Z_D^2 \dot{X}_D] / [(\dot{X}_D \dot{Y}_D - \dot{Y}_D \dot{X}_D) Z_D]; \quad (9)$$

$$d_1 = R^2 \cos \alpha \dot{X}_D / (\dot{X}_D \dot{Y}_D - \dot{Y}_D \dot{X}_D). \quad (10)$$

Подставим (8) в (7). Тогда получим

$$X_E = K_2 Z_E + d_2, \quad (11)$$

где  $K_2 = -(K_1 \dot{Y}_D + \dot{Z}_D) / \dot{X}_D$ ;

$$d_2 = (R^2 \cos \alpha + d_1 \dot{Y}_D) / \dot{X}_D. \quad (12)$$

Подставив (8) и (11) в (15) и

25 решив полученное уравнение относительно  $Z_E$ , найдем

$$\begin{aligned} Z_E &= \left\{ [K_1 d_1 - K_2 d_2] \pm [(K_1 d_1 - K_2 d_2)^2 + (K_1^2 + K_2^2 + 1)(R^2 - d_1^2 - d_2^2)]^{1/2} \right\} / (K_1^2 + K_2^2 + 1)^{1/2}. \end{aligned} \quad (14)$$

Итак, по формулам (14), (8) и (11) определяем координаты точки контакта сопряжения зубьев, т.е. профиля зуба 1 на сфере.

35 Теперь перенесем кривую профиля зуба 1 с поверхности сферы на плоскость  $\Pi_1$ , перпендикулярную зубу 1, т.е. находим форму профиля зуба в его нормальном сечении (фиг. 2).

40 Плоскость  $\Pi_1$ , проходящая нормально к зубу через точки  $E_1$  и  $E_2$ , принадлежащие криволинейному профилю на сфере, выражаем уравнением

$$\begin{aligned} &[(Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z - Z_{E_1}) - (Y - Y_{E_1})(Z_{E_2} - Z_{E_1})] n_x + [(X - X_{E_1})(Z_{E_2} - Z_{E_1}) - (X_{E_2} - X_{E_1})(Z - Z_{E_1})] n_y + [(X_{E_2} - X_{E_1}) \times \\ &\times (Y - Y_{E_1}) - (X - X_{E_1})(Y_{E_2} - Y_{E_1})] n_z, \end{aligned} \quad (15)$$

где  $n_x = Y_{E_1} Z_{E_2} - Y_{E_2} Z_{E_1}$ ;

$$n_y = X_{E_2} Z_{E_1} - X_{E_1} Z_{E_2};$$

$$n_z = X_{E_1} Y_{E_2} - X_{E_2} Y_{E_1}. \quad (16)$$

50 Теперь найдем точку  $E_N$  пересечения прямой, проходящей через точки O и E криволинейного профиля на сфере с плоскостью  $\Pi_1$ . Уравнения прямой, проходящей через точки E и O, имеют вид

$$Y = X \cdot Y_E / X_E; Z = X \cdot Z_E / X_E. \quad (17)$$

Из (15) и (17) имеем

7

1563319

8

$$\begin{aligned} & [(Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z_{E_2} X / X_{E_1} - Z_{E_1}) - (Z_{E_2} - \\ & - Z_{E_1})(Y_{E_2} X / X_{E_1} - Y_{E_1})] n_x + [(Z_{E_2} - Z_{E_1}) x_1 \\ & x (X - X_{E_1}) - (Z_{E_2} X / X_{E_1} - Z_{E_1})(X_{E_2} - X_{E_1})] n_y + \\ & + [(X_{E_2} - X_{E_1})(Y_{E_2} / X_{E_1} - Y_{E_1}) - (X - X_{E_1}) x \\ & x (Y_{E_2} - Y_{E_1})] n_z = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

Решая последнее уравнение относительно X, найдем

$$\begin{aligned} X_N = X = X_E [(Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z_{E_1} n_x - X_{E_1} n_z) + \\ + (X_{E_2} - X_{E_1})(Y_{E_1} n_z - Z_{E_1} n_y) + \\ + (Z_{E_2} - Z_{E_1})(X_{E_1} n_y - Y_{E_1} n_x)] / [(Z_{E_2} - \\ Z_{E_1})(X_{E_1} n_y - Y_{E_1} n_x) + (X_{E_2} - X_{E_1}) x \\ x (Y_{E_1} n_z - Z_{E_1} n_y) + (Y_{E_2} - Y_{E_1})(Z_{E_1} n_x - \\ - X_{E_1} n_z)] \end{aligned} \quad (19)$$

Остальные координаты Y<sub>N</sub> и Z<sub>N</sub> найдем по формулам (17), в которых вместо X поставлено значение X<sub>N</sub>, вычисленное по формуле (19).

Выберем в плоскости Π<sub>4</sub> систему координат B<sub>4</sub>ξζ, ось E<sub>1</sub>ξ которой проходит через точку E<sub>2</sub> (фиг.2).

Перейдем от координат X<sub>N</sub>, Y<sub>N</sub>, Z<sub>N</sub> к ξ, ζ по формулам

$$\zeta_1^2 = \xi_1^2 + \zeta_1^2, \quad (20)$$

где  $\zeta_2^2 = (E_1 E_2 - \xi_N)^2 + \xi_N^2$ ,

$$\zeta_1^2 = (E_1 E_N)^2 = (X_N - X_{E_1})^2 + (Y_N - Y_{E_1})^2 + (Z_N - Z_{E_1})^2;$$

$$\zeta_2^2 = (E_2 E_N)^2 = (X_N - X_{E_2})^2 + (Y_N - Y_{E_2})^2 + (Z_N - Z_{E_2})^2;$$

$$(E_1 E_2)^2 = (X_{E_2} - X_{E_1})^2 + (Y_{E_2} - Y_{E_1})^2 + (Z_{E_2} - Z_{E_1})^2.$$

Из формул (20) находим

$$\xi_N = [(E_1 E_2)^2 + \zeta_1^2 - \zeta_2^2] / [2(E_1 E_2)]; \quad (21)$$

$$\zeta_N = \sqrt{\zeta_1^2 - \xi_N^2}. \quad (22)$$

Формулы (21) и (22) определяют координаты профиля зуба на плоскости Π<sub>4</sub> и представляют кривую в параметрической форме.

Изменяя параметр ψ от 0 до 2π Z<sub>2k</sub>/Z<sub>1k</sub> по формулам (21) и (22), находим профиль зуба.

На форму профиля зубьев существенно влияют:

- соотношение зубьев Z<sub>1k</sub>, Z<sub>2k</sub> взаимодействующих колес;
- угол β аксида расположения прецессирующих зубьев;

r<sub>p</sub> = Rtg α - радиус окружности дуга  
вого профиля;

α - угол раствора дугового профиля;

θ - угол нутации.

Передача работает следующим образом.

Вращение ведущего вала через кривошип 3 вызывает прецессионное движение сателлитного колеса с зубьями 2 дугового профиля. Последнее, обкатываясь по неподвижному колесу с зубьями 1 криволинейного профиля, приводит во вращение ведомое колесо с аналогичными зубьями 1.

Плоскость Π<sub>3</sub>, проходящая через геометрическую ось сателлитного колеса и ось зуба 2 дугового профиля (см. фиг.1) в своем движении поворачивается относительно меридиана M вокруг точки K на угол θ', зависящий от угла θ нутации и угла ψ прецессии.

Как видно, чем больше углы β, α и θ, тем больше модификация зубьев, обеспечивающая постоянство передаточной функции. Модификация профиля зубьев с учетом параметров β, α и θ обеспечивает многопарное сопряжение зубьев и связанное с этим повышение несущей способности и кинематической точности.

Многопарное сопряжение зубьев в прецессионной передаче имеет место при следующем взаимодействии зубьев. Зубья 2 дугового профиля (см.фиг.3) в зависимости от его фазы прецессии контактируют с зубьями 1 криволинейного профиля в точке E<sub>N</sub>. За один цикл прецессии зубья 2 дугового профиля с центром D', расположенным на участке E' B' траектории его движения, огибается кривой E<sub>1</sub> B. Аналогично зубья 2 дугового профиля с центрами, расположенными на участках B' C', C' D', D' E<sub>2</sub> огибаются кривыми BC, CD' и DE<sub>2</sub> соответственно. Как видно, кривые E<sub>1</sub> B и E<sub>2</sub> D пересекаются в точке E<sub>M</sub>. Нетрудно убедиться, что взаимодействие зубьев 2 сателлитного колеса и зубьев 1 колеса происходит по ломанной кривой E<sub>4</sub> E<sub>M</sub> E<sub>2</sub>, представляющей собой профиль зуба 1 колеса. На участке E<sub>M</sub> BCDE<sub>M</sub> взаимодействие зубьев прекращается. Так как продолжительность взаимодействия зубьев определяет многопарность зацепления, следует, что о многопарности зацепления можно судить по раз-

мерам фигуры  $E_4BCDE_M$ , размер периметра которой характеризует продолжительность отсутствия контакта. Чем больше размеры этой фигуры, тем меньше многопарность зацепления, и наоборот. При отсутствии этой фигуры многопарность зацепления составляет  $E = 100\%$ , так как зубья взаимодействуют между собой непрерывно.

В изобретении пары зубьев, одновременно входящие в зацепление, сопрягаются между собой в точке  $E_M$  с координатами  $\xi_M$  и  $\zeta_M$ , зависящими от фазы прецессии, в которой находится соответствующая пара зубьев. За пол оборота ведущего вала контакт каждой пары зубьев начинается в точке  $E_1$  и прекращается в точке  $E_M$ , проходя через все фазы прецессии. Такое взаимодействие зубьев обуславливает высокую кинематическую точность, так как много пар зубьев на протяжении всей дуги зацепления одновременно находятся в непрерывном контакте. В зацеплениях со 100%-ным сопряжением зубьев (с профилем зубьев без петли) все зубья не выходят из зацепления, а непрерывно перекатываются один по другому.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Прецессионная передача с разностью зацепляющихся зубьев, равной единице, один профиль из которых выполнен дуговым, а другой криволинейным, отличаясь от обычной тем, что, с целью повышения кинематической точности за счет выполнения формы криволинейного профиля с учетом влияния размеров углов аксоида расположения прецессирующих зубьев и раствора дугового профиля и повышения несущей способнос-

ти за счет увеличения многопарности зацепления, шаг зубьев дугового профиля отличен от шага зубьев криволинейного профиля, а криволинейный профиль в нормальном сечении задан уравнениями

$$\xi_M = [(E_1 E_2)^2 + \gamma_1^2 - \gamma_2^2] / 2(E_1 E_2);$$

$$\zeta_M = \sqrt{\gamma_1^2 - \xi_M^2},$$

где  $(E_1 E_2)$  - шаг зубьев криволинейного профиля;

$$\gamma_1 = (E_1 E_M) = f(X_D, Y_D, Z_D);$$

$$\gamma_2 = (E_2 E_M) = f(X_D, Y_D, Z_D);$$

$X_D, Y_D, Z_D$  - координаты центра дугового профиля;

$$X_D = R \cos \beta \left[ -\cos \psi \sin \left( \psi \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}} \right) + \sin \psi \cos \left( \psi \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}} \right) \cos \theta \right] - R \sin \beta \times \\ \times \sin \psi \cdot \sin \theta;$$

$$Y_D = -R \cos \beta \left[ \sin \psi \sin \left( \psi \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}} \right) + \cos \psi \cos \left( \psi \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}} \right) \cos \theta \right] + R \sin \beta \times \\ \times \cos \psi \cdot \sin \theta;$$

$$Z_D = -R \cos \beta \cdot \cos \left( \psi \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}} \right) \sin \theta - \\ - R \sin \beta \cdot \cos \theta;$$

$R$  - конусное расстояние профилей;

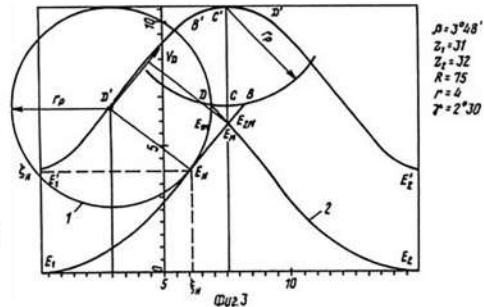
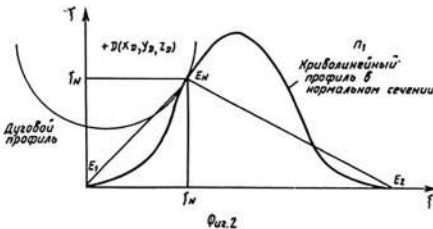
$\beta$  - угол аксоида зубьев с дуговым профилем;

$Z_{1k}/Z_{2k}$  - число зубьев профилей;

$\psi$  - координата дугового профиля,

$$\psi = (0 \dots 360) \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}};$$

$\theta$  - угол между осями профилей.





СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

Anexa C.2

(19) **SU** (11) **1401203** **A1**

СССР 4 F 16 H 1/44, 1/32

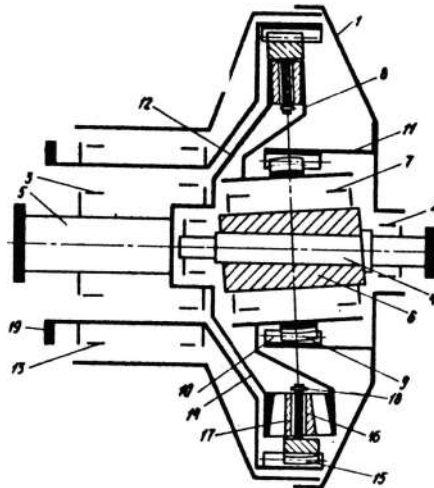
## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 4070973/25-28  
(22) 26.05.86  
(46) 07.06.88, Бюл. № 21  
(71) Кишиневский политехнический институт им.С.Лазо  
(72) И.А.Бостан  
(53) 621.833.6 (088,8)  
(56) Патент США № 4563915,  
кл. F 16 H 13/08, 14.01.86.  
Патент Франции № 1452099,  
кл. F 16 H, 1966.

- (54) ПЛАНЕТАРНАЯ ПРЕЦЕССИОННАЯ ПЕРЕДАЧА  
(57) Изобретение относится к машиностроению. Цель изобретения - увеличение передаточного отношения за счет

дополнения передачи двумя колесами: центральным колесом с внутренними зубьями, установленным с возможностью вращения на выходном валу, и промежуточным колесом с двумя венцами - один с цевками, другой с наружными зубьями. При вращении входной вал 4 передает прецессионному колесу 8 движение без поворота. Промежуточное колесо совершает сложное движение, включающее прецессионное и вращательное движения вокруг собственной геометрической оси. Далее вращательное движение промежуточного колеса через его венец 15 передается центральному колесу 14, а через цевки 17 - центральному коническому колесу 12. 1 ил.



(19) **SU** (11) **1401203** **A1**



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

(19) SU (11) 1020667 A

3(5D) F 16 H 1/32

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

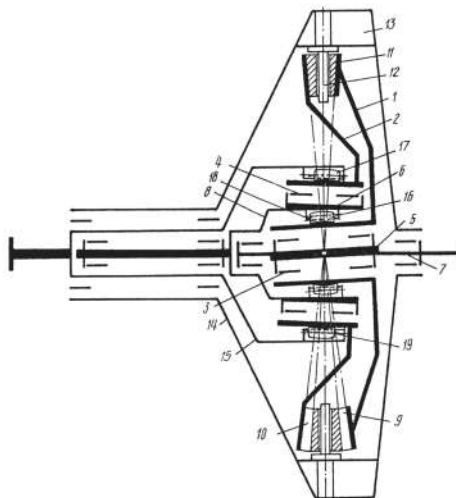
### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 3244564/25-28  
(22) 11.02.81  
(46) 30.05.83. Бюл. № 20  
(72) К.Б. Глушко, И.А. Бостан,  
А.Г. Опря и Н.А. Бостан  
(71) Кишиневский политехнический  
институт им. С. Лазо  
(53) 621.833.6(088.8)  
(56) 1. Патент США № 3139772,  
кл. 74-800, 1964.

2. Патент США № 3139771,  
кл. 74-800, 1964 (прототип).

(54) (57) ПЛАНЕТАРНАЯ ПРЕЦЕССИОННАЯ  
ПЕРЕДАЧА, содержащая корпус, разме-  
щенное в нем плоское цевочное коле-

со, контактирующие с последним с  
двух разных торцов два зубчатых коле-  
са, соединенный с одним из них ведо-  
мый вал и расположенный под углом к  
его оси кривошип, о т л и ч а ю -  
щ а я с я тем, что, с целью расшире-  
ния кинематических возможностей,  
плоское цевочное колесо жестко за-  
креплено в корпусе, передача снабже-  
на дополнительным, аналогичным основ-  
ному кривошипом, на основном криво-  
шипе установлено первое зубчатое ко-  
лесо, соединенное посредством зубчатой  
муфты с дополнительным кривоши-  
пом, несущим второе зубчатое колесо,  
а ведомый вал соединен с последним  
также зубчатой муфтой.



(19) SU (11) 1020667 A



Anexa C.4



MD 1886 C2 2002.03.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Protecția Proprietății Industriale

(11) 1886<sup>(13)</sup> C2  
(51) Int. Cl.<sup>7</sup>: F 16 H 1/32; B 23 F 9/06

## (12) BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. depozit: a 2000 0171  
(22) Data depozit: 2000.10.13

(45) Data publicării hotărârii de  
acordare a brevetului:  
2002.03.31, BOPI nr. 3/2002

(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; ȚOPA Mihai, MD; DULGHERU Valeriu, MD; VACULENCO Maxim, MD

(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD

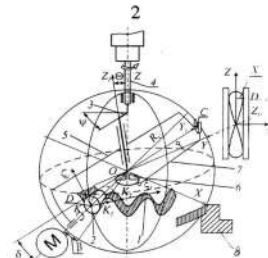
## (54) Angrenaj precesional și procedeu de realizare a lui

## (57) Rezumat:

Invenția se referă la construcția de mașini și anume la angrenaje precesionale.

Angrenajul precesional include dinții 1 cu profil curbiliniu și dinții 2 cu profil în arc de cerc, executată în roata satelit, instalată pe manivela 3 a arborelui condus. Pentru modificarea profilului dinților angrenajului precesional se propune procedeul de realizare a acestui angrenaj, în care scula 2, efectuând mișcare de precesie este legată cu partea imobilă prin mecanismul de legătură 4, care primește microdeplasări în planul  $XY_1$  de la cama 5 prin intermediul pârghiei 6.

Rezultatul invenției constă în ridicarea capacității portante și lărgirea posibilităților tehnologice ale angrenajului datorită modificării de profil a dinților cu valoarea reglabilă a modificării.



Revendicări: 2  
Figuri: 2

MD 1886 C2 2002.03.31

## MD 1886 C2 2002.03.31

3

## Descriere:

Invenția se referă la construcția de mașini și anume la angrenaje precesionale.

Este cunoscută transmisia precesională în care pasul dinților profilului în arc de cerc diferă de pasul dinților cu profil curbiliniu, care este descris în secțiune normală de un sistem de ecuații parametrice [1]. Neajunsul transmisiei examinate constă în faptul că ecuațiile parametrice ale profilului nu permit modificarea lui în scopul majorării capacității portante a transmisiei.

Este cunoscut procedeul de prelucrare a dinților modificați ai angrenajului precesional cu sculă care efectuează mișcări coordonate în raport cu sistemele de coordonate mobil ( $X_1, Y_1, Z_1$ ) și imobil ( $X, Y, Z$ ), originea cărora coincide cu centrul mișcării de precesie, iar sculei i se comunică o deplasare suplimentară față de sistemele de coordonate  $X_1$  și  $Y_1$ , stabilită de ecuații parametrice [2]. Neajunsul procedurii cunoscut constă în posibilitățile tehnologice înguste condiționate de imposibilitatea prelucrării dinților cu modificarea reglabilă de profil.

Problema pe care o rezolvă prezenta invenție este ridicarea capacității portante a angrenajului și lărgirea posibilităților tehnologice pe contul modificării de profil a dinților cu valoarea reglabilă a modificării.

Problema formulată este rezolvată prin faptul că în angrenajul precesional cu diferența între numărul dinților angrenați egală cu unu, unul din profiluri este executat în arc de cerc, iar altul este curbiliniu, descris în secțiune normală de ecuații parametrice, profilul curbiliniu este descris în secțiune normală de ecuațiile:

$$\begin{aligned} \xi^m &= X_E^m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{Z_1}; \\ \zeta^m &= X_E^m \sin \gamma \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{Z_1} + \\ &+ [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^m] \cos \gamma, \end{aligned}$$

unde:

$$\sin \gamma = \operatorname{tg}(\delta + \theta + \beta) / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2};$$

$$\cos \gamma = \cos \frac{\pi}{Z_1} / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2},$$

în care:  $\delta$  - unghiul axoidei conice pe care sunt amplasați dinții în arc de cerc;

$\beta$  - unghiul de conicitate a dinților în arc de cerc;

$\theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axa  $OZ_1$  și axa  $OZ$ ;

$Z_1$  - numărul dinților cu profil curbiliniu;

$R_D$  - distanța de la centrul de curbură a dintelui în arc de cerc până la centrul de precesie (originea sistemelor de coordonate  $OXYZ$  și  $OX_1Y_1Z_1$ ).

$$X_E^m = \varepsilon^m \cdot X_{IE}^m,$$

$$Y_E^m = \varepsilon^m \cdot Y_{IE}^m,$$

$$Z_E^m = \varepsilon^m \cdot Z_{IE}^m,$$

unde:  $X_E^m, Y_E^m, Z_E^m$  sunt coordonatele punctului  $E$  al profilului curbiliniu în secțiune transversală (indexul "m" înseamnă "modificat");

$X_{IE}^m, Y_{IE}^m, Z_{IE}^m$  - coordonatele punctului  $E$  al profilului curbiliniu pe sferă.

$$\varepsilon^m = -D / [AX_{IE}^m + BY_{IE}^m + CZ_{IE}^m],$$

unde:

$$A = (Z_{E_2} - Z_{E_1})n_Y - (Y_{E_2} - Y_{E_1})n_Z;$$

$$B = (X_{E_2} - X_{E_1})n_Z - (Z_{E_2} - Z_{E_1})n_X;$$

$$C = (Y_{E_2} - Y_{E_1})n_X - (X_{E_2} - X_{E_1})n_Y;$$

## MD 1886 C2 2002.03.31

4

$$D = (Y_{E_1}Z_{E_2} - Y_{E_2}Z_{E_1})n_X + (X_{E_2}Z_{E_1} - Z_{E_2}X_{E_1})n_Y + \\ + (X_{E_1}Y_{E_2} - X_{E_2}Y_{E_1})n_Z,$$

în care:  $X_{E_1}, Y_{E_1}, Z_{E_1}$  și  $X_{E_2}, Y_{E_2}, Z_{E_2}$  sunt coordonatele punctelor minime ale profilului dintelui inițial  $E_1$  și final  $E_2$ ;

5  $n_x, n_y, n_z$  - proiecțiile vectorului  $n$  colinear cu vectorul vitezei punctului  $D$  al profilului în arc de cerc.

$$n_X = Y_{E_1}Z_{E_2} - Y_{E_2}Z_{E_1};$$

$$n_Y = X_{E_2}Z_{E_1} - X_{E_1}Z_{E_2};$$

$$n_Z = X_{E_1}Y_{E_2} - X_{E_2}Y_{E_1}.$$

iar conform procedeeului de realizare a angrenajului precesional cu sculă care efectuează mișcări coordonate în raport cu sistemele de coordonate mobil ( $X_b, Y_b, Z_b$ ) și imobil ( $X, Y, Z$ ), originea cărora coincide cu centrul mișcării de precesie, și este legată cu partea imobilă cu ajutorul unui mecanism de legătură, sculei i se comunică o deplasare suplimentară față de coordonatele  $X_i$  și  $Y_i$ , generată de cama mecanismului de legătură și stabilită de ecuațiile parametrice

$$X_C^m = 0,$$

$$Y_C^m = \sqrt{R_C^2 - (Z_C^m)^2};$$

$$Z_C^m = Z_C.$$

15 unde  $R_C$  este distanța de la punctul  $C$  al axei mecanismului de legătură până la centrul de precesie (originea  $O$  a sistemelor de coordonate  $OXYZ$  și  $OX_iY_iZ_i$ );

$Z_C$  - componenta traiectoriei nemodificate a punctului  $C$  pe axa  $Z$ , totodată traiectoria modificată a centrului  $D$  al sculei este descrisă de ecuații

$$X_D^m = -\sin \delta \sin [\psi_C^m \sin \theta + Z_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi];$$

$$20 \quad Y_D^m = -Y_C^m \cos \delta + Z_C^m \sin \delta [\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi];$$

$$Z_D^m = -Y_C^m \sin \delta (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) - Z_C^m \cos \delta,$$

unde:

$\psi$  - unghiul de rotație a manivelei.

Angrenajul și procedeeul de realizare a lui, conform invenției, asigură următoarele avantaje:

- 25
- posibilitatea obținerii profilurilor dinților cu capacitate portantă ridicată;
  - posibilitatea realizării acestor profiluri cu valoare reglabilă a modificării;
  - creșterea preciziei de prelucrare a dinților.

În continuare se prezintă exemple de realizare a invenției, cu referire la fig. 1 și 2, care reprezintă: fig. 1 - modelul matematic al angrenajului precesional și schema principală de realizare a procedeeului de prelucrare; fig. 2 - profilul dintelui în secțiune normală.

30 Angrenajul precesional (fig. 1) include dinții 1 cu profil curbiliniu și dinții 2 cu profil în arc de cerc, executate în roata satelit, instalată pe manivela 3 a arborelui conducător 4.

Angrenajul precesional funcționează în modul următor: la angrenarea dinților curbilini 1 și în arc de cerc 2 roata dințată cu dinții 1 se va roti (roata cu dinții 2 este legată cu partea imobilă) cu gradul de reducere

$$35 \quad i = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1},$$

unde  $Z_1$  și  $Z_2$  sunt numărul de dinți 1 și 2, respectiv, stabiliți de corelația

$$Z_1 = Z_2 \pm 1.$$

40 Pentru modificarea profilului dinților angrenajului precesional se propune schema principală de realizare a procedeeului (fig. 1), în care scula 2 (care efectuează aceeași mișcare de precesie ca dinții sau rolele conice) este legată cu partea imobilă prin mecanismul de legătură 5, căruia i se comunică microdeplasări în planul  $X_1Y_1$  de la cama 6 prin intermediul pârghiei 7. Semifabricatul se prinde pe masa dispozitivului de realizare a procedeeului cu ajutorul mecanismului de prindere 8.

45 Modificarea traiectoriei mișcării sculei se face prin comunicarea unei mișcări suplimentare de la cama 6 cu pârghia 7 și mecanismul de legătură cinematică. Cama face ca coordonata  $X_c$  a punctului să fie

## MD 1886 C2 2002.03.31

5

nulă, iar aceasta prin modificare de profil a dinților face ca funcția de transmitere a rotațiilor să fie constantă.

Coordonatele punctului  $C$  al axei mecanismului de legătură după ce i se comunică o mișcare suplimentară de la camă devin

$$\begin{aligned} 5 \quad X_C^m &= 0; \\ Y_C^m &= \sqrt{R_C^2 - (Z_C^m)^2}; \\ &(1) \\ Z_C^m &= Z_C. \end{aligned}$$

10 Coordonatele punctului  $D^m$  modificat sunt

$$\begin{aligned} X_D^m &= -\sin \delta \sin [Y_C^m \sin \theta + Z_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi]; \\ Y_D^m &= -Y_C^m \cos \delta + Z_C^m \sin \delta [\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi]; \\ Z_D^m &= -Y_C^m \sin \delta (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) - Z_C^m \cos \delta, \end{aligned} \quad (2)$$

$\theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axa  $OZ_1$  și axa  $OZ$ .

15 Mișcarea punctului  $D^m$  în raport cu sistemul de coordonate mobil legat rigid de semifabricat se descrie cu ajutorul formulelor

$$\begin{aligned} X_{ID}^m &= X_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} - Y_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1}; \\ X_{ID}^m &= X_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} + Y_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1}; \\ Z_{ID}^m &= Z_D^m. \end{aligned} \quad (3)$$

20 Proiecțiile vitezelor punctelor  $C^m$  și  $D^m$  se calculează după formulele

$$\begin{aligned} \dot{Z}_C^m &= -R_C \sin \theta \sin \psi \cdot \dot{\psi}; \\ \dot{Y}_C^m &= -\frac{Z_C^m}{Y_C^m} \dot{Z}_C^m; \\ \dot{X}_D^m &= -\sin \delta \cos \psi [Y_C^m \sin \theta + Z_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi] \dot{\psi} - \\ &- \sin \delta \sin \psi [\dot{Y}_C^m \sin \theta + \dot{Z}_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi - Z_C^m (1 - \cos \theta) \sin \psi \cdot \dot{\psi}]; \\ \dot{Y}_D^m &= -\dot{Y}_C^m \cos \delta + \dot{Z}_C^m \sin \delta [\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi] + \\ &+ Z_C^m \sin \delta [-2 \cos \psi \sin \psi + 2 \cos \theta \sin \psi \cos \psi] \dot{\psi}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} 25 \quad \dot{X}_{ID}^m &= \dot{X}_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} - \frac{\dot{\psi}}{Z_1} X_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} - \dot{Y}_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} - \frac{\dot{\psi}}{Z_1} Y_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1}; \\ \dot{Y}_{ID}^m &= \dot{X}_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1} + \frac{\dot{\psi}}{Z_1} X_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} + \dot{Y}_D^m \cos \frac{\psi}{Z_1} - \frac{\dot{\psi}}{Z_1} Y_D^m \sin \frac{\psi}{Z_1}. \end{aligned}$$

Coordonatele punctului  $E^m$  pe sferă se calculează după formulele

$$\begin{aligned} X_{IE}^m &= K_2^m Z_{IE}^m + d_2^m; \\ Y_{IE}^m &= K_1^m Z_{IE}^m - d_1^m; \\ 30 \quad Z_{IE}^m &= \{ (K_1^m d_1^m - K_2^m d_2^m) - [(K_1^m d_1^m - K_2^m d_2^m)^2 + (K_1^{m2} + K_2^{m2} + I) \times \\ &\times (R_D^2 - d_1^{m2} - d_2^{m2})]^{1/2} \} / (K_1^m + K_2^m + I), \end{aligned} \quad (5)$$

unde:

## MD 1886 C2 2002.03.31

6

$$K_1^m = \left[ X_{ID}^m \left( X_{ID}^m \dot{X}_{ID}^m + Y_{ID}^m \dot{Y}_{ID}^m \right) + Z_{ID}^{m^2} \dot{X}_{ID}^m \right] / \left[ Z_{ID}^m \left( X_{ID}^m \dot{Y}_{ID}^m - Y_{ID}^m \dot{X}_{ID}^m \right) \right];$$

$$K_2^m = -(K_1^m Y_{ID}^m + Z_{ID}^m) / X_{ID}^m;$$

$$d_1^m = R_D^2 \cos \beta \dot{X}_{ID}^m / \left( X_{ID}^m \dot{Y}_{ID}^m - \dot{X}_{ID}^m Y_{ID}^m \right);$$

$$d_2^m = (R_D^2 \cos \beta + d_1^m Y_{ID}^m) / X_{ID}^m.$$

5 Proiecția punctului  $E^m$  pe planul transversal al dintelui are coordonatele

$$X_E^m = \varepsilon^m \cdot X_{IE}^m, \quad Y_E^m = \varepsilon^m \cdot Y_{IE}^m, \quad Z_E^m = \varepsilon^m \cdot Z_{IE}^m \quad (6)$$

unde:  $\varepsilon^m = -D / [AX_{IE}^m + BY_{IE}^m + CZ_{IE}^m]$ ,

iar

$$A = (Z_{E_2} - Z_{E_1}) n_Y - (Y_{E_2} - Y_{E_1}) n_Z;$$

$$10 \quad B = (X_{E_2} - X_{E_1}) n_Z - (Z_{E_2} - Z_{E_1}) n_X;$$

$$C = (Y_{E_2} - Y_{E_1}) n_X - (X_{E_2} - X_{E_1}) n_Y;$$

$$D = (Y_{E_1} Z_{E_2} - Y_{E_2} Z_{E_1}) n_X + (X_{E_2} Z_{E_1} - Z_{E_2} X_{E_1}) n_Y + (X_{E_1} Y_{E_2} - X_{E_2} Y_{E_1}) n_Z;$$

$$n_X = Y_{E_1} Z_{E_2} - Y_{E_2} Z_{E_1};$$

$$n_Y = X_{E_2} Z_{E_1} - X_{E_1} Z_{E_2};$$

$$n_Z = X_{E_1} Y_{E_2} - X_{E_2} Y_{E_1}$$

15 în care:  $X_{E_1}, Y_{E_1}, Z_{E_1}$  și  $X_{E_2}, Y_{E_2}, Z_{E_2}$  sunt coordonatele punctelor minime ale profilului dintelui inițial  $E_1$  și final  $E_2$ ;cerc.  $n_X, n_Y, n_Z$  - proiecțiile vectorului  $n$  colinear cu vectorul vitezei punctului D al profilului în arc de

Profilul modificat al dintelui se descrie de ecuațiile

$$20 \quad \xi^m = X_E^m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{Z_1};$$

$$\zeta^m = X_E^m \sin \gamma \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^m] \cos \gamma, \quad (7)$$

unde:

$$\sin \gamma = \operatorname{tg}(\delta + \theta + \beta) / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2};$$

$$25 \quad \cos \gamma = \cos \frac{\pi}{Z_1} / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2}.$$

Cama pentru realizarea modificării va fi descrisă în coordonate polare  $r, \varphi$ .Raza  $r$  se calculează conform formulei

$$r = C_1 + C_2 \cdot X_C \quad (8)$$

30 unde  $C_1$  este o constantă egală cu raza camei în punctele unde  $X_C = 0$ , iar  $C_2$  este raportul dintre brațele pârghiei de transmitere a valorii modificării sculei. Coordonata  $X_C$  este funcție de unghiul de precesie  $\Psi$ .

Ecuațiile parametrice ale camei sunt:

## MD 1886 C2 2002.03.31

7

$$X_{Ca} = r \cos \varphi;$$

$$Y_{Ca} = r \sin \varphi,$$

în care:  $\varphi$  - unghiul de rotație a camei, variază de la  $\theta$  până la  $2\pi$  rad.

- 5 Angrenajul propus permite ridicarea capacității portante a transmisiei datorită realizării la stadiul de fabricare a modificării de profil, valoarea de modificare a căruia este dictată de nivelul tensiunilor care apar la solicitarea dinților nemodificați.

10 Metoda de realizare a angrenajului propus permite lărgirea posibilităților tehnologice exprimată prin prelucrarea întregii game de profiluri ale dinților cu valoarea de modificare dictată de fiecare caz concret de solicitare.

**(57) Revendicări:**

- 15 1. Angrenaj precesional, cu diferența între numărul dinților angrenați egală cu unu, în care unul din profiluri este executat în arc de cerc, iar altul este curbiliniu, descris în secțiune normală de ecuații parametriche, caracterizat prin aceea că profilul curbiliniu este descris în secțiune normală de ecuațiile

$$\zeta^m = X_E^m \cos \frac{\pi}{z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{z_1};$$

$$\zeta^m = X_E^m \sin \gamma \sin \frac{\pi}{z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{z_1} + [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^m] \cos \gamma$$

unde:

20  $\sin \gamma = \operatorname{tg}(\delta + \theta + \beta) / [\cos^2 \frac{\pi}{z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta)]^{1/2};$

$$\cos \gamma = \cos \frac{\pi}{z_1} / [\cos^2 \frac{\pi}{z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta)]^{1/2}$$

$\delta$  - unghiul axoidei conice pe care sunt amplasați dinții în arc de cerc;

$\beta$  - unghiul de conicitate a dinților în arc de cerc;

$\theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axa  $OZ$  și axa  $OZ_1$ ;

- 25  $Z_1$  - numărul dinților cu profil curbiliniu;

$R_D$  - distanța de la centrul de curbură a dintelui în arc de cerc până la centrul de precesie (originea sistemelor de coordonate  $OXYZ$  și  $OX_1Y_1Z_1$ );

$$X_E^m = \mathcal{E}^m \cdot X_{1E}^m,$$

$$Y_E^m = \mathcal{E}^m \cdot Y_{1E}^m,$$

30  $Z_E^m = \mathcal{E}^m \cdot Z_{1E}^m,$

unde:

$X_E^m, Y_E^m, Z_E^m$  sunt coordonatele punctului  $E$  al profilului curbiliniu în secțiune transversală;

$X_{1E}^m, Y_{1E}^m, Z_{1E}^m$  - coordonatele punctului  $E$  al profilului curbiliniu pe sferă;

$$\mathcal{E}^m = -D / [AX_{1E}^m + BY_{1E}^m + CZ_{1E}^m],$$

- 35 unde:

$$A = (Z_{E_2} - Z_{E_1})n_y - (Y_{E_2} - Y_{E_1})n_z;$$

$$B = (X_{E_2} - X_{E_1})n_z - (Z_{E_2} - Z_{E_1})n_x;$$

$$C = (Y_{E_2} - Y_{E_1})n_x - (X_{E_2} - X_{E_1})n_y;$$

$$D = (Y_{E_1}Z_{E_2} - Y_{E_2}Z_{E_1})n_x + (X_{E_2}Z_{E_1} - Z_{E_2}X_{E_1})n_y + (X_{E_1}Y_{E_2} - X_{E_2}Y_{E_1})n_z,$$

- 40

în care:

- 45  $X_{E_1}, Y_{E_1}, Z_{E_1}$  și  $X_{E_2}, Y_{E_2}, Z_{E_2}$  sunt coordonatele punctelor minime ale profilului dintelui inițial  $E_1$  și final  $E_2$ ;

MD 1886 C2 2002.03.31

8

$n_x, n_y, n_z$  - proiecțiile vectorului  $n$  colinear cu vectorul vitezei punctului D al profilului în arc de cerc.

$$n_x = Y_{E_1} Z_{E_2} - Y_{E_2} Z_{E_1};$$

$$n_y = X_{E_2} Z_{E_1} - X_{E_1} Z_{E_2};$$

$$n_z = X_{E_1} Y_{E_2} - X_{E_2} Y_{E_1}.$$

2. Procedeu de realizare a angrenajului precesional, care include efectuarea cu scula a unor mișcări coordonate în raport cu sistemele de coordonate mobil ( $X_1, Y_1, Z_1$ ) și imobil ( $X, Y, Z$ ), originea cărora coincide cu centrul mișcării de precesie, și este legată cu partea imobilă cu ajutorul unui mecanism de legătură, caracterizat prin aceea că sculei i se comunică o deplasare suplimentară față de coordonatele  $X_1$  și  $Y_1$ , generată de cama mecanismului de legătură și stabilită de ecuațiile parametrice

$$X_C^m = 0;$$

$$Y_C^m = \sqrt{R_C^2 - (Z_C^m)^2};$$

$$Z_C^m = Z_C,$$

unde:

$R_C$  este distanța de la punctul C al axei mecanismului de legătură până la centrul de precesie (originea O a sistemelor de coordonate OXYZ și  $OX_1Y_1Z_1$ );

$Z_C$  - componenta traiectoriei nemodificate a punctului C pe axa OZ, iar traiectoria modificată a centrului D al sculei este descrisă de ecuațiile

$$X_D^m = -\sin \delta \sin [Y_C^m \sin \theta + Z_C^m (1 - \cos \theta) \cos \psi];$$

$$Y_D^m = -Y_C^m \cos \delta + Z_C^m \sin \delta [\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi];$$

$$Z_D^m = -Y_C^m \sin \delta (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) - Z_C^m \cos \delta,$$

unde:

$\psi$  - unghiul de rotație a manivelei.

(56) Referințe bibliografice:

1. SU 1563319 A1
2. SU 1663857 A1

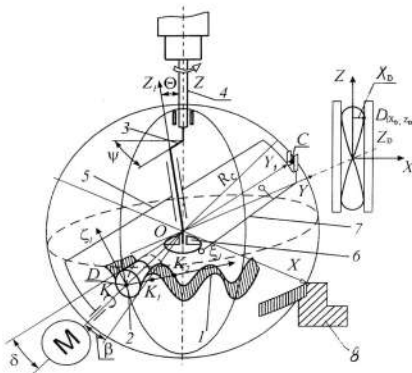


Fig. 1

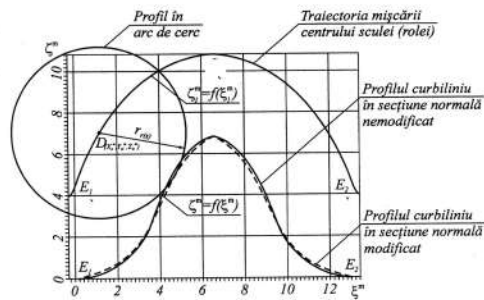


Fig. 2

Anexa C.5



MD 2177 C2 2003.05.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Protecția Proprietății Industriale

(11) 2177 (13) C2  
(51) Int. Cl.<sup>7</sup>: F 16 H 1/32

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2001 0063 (22) Data depozit: 2001.03.15</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2003.05.31, BOPI nr. 5/2003</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; ODAINÎI Valeriu, MD; CHIRILESCU Corneliu, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Reductor precesional

## (57) Rezumat:

Invenția se referă la construcția de mașini, în special la transmisiile planetare cu dinți de o capacitate portantă mare.

Reductorul precesional include roți dințate centrale, bloc-satelit cu role și mecanism de generare a mișcării de precesie. Blocul-satelit include două coroane cu același număr de role situate sub un unghi al axoidului conic mare de ambele părți ale cărora sunt amplasate două roți dințate centrale fixe cu același număr de dinți. În butucul blocului-satelit sunt executate caneluri, centrul razei de curbură al fundului cărora se află de o parte a centrului de precesie, iar bilele amplasate în aceste caneluri sunt situate, de asemenea, și în

2  
canelurile bușei sferice legate rigid cu arborele condus, centrul razei de curbură a fundului cărora este situat de altă parte a centrului de precesie.

10  
15  
Rezultatul invenției constă în majorarea capacității portante a reductorului, prin transmiterea momentului de torsiune prin două fluxuri, în reducerea forței axiale în angrenaje prin optimizarea profilului dinților și în transmiterea uniformă a momentului de torsiune de la blocul-satelit la arborele condus.

Revendicări: 1  
Figuri: 4

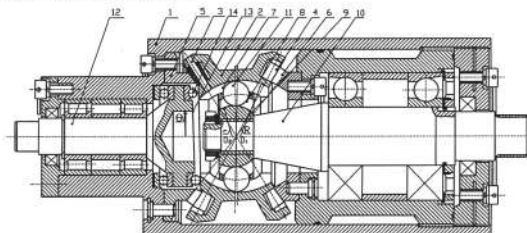


Fig. 1

MD 2177 C2 2003.05.31





СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ  
ВЕДОМСТВО СССР  
(ГОСПАТЕНТ СССР)

Анеха С.6

(19) SU (11) 1807278 A1

(51)5 F 16 K 31/53

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4923214/29

(22) 12.02.92

(46) 07.04.93. Бюл. № 13

(71) Кишиневский политехнический институт им.Лазо, Межотраслевой научно-технический центр "Прогресс" и ВНИИкомпрессормаш Сумского машиностроительного научно-производственного объединения им.М.В.Фрунзе

(72) И.А.Бостан, В.Е.Дулгеру, Ю.Л.Рухлов, С.М.Ванев, С.Л.Балаценко, В.С.Шапиро, Л.А.Каплан, А.Г.Опря, С.Г.Мазуру и Г.И.Оглицэ

(56) Гуревич Д.Ф., Шпаков О.Н. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1987, с.251, рис.3.26.

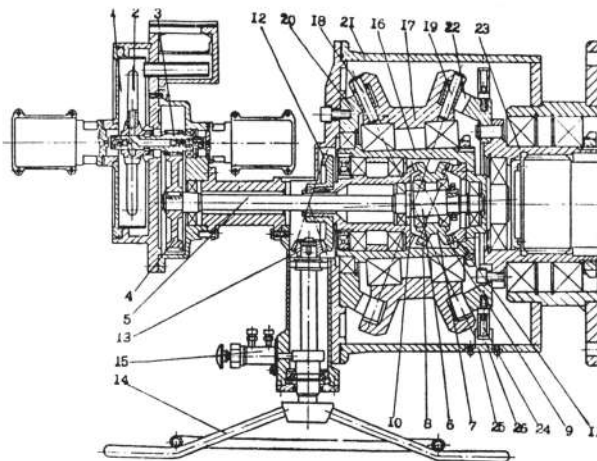
Там же, с.249, рис.3.24.

(54) ПРИВОД АРМАТУРЫ

(57) Сущность изобретения: в корпусе размещены зубчатый редуктор и ручной дуб-

2

лер. Редуктор выполнен в виде двух зубчатых прецессионных передач. Первая передача выполнена ирреверсионной с подвижным корпусом, в котором размещены зубчатое колесо, жестко связанное с ним, и центральное зубчатое колесо, кинематически связанное с ручным приводом и со стопорным механизмом. Механизм закреплен на кривошипе приводного вала. Вторая передача содержит неподвижное центральное зубчатое колесо, ведомое колесо и взаимодействующий с ними сателлит, установленный на подвижном корпусе первой зубчатой передачи. Наружная цилиндрическая поверхность этого корпуса выполнена наклонной относительно оси корпуса с углом наклона, равным углу мутации сателлита второй передачи. 1 ил.



(19) SU (11) 1807278 A1



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

(19) SU (11) 1486666 A1

СД 4 F 16 Н 1/32

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГИИТ СССР

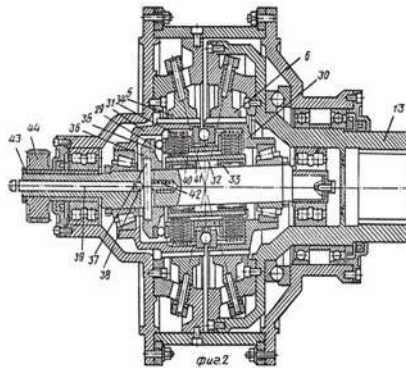
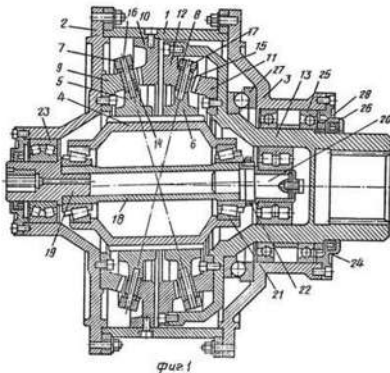
## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 4285796/25-28  
(22) 20.07.87  
(46) 15.06.89. Бюл. № 22  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И.А. Бостан и В.А. Петьков  
(53) 621.833.6 (088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР № 1383657, кл. В 60 К 7/00, 1986.

- (54) ПЛАНЕТАРНАЯ ПРЕЦЕССИОННАЯ ПЕРЕДАЧА  
(57) Изобретение относится к механическим передачам. Цель изобретения - повышение нагрузочной способности передачи за счет увеличения количества одновременно нагруженных пар зубьев и роликов и равномерного распре-

деления нагрузки между сопряженными зубьями и роликами. Прецессионная передача включает составной корпус сателлитный блок, размещенный на сварном кривошипном валу, два неподвижных центральных колеса, закрепленных на корпусе, и два подвижных центральных колеса, закрепленных на фланце выходного вала. Ступица сателлитного блока разрезана на части по длине. Каждая часть ступицы сателлитного блока взаимодействует с двумя центральными подвижными или неподвижными колесами одновременно, что дает значительное увеличение количества несущих нагрузку пар роликов и зубьев. 1 з.п. ф-лы, 2 ил.



(19) SU (11) 1486666 A1



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

Анекс С.8

(19) **SU** (11) **1434197** **A1**

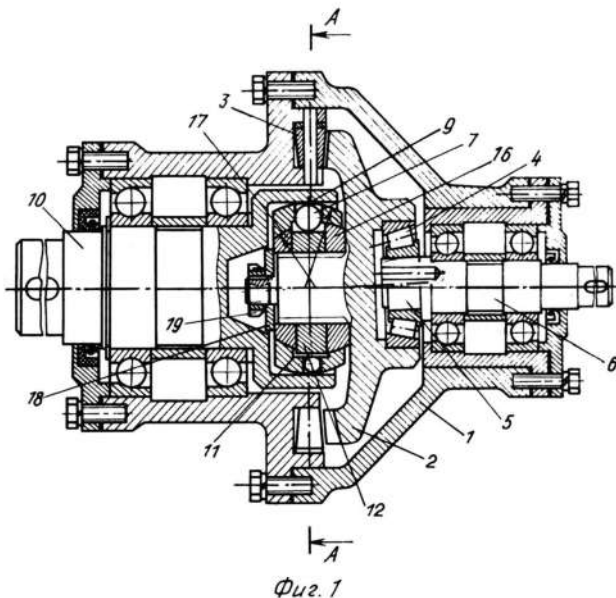
СССР 4 F 16 H 1/32

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 4109816/25-28  
(22) 23.06.86  
(46) 30.10.88. Бюл. № 40  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан, М. Г. Козлов и А. Г. Опря  
(53) 621.833.6(088.8)  
(56) Патент Франции № 1452099, кл. F 16 H 1966.  
(54) ПРЕЦЕССИОННАЯ ПЕРЕДАЧА  
(57) Изобретение относится к машиностроению. С целью повышения нагрузочной способности внутренняя поверхность 9 наружной обоймы цилиндрическая и представляет собой отверстие ведомого вала 10, наруж-

ная поверхность 11 внутренней обоймы 12, связанная с сателлитом 2, описана в поперечном сечении двумя полуокружностями, одинаково смещенными в противоположные стороны от оси цилиндрической внутренней поверхности 11, а шарики 7 выполнены разновеликими и подпружинены в окружном направлении. При вращении внутренней обоймы 12 шарики 7 заклинивают в клиновое пространство и таким образом способствуют передаче крутящего момента выходному валу 10 в указанном направлении только до тех пор, пока скорости вращения наружной и внутренней обойм одинаковы. 2 ил.



(19) **SU** (11) **1434197** **A1**



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

Anexa C.9

(19) SU (11) 1455094 A1

(SU) 4 F 16 H 1/32

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГИИТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

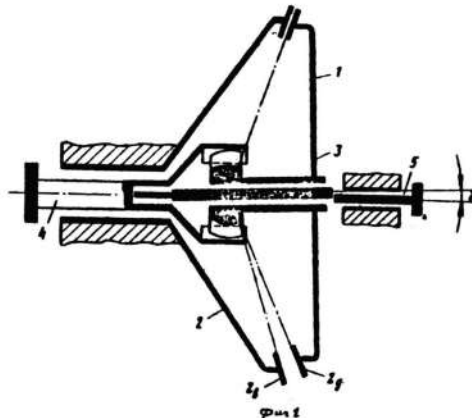
К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4068048/25-28  
(22) 13.05.86  
(46) 30.01.89. Бюл. № 4  
(71) Кишиневский политехнический институт им.С.Лазо  
(72) И.А.Бостан  
(53) 621.833.6 (088.8)  
(56) Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М-Л: Машиностроение, 1966, стр.255.

(54) ПРЕЦЕССИОННАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

(57) Изобретение относится к машиностроению. Целью изобретения является повышение несущей способности за счет одновременного увеличения радиуса кривизны кругового профиля и много-

парности зацепления. Расположенное на кривошипе 3 прецессионное коническое колесо 1 имеет зубья прямолинейного профиля, а находящееся с ним в зацеплении центральное коническое колесо 2 имеет зубья кругового профиля, образованного дугами окружностей, центр каждой из которых размещен на линии, проходящей через точку контакта сопряженных профилей и точку пересечения линий наклона кругового профиля с эквидистантом прямолинейного профиля зубьев колеса 1. Радиус окружностей выбран в пределах от 1 до 7 радиусов вписанного в круговой профиль окружности с центром на эквидистанте прямолинейного профиля, 4 ил.



(19) SU (11) 1455094 A1



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГИИТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

Аnexa C.10 (\*)

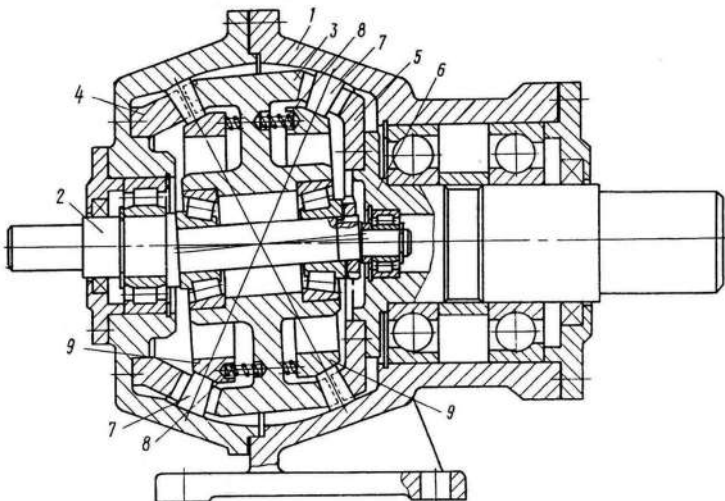
ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ. (1) (2) (3) (4) (5)

(19) **SU** (11) **1711525** **A 1**

(51)5 F 16 H 1/32

- (21) 4425454/28  
(22) 17.05.88  
(71) Кишиневский политехнический институт  
им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан и А. Г. Опря  
(53) 621.833.6(088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР  
№ 1190116, кл. F 16 H 1/32, 1983.  
Авторское свидетельство СССР  
№ 1401203, кл. F 16 H 1/32, 1985.  
Патент США № 4620457, кл. F 16 H 1/28,  
1987.  
(54) ПЛАНЕТАРНАЯ ПРЕЦЕССИОННАЯ  
ПЕРЕДАЧА  
(57) Изобретение относится к механическим  
передачам и может быть использовано в ка-  
честве редуктора, имеющего большое пере-  
даточное отношение. Цель изобретения —  
повышение нагрузочной способности и сни-

жение требований к точности. Прецессион-  
ная передача содержит размещенные в кор-  
пусе 1 кривошипный вал 2, на котором  
размещено двухвенцовое прецессионное ко-  
лесо 3, два центральных конических ко-  
леса 4 и 5, одно из которых жестко связа-  
но с ведомым валом 6, а другое — с кор-  
пусом 1. Между зубьями центральных колес  
4 и 5 прецессионного колеса 3 свободно  
расположены цевки 7 на подпружиненных  
обоймах 9. При вращении кривошипного  
вала 2 колесо 3 совершает прецессион-  
ное движение и посредством цевки 7 об-  
катывается по заторможенному центрально-  
му колесу 5, с одной стороны, а с другой  
стороны, приводит во вращение посредством  
цевки 7 колесо 4, жестко связанное с ве-  
домым валом 6 с редуцированной частотой  
вращения. 1 ил.



5-92

(19) **SU** (11) **1711525** **A 1**

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

Anexa C.11



MD 3058 G2 2006.05.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3058 (13) G2  
(51) Int. Cl.: E05F 11/50 (2006.01)  
B60J 1/17 (2006.01)

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2005 0137 (22) Data depozit: 2005.05.16</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2006.05.31, BOPI nr. 5/2006</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; SOCHIREAN Anatolie, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Mecanism de acționare a macaralei de geam (variante)

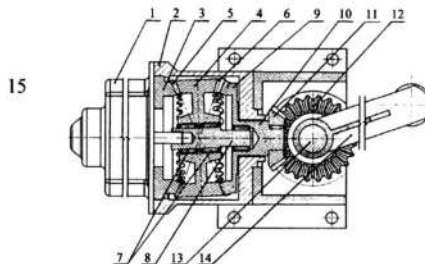
## (57) Rezumat:

Invenția se referă la industria constructoare de mașini, și anume la construcția de automobile și poate fi folosită în dispozitivele de ridicare-coborâre a geamurilor automobilelor.

Mecanismul de acționare a macaralei de geam, conform variantei (1), conține un motor electric (1), arborele de ieșire al căruia este legat cu un mecanism de transmisie cu roți dințate, care este amplasat în corpul (2) și efectuează transmisia rotației la elementul (14) al macaralei de geam. Mecanismul de transmisie este executat precesional și include un bloc-satelit (4) cu două coroane dințate (5) și (6), care este instalat prin intermediul lagărelor (7) pe arborele manivelă (8), legat rigid cu arborele de ieșire a motorului electric (1). Blocul-satelit este plasat între roțile dințate centrale (3) și (9), una dintre care este fixată rigid în corp (2), din partea motorului electric (1), iar cealaltă este legată rigid cu arborele de ieșire (10) care este montat liber în baza corpului (2). La capătul arborelui de ieșire este instalată rigid o roată dințată conică (11), care se află în angrenaj cu o altă roată

2  
dințată conică (12), legată cu elementul (14) al macaralei de geam.

5  
10  
Mecanismul de acționare a macaralei de geam, conform variantei 2, se deosebește prin aceea că pe arborele de ieșire (10) este instalat rigid un tambur, pe care este înfășurat un cablu de tracțiune, legat cu elementul (14) al macaralei de geam, totodată, tamburul este montat liber în raport cu corpul (2). Tamburul poate fi montat pe lagăre.



MD 3058 G2 2006.05.31

Anexa C.12



MD 3510 G2 2008.02.29

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3510<sup>(13)</sup> G2

(51) Int. Cl.: B64C 9/00 (2006.01)  
B64C 5/06 (2006.01)  
B64C 9/32 (2006.01)  
B64C 13/50 (2006.01)

## (12) BREVET DE INVENȚIE

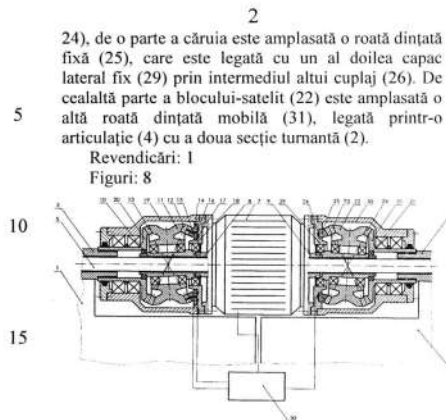
<p>(21) Nr. depozit: a 2006 0036 (22) Data depozit: 2006.01.18 (41) Data publicării cererii: 2007.08.31, BOPI nr. 8/2007</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2008.02.29, BOPI nr. 2/2008</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; IONESCU Florin, DE; DULGHERU Valeriu, MD; CIOBANU Radu, MD; MALCOCI Iulian, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Mecanism de dirijare a aparatului de zbor

## (57) Rezumat:

Invenția se referă la construcția aparatelor de zbor și poate fi utilizată în sistemele de dirijare și frânare a aparatelor de zbor.

Mecanismul de dirijare a aparatului de zbor include două secții turnante (1) și (2), instalate pe partea dorsală a aripii. Secțiile turnante (1) și (2) sunt montate pe o osie (5) comună, la mijlocul căreia (5) este amplasat un motor electric (7) cu doi arbori de ieșire cavi (8) și (9), unul dintre care (8) este legat rigid cu un arbore inclinat cav (10), pe care este instalat un bloc-satelit (11) cu două coroane dințate (12, 13), de o parte a căruia sunt amplasate două roți dințate fixe (14) și (15) cu un număr diferit de dinți, care sunt legate pe rând cu un capac lateral fix (18) prin intermediul a două cuplaje (16) și (17). De cealaltă parte a blocului-satelit (11) este amplasată o roată dințată mobilă (20), legată printr-o articulație (3) cu una din secțiile turnante (1). Al doilea arbore de ieșire cav (9) este legat rigid cu un al doilea arbore inclinat cav (21), pe care este instalat un al doilea bloc-satelit (22) cu două coroane dințate (23,



MD 3510 G2 2008.02.29



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

Anexa C.13 (\*)

188  
ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ.№

(19) SU (11) 1601909 A1

(51)5 В 64 С 27/04

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4396349/40-23

(22) 23.03.88

(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо

(72) И.А.Бостан и В.Е.Дулгеру

(53) 629.7.035.3(088.8)

(56) Бушмарин Л.Б. Механические передачи вертолетов. Под ред. В.Н.Костельмана, М., Машиностроение, 1983, с. 115-116.

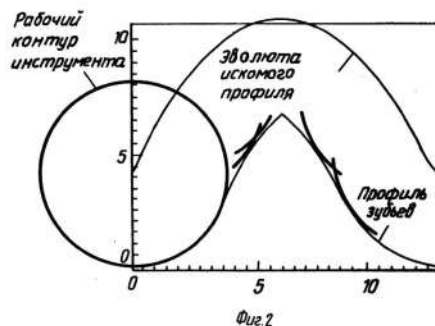
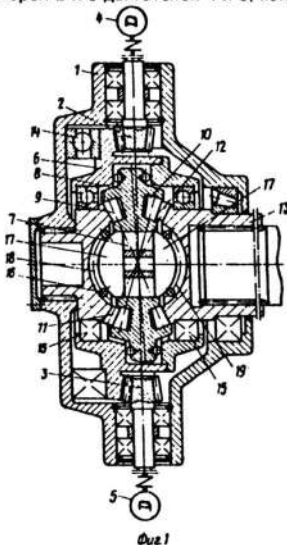
Бушмарин Л.Б. Механические передачи вертолетов. Под ред. В.Н.Костельмана, М., Машиностроение, 1983, с. 114-115.

(54) ГЛАВНЫЙ РЕДУКТОР ВЕРТОЛЕТА

(57) Изобретение относится к авиастроительной отрасли, в частности к конструкции приводов несущих винтов вертолетов. Цель изобретения - упрощение конструкции, снижение массы и повышение надежности, а также расширение функциональных возможностей. Устройство состоит из корпуса 1, шестерен 2 и 3 двигателя 4 и 5, кониче-

2

ских колес 6, прецессионной передачи 7, сателлитного блока колес 8 с зубчатыми венцами 9 и 10, неподвижного центрального конического колеса 11, ведомого конического колеса 12, вала несущего винта 13 вертолета, упорного подшипника 14, радиальных подшипников 15, тел качения 16, сферических сегментов 17, сферических гнезд 18 и 19. Зубья венцов сателлитного блока колес выполнены в виде конических роликов. Ролики установлены на осях на игольчатых подшипниках. Между торцами роликов и торцами венцов установлены упорные подшипники. В случае соосного несущего винта коническое колесо 12 выполнено в виде двух соосно расположенных конических колес с числами зубьев на единицу больше и на единицу меньше зацепляющихся с ним конических роликов венца 10. Конические колеса связаны с валами соосных несущих винтов. 1 з.п. ф-лы, 5 ил.



(19)SU (11) 1601909 A1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”



ного блока колес; на фиг. 5 – главный редуктор вертолета с соосными несущими винтами.

Главный редуктор вертолета состоит из корпуса 1, содержащего шестерни 2 и 3, связанные с турбинными двигателями 4, 5, конического колеса 6, в полой ступице которого размещена планетарная прецессионная передача 7, содержащая сателлитный блок 8 колес с зубчатыми венцами 9 и 10, неподвижного центрального конического колеса 11, ведомого конического колеса 12, связанного с валом несущего винта 13 вертолета. Колесо 6 установлено на упорном подшипнике 14 и радиальных подшипниках 15, а сателлитный блок колес установлен посредством тел качения 16 качения и двух сферических сегментов 17 в сферических гнездах 18 и 19 центральных колес 11 и 12.

Зубья венцов 9 и 10 сателлитного блока 8 колес выполнены в виде конических роликов, установленных на осях 20 на игольчатых подшипниках 21. Между торцами роликов и торцами венцов 9 и 10 установлены упорные подшипники 22. Возможна установка роликов на радиально – упорных подшипниках 23 и радиальных 24.

В случае соосного несущего винта коническое колесо 12 выполнено в виде двух соосно расположенных конических колес 25 и 26, число зубьев которых равны:  $Z_1 = Z_g + 1$  и  $Z_2 = Z_g - 1$ , где  $Z_g$  – число зубьев венца сателлитного блока колес.

Конические колес 25 и 26 связаны соответственно с валами соосных винтов 27 и 28.

Устройство работает следующим образом.

Вращение от турбинных двигателей 4 и 5 передается через шестерни 2 и 3 на коническое колесо 6. Вращение конического колеса 6 передается в виде прецессионного движения сателлитному блоку 8 колес. В результате зацепления роликов венцов 9 и 10 с зубьями конических колес 11 и 12 происходит вращение колеса 12 и, следовательно, вала несущего винта 13 вертолета.

#### Формула изобретения

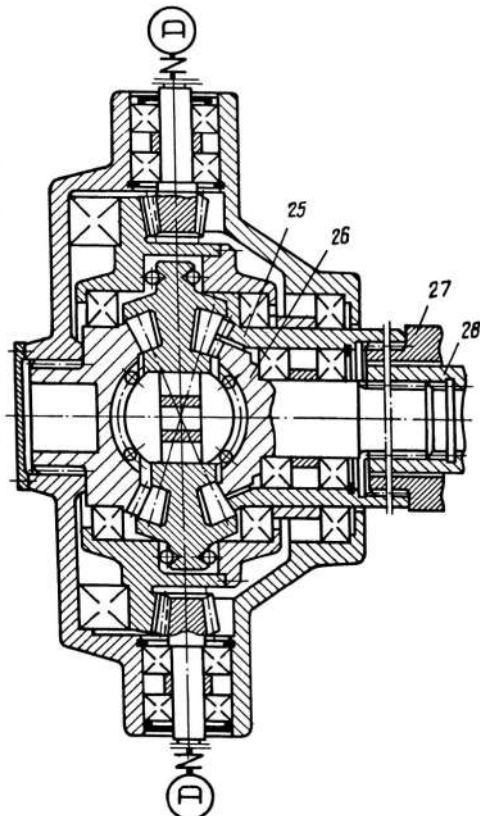
1. Главный редуктор вертолета, содержащий конические передачи и планетарную передачу, отличающийся тем, что, с целью упрощения конструкции, снижения массы и повышения надежности, планетарная передача выполнена прецессионной, снабженной центральными колесами со сферическими гнездами, обращенными

друг к другу, сателлитным блоком и роликами, при этом прецессионная передача размещена во внутренней полости конического колеса конической передачи, а сателлитный блок колес установлен посредством тел качения и двух сферических сегментов в сферических гнездах центральных колес, при этом зубья венцов сателлитного блока колес установлены на осях на подшипниках качения.

2. Редуктор по п. 1, отличающийся тем, что, с целью расширения функциональных возможностей, ведомое коническое колесо прецессионной передачи выполнено в виде двух соосно расположенных конических колес, число зубьев которых равны:

$$Z_1 = Z_g + 1 \text{ и } Z_2 = Z_g - 1$$

где  $Z_g$  – число зубьев венца сателлитного блока колес.



Фиг. 3



## Anexa D

---

### Brevete de invenție:

**Procedee și utilaje de generare prin rostogolire-rulare spațială a dinților cu profiluri convexe/concave variabile și în arc de cerc cu sculă de forma *trunchi de con***

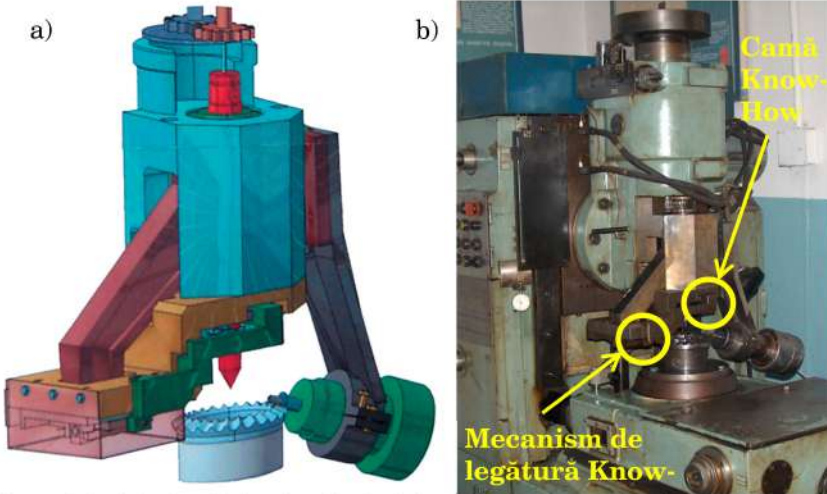
- Anexa D.1 Procedeu de prelucrare a dinților modificați ai anfranjului precesional. SU 1663857 A1<sup>1</sup>(000203), 05.01.88. p. 493–495.
- Anexa D.2 Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor roților dințate ale transmisiei precesionale. MD 2609 B2, 30.11.2004, BOPI nr. 11/2004. p. 496–500.
- Anexa D.3 Procedeu de profilare a conturului sculei. SU 1646818 A1, 07.05.91, B. nr. 17. p. 501–504.

---

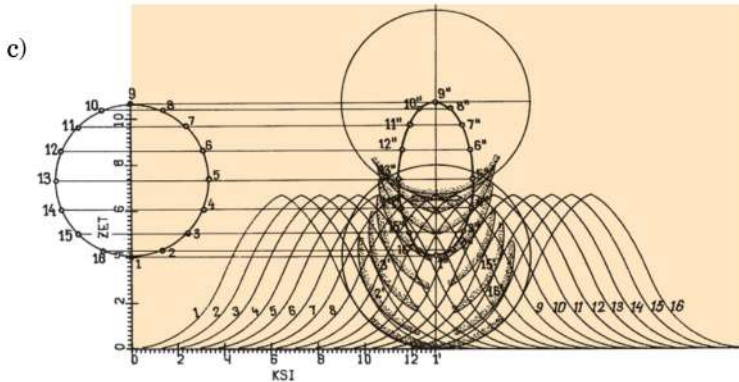
<sup>1</sup>Secret de Stat cu parafa “Uz de serviciu”

Anexa D

Brevete de invenție: Generarea prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu profiluri convex/concav și în arc de cerc cu sculă precesională de formă tronchi de con



Dispozitiv (a) și utilaj tehnologic (b) pentru generarea dinților cu sculă precesională în formă de troncon.



Profilograma generării dinților cu profil convex/concav cu sculă precesională.



Mostre de roți cu profil convex/concav al dinților rectificată.



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

Anexa D.1(\*)

для служебного пользования экз. №

000203

(19) SU (11) 1663857 A1

(51)5 В 23 F 9/06

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГНТ СССР

# ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

## И АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1  
(21) 4359373/08  
(22) 05.01.88  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан и И. Т. Бабаян  
(53) 621.914.7:621.833.15(088.8)  
(54) СПОСОБ ОБРАБОТКИ МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЗУБЬЕВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРЕЦЕССИОННОЙ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ  
(57) Изобретение относится к машиностроению, а именно к обработке зубчатых колес. Цель изобретения - повышение точности и расширение техно-

2  
логических возможностей за счет обеспечения непрерывного многопарного сопряжения зубьев в станочном зацеплении и получения зубьев с различной кривизной профиля. Поставленная цель достигается тем, что инструменту сообщают качательное движение относительно системы координат  $OXYZ$ , которое характеризуется углами Эйлера  $\theta$  и  $\psi$ , и дополнительное движение, траектория которого описывается уравнениями, приведенными в формуле изобретения. 2 ил.

Изобретение относится к машиностроению, а именно к обработке зубчатых колес.

Целью изобретения является повышение точности и расширение технологических возможностей за счет обеспечения непрерывного многопарного сопряжения зубьев в станочном зацеплении и получения зубьев с различной кривизной профиля.

На фиг. 1 изображена общая схема способа обработки зубьев при угле расположения оси инструмента  $O-O$  относительно плоскости, образованной осями  $X_1$  и  $Y_1$ ,  $\beta = 0$ ; на фиг. 2 - схема обработки зубьев при угле расположения оси инструмента  $O-O$  относительно плоскости, образованной осями  $X_1$  и  $Y_1$ ,  $\beta > 0$ .

Для описания траектории движения инструмента 1 свяжем его с подвижной системой координат  $OX_1Y_1Z_1$ , а станок с неподвижной системой  $OXYZ$ . 26-91

Центры координат обеих систем совмещены в точке  $O$ , названной центром прецессии. Обрабатываемая заготовка (зубчатое колесо) 2 вращается с угловой скоростью  $\omega$  за  $\omega$  вокруг оси, совпадающей с осью  $Z$ . Ось инструмента  $O-O$  располагается под углом  $\beta \geq 0$  относительно плоскости, образованной осями  $X_1$  и  $Y_1$ . Инструмент совершает рабочее вращение на оси  $O-O$ , которой сообщается относительно обрабатываемых зубьев качательное и дополнительное движение. При этом ось  $Z_1$  подвижной системы координат  $OX_1Y_1Z_1$  (связанной с инструментом) располагается относительно оси  $Z$  под углом нутации  $\theta$  и описывает коническую поверхность (показана пунктиром) с вершиной, расположенной в центре прецессии. Кроме того, подвижная система координат  $OX_1Y_1Z_1$  фиксируется относительно неподвижной системы  $OXYZ$  таким образом,

(19) SU (11) 1663857 A1

чтобы оси  $X_1$  и  $Y_1$  перемещались вокруг соответствующих осей по траекториям с параметрами, характеризуемыми углами Эйлера - нутации  $\theta$  и прецессии  $\psi$ .

Таким образом, при вращении оси  $Z_1$  вокруг оси  $Z$  инструменту сообщается качательное движение относительно системы координат OXYZ, характеризующееся углами Эйлера  $\theta$  и  $\psi$ . Для достижения поставленной цели инструменту сообщается дополнительное движение, описываемое уравнениями

$$\begin{aligned} X &= -R_1(1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi; \\ Y &= -R_1(\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi); \\ Z &= -R_1 \sin \theta \cos \psi, \end{aligned}$$

где  $R_1$  - текущая координата вдоль подвижной оси  $Y_1$ , равная расстоянию от начала координат  $X, Y, Z$  до плоскости, в которой лежит рассматриваемая  $i$ -точка;  $\theta$  - угол нутации.

При этом, ось инструмента O-O проходит через центр прецессионного движения под углом  $\beta \geq 0$  к плоскости, образованной осями  $X_1, Y_1$ .

При обработке зубьев колес, работающих в паре с плоским цевочным сателлитом ось O-O инструмента совмещается с осью  $Y_1$ , а при обработке зубьев колес, работающих в паре с коническими цевочными сателлитами, ось O-O инструмента наклонена под углом  $\beta$  относительно плоскости, образованной осями  $X_1$  и  $Y_1$ .

Следовательно, при  $\beta = 0$  любая точка на оси O-O инструмента описывает такие же траектории, что и точки, лежащие на оси  $Y_1$ , а при  $\beta > 0$  траектории, описываемые точками, лежащими на оси инструмента, отличаются от траекторий, описываемых точками оси  $Y_1$  по форме и размерам. Чем больше угол  $\beta$  наклона инструмента, тем больше разница между этими траекториями.

Совмещения воедино траектории движения инструмента относительно неподвижной системы OXYZ, описанное уравнениями, и траектории качательного движения инструмента относительно этой же системы позволяют получить профиль зубьев колес для прецессионных передач с многопарным зацеплением.

1663857

4

При реализации данного способа может быть использовано устройство, содержащее корпус 3, имеющий полцилиндрический хвостовик для крепления к гнезду станка, траверсу 4, закрепленную винтами к торцу корпуса 3, кривошип 5, люльку 6. Люлька 6 снабжена арочными направляющими 7 для крепления инструментальной головки 8 с инструментом 1, установленным с возможностью вращения. Инструментальная головка 8 установлена с возможностью изменения угла  $\beta$  между геометрической осью O-O инструмента и плоскостью, образованной осями  $X_1, Y_1$ .

Неподвижная и подвижная оси кривошипа 5 пересекаются в одной точке (центре прецессии), расположенной на оси заготовки 2. Заготовка крепится к поворотному столу 9. Люлька 6 связана с подвижной системой координат OX<sub>1</sub>Y<sub>1</sub>Z<sub>1</sub>, а корпус 3 - с неподвижной системой OXYZ. При этом ось кривошипа 5 совмещена с осью Z<sub>1</sub>, а ось вращающейся заготовки - с осью Z.

При вращении вала кривошипа 5 люльке 6 и инструменту 1 сообщается качательное движение вокруг точки центра прецессии O - точки пересечения подвижной и неподвижной осей кривошипа 5.

Качающаяся люлька не вращается вокруг собственной геометрической оси, а только качается вокруг оси Z неподвижной системы OXYZ с углом  $\theta$ . Это достигается стопорением люльки от вращения с помощью механизма кинематической связи 10, который выполняет еще одну функцию - сообщает инструменту дополнительное движение, описанное вышеприведенными уравнениями.

Изменение угла  $\beta$  расположения инструмента производится путем окружного перемещения арочного кронштейна 11 с инструментальной головкой 8 по дуговой поверхности "А" опоры люльки 6 при помощи болтов, установленных в пазу арочного кронштейна.

#### Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Способ обработки модифицированных зубьев элементов прецессионной зубчатой пары инструментом, выпол-

5

ненным в виде парного элемента при имитации реальных условий эксплуатации путем согласованных перемещений относительно подвижной ( $X_1 Y_1 Z_1$ ) и неподвижной ( $XYZ$ ) систем координат, начало которых совпадает с центром прецессионного движения, при это ось  $Z_1$  расположена относительно оси  $Z$  под углом нутации и описывает коническую поверхность с вершиной в центре прецессионного движения, от л и ч а ю щ и й с я тем, что, с целью повышения точности и расширения технологических возможностей за счет обеспечения непрерывного многопарного сопряжения зубьев в станочном зацеплении и получения зубьев с различной кривизной профиля, инструменту сообщают дополнительное перемещение от-

1663857

6

носительно координат  $X_1$  и  $Y_1$ , в соответствии с уравнением

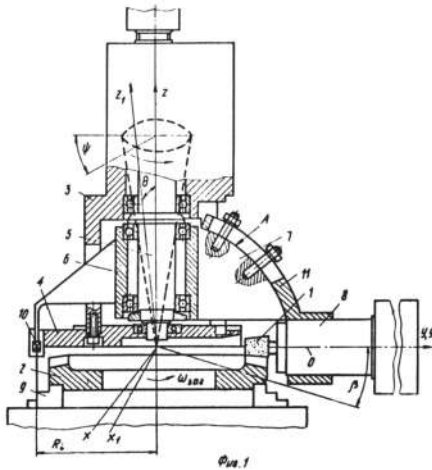
$$\begin{aligned} X &= R_i (1 - \cos \theta) \cdot \cos \psi \cdot \sin \varphi, \\ Y &= R_i (\sin^2 \psi + \cos \theta \cdot \cos^2 \psi), \\ Z &= R_i \sin \theta \cdot \cos \psi, \end{aligned}$$

где  $R_i$  - текущая координата подвижных осей, равная расстоянию от начала координат  $X, Y, Z$  до плоскости, в которой лежит рассматриваемая  $i$ -точка;

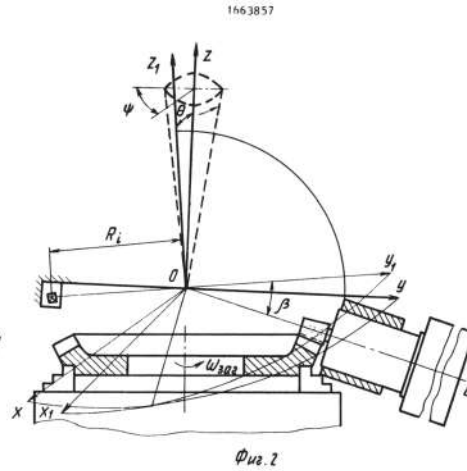
$\theta$  - угол нутации, равный углу между осями  $Z$  и  $Z_1$ ;

$\psi$  - угол прецессии,

при этом ось инструмента проходит через центр прецессионного движения под углом к плоскости, образованной осями  $X_1, Y_1$ .



Фиг. 1



Фиг. 2

Anexa D.2



MD 2609 C2 2004.11.30

## REPUBLICA MOLDOVA

(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală(11) 2609 (13) C2  
(51) Int. Cl.<sup>7</sup>: B 23 H 1/00

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2002 0100 (22) Data depozit: 2002.03.21 (41) Data publicării cererii: 2004.02.29, BOPI nr. 2/2004</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2004.11.30, BOPI nr. 11/2004</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; MAZURU Sergiu, MD; VACULENCO Maxim, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor roților dințate ale transmisiei precesionale

## (57) Rezumat:

1  
Invenția se referă la tehnologia construcției de mașini, și anume la procedeele de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor conjugate a elementelor constructive ale mașinilor, de exemplu, a roților dințate, șuruburilor etc.

Procedeu constă în aceea că sculei-electrod, executată ca un corp de rotație, i se comunică o mișcare de rotație și avans spre piesa-electrod de la mecanismul de urmărire a mașinii-unelte. Pe masa turantă a mașinii-unelte, care este legată rigid cu sistemul fix dreptunghiular de coordonate  $Oxyz$ , este fixată piesa-electrod, axa cărei coincide cu axa  $z$ . Scula-electrod este legată rigid cu sistemul mobil dreptunghiular de coordonate  $Ox_1y_1z_1$ , totodată, originea sistemelor dreptunghiulare de coordonate  $Oxyz$  și  $Ox_1y_1z_1$  coincide cu centrul de precesie, axa  $z_1$  descrie o suprafață conică cu vârful în centrul de precesie, formând unghiul de nutație cu axa  $z$ . Sculei-electrod, axa cărei trece prin centrul de precesie, sub un unghi față de planul format de axele  $x_1y_1$ , i se comunică o mișcare suplimentară

2  
față de axele de coordonate  $x_1$  și  $y_1$  în concordanță cu relația:

$$5 \quad \begin{aligned} x &= (j+r/\operatorname{tg}\beta)(1-\cos\theta)\cos\psi/\sin\psi, \\ y &= (j+r/\operatorname{tg}\beta)(\sin^2\psi + \cos\theta\cos^2\psi), \\ z &= (j+r/\operatorname{tg}\beta)(\sin\theta\cos\psi), \end{aligned}$$

unde  $\beta$  este unghiul conicității sculei-electrod;  
10  $r$  – raza sculei-electrod;  
 $j$  – jocul între electrozi;  
 $\theta$  – unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axele  $z$  și  $z_1$ ;

15  $\psi$  – unghiul de precesie.  
La o rotație a axei de bază, scula-electrod efectuează o mișcare de precesie, iar piesa-electrod se rotește sub un unghi determinat de corelația

$$\psi = (Z_1 - Z_2)2\pi Z_2$$

unde  $Z_1$  – numărul de dinți a roții dințate;  
 $Z_2$  – numărul ciclurilor de precesie.  
Suprafața activă a sculei-electrod este executată ca un hiperboloid de rotație cu o pânză.

Revendicări: 3  
Figuri: 1

MD 2609 C2 2004.11.30

## MD 2609 C2 2004.11.30

3

## Descriere:

Invenția se referă la tehnologia construcției de mașini, și anume la procedeele de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor conjugate ale elementelor constructive ale mașinilor, de exemplu, a roților dințate, șuruburilor etc.

5 Este cunoscut procedeul de prelucrare prin electroeroziune, în care sculei-electrod executată ca un corp de rotație, i se comunică o mișcare de rotație în direcție opusă deplasării longitudinale a piesei.

Dezavantajul acestui procedeu constă în aceea că scula-electrod se uzează, iar micșorarea diametrului ei exterior scade precizia de prelucrare [1].

10 Este cunoscut procedeul de prelucrare prin electroeroziune, în care sculei-electrod executat ca un corp de rotație, i se comunică o mișcare de rotație și avans spre piesa-electrod de la mecanismul de urmărire a mașinii-unelte [2].

Dezavantajul acestui procedeu constă în aceea că nu permite sporirea preciziei de prelucrare a angrenajelor și micșorarea timpului de prelucrare la schimbarea regimurilor de prelucrare și are o evacuare nesatisfăcătoare a produselor eroziunii din zona de prelucrare, din cauza valorii extrem de mici a jocului dintre electrozi și cursei sporite de prelucrare.

15 Problema pe care o rezolvă invenția constă în mărirea preciziei de prelucrare, extinderea posibilităților tehnologice prin asigurarea contactului multiplu încontinuu în angrenaj și pe lungimea dinților, precum și în sporirea productivității prelucrării.

20 Invenția înlătură dezavantajele menționate mai sus prin aceea că sculei-electrod executată ca un corp de rotație, i se comunică o mișcare de rotație și avans spre piesa-electrod de la mecanismul de urmărire a mașinii-unelte. Pe masa turnantă a mașinii-unelte, care este legată rigid cu sistemul fix dreptunghiular de coordonate  $Oxyz$ , este fixată piesa-electrod, axa cărei coincide cu axa  $z$ . Scula-electrod este legată rigid cu sistemul mobil dreptunghiular de coordonate  $Ox_1y_1z_1$ , totodată, originea sistemelor dreptunghiulare de coordonate  $Oxyz$  și  $Ox_1y_1z_1$  coincide cu centrul de precesie, axa  $z_1$  descrie o suprafață conică cu vârful în centrul de precesie, formând unghiul de nutație cu axa  $z$ . Sculei-electrod, axa cărei trece prin centrul de precesie, sub un unghi față de planul format de axele  $x_1y_1$ , i se comunică o mișcare suplimentară față de axele de coordonate  $x_1$  și  $y_1$  în concordanță cu relația:

$$30 \quad x = (j + r/\operatorname{tg}\beta)(1 - \cos\theta)\cos\psi/\sin\psi,$$

$$y = (j + r/\operatorname{tg}\beta)(\sin^2\psi + \cos\theta\cos^2\psi),$$

$$z = (j + r/\operatorname{tg}\beta)(\sin\theta\cos\psi),$$

unde  $\beta$  este unghiul conicității sculei-electrod;

$r$  – raza sculei-electrod;

$j$  – jocul între electrozi;

35  $\theta$  – unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axele  $z$  și  $z_1$ ;

$\psi$  – unghiul de precesie.

La o rotație a axei de bază, scula-electrod efectuează o mișcare de precesie, iar piesa-electrod se rotește sub un unghi determinat de corelația

$$\psi = (Z_1 - Z_2)2\pi/Z_2,$$

40 unde  $Z_1$  – numărul de dinți a roții dințate;

$Z_2$  – numărul ciclurilor de precesie.

Suprafața activă a sculei-electrod este executată ca un hiperboloid de rotație cu o pânză.

Rezultatul constă în mărirea preciziei de prelucrare a angrenajelor, extinderea posibilităților tehnologice de prelucrare, sporirea productivității procedeeului, prelucrarea roților călite (cu diametre mari și mici în forma de colac).

45 Invenția se explică prin desenul din figură, care reprezintă schema de prelucrare prin electroeroziune conform procedeeului propus.

50 Pentru a descrie traiectoria mișcării sculei-electrod 1, ea se leagă cu sistemul mobil de coordonate  $Ox_1y_1z_1$ , iar mașina-unelte cu sistemul fix de coordonate  $Oxyz$ . Originile ambelor sisteme de coordonate coincid în punctul  $O$ , numit centru de precesie. Semifabricatul prelucrat (de exemplu roata dințată) 2 se rotește cu o viteză unghiulară  $\omega_y$  în jurul axei, care coincide cu axa  $z$ . Axa sculei-electrod se plasează sub un unghi  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $x_1y_1$ . Sculei-electrod care execută o mișcare de rotație în jurul axei sale, i se comunică mișcări oscilatorii și suplimentare față de dinții prelucrați. În același timp, axa  $z_1$  a sistemului de coordonate mobil  $Ox_1y_1z_1$  (legat cu scula-electrod) se amplasează față de axa  $z$  sub un unghi de rotație  $\theta$  și descrie o suprafață conică (se prezintă cu linii 55 întrerupte) cu vârful, amplasat în centrul de precesie. Totodată, sistemul mobil de coordonate  $Ox_1y_1z_1$  se fixează față de sistemul  $Oxyz$  astfel, încât axele  $x_1$  și  $y_1$  să se deplaseze în jurul axelor



## MD 2609 C2 2004.11.30

4

corespunzătoare după traiectorii cu parametri, caracterizați cu unghiurile lui Fuler – nutație  $\theta$  și precesie  $\mu$ .

Totodată, axa sculei-electrod trece prin centrul mișcării de precesie sub unghiul  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $x_1$  și  $y_1$ .

5 În timpul prelucrării roții dințate, care lucrează în cuplu cu roata satelit, axa sculei-electrod coincide cu axa  $y_1$ , iar la prelucrarea dinților roții, care lucrează în cuplu cu satelitul cu angrenare interioară, axa sculei-electrod este înclinată sub unghiul  $\delta$  față de planul format de axele  $x_1$  și  $y_1$ .

10 Deci, când  $\delta=0$  orice punct al axei sculei-electrod descrie aceeași traiectorie ca și punctele, care se află pe axa  $y_1$ , iar când  $\delta>0$  traiectoria descrisă de punctele aflate pe axa sculei-electrod, diferă de traiectoria, descrisă de punctele axei  $y_1$  după formă și dimensiuni. Cu cât unghiul  $\delta$  de înclinare a sculei-electrod este mai mare, cu atât e mai mare diferență dintre aceste traiectorii.

Contopirea traiectoriei mișcării sculei-electrod față de sistemul Oxyz, descris de ecuațiile, cu traiectoria mișcării oscilatorii a sculei-electrod față de acest sistem permite de a obține profilul angrenajului.

15 La realizarea procedurii dat, poate fi utilizat dispozitivul, compus din carcasa 3 având un reazem semicilindric pentru prinderea în locul căruciorului mașinii-unelte, traversa 4, prinsă cu șuruburi pe suprafața frontală a carcasei 3, manivela 5, balansierul 6. Balansierul 6 echipat cu ghidajele 7 pentru prinderea mecanismului de acționare 8 cu scula-electrod 1, instalată cu posibilitatea de a se roti. Mecanismul de acționare 8 instalat cu posibilitatea varierii unghiului  $\delta$  între axa geometrică a sculei-electrod 1 și planul, format de axele  $x_1, y_1$ .

20 Axa fixă și cea mobilă a manivelei 5 se intersectează într-un punct (centru de precesie), plasat pe axa semifabricatului 2. Semifabricatul este amplasat în dispozitiv și prins de masa rotativă 9. Balansierul 6 este legat cu sistemul de coordonate mobil  $Ox_1y_1z_1$ , iar carcasa 3 - cu sistemul de coordonate fix Oxyz. Axa manivelei 5 coincide cu axa  $z_1$ , iar axa semifabricatului rotitor cu axa  $z$ .

25 La rotirea arborelui manivelei 5, balansierului 6 și sculei-electrod 1 li se comunică mișcare oscilatorie în jurul punctului centrului de precesie – punctul de intersecție a axelor fixă și mobilă ale manivelei 5.

Balansierul 6 nu se rotește în jurul axei geometrice proprii, ci are posibilitatea de a balansa în jurul axei  $z$  a sistemului fix Oxyz cu unghiul  $\theta$ . Rotirea balansierului 6 este blocată de mecanismul legăturii cinematice 10, care mai are o funcție - comunică sculei-electrod o mișcare suplimentară, descrisă de relațiile prezentate mai sus.

Schimbarea unghiului  $\delta$  de plasare a sculei-electrod se realizează prin deplasarea suportului cu scula-electrod 1 pe o suprafață arc de cerc.

35 Procedul se realizează în felul următor.

Spre scula-electrod 1 profilată, care are forma unui corp de rotație, și la semifabricatul 2, prins de masa rotativă 9 a mașinii-unelte, se aplică o tensiune de lucru de la sursa de alimentare, utilizată la prelucrarea prin electroeroziune. Zona de prelucrare este situată în lichidul de lucru. Sculei-electrod 1 i se comunică mișcare de avans de la mecanismul de acționare 8 a mașinii-unelte. La apropierea semifabricatului 2 și sculei-electrod 1 până la o valoare anumită a jocului  $j$  apar descărcări electrice care duc la îndepărtarea materialului de pe suprafața semifabricatului 2 și sculei-electrod 1. În urma acestor descărcări, jocul dintre ele se mărește, descărcările încetează și mecanismul de urmărire a mașinii-unelte le aproprie din nou. După un șir de deplasări periodice, scula-electrod 1 se implementează în semifabricat și se obține suprafața necesară.

40 Regimurile electrice, utilizate la realizarea procedurii propus, coincid în totalmente cu regimurile cunoscute, utilizate în prelucrările prin electroeroziune, și se aleg în dependență de suprafața de prelucrare (în cazul de față suprafața de contact a sculei-electrod cu piesa), rugozitatea necesară de prelucrare etc.

45 Utilizarea procedurii propus permite mărirea preciziei de prelucrare a angrenajelor, extinderea posibilităților tehnologice de prelucrare, sporirea productivității procedurii și modificarea profilului angrenajului longitudinal.

55

**(57) Revendicări:**

1. Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor roților dințate ale transmisiei precesionale, care constă în aceea că sculei-electrod, executată ca un corp de rotație, i se comunică o mișcare de rotație și avans spre piesa-electrod de la mecanismul de urmărire a mașinii-unelte, **caracterizat prin aceea că** pe masa turnantă a mașinii-unelte, care este legată rigid cu sistemul fix dreptunghiular de coordonate  $Oxyz$ , este fixată piesa-electrod, axa cărei coincide cu axa  $z$ , scula-electrod este legată rigid cu sistemul mobil dreptunghiular de coordonate  $Ox_1y_1z_1$ , totodată, originea sistemelor dreptunghiulare de coordonate  $Oxyz$  și  $Ox_1y_1z_1$  coincide cu centrul de precesie, axa  $z_1$  descrie o suprafață conică cu vârful în centrul de precesie, formând unghiul de nutație cu axa  $z$ , iar sculei-electrod, axa cărei trece prin centrul de precesie, sub un unghi față de planul format de axele  $x_1y_1$ , i se comunică o mișcare suplimentară față de axele de coordonate  $x_1$  și  $y_1$  în concordanță cu relația:

$$\begin{aligned} x &= (j+r/\operatorname{tg}\beta)(1-\cos\theta)\cos\psi/\sin\psi, \\ y &= (j+r/\operatorname{tg}\beta)(\sin^2\psi + \cos\theta\cos^2\psi), \\ z &= (j+r/\operatorname{tg}\beta)(\sin\theta\cos\psi), \end{aligned}$$

unde  $\beta$  este unghiul conicității sculei-electrod;  
 $r$  – raza sculei-electrod;  
 $j$  – jocul între electrozi;  
 $\theta$  – unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axele  $z$  și  $z_1$ ;  
 $\psi$  – unghiul de precesie.

2. Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor roților dințate a transmisiei precesionale, conform rev. 1, **caracterizat prin aceea că** la o rotație a axei de bază, scula-electrod efectuează o mișcare de precesie, iar piesa-electrod se rotește sub un unghi determinat de corelația  $\psi = (Z_1 - Z_2)2\pi/Z_2$ ,

unde  $Z_1$  – numărul de dinți a roții dințate;  
 $Z_2$  – numărul ciclurilor de precesie.

3. Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor roților dințate a transmisiei precesionale, conform rev. 1 și 2, **caracterizat prin aceea că** suprafața activă a sculei-electrod este executată ca un hiperboloid de rotație cu o pânză.

35

**(56) Referințe bibliografice:**

1. Л. И. Попилов. Справочник по электрическим и ультразвуковым методам обработки материалов. Ленинград, Машиностроение, 1970 г., с. 331
2. SU 961915 A 1982.10.05

Șef Secție:	NEKLIUDOVA Natalia
Examinator:	SĂU Tatiana
Redactor:	UNGUREANU Mihail





СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

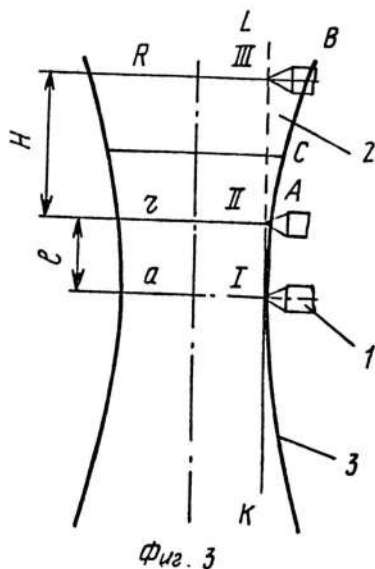
(19) SU (11) 1646818 A1

(51)5 B 24 B 53/08

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

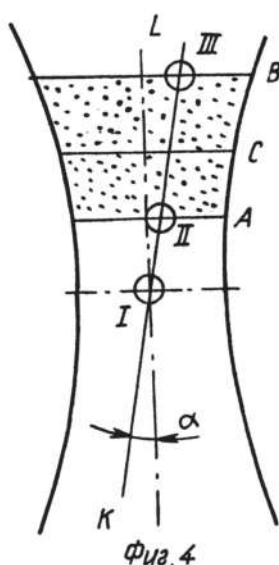
К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4448694/08  
(22) 27.06.88  
(46) 07.05.91, Бюл. № 17  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан, М. П. Цопа, С. Г. Мазуру и И. Т. Бабаян  
(53) 621.922.029(088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР № 863316, кл. В 24 В 53/08, 1980.  
(54) СПОСОБ ПРАВКИ ФАСОННОГО ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА  
(57) Изобретение относится к машиностроению и может найти применение при шлифовании модифицированного зацепления планетарных прецизионных передач. Цель изобретения повышение точности правки.



2

Установка для осуществления способа содержит правящий инструмент 1, профильный шлифовальный круг 2 с образующей 3. Вершину правящего инструмента перемещают по прямой, перекрещивающейся с осью шлифовального круга под углом  $\alpha$ , образующим поверхность однополостного гиперboloида вращения и зависящим от радиусов шлифовального круга, его высоты и кривизны профиля. Расстояние от прямой до оси круга выбирают в зависимости от геометрических размеров круга и расстояния от торца круга с меньшим диаметром до точки перекрещивания, которое определяют в зависимости от геометрических размеров круга. 6 ил., 1 табл.



(19) SU (11) 1646818 A1

3

1646818

4

Изобретение относится к области машиностроения и может быть применено при шлифовании модифицированного зацепления планетарных прецизионных передач.

Цель изобретения – повышение точности правки профильного шлифовального круга.

На фиг. 1 показана схема формообразования рабочего профиля шлифовального круга в виде однополостного гиперболоида; на фиг. 2 – схема определения рабочего профиля шлифовального круга; на фиг. 3 – принципиальная схема движения профилирующего инструмента; на фиг. 4 – то же, вид сверху; на фиг. 5 – конструкция устройства для реализации способа; на фиг. 6 – разрез А-А на фиг. 5.

Правящий инструмент 1 используют для правки инструмента – профильного круга 2 с образующей 3.

В результате перемещения правящего инструмента 1 по прямой образуется поверхность однополостного гиперболоида вращения АСВ с радиусом  $\rho$ , который определяется по зависимости:

$$\rho = \frac{\Delta^2 + \left(\frac{H/2}{\sin(90 - \beta)}\right)^2}{2\Delta}$$

где  $H$  – высота шлифовального круга;

$\Delta$  – стрела прогиба профиля круга;

$\beta$  – угол конуса профиля круга.

Повышение точности и обеспечения возможности правки по дуге порядка 0,1–100 м и более обеспечивается за счет такого способа правки, в котором исключается необходимость перемещения вершины правящего инструмента путем двух связанных вращений в одной плоскости с разной угловой скоростью. При этом предлагаемый способ за счет исключения кинематических погрешностей ввиду его перемещения по прямой, перекрещивающейся с осью вращения шлифовального круга, позволяет получить большие радиусы при высокой точности, зависящие только от точности установки угла  $\alpha$ , который устанавливается с помощью концевых мер.

При профилировании инструмента с заданными размерами  $R$ ,  $r$ ,  $H$  и кривизной профиля (стрелой прогиба профиля)  $\Delta$  исполнительными размерами являются угол  $\alpha$  – угол перекрещивания траектории вершины инструмента и оси шлифовального круга, расстояние  $a$  между траекторией перемещения вершины алмаза и осью вращения инструмента 2, расстояние  $l$  от торца круга с меньшим радиусом до точки перекрещивания (горловины гиперболоида вращения) при этом

$$\alpha = \arctg\left(\frac{(R-r)^2 + 4\Delta(R+r-\Delta)}{H^2}\right)^{1/2} \\ a = \left[\frac{(1+H)^2 r^2 - r^2 R^2}{H(H+2r)}\right]^{1/2}; \\ l = H\left[\frac{(R-r)r - 2\Delta(R+r-\Delta)}{(R-r)^2 + 4\Delta(R+r-\Delta)}\right]$$

где  $R$ ,  $r$  – радиусы рабочего профиля шлифовального круга;

$H$  – высота шлифовального круга,

$\Delta$  – величина, определяющая кривизну модифицированного профиля.

Для профилирования инструмента по предлагаемому способу создано приспособление (фиг. 5 и 6).

Шлифовальная головка 4 с инструментом крепится в кронштейне 5 и имеет возможность перемещаться в осевом направлении для установки размера  $l$ . Алмазный карандаш 1, формирующий рабочий профиль инструмента 2 (шлифовального камня), закреплен во втулке 6. Параметр гиперболоида устанавливается путем совместного осевого перемещения карандаша 1 и втулки 6 по шпоночному пазу. Суппорт 7 размещен в "ласточкиных" пазах корпуса 8, установленного с возможностью поворота на угол  $\alpha$  вокруг оси собственной цапфы, перпендикулярной оси вращения инструмента 2. Суппорт 7 перемещается с помощью винтового механизма 9 по линейной траектории, перекрещивающейся под углом  $\alpha$  с осью вращения инструмента 2.

Наладка приспособления осуществляется с помощью таблицы в следующей последовательности.

Корпус 8 поворачивается вокруг оси его цапфы на угол  $\alpha$ . Точное значение  $\alpha$  устанавливается с помощью концевых мер.

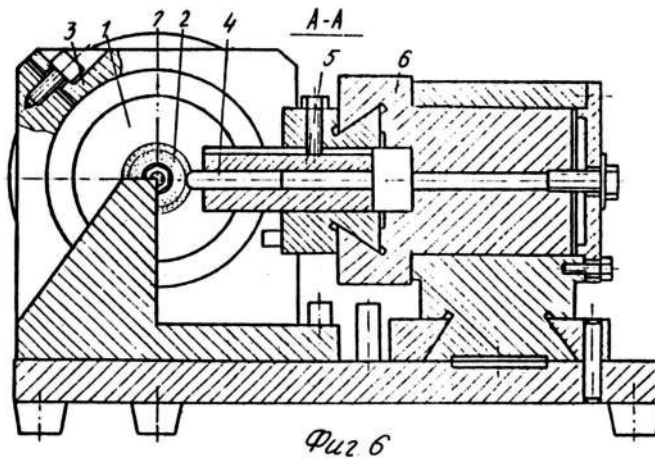
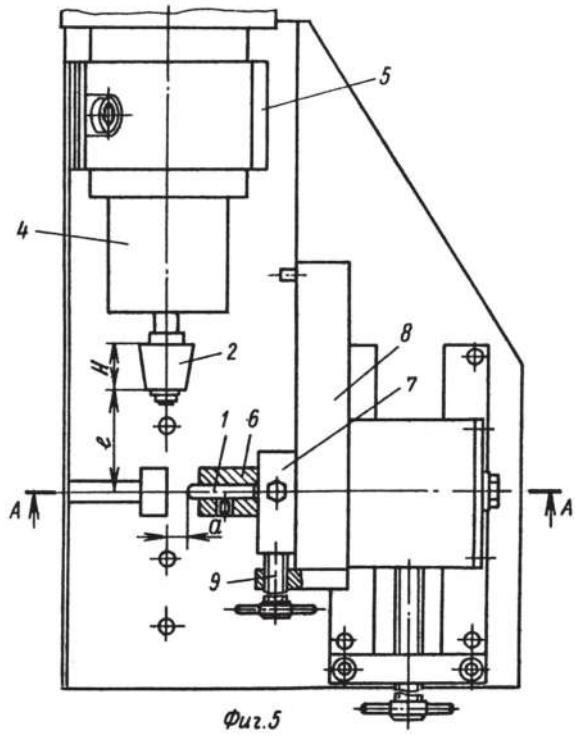
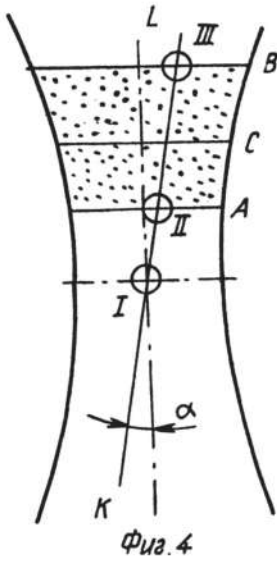
Вершина алмазного карандаша 1 вводится в горизонтальную плоскость, проходящую через ось инструмента 2, путем перемещения суппорта 7 винтовым механизмом 9.

Вершина алмазного карандаша 1 устанавливается на расстоянии  $a$  от оси вращения инструмента 2. Размер  $a$  устанавливается с помощью концевых мер.

Шлифовальная головка 4 с инструментом 2 устанавливается в кронштейне 5. Осевое положение инструмента 2 выбирается таким, что алмазный карандаш 1 врезается в тело инструмента на минимально допустимую глубину.

Включается шлифовальная головка 4. После полного набора оборотов алмазный карандаш перемещается вдоль инструмента 2 (под углом  $\alpha$ ) винтовым механизмом 9. Удаление следующего слоя материала с инструмента 2 производится путем осевого перемещения корпуса – втулки 6 по







## Anexa E

---

### Brevete de invenție:

**Procedee și utilaje de generare prin rostogolire-rulare spațială a dinților cu profiluri convexe/concave variabile cu scule de forma *disc profilat periferic și cilindrică***

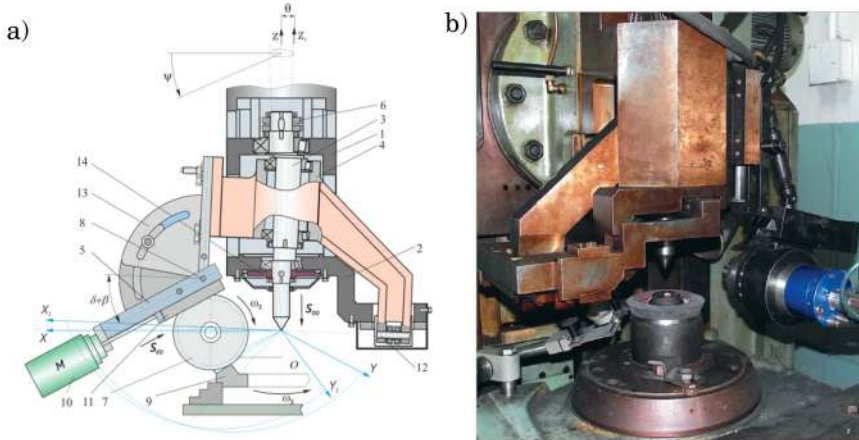
Anexa E.1 Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional. MD 3532 C2, 31.03.2008, BOPI nr. 3/2008. p. 507–515.

Anexa E.2 Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional. MD 2120 C2, 31.03.2003, BOPI nr. 3/2003. p. 516–520.

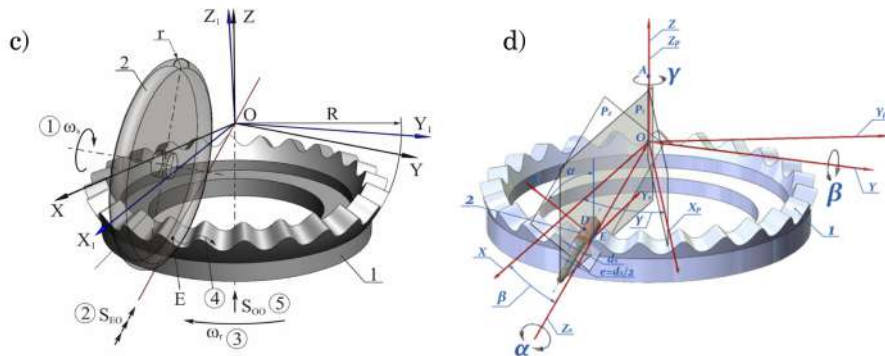


Anexa E

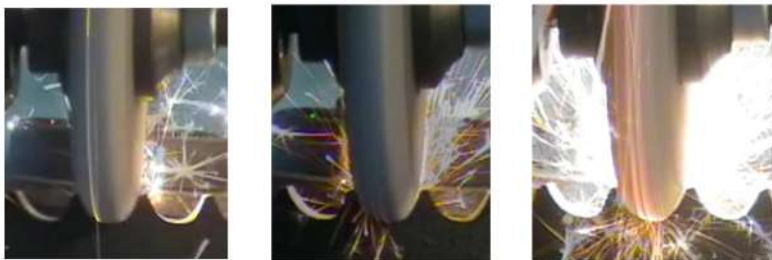
Brevete de invenție: Generarea prin rostogolire-rolare spațială a dinților cu profil convex/concav cu scule precesionale de formă disc profilat periferic și cilindrică



Dispozitiv (a) și utilaj tehnologic (b) pentru generarea dinților de formă disc profilat periferic.



Schemă principală de generare a dinților cu profil convex/concav cu sculă precesională de formă disc (c) și de formă cilindrică (d).



Vederi ale procesului de rectificare a dinților cu sculă precesională de formă disc profilat periferic.



MD 3532 C2 2008.03.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3532 (13) C2

(51) Int. Cl.: B23F 9/06 (2006.01)  
B24D 5/00 (2006.01)  
B24D 17/00 (2006.01)  
B24B 1/00 (2006.01)  
B24B 5/10 (2006.01)  
B24B 7/10 (2006.01)

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2004 0251 (22) Data depozit: 2004.10.22 (41) Data publicării cererii: 2006.08.31, BOPI nr. 8/2006</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2008.03.31, BOPI nr. 3/2008</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; MAZURU Sergiu, MD; OLEVSCI Alexandru, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional

## (57) Rezumat:

Invenția se referă la industria constructoare de mașini, în special la prelucrarea roților dințate.

Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precisonal constă în comunicarea unei scule a unei mișcări, care imită condițiile reale de exploatare prin deplasări coordonate în raport cu un sistem mobil de coordonate  $(X_1, Y_1, Z_1)$  și unul fix  $(X, Y, Z)$ , originea cărora coincide cu centrul mișcării sfero-spațiale, axa  $Z_1$  formând cu axa  $Z$  un unghi de nutație și descriind o suprafață conică cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale. Sculei  $i$  se mai comunică o mișcare oscilatorie față de coordonatele  $X_1$  și  $Y_1$  în conformitate cu ecuația:

$$X = -R_i(1 - \cos\Theta) \cos\psi \sin\psi;$$

$$Y = -R_i(\sin^2\psi + \cos\Theta \cos^2\psi);$$

$$Z = -R_i \sin\Theta \cos\psi;$$

unde:  $R_i$  este coordonata axelor mobile egală cu distanța de la originea coordonatelor  $X, Y, Z$  până la planul în care se află punctul fix;

$\Theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul între axele  $Z$  și  $Z_1$ ;

$\psi$  - unghiul de precesie,

axa sculei trecând prin centrul mișcării de precesie sub un unghi față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ . Sculei executate în formă de disc profilat la extremitate, cu o rază  $R$   $i$  se comunică o mișcare liniară suplimentară de-a lungul dintelui, sub un unghi  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ . La începutul prelucrării, centrul de profilare a discului cu raza  $R$  se instalează pe conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale, axa de rotație a sculei se plasează perpendicular la axa de rotație a semifabricatului, axa discului se plasează simetric față de axa  $Z_1$ . La sfârșitul cursei de prelucrare, centrul razei  $R$  a sculei se abate de la conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale cu o valoare dată. Scula este executată în formă de discuri profilate înclinate la un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$  și este compusă din trei discuri abrazive, dintre care cele laterale sunt executate pe bază de liant flexibil.

Revendicări: 7

Figuri: 11

MD 3532 C2 2008.03.31

## MD 3532 C2 2008.03.31

3

**Descriere:**

Invenția se referă la tehnologia construcției de mașini, în special la prelucrarea roților dințate.

Este cunoscut un procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional, care conține o sculă, ce imită condițiile reale de exploatare prin deplasări coordonate în raport cu sistemul mobil de coordonate  $(X_1, Y_1, Z_1)$  și cel fix  $(X, Y, Z)$ , originea cărora coincide cu centrul mișcării sfero-spațiale, axa  $Z_1$  formând cu axa  $Z$  unghiul de nutație și descriind o suprafață conică cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale iar sculei  $i$  se comunică o mișcare oscilatorie față de coordonatele  $X_1$  și  $Y_1$  în conformitate cu ecuația

$$\begin{aligned} X &= -R_i(1 - \cos\Theta) \cos\psi \sin\psi \\ Y &= -R_i(\sin^2\psi + \cos\Theta \cos^2\psi) \\ Z &= -R_i \sin\Theta \cos\psi, \end{aligned}$$

unde:  $R_i$  este coordonată curentă a axelor mobile, egală cu distanța de la originea coordonatelor  $X, Y, Z$  până la planul în care se află punctul examinat;

$\Theta$  – unghiul de nutație, egal cu unghiul între axele  $Z$  și  $Z_1$ ;

$\psi$  – unghiul de precesie.

Axa sculei trecând prin centrul mișcării de precesie sub unghi față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ . În care scula este executată în formă de disc profilat la extremitate cu o rază  $R$ . Centrul de profilare a discului cu raza  $R$  la începutul prelucrării se aranjează pe conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale, axa de rotație a sculei se amplasează perpendicular la axa de rotație a semifabricatului, iar axa discului se amplasează simetric față de axa  $Z_1$  [1].

Dezavantajele acestui procedeu constau în uzura neuniformă a sculei, apariția arsurilor, microfisurilor, din care cauză utilizarea materialului abraziv a sculei devine irațională, are loc măcinarea suprafeței sculei abrazive, apar vibrațiile – toate acestea conducând la scăderea calității suprafeței prelucrate.

Problema pe care o rezolvă invenția este sporirea capacității de așchiere și, ca urmare, micșorarea tensiunilor termice în zona de contact a sculei cu piesa, excluderea arsurilor și microfisurilor de pe suprafață, ceea ce conduce la sporirea durabilității angrenajului, la utilizarea mai rațională a materialului abraziv și la lărgirea posibilităților tehnologice.

Procedeu conform invenției înlătură dezavantajele menționate mai sus prin aceea că constă în comunicarea unei scule a unei mișcări, care imită condițiile reale de exploatare prin deplasări coordonate în raport cu un sistem mobil de coordonate  $(X_1, Y_1, Z_1)$  și unul fix  $(X, Y, Z)$ , originea cărora coincide cu centrul mișcării sfero-spațiale, axa  $Z_1$  formând cu axa  $Z$  un unghi de nutație și descriind o suprafață conică cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale, iar sculei  $i$  se mai comunică o mișcare oscilatorie față de coordonatele  $X_1$  și  $Y_1$  în conformitate cu ecuația:

$$\begin{aligned} X &= -R_i(1 - \cos\Theta) \cos\Psi \sin\Psi; \\ Y &= -R_i(\sin^2\Psi + \cos\Theta \cos^2\Psi); \\ Z &= -R_i \sin\Theta \cos\Psi, \end{aligned}$$

unde:  $R_i$  este coordonata axelor mobile egală cu distanța de la originea coordonatelor  $X, Y, Z$  până la planul în care se află punctul fix;

$\Theta$  – unghiul de nutație, egal cu unghiul între axele  $Z$  și  $Z_1$ ;

$\Psi$  – unghiul de precesie,

axa sculei trecând prin centrul mișcării de precesie sub un unghi față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ , sculei executate în formă de disc profilat la extremitate, cu o rază  $R$ ,  $i$  se comunică o mișcare liniară suplimentară de-a lungul dintelui sub un unghi  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ ; la începutul prelucrării, centrul de profilare a discului cu raza  $R$  se instalează pe conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale, axa de rotație a sculei se plasează perpendicular la axa de rotație a semifabricatului, axa discului se plasează simetric față de axa  $Z_1$ , iar la sfârșitul cursei de prelucrare, centrul razei  $R$  a sculei se abate de la conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale cu o valoare dată. Scula este executată în formă de discuri profilate înclinate la un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$  și este compusă din trei discuri abrazive, dintre care cele laterale sunt executate pe bază de liant flexibil.

Scula conține un corp pe care este fixat un strat cu proeminențe așchietoare, care au o lungime a curbei diferită în fiecare secțiune a discului dată de relația:

$$l_i = \frac{2\pi D z_i}{z_{\max} n}$$

unde:  $D$  – diametrul discului abraziv;

$z_i$  – mărimea adaosului la piesa prelucrată, înlăturată de sectorul  $i$  al profilului discului;

## MD 3532 C2 2008.03.31

4

$z_{\max}$  – mărimea maximă a adaosului la piesa prelucrată;

$n$  – numărul de proeminențe așchietoare pe disc, care este un număr par;

$l_i$  – lungimea curbei proeminenței așchietoare a sectorului  $i$  al profilului discului.

- 5 Proeminențele și adânciturile sculei au o lungime diferită, iar raportul dintre lungimea proeminenței și următoarea adâncitură este constant, proeminențele și adânciturile pe diametru sunt simetrice astfel ca să fie respectă egalitatea:

$$\left( \frac{k_1}{k_2} = \frac{k_3}{k_4} = \dots = \frac{k_{n-1}}{k_n} \right) = \left( \frac{S_1}{S_2} = \frac{S_3}{S_4} = \dots = \frac{S_{n-1}}{S_n} \right)$$

unde:  $n$  – este un număr par de adâncituri pe suprafața discului abraziv.

- 10 Scula este executată din discuri abrazive cu șaibe de trecere între ele, amplasate pe un dorn cu găuri radiale, suprafața centrală a dornului este despărțită prin separatoroare în două canale pentru transmiterea a două amestecuri eterogene de ungere și răcire, totodată un canal axial comunică cu găurile radiale și canelurile apropiate, executate pe suprafața exterioară a dornului în locurile unde sunt montate discurile abrazive, iar al doilea canal comunică cu găurile radiale executate în șaibele de trecere cu cavități între discurile abrazive și canelurile apropiate, executate pe suprafața interioară a alezajului șaibelor de trecere.

- 15 Scula este executată ca un ansamblu format dintr-un grup de discuri abrazive fixate pe corp fără jocuri axiale între ele și înclinate față de suprafață sub un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

Scula abrazivă este executată ca un ansamblu format din două discuri abrazive fixate pe corp cu spațiu liber între ele, care are un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

- 20 Scula abrazivă este executată ca un ansamblu format din două discuri abrazive fixate pe un corp cu spațiu liber între ele în formă curbilinie.

Invenția se explică prin desenele din fig. 1...11, care reprezintă:

- fig. 1, schema procedurii de prelucrare a dinților când unghiul de înclinare  $\delta$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$  este de  $\delta \geq 0$ ;
- 25 - fig. 2, o variantă a sculei abrazive (formată din trei discuri);
- fig. 3, vederea generală a altei variante a sculei abrazive profilate;
- fig. 4, secțiunea A-A a fig. 3;
- fig. 5, secțiunea B-B a fig. 3;
- fig. 6, vederea generală a altei variante a sculei abrazive profilate;
- 30 - fig. 7, secțiunea A-A a fig. 6;
- fig. 8-11, vederile generale la diferite scule abrazive profilate.

- Traietoria mișcării sculei este legată cu sistemul de coordonate mobil ( $X_1, Y_1, Z_1$ ), iar a mașinii-unelte – cu sistemul de coordonate fix ( $X, Y, Z$ ). La începutul prelucrării, aceste două sisteme de coordonate coincid în punctul  $O$ , numit centrul mișcării sfero-spațiale. Semifabricatul (roata dințată) se rotește cu o viteză unghiulară  $\omega$  în jurul axei care coincide cu axa  $Z$ . Centrul razei sculei la început de prelucrare se contopește cu conul generator al semifabricatului, iar deplasarea sculei sub unghiul  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , se asigură prin reglarea căruciorului. Scula execută o mișcare de rotație în jurul axei  $O_1-O_1$ , căreia i se comunică, față de dinții danturați, o mișcare oscilatorie în raport cu sistemul de coordonate  $OXYZ$ . În același timp axa  $Z_1$  a sistemului de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  (legat cu scula) se amplacează față de axa  $Z$  sub un unghi de nutație  $\Theta$  și descrie o suprafață conică (prezentată cu o linie întreruptă) cu origine în centrul mișcării sfero-spațiale.

- Totodată și sistemul de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  este fixat față de sistemul de coordonate fix astfel, ca axele  $X_1, Y_1$  să se deplaseze în jurul axelor corespunzătoare după traiectoriile care au parametri caracterizate conform unghiurilor Euler – nutație  $\Theta$  și precesie  $\psi$ .

- 45 Astfel, la rotirea axei  $Z_1$  în jurul axei  $Z$ , sculei i se comunică o mișcare oscilatorie față de sistemul de coordonate  $OXYZ$ , caracterizate de unghiurile lui Euler – nutație  $\Theta$  și precesie  $\psi$ , descriă de relațiile:

$$X = -R_i(1 - \cos\Theta) \cos\psi \sin\psi;$$

$$Y = -R_i(\sin^2\psi + \cos\Theta \cos^2\psi);$$

$$50 \quad Z = -R_i \sin\Theta \cos\psi,$$

unde:  $R_i$  este coordonată curentă a axelor mobile, egală cu distanța de la originea coordonatelor  $X, Y, Z$  până la planul în care se află punctul examinat;

$\Theta$  – unghiul de nutație egal cu unghiul între axele  $Z$  și  $Z_1$ ;

$\psi$  – unghiul de precesie.

- 55 Când se prelucrează dinții roților dințate care lucrează în pereche cu un satelit cu role plat, căruciorul se reglează astfel ca la deplasarea sculei față de sistemul de coordonate traiectoria ei să fie înclinată sub un unghi fix astfel, ca axele  $X_1, Y_1$ , iar la prelucrarea roților dințate lucrează în

## MD 3532 C2 2008.03.31

4

$z_{\max}$  – mărimea maximă a adaosului la piesa prelucrată;

$n$  – numărul de proeminențe așchietoare pe disc, care este un număr par;

$l_i$  – lungimea curbei proeminenței așchietoare a sectorului  $i$  al profilului discului.

- 5 Proeminențele și adânciturile sculei au o lungime diferită, iar raportul dintre lungimea proeminenței și următoarea adâncitură este constant, proeminențele și adânciturile pe diametru sunt simetrice astfel ca să fie respectată egalitatea:

$$\left( \frac{k_1}{k_2} = \frac{k_3}{k_4} = \dots = \frac{k_{n-1}}{k_n} \right) = \left( \frac{s_1}{s_2} = \frac{s_3}{s_4} = \dots = \frac{s_{n-1}}{s_n} \right)$$

unde:  $n$  – este un număr par de adâncituri pe suprafața discului abraziv.

- 10 Scula este executată din discuri abrazive cu șaibe de trecere între ele, amplasate pe un dorn cu găuri radiale, suprafața centrală a dornului este despărțită prin separatoare în două canale pentru transmiterea a două amestecuri eterogene de ungere și răcire, totodată un canal axial comunică cu găurile radiale și canelurile apropiate, executate pe suprafața exterioară a dornului în locurile unde sunt montate discurile abrazive, iar al doilea canal comunică cu găurile radiale executate în șaibele de trecere cu cavițăți între discurile abrazive și canelurile apropiate, executate pe suprafața interioară a alezajului șaibelor de trecere.

- 15 Scula este executată ca un ansamblu format dintr-un grup de discuri abrazive fixate pe corp fără jocuri axiale între ele și înclinate față de suprafață sub un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

Scula abrazivă este executată ca un ansamblu format din două discuri abrazive fixate pe corp cu spațiu liber între ele, care are un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

- 20 Scula abrazivă este executată ca un ansamblu format din două discuri abrazive fixate pe un corp cu spațiu liber între ele în formă curbilinie.

Invenția se explică prin desenele din fig. 1...11, care reprezintă:

- 25 - fig. 1, schema procedurii de prelucrare a dinților când unghiul de înclinare  $\delta$  față de planul format de axe  $X_1, Y_1$  este de  $\delta \geq 0$ ;  
 - fig. 2, o variantă a sculei abrazive (formată din trei discuri);  
 - fig. 3, vederea generală a altei variante a sculei abrazive profilate;  
 - fig. 4, secțiunea A-A a fig. 3;  
 - fig. 5, secțiunea B-B a fig. 3;  
 - fig. 6, vederea generală a altei variante a sculei abrazive profilate;  
 30 - fig. 7, secțiunea A-A a fig. 6;  
 - fig. 8-11, vederile generale la diferite scule abrazive profilate.

- Traectoria mișcării sculei este legată cu sistemul de coordonate mobil ( $X_1, Y_1, Z_1$ ), iar a mașinii-unelte – cu sistemul de coordonate fix ( $X, Y, Z$ ). La începutul prelucrării, aceste două sisteme de coordonate coincid în punctul  $O$ , numit centrul mișcării sfero-spațiale. Semifabricatul (roata dințată) se rotește cu o viteză unghiulară  $\omega$  în jurul axei care coincide cu axa  $Z$ . Centrul razei sculei la început de prelucrare se contopește cu conul generator al semifabricatului, iar deplasarea sculei sub unghiul  $\delta \geq 0$  față de planul format de axe  $X_1, Y_1$ , se asigură prin reglarea căruciorului. Scula execută o mișcare de rotație în jurul axei  $O_1-O_1$ , căreia i se comunică, față de dinții danturați, o mișcare oscilatorie în raport cu sistemul de coordonate  $OXYZ$ . În același timp axa  $Z_1$  a sistemului de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  (legat cu scula) se amplacează față de axa  $Z$  sub un unghi de nutație  $\Theta$  și descrie o suprafață conică (prezentată cu o linie întreruptă) cu origine în centrul mișcării sfero-spațiale.

- 40 Totodată și sistemul de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  este fixat față de sistemul de coordonate fix astfel, ca axe  $X_1, Y_1$  să se deplaseze în jurul axelor corespunzătoare după traiectoriile care au parametri caracterizate conform unghiurilor Euler – nutație  $\Theta$  și precesie  $\psi$ .

- 45 Astfel, la rotirea axei  $Z_1$  în jurul axei  $Z$ , sculei i se comunică o mișcare oscilatorie față de sistemul de coordonate  $OXYZ$ , caracterizate de unghiurile lui Euler – nutație  $\Theta$  și precesie  $\psi$ , descrisă de relațiile:

$$X = -R_i(1 - \cos\Theta) \cos\psi \sin\psi;$$

$$Y = -R_i(\sin^2\psi + \cos\Theta \cos^2\psi);$$

- 50  $Z = -R_i \sin\Theta \cos\psi,$

unde:  $R_i$  este coordonată curentă a axelor mobile, egală cu distanța de la originea coordonatelor  $X, Y, Z$  până la planul în care se află punctul examinat;

$\Theta$  – unghiul de nutație egal cu unghiul între axe  $Z$  și  $Z_1$ ;

$\psi$  – unghiul de precesie.

- 55 Când se prelucurează dinții roților dințate care lucrează în pereche cu un satelit cu role plat, căruciorul se reglează astfel ca la deplasarea sculei față de sistemul de coordonate traiectoria ei să fie înclinată sub un unghi fix astfel, ca axe  $X_1, Y_1$ , iar la prelucrarea roților dințate lucrează în

## MD 3532 C2 2008.03.31

5

pereche cu satelitul cu role în formă de con, căruciorul se reglează astfel ca la deplasarea sculei traiectoria ei să fie înclinată sub un unghi  $(\beta + \delta)$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ .

5 Corespunzător, când unghiul de înclinare a căruciorului este egal cu  $\beta$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , orice punct care se află pe axa imaginară O-O a sculei descrie aceeași traiectorie ca și a punctelor se află pe axa Y, iar când unghiul de înclinare a căruciorului este egal cu  $(\beta + \delta)$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , traiectoriile descrise de punctele care se află pe axa imaginară O-O și care trec prin centrul mișcării sfero-spațiale și centrul razei R, se deosebesc de traiectoriile, descrise de punctele axei Y după formă și dimensiuni. Cu cât este mai mare unghiul  $\delta$  de înclinare a sculei, cu atât va fi mai mare diferența dintre aceste traiectorii.

10 Contopind în unul întreg la începutul prelucrării traiectoriile deplasării sculei față de sistemul fix de coordonate OXYZ descrise de relațiile și traiectoriile mișcării oscilante a sculei față de același sistem putem, pe parcursul deplasării sculei de-a lungul dintelui să obținem un profil al dinților roților transmisiilor precesionale cu un angrenaj multipar.

15 Pentru realizarea procedurii dat poate fi utilizat dispozitivul, ce conține un corp 1 având un element de reazem executat în formă de semicilindru pentru rezemarea lui în lăcașul mașinii-unelte, o traversă 2, prinsă prin intermediul șuruburilor de corpul 1, un arborele-manivelă 3, un balansier 4. Balansierul 4 permite prinderea unui braț reglabil 5. Așezarea simetrică a brațului se asigură prin intermediul unei pene prismatice 6. Pentru ca o sculă 7 împreună cu un mecanism de acționare să se regleze la unghiul necesar  $(\beta + \delta)$ , brațul 5 poate să se rotească în jurul unui știft 8 variind valoarea unghiului  $(\beta + \delta)$  între planul format de axele X,Y,Z, și traiectoria sculei.

20 Axele fixă și mobilă ale arborelui-manivelă 3 se intersectează într-un punct (centrul mișcării sfero-spațiale) amplasat pe axa unui semifabricat 9. Balansierul 4 are o legătură cinematică cu un sistem mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , iar corpul 1 – cu un sistem de coordonate fix OXYZ. Totodată axa arborelui-manivelă 3 coincide cu axa  $Z_1$ , iar axa de rotire a semifabricatului 9 – cu axa Z.

25 La rotirea arborelui-manivelă 3, balansierului 4 și sculei 1 i se comunică o mișcare oscilantă în jurul centrului mișcării sfero-spațiale O – punctului de intersecție a axelor fixe și mobile ale arborelui-manivelă 3. Totodată sculei i se comunică o mișcare cu ajutorul unui mecanism 10. Mecanismul 10 (poate fi electromecanic sau pneumatic) la rândul său deplasează un cărucior 11 în care se instalează scula 7 cu mecanismul de acționare. Pentru o deplasare rectilinie corectă căruciorul 11 este ghidat de ghidajele executate în el.

30 Balansierul oscilant nu se rotește în jurul propriei axe geometrice, ci doar execută oscilații în jurul axei Y a sistemului de coordonate fix OXYZ cu unghiul  $\Theta$ . Aceasta se asigură prin blocarea balansierului cu ajutorul unui mecanism 12 de legătură cinematică, care realizează încă o funcție – comunică sculei 7 o mișcare auxiliară, descrisă de unghiurile lui Euler  $\Theta$  și  $\psi$ .

35 Varierea unghiului  $(\beta + \delta)$  de înclinare a sculei 7 se asigură prin rotirea unui tub filetat 13, care permite varierea deplasării unghiulare a căruciorului 11. *1, 2, 3*

Procedeu propus de prelucrare combinată abrazivă (fig. 2) se realizează cu ajutorul unei scule 7 formată din trei discuri abrazive 14, 15, 16 așezate pe un dorn 17, distanțate de șaibe 18 și prinse cu o piuliță 19. Scula 7 primește o mișcare de rotație de la un motor (pe figuri nu este prezentat). Discurile laterale sunt executate pe baza unui liant flexibil, toate discurile sunt amplasate sub un unghi mai mare decât unghiul de rotație  $\Theta$ . O astfel de construcție a sculei 7 permite să asigurăm la prelucrare o mișcare a granulelor abrazive în direcția tangențială. Zona de așchiere la o rotație a sculei 7 își schimbă poziția, adică la o rotație a sculei 7 cu discurile abrazive 14, 15, 16, toate punctele periferice ale zonelor de așchiere execută o mișcare de-a lungul axei de rotire a sculei 7. Datorită acestei mișcări a stratului așchietor a discurilor 14, 15, 16 are loc o rectificare treptată, care este condusă de o temperatură joasă de așchiere față de cea tradițională de așchiere. Nu se înregistrează suprafețe cu arsuri și microfisuri. Unghiul de înclinare a discurilor 14, 15, 16 permite de a spori numărul granulelor abrazive care participă la așchiere. Dacă la o rectificare tradițională la așchiere participă în jurul de 5...15% atunci numărul granulelor abrazive poate fi mărit de  $n$  ori, în funcție de unghiul de înclinare a discurilor 14, 15, 16. Discurile laterale 14, 16 sunt executate pe baza unui liant în bază de vulcanit sau cauciuc.

45 Părțile flexibile ale discurilor, indiferent de forța radială constantă de apăsare spre semifabricat lucrează în condiții de presiuni variabile. În cazul când scula execută mișcarea de precesie, elementele flexibile contactează consecutiv cu profilul dintelui prelucrând-ul ba dintr-o parte, ba din alta. Așchiera combinată în direcția longitudinală și axială cu scula 7 dată asamblată condiționează o rețea de urme și microrelief ca la rectificarea cu mișcări vibratorii. Productivitatea unui astfel de procedeu este de 2...8 ori mai mare, față de cel obișnuit de rectificarea. În același timp consumul sculei 7 abrazive se micșorează cu 30%.

60 În fig. 3, 4, 5 se prezintă discul abraziv propus ale cărui muchii așchietoare ale stratului abraziv au o lungime variabilă în orice secțiune a discului. Proeminențele au o lungime așchietoare diferită în fiecare secțiune a discului, date de relația:

## MD 3532 C2 2008.03.31

6

$$l_i = \frac{2\pi D z_i}{z_{\max} n}$$

unde:  $D$  – diametrul discului abraziv;

$z_i$  – mărimea adaosului la piesa prelucrată, înălțurată de sectorul  $i$  al profilului discului;

$z_{\max}$  – mărimea maximă a adaosului la piesa prelucrată;

5  $n$  – numărul de proeminențe așchietoare pe disc trebuie să constituie un număr par;

$l_i$  – lungimea curbei proeminenței așchietoare a sectorului profilului discului.

La o astfel de formă a muchiilor așchietoare, uzura nu modifică profilul discului și discul nu necesită profilare. Prin urmare sporește productivitatea procesului, scad cheltuielile legate de scula și de costul prelucrării. Scula 7 este compusă dintr-un corp 20 și un strat care conține abrazivi, care prezintă prin sine muchii așchietoare 21 urmate de adâncituri 22. Deoarece stratul abraziv este format din muchii așchietoare 21 care se rânduiesc cu adânciturile 22, unde lungimea muchiei așchietoare pe fiecare porțiune a discului este direct proporțională valorii adaosului înălțurată de această porțiune, lucrul specific, care revine unui grăunte abraziv, efectuată de toate muchiile așchietoare ale discului este același. Datorită acestui fapt, stratul abraziv se uzează uniform, păstrează neschimbat profilul discului și nu apare necesitatea de a fi ascuțit. Datorită adânciturilor 22, zona de așchiere de pe suprafața discului se răcește mai bine și mai ușor se îndepărtează produsele parvenite în urma procesului de așchiere.

10 În fig. 6, 7 se prezintă discul abraziv propus pe suprafața de lucru a căruia sunt amplasate muchii așchietoare 23 și adâncituri 24. Această sculă are o rezistență sporită la dimensiune prin micșorarea temperaturii în zona de contact și micșorarea valorii tripațiilor radiale ale discului. Valoarea constantă de micșorare a temperaturii în zona de contact se asigură prin raportul uniform de prelungere a muchiilor așchietoare ( $k_1, k_2, k_3, \dots, k_n$ ) și a adânciturilor urmate ( $s_1, s_2, s_3, \dots, s_n$ ), adică:

$$\left( \frac{k_1}{k_2} = \frac{k_3}{k_4} = \dots = \frac{k_{n-1}}{k_n} \right) = \left( \frac{s_1}{s_2} = \frac{s_3}{s_4} = \dots = \frac{s_{n-1}}{s_n} \right)$$

25 unde:  $n$  – este un număr par de adâncituri de pe o jumătate din discul abraziv.

Scula 7 conține discuri abrazive 25, 26, 27 cu șaibe de trecere între ele 28, amplasate pe domul 29 cu găuri radiale 30. Suprafața centrală a domului suplimentar este despărțită de separator 31 în două canale pentru transmiterea de două amestecuri eterogene de ungere-răcire. Unele canale axiale 32 sunt legate cu găurile radiale 30 și cu canalele apropiate, executate pe suprafața exterioară a domului în locurile unde sunt montate discurile abrazive, iar celelalte 33 – de găurile radiale, canalele apropiate, executate pe suprafața interioară a alezajului șaibelor de trecere și a găurilor radiale, executate în șaibe de trecere cu cavități între discurile abrazive. Discurile abrazive sunt prinse prin intermediul șaibelor 34 și piulițelor 35.

30 Scula abrazivă (fig. 9) este un ansamblu format dintr-un grup de discuri abrazive 36 fixate pe domul 37 fără jocuri axiale între ele și înclinate față de suprafața sub un unghi mai mare cu unghiul de nutație  $\Theta$ .

Scula abrazivă (fig. 10) este un ansamblu format din două discuri abrazive 38 fixate pe corp 39 cu spațiu liber între ele, discurile abrazive sunt așezate sub un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

40 Scula abrazivă (fig. 10) este un ansamblu format din două discuri abrazive 40 fixate pe corp 41 cu spațiu liber de formă curbilinie dintre ele, discurile abrazive sunt așezate sub un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

Utilizarea oscilației zonei de așchiere prin discuri și întreruperea zonei de rectificare în direcția transversală permite de a înăspri regimurile de așchiere, a spori vibro-stabilitatea și a micșora tensiunea termică a procesului.

45 Procedul propus de prelucrare abrazivă combinată cu discuri își poate găsi utilizare în diverse întreprinderi de prelucrare mecanică, care se preocupă de rectificarea materialelor greu prelucrabile și permite prin schimbarea unghiului de înclinare a discurilor și a jocului între ele, a spori productivitatea procesului de prelucrare prin optimizarea rezistenței termice a procesului de prelucrare a diferitor materiale și calitatea procesului prin oscilarea zonei de așchiere.

50

## MD 3532 C2 2008.03.31

7

## (57) Revendicări:

- 5 1. Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precisonal, care constă în comunicarea unei  
scule a unei mișcări, care imită condițiile reale de exploatare prin deplasări coordonate în raport cu un  
sistem mobil de coordonate  $(X_1, Y_1, Z_1)$  și unul fix  $(X, Y, Z)$ , originea cărora coincide cu centrul  
mișcării sfero-spațiale, axa  $Z_1$  formând cu axa  $Z$  un unghi de nutație și descriind o suprafață conică cu  
10 vârful în centrul mișcării sfero-spațiale, iar sculei i se mai comunică o mișcare oscilatorie față de  
coordonatele  $X_1$  și  $Y_1$  în conformitate cu ecuația:

$$\begin{aligned} X &= -R_1(1 - \cos \Theta) \cos \Psi \sin \Psi; \\ Y &= -R_1(\sin^2 \Psi + \cos \Theta \cos^2 \Psi); \\ Z &= -R_1 \sin \Theta \cos \Psi, \end{aligned}$$

- 15 unde:  $R_1$  este coordonata axelor mobile egală cu distanța de la originea coordonatelor  $X, Y, Z$  până la  
planul în care se află punctul fix;

$\Theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul între axele  $Z$  și  $Z_1$ ;

$\Psi$  - unghiul de precesie,

- 20 axa sculei trecând prin centrul mișcării de precesie sub un unghi față de planul format de axele  $X_1$  și  
 $Y_1$ , sculei executate în formă de disc profilat la extremitate, cu o rază  $R$ , i se comunică o mișcare  
liniară suplimentară de-a lungul dintelui sub un unghi  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ ; la  
începutul prelucrării, centrul de profilare a discului cu raza  $R$  se instalează pe conul de divizare  
de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale, axa de rotație a sculei se plasează  
perpendicular la axa de rotație a semifabricatului, axa discului se plasează simetric față de axa  $Z_1$ , iar  
25 la sfârșitul cursei de prelucrare, centrul razei  $R$  a sculei se abate de la conul de divizare de prelucrare a  
roții cu vârful în centrul mișcării sfero-spațiale cu o valoare dată, **caracterizat prin aceea că** scula  
este executată în formă de discuri profilate înclinate la un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$  și  
este compusă din trei discuri abrazive, dintre care cele laterale sunt executate pe bază de liant flexibil.

- 30 2. Procedeu, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** scula conține un corp pe care  
este fixat un strat cu proeminențe așchietoare, care au o lungime a curbei diferită în fiecare secțiune a  
discului dată de relația:

$$l_i = \frac{2\pi D z_i}{z_{\max} n}$$

unde:  $D$  – diametrul discului abraziv;

$z_i$  – mărimea adaosului la piesa prelucrată, înlăturată de sectorul  $i$  al profilului discului;

$z_{\max}$  – mărimea maximă a adaosului la piesa prelucrată;

- 35  $n$  – numărul de proeminențe așchietoare pe disc, care este un număr par;

$l_i$  – lungimea curbei proeminenței așchietoare a sectorului  $i$  al profilului discului.

- 40 3. Procedeu conform revendicării 1 și 2, **caracterizat prin aceea că** proeminențele și  
adânciturile sculei au o lungime diferită, iar raportul dintre lungimea proeminenței și următoarea  
adâncitură este constant, proeminențele și adânciturile pe diametru sunt simetrice astfel ca să fie  
respectă egalitatea:

$$\left( \frac{k_1}{k_2} = \frac{k_3}{k_4} = \dots = \frac{k_{n-1}}{k_n} \right) = \left( \frac{s_1}{s_2} = \frac{s_3}{s_4} = \dots = \frac{s_{n-1}}{s_n} \right)$$

unde:  $n$  – este un număr par de adâncituri pe suprafața discului abraziv.

- 45 4. Procedeu conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** scula este executată din  
discuri abrazive cu șaibe de trecere între ele, amplasate pe un dorn cu găuri radiale, suprafața centrală  
a dornului este despărțită prin separatoare în două canale pentru transmiterea de două amestecuri  
eterogene de ungere și răcire, totodată un canal axial comunică cu găurile radiale și canelurile  
apropiate, executate pe suprafața exterioră a dornului în locurile unde sunt montate discurile  
abrazive, iar al doilea canal comunică cu găurile radiale executate în șaibele de trecere cu cavități  
50 între discurile abrazive și canelurile apropiate, executate pe suprafața interioară a aliezajului șaibelor  
de trecere.



## MD 3532 C2 2008.03.31

8

5. Procedeu, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** scula este executată ca un ansamblu format dintr-un grup de discuri abrazive fixate pe corp fără jocuri axiale între ele și înclinate față de suprafață sub un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

6. Procedeu, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** scula abrazivă este executată ca un ansamblu format din două discuri abrazive fixate pe corp cu spațiu liber între ele, care are un unghi mai mare ca unghiul de nutație  $\Theta$ .

10 7. Procedeu conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** scula abrazivă este executată ca un ansamblu format din două discuri abrazive fixate pe un corp cu spațiu liber între ele în formă curbilinie.

15

## (56) Referințe bibliografice:

1. MD 2120 C2 2003.03.31

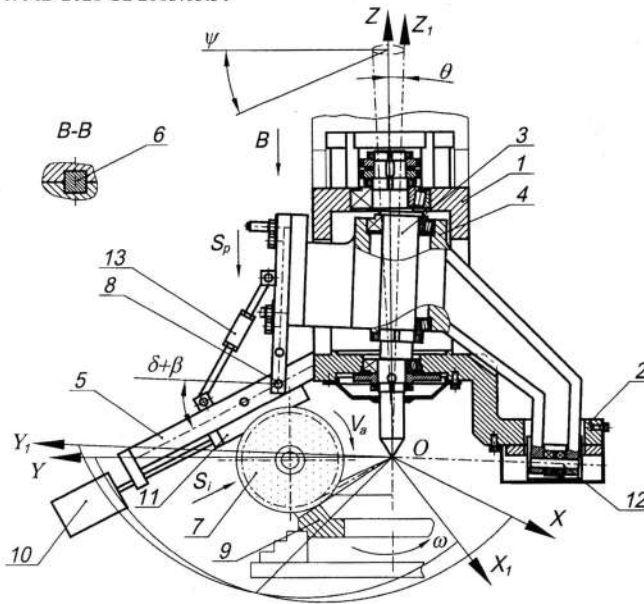


Fig. 1

Șef Secție:

*T. Său*

SĂU Tatiana

Examinator:

*A. Gulpa*

GULPA Alexei

Redactor:

*M. Ungureanu*

UNGUREANU Mihail

## MD 3532 C2 2008.03.31

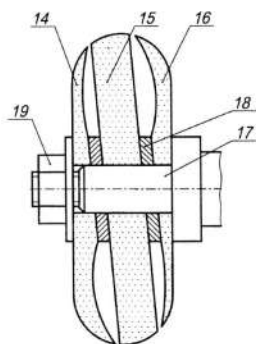


Fig. 2

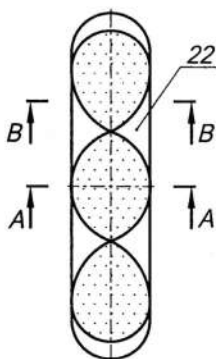


Fig. 3

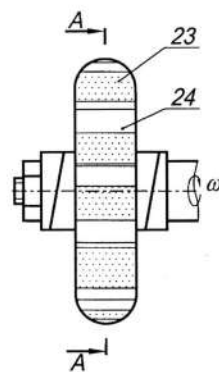


Fig. 6

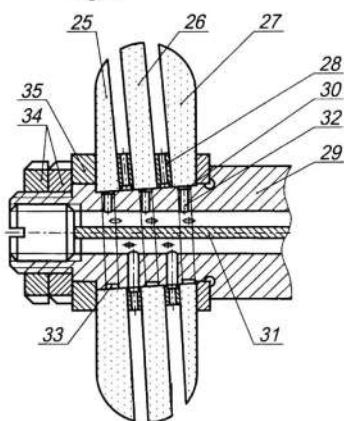


Fig. 8

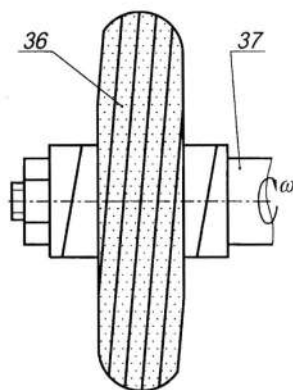


Fig. 9

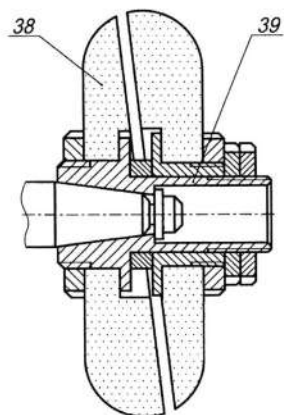


Fig. 10

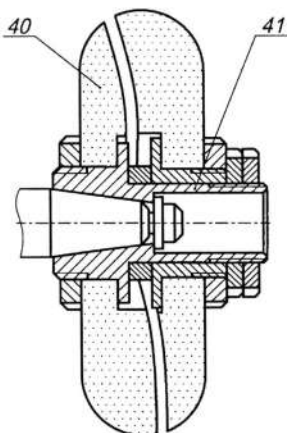


Fig. 11

Anexa E.2



MD 2120 C2 2003.03.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Protecția Proprietății Industriale

(11) 2120<sup>(13)</sup> C2  
(51) Int. Cl.<sup>7</sup>: B 23 F 9/06

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2001 0106 (22) Data depozit: 2001.04.19</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2003.03.31, BOPI nr. 3/2003</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; MAZURU Sergiu, MD; SCATICAILOV Sergiu, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional

## (57) Rezumat:

Invenția se referă la tehnologia construcției de mașini, în special la prelucrarea roților dințate.

Procedeul constă în aceea că sculei, executate în formă de disc profilat la extremitate cu o rază R, i se comunică o mișcare oscilatorie în raport cu sistemul de coordonate X, Y, Z, caracterizată de unghiurile Euler  $\Theta$  și  $\psi$ , o altă mișcare față de axele de coordonate  $X_1$  și  $Y_1$  în conformitate cu ecuațiile revendicate și o mișcare liniară suplimentară de-a lungul dintelui sub un unghi  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ .

La sfârșitul cursei de prelucrare centrul razei R a sculei se abate de la conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării de precesie cu o valoare dată de relația

unde l este lungimea generatoarei conului de divizare;  $\beta$  - unghiul conicității rolei în angrenajul precesional.

Rezultatul invenției constă în mărirea preciziei și extinderea posibilităților tehnologice prin asigurarea contactului multiplu continuu a dinților în angrenaj și obținerea dinților cu curbură diferită a profilului, precum și cu modificare longitudinală.

Revendicări: 2

Figuri: 4

MD 2120 C2 2003.03.31

## MD 2120 C2 2003.03.31

3

## Descriere:

Invenția se referă la tehnologia construcțiilor de mașini, în special la prelucrarea roților dințate.

5 Este cunoscut procedeul de prelucrare a dinților elementelor angrenajului precesional cu o sculă executată în formă de element par, care imită condițiile reale de exploatare prin deplasări coordonate în raport cu sistemul de coordonate mobil ( $X_1, Y_1, Z_1$ ) și cel fix ( $X, Y, Z$ ) originile cărora coincid cu centrul mișcării sfero-spațiale. Scula este pusă în mișcarea de rotație de un cap portsculă [1]. Procedeul cunoscut are o serie de neajunsuri, și anume:

10 – imposibilitatea prelucrării roților dințate cu diametru mic, din cauza că nu se pot realiza scule cu diametre mici (scula imită rola în angrenajul real);

– la prelucrarea roților dințate scula fiind realizată ca element par în formă de rolă conică se prinde în dispozitiv ca o bară încastrată, la apariția forțelor de așchiere această bară se va încovoia, axa ei se va abate de la centrul mișcării sfero-spațiale, ceea ce conduce la scăderea preciziei de prelucrare;

15 – viteza de așchiere pe lungimea sculei este diferită, fapt care duce la uzarea diferită a sculei pe lungimea ei, deci și profilul dintelui va fi diferit pe toată lungimea și va fi necesar de a reascuți periodic scula;

– scula reascuțită de câteva ori se micșorează în dimensiuni și nu va putea fi folosită din cauza că ea trebuie să aibă aceleași dimensiuni ca rola în angrenajul precesional;

20 – la prelucrări de finisare (rectificare) este necesar de a realiza o viteză de așchiere de 35...50 m/s;

– pentru scule cu dimensiuni reduse devine imposibil de a realiza o astfel de viteză, întrucât pentru acestea este prevăzută o viteză de zeci de mii rotații pe minut.

25 Problema pe care o rezolvă invenția este mărirea preciziei și extinderea posibilităților tehnologice prin asigurarea contactului multiplu încontinuu în angrenaj și obținerea dinților nu numai cu curbura diferită a profilului, ci și cu modificare longitudinală a dinților.

30 Problema formulată este rezolvată prin procedeul de prelucrare a dinților angrenajului precesional, cu o sculă care imită condițiile reale de exploatare prin deplasări coordonate în raport cu sistemul mobil de coordonate  $X_1, Y_1, Z_1$  și cel fix  $X, Y, Z$ , originea cărora coincide cu centrul mișcării precesionale, axa  $Z_1$  formând cu axa  $Z$  unghiul de nutație și descriind o suprafață conică cu vârful în centrul mișcării precesionale, iar sculei  $i$  se comunică o mișcare oscilatorie față de axele de coordonate  $X_1$  și  $Y_1$  în conformitate cu ecuațiile

$$35 \quad X = -R_i(1 - \cos\Theta)\cos\psi\sin\varphi; \quad Y = -R_i(\sin^2\psi + \cos\Theta\cos^2\psi); \quad Z = -R_i\sin\Theta\cos\varphi;$$

unde:  $R_i$  este coordonata curentă a axelor mobile, egală cu distanța de la originea axelor de coordonate  $X, Y, Z$  până la planul în care se află punctul examinat  $i$ ;

$\Theta$  – unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axele  $Z$  și  $Z_1$ ;  $\varphi$  – unghiul de precesie,

40 axa sculei trecând prin centrul mișcării de precesie sub un unghi față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ . Noutatea constă în aceea că sculei executate în formă de disc profilat la extremitate cu o rază  $R$  și se comunică o mișcare liniară suplimentară de-a lungul dintelui sub un unghi  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , centrul razei  $R$  de profilare a discului la începutul prelucrării se află pe conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării precesionale, axa de rotire a sculei se amplasează perpendicular pe axa de rotire a semifabricatului, iar axa discului se amplasează simetric față de axa  $Z_1$ , totodată la sfârșitul cursei de prelucrare centrul razei  $R$  a sculei se abate de la conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării de precesie cu o valoare dată de relația

$$a = l \cdot \operatorname{tg}\beta,$$

unde  $l$  – lungimea generatoarei conului de divizare;

50  $\beta$  – unghiul conicității rolei în angrenajul precesional.

De asemenea în procedeul de prelucrare a dinților angrenajului precesional sculei  $i$  se mai comunică o mișcare suplimentară după o traiectorie a generatoarei de hiperboloid cu o pânză.

Soluția tehnică conform invenției asigură următoarele avantaje:

55 – mărirea preciziei de prelucrare a angrenajului precesional;

– extinderea posibilităților tehnologice de prelucrare;

– sporirea productivității;

– folosirea mai economă a materialului sculei.

În continuare în fig. 1 se prezintă schema procedurii de prelucrare a dinților când unghiul de înclinare  $\delta$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , este  $\delta = 0$ ; în fig. 2 se prezintă schema procedurii

## MD 2120 C2 2003.03.31

4

de prelucrare a dinților când unghiul de înclinare  $\delta$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , este  $\delta \geq 0$ ; schema de calcul a valorii mișcării auxiliare a sculei se prezintă în fig. 3 și în fig. 4 - vederea A-fig. 2.

5 Traietoria mișcării sculei 7 este legată cu sistemul de coordonate mobil ( $X_1, Y_1, Z_1$ ), iar a mașinii-unelte cu sistemul de coordonate fix ( $X, Y, Z$ ). La începutul prelucrării aceste două sisteme de coordonate coincid în punctul O, numit centrul mișcării sfero-spațiale. Semifabricatul 9 (roata dințată) se rotește cu o viteză unghiulară  $\omega$  în jurul axei, care coincide cu axa Z. Centrul razei sculei la început de prelucrare se contopște cu conul generator al semifabricatului, iar deplasarea sculei sub unghiul  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , se asigură prin reglarea căruciorului. Scula execută o mișcare de rotație în jurul axei  $O_1-O_1$ , căreia i se comunică față de dinții danturați mișcarea oscilatorie în raport cu sistemul de coordonate OXYZ. În același timp axa  $Z_1$  a sistemului de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$  (legat cu scula) se amplasează față de axa Z sub unghi de nutație  $\Theta$  și descrie o suprafață conică (prezentată cu o linie întreruptă) cu originea în centrul mișcării sfero-spațiale.

10 În același timp și sistemul de coordonate mobil  $OX_1Y_1Z_1$  este fixat față de sistemul de coordonate fix în așa fel, ca axele  $X_1, Y_1$  să se deplaseze în jurul axelor corespunzătoare după traiectoriile care au parametrii caracterizați de unghiurile Euler - nutație  $\Theta$  și precizie  $\psi$ .

Astfel, la rotirea axei  $Z_1$  în jurul axei Z sculei i se comunică o mișcare oscilatorie față de sistemul de coordonate OXYZ, caracterizate de unghiurile Euler - nutație  $\Theta$  și precizie  $\psi$ , descrisă de relațiile.

20 Astfel, la rotirea axei  $Z_1$  în jurul axei Z sculei i se comunică o mișcare oscilatorie față de sistemul de coordonate OXYZ, caracterizate de unghiurile Euler - nutație  $\Theta$  și precizie  $\psi$ , descrisă de relațiile

$$X = -R_f(1 - \cos\Theta)\cos\psi\sin\psi; \quad Y = -R_f(\sin^2\psi + \cos\Theta\cos^2\psi); \quad Z = -R_f\sin\Theta\cos\psi,$$

unde  $R_f$  este coordonata curentă a axelor mobile, egală cu distanța de la originea axelor de coordonate X, Y, Z până la planul în care se află punctul examinat;

25  $\Theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axele Z și  $Z_1$ ;  $\psi$  - unghiul de precizie.

Când se prelucreză dinții roților dințate care funcționează în pereche cu un satelit cu role, căruciorul se reglează astfel ca la deplasarea sculei traiectoria ei să fie înclinată sub unghi  $\beta$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , iar la prelucrarea roților dințate, care funcționează în pereche cu un satelit cu role în formă de con, căruciorul se reglează astfel ca la deplasarea sculei traiectoria ei să fie înclinată sub unghi  $(\beta+\delta)$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ .

30 Corespunzător, când unghiul de înclinare a căruciorului este egal cu  $\beta$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , orice punct care se află pe axa imaginară O-O a sculei va descrie aceleași traiectorii, ca și a punctelor, care se află pe axa  $Y_1$ , iar când unghiul de înclinare a căruciorului este egal cu  $(\beta+\delta)$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$  traiectoriile, descrise de punctele care se află pe axa imaginară O-O și care trec prin centrul mișcării sfero-spațiale și centrul R, se deosebesc de traiectoriile descrise de punctele axei Y după formă și dimensiuni. Cu cât este mai mare unghiul  $\delta$  de înclinare a sculei, cu atât mai mare va fi diferența dintre aceste traiectorii.

40 Contopind în unul întreg la începutul prelucrării traiectoriile deplasării sculei față de sistemul fix de coordonate OXYZ, descrise de relații și traiectoriile mișcării oscilante a sculei față de același sistem este posibil pe parcursul deplasării sculei de-a lungul dintelui de a obține profilul dinților roților transmisiilor precesionale cu angrenaj multipar.

45 Pentru realizarea procedurii dat poate fi utilizat dispozitivul, care este compus din corpul 1, având un element de reazem executat în formă de semicilindru pentru rezemarea lui în locașul mașinii-unelte, traversa 2, prinsă prin intermediul șurubului de corpul 1, arborele-manivelă 3, balansiera 4. Balansiera 4 permite prinderea unui braț reglabil 5. Așezarea simetrică a brațului se asigură prin intermediul unei pene prismatice 6. Pentru ca scula 7 împreună cu mecanismul de acționare să se regleze sub unghiul necesar  $(\beta+\delta)$  brațul 5 poate să se rotească în jurul unui știft 8 variind valoarea unghiului  $(\beta+\delta)$  între planul format de axele X, Y, Z și traiectoria deplasării sculei.

50 Axele fixă și mobilă ale arborelui-manivelă 3 se intersectează într-un punct (centrul mișcării sfero-spațiale), amplasat pe axa semifabricatului 9. Balansiera 4 are o legătură cinematică cu sistemul mobil de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , iar corpul 1 - cu sistemul de coordonate fix OXYZ. În același timp axa arborelui-manivelă 3 coincide cu axa  $Z_1$ , iar axa de rotire a semifabricatului - cu axa Z.

55 La rotirea arborelui-manivelă 3 balansierii 4 și sculei 1 li se comunică o mișcare oscilantă în jurul centrului mișcării sfero-spațiale O - punctului de intersecție a axelor fixe și mobile ale arborelui-manivelă 3. Totodată sculei i se comunică o deplasare (intermitentă sau rapidă) cu ajutorul mecanismului cu șurub 10. Mecanismul cu șurub 10 (poate fi hidraulic sau pneumatic) la rândul său deplasează căruciorul 11 în care se instalează scula cu mecanismul de acționare. Căruciorul 11 pentru o deplasare rectilinie corectă este ghidat de ghidajele executate în el.

60 Balansiera oscilantă nu se rotește în jurul axei sale geometrice proprii, ea execută doar oscilații în jurul axei Y a sistemului de coordonate fix OXYZ cu unghiul  $\Theta$ . Aceasta se asigură prin blocarea

## MD 2120 C2 2003.03.31

5

balansierei cu ajutorul mecanismului de legătură cinematică 12, care realizează încă o funcție – comunică sculei o mișcare auxiliară, descrisă de unghiurile Euler  $\Theta$  și  $\psi$ .

Varierea unghiului ( $\beta+\delta$ ) de înclinare a sculei se asigură prin rotirea tubului filetat 13, care permite varierea deplasării unghiulare a căruciorului 11.

5

**(57) Revendicări:**

- 10 1. Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional, cu o sculă care imită condițiile reale de exploatare prin deplasări coordonate în raport cu sistemul mobil de coordonate  $X_1, Y_1, Z_1$  și cel fix  $X, Y, Z$ , originea cărora coincide cu centrul mișcării precesionale, axa  $Z_1$  formând cu axa  $Z$  unghiul de nutație și descriind o suprafață conică cu vârful în centrul mișcării precesionale, iar sculei i se mai comunică o mișcare oscilatorie față de axele de coordonate  $X_1$  și  $Y_1$  în conformitate cu
- 15 ecuațiile

$$X = -R_i(1 - \cos\Theta)\cos\psi\sin\psi;$$

$$Y = -R_i(\sin^2\psi + \cos\Theta\cos^2\psi);$$

$$Z = -R_i\sin\Theta\cos\psi,$$

- unde:  $R_i$  este coordonata curentă a axelor mobile, egală cu distanța de la originea axelor de coordonate  $X, Y, Z$  până la planul în care se află punctul examinat  $i$ ;  $\Theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axele  $Z$  și  $Z_1$ ;  $\psi$  - unghiul de precesie, axa sculei trecând prin centrul mișcării de precesie sub un unghi față de planul format de axele  $X_1$  și  $Y_1$ , caracterizat prin aceea că sculei executate în formă de disc profilat la extremitate cu o rază  $R$  i se comunică o mișcare liniară suplimentară de-a lungul dintelui sub un unghi  $\delta \geq 0$  față de planul format de axele  $X_1, Y_1$ , centrul razei  $R$  de profilare a discului la începutul prelucrării se află pe conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării precesionale, axa de rotire a sculei se amplasează perpendicular pe axa de rotire a semifabricatului, iar axa discului se amplasează simetric față de axa  $Z_1$ , totodată la sfârșitul cursei de prelucrare centrul razei  $R$  a sculei se abate de la conul de divizare de prelucrare a roții cu vârful în centrul mișcării de precesie cu o valoare dată de relația

30  $a = l \cdot \operatorname{tg}\beta,$

unde:  $l$  este lungimea generatoarei conului de divizare;

$\beta$  - unghiul conicității rolei în angrenajul precesional.

2. Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional, conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că sculei i se mai comunică o mișcare suplimentară după o traiectorie a generatoarei de hiperboloid cu o pânză.
- 35

**(56) Referințe bibliografice:**

1. MD 550 B2 1996.05.31

MD 2120 C2 2003.03.31

6

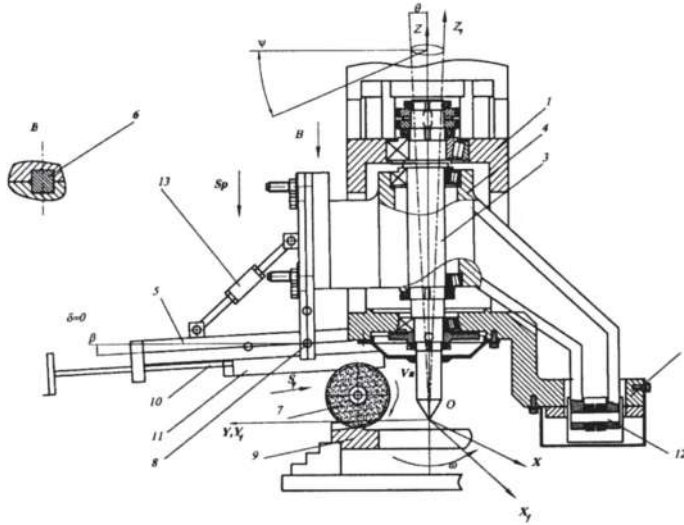


Fig. 1

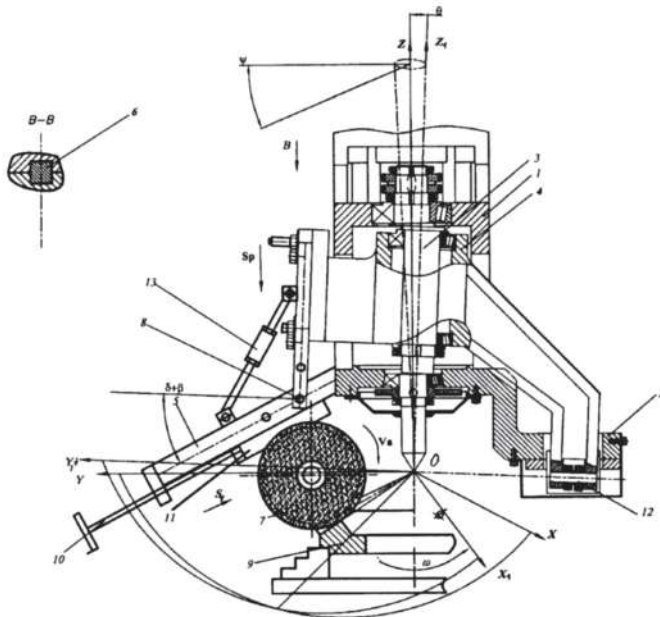


Fig. 2



## Anexa F

---

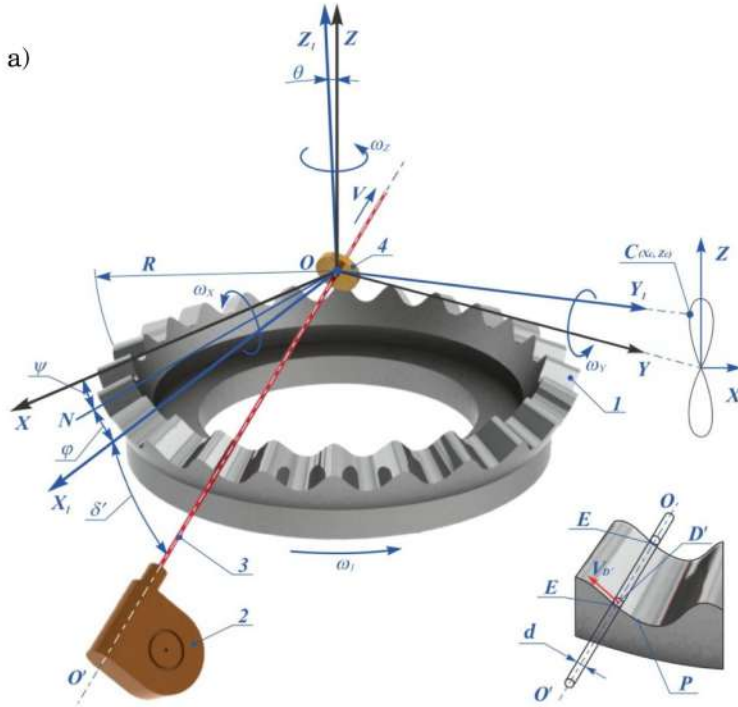
**Brevete de invenție:**  
**Procedee neconvenționale de fabricație prin electroeroziune  
a dinților roților conice cu profiluri convex/concave  
variabile (inclusiv profiluri negative)**

- Anexa F.1 Roată dințată-sculă pentru prelucrarea matrițelor (variante) și procedeu de prelucrare a ei(variante). MD 3623 G2, 30.06.2008, BOPI nr. 6/2008. p. 523–532.
- Anexa F.2 Procedeu și dispozitiv de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate (variante). MD 3595 G2, 31.05.2008, BOPI nr. 5/2008. p. 533–542.
- Anexa F.3 Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a pieselor cu contur complicat și suprafețe oblice. MD 2674 B2, 31.01.2005, BOPI nr. 1/2005. p. 543–544.

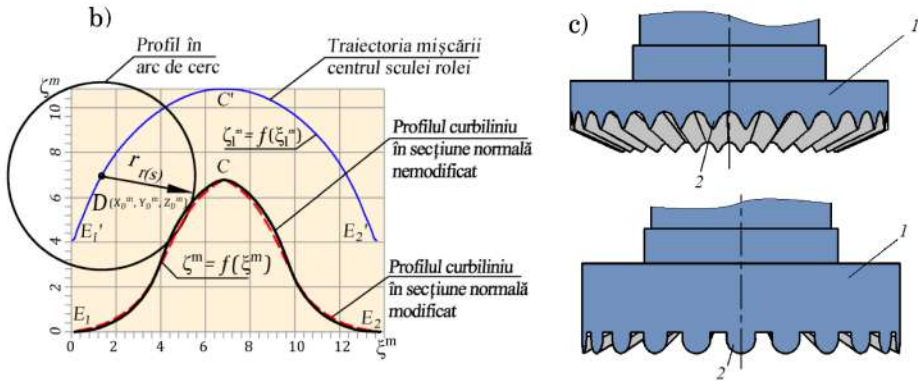


Anexa F

Brevete de invenție: Procedee neconvenționale de fabricație prin electroeroziune a dinților cu profil convex/concav, inclusiv negativ



Schemă principală de generare a danturii prin electroeroziune cu electrod filiform precesional (a).



Schema principală a cinematicii procesului de generare (b) și vederi 3D ale electrozilor mașinii pentru fabricarea matricelor cu profil oglindă (c).



MD 3623 G2 2008.06.30

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **3623** (13) **G2**  
(51) Int. Cl.: *B23H 1/00* (2006.01)  
*B23H 7/02* (2006.01)  
*B23F 9/06* (2006.01)

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2005 0032 (22) Data depozit: 2005.02.07 (41) Data publicării cererii: 2006.07.31, BOP1 nr. 7/2006</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2008.06.30, BOP1 nr. 6/2008</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; DICUSARĂ Ion, MD; BODNARIUC Ion, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

(54) **Roată dințată-sculă pentru prelucrarea matrițelor (variante) și procedeu de prelucrare a ei (variante)**

(57) **Rezumat:**

1

Invenția se referă la industria constructoare de mașini, și anume la roțile dințate-sculă și procedeele de prelucrare a roților dințate-sculă pentru confecționarea matrițelor.

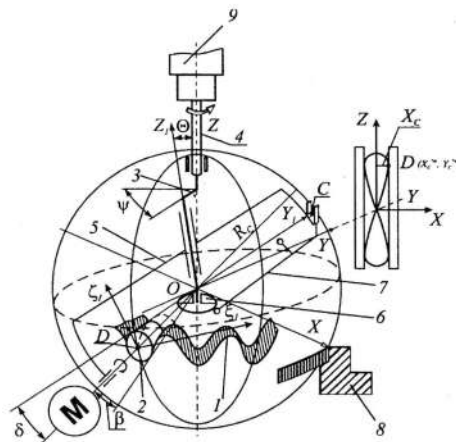
Roata dințată-sculă include o coroană dințată cu dinți curbilini modificați, profilul cărora poate fi convex-concav sau circular și este descris de ecuații parametrice.

Pentru prelucrarea roților dințate-sculă cu profilul dinților modificați se propune un procedeu în cadrul căruia scula abrazivă efectuează o mișcare de precesie modificată, ținând cont de compensarea valorii erorii de profil a dinților matriței, obținuți

Invenția se referă la industria constructoare de mașini, și anume la roțile dințate-sculă și procedeele de prelucrare a roților dințate-sculă pentru confecționarea matrițelor.

Roata dințată-sculă include o coroană dințată cu dinți curbilini modificați, profilul cărora poate fi convex-concav sau circular și este descris de ecuații parametrice.

Pentru prelucrarea roților dințate-sculă cu profilul dinților modificați se propune un procedeu în cadrul căruia scula abrazivă efectuează o mișcare de precesie modificată, ținând cont de compensarea valorii erorii de profil a dinților matriței, obținuți



MD 3623 G2 2008.06.30

## MD 3623 G2 2008.06.30

3

## Descriere:

Invenția se referă la industria constructoare de mașini, și anume la roțile dințate-sculă și procedeele de prelucrare a roților dințate-sculă pentru confecționarea matrițelor.

5 Este cunoscut electrodul-sculă pentru prelucrarea prin electroeroziune a roților dințate, care este executat din material dielectric și include plăci conductoare de curent electric, prinse de o parte și de alta a electrodului-sculă, totodată suprafața de lucru a plăcilor e perpendiculară bisectoarei unghiului format de suprafețele laterală și concentrică a dintelui roții prelucrate. Electrodul-sculă cunoscut nu poate fi utilizat pentru prelucrarea dinților matrițelor formelor de turnare a roților dințate din masă plastică [1].

10 Este cunoscut procedeul de prelucrare a dinților elementelor transmisiei precesionale, în care sculei i se comunică o mișcare sfero-spațială în raport cu sistemele de coordonate mobil și fix, care este caracterizată de unghiurile Euler și o mișcare suplimentară. Posibilitățile tehnologice relativ înguste nu permit prelucrarea cu precizie înaltă a dinților modifiacăi ai matrițelor formelor de turnare a roților dințate [2].

15 Este cunoscută de asemenea roata dințată cu profil convex-concav al dinților, descrisă în secțiune normală de ecuații parametriche și procedeul de prelucrare a roților dințate, în care scula, efectuând mișcare de precesie, este legată cu partea imobilă printr-un mecanism de legătură, care primește microdeplasări de la o camă. Procedeul examinat, deși dispune de o serie de avantaje, nu permite totuși prelucrarea dinților modifiacăi ai matrițelor formelor de turnare a roților dințate [3].

20 Problema pe care o rezolvă prezenta invenție este lărgirea posibilităților tehnologice și majorarea preciziei de prelucrare.

Problema pusă se rezolvă prin aceea că roata dințată-sculă cu profil curbiliniu al dinților, descris în secțiune normală de ecuațiile parametriche:

$$\xi^m = X_E^m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{Z_1};$$

$$\xi^m = X_E^m \sin \gamma \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^m] \cos \gamma.$$

25 unde:

$$\sin \gamma = tg(\delta + \theta + \beta) / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + tg^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2};$$

$$\cos \gamma = \cos \frac{\pi}{Z_1} / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + tg^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2}.$$

Profilul dinților roții dințate este executat convex-concav, coordonata  $\xi^m$  a căruia, modifiacăi cu valoarea  $\Delta_i(\psi)$ , este descrisă de ecuația parametrică:

$$\xi^m = X_E^m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{Z_1} - \Delta_i(\psi),$$

30 unde:  $\Delta_i(\psi)$  este valoarea modifiacăii profilului dinților roții dințate - sculă

$$\Delta_i(\psi) = a \left( \frac{1}{\cos \alpha_i(\psi)} - 1 \right),$$

unde:  $a = (0,08...0,76)$  mm – valoarea interstițiului la prelucrarea cu roata dințată-sculă prin eroziunea electrochimică a matrițelor,

$$\alpha_i(\psi) = \arctg \frac{\xi_{i+1}^m - \xi_i^m}{\xi_{i+1}^m - \xi_i^m} - \text{unghiul dintre tangenta dusă la punctul considerat al profilului}$$

35 dintelui roții dințate-sculă și direcția de avans la prelucrarea ei.

În roata dințată-sculă pentru prelucrarea matrițelor, care este executată cu profil curbiliniu al dinților, profilul dinților roții dințate este executat în arc de cerc și este descris de ecuațiile:

## MD 3623 G2 2008.06.30

4

$$\xi^m = r \cos \psi - \Delta_i(\psi);$$

$$\xi^m = r \sin \psi,$$

- 5 unde:  $r$  este raza de curbură a profilului în arc de cerc,  $\Delta_i(\psi)$  - valoarea modificării profilului dinților roții dințate-sculă.

- Procedeu de prelucrare a roții dințate-sculă, care este executată cu profilul dinților convex-concav, include comunicarea sculei unei mișcări coordonate în raport cu sistemele de coordonate mobil ( $X_i, Y_i, Z_i$ ) și imobil ( $X, Y, Z$ ), originea cărora coincide cu centrul mișcării de precesie și este legată cu partea imobilă prin intermediul unui mecanism de legătură. Noutatea constă în aceea că sculei  $i$  se comunică o deplasare suplimentară față de coordonatele  $X_i$  și  $Y_i$ , generată de cama mecanismului de legătură și
- 10 descrisă de ecuațiile parametriche:  $X_C^{*m} = 0$ ;  $Y_C^{*m} = Y_C^m - \Delta(i\psi)$ ;  $Z_C^{*m} = Z_C^m$ ,

$$\text{unde: } \Delta i(\psi) = a \left( \frac{1}{\cos \alpha_i(\psi)} - 1 \right),$$

iar traiectoria modificată a centrului  $D$  al sculei este descrisă de ecuațiile:

$$X_D^{*m} = -\sin \delta \sin \left[ Y_C^{*m} \sin \theta + Z_C^{*m} (1 - \cos \theta) \cos \psi \right]$$

$$Y_D^{*m} = -Y_C^{*m} \cos \delta + Z_C^{*m} \sin \delta \left[ \cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi \right]$$

$$Z_D^{*m} = -Y_C^{*m} \sin \delta \left( \cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi \right) - Z_C^{*m} \cos \delta.$$

- 15 Conform altei variante a procedurii de prelucrare a roții dințate-sculă care este executată cu profilul dinților în arc de cerc, include comunicarea sculei unei mișcări coordonate în raport cu sistemele de coordonate mobil ( $X_i, Y_i, Z_i$ ) și imobil ( $X, Y, Z$ ), originea cărora coincide cu centrul mișcării de precesie și este legată cu partea imobilă prin intermediul unui mecanism de legătură. Noutatea constă în aceea că sculei  $i$  se comunică o deplasare suplimentară față de coordonatele  $X_i$  și  $Y_i$ , generată de cama mecanismului de legătură și descrisă de ecuațiile parametriche:

$$\xi_{1S}^m = \frac{R_C}{Y_{1C}} \cdot X_{1C};$$

$$\xi_{1S}^m = \frac{R_C}{Y_{1C}} \cdot Z_{1C} - \Delta_i(\psi),$$

iar traiectoria modificată a centrului  $D$  al sculei este descrisă de ecuațiile:

$$X_{D1}^m = R_C \cos \delta \left[ -\cos \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \sin \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right] - R_C \sin \delta \sin \psi \sin \Theta;$$

$$Y_{D1}^m = R_C \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right] + R_C \sin \delta \cos \psi \sin \Theta - \Delta_i;$$

$$Z_{D1}^m = -R_C \cos \delta \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \sin \Theta - R_C \sin \delta \cos \Theta,$$

25

## MD 3623 G2 2008.06.30

5

unde:

$$X_{ic}^* = X_{c1} \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + Y_{c1} \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2};$$

$$Y_{ic}^* = -X_{c1} \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + Y_{c1} \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} - a \cdot \operatorname{tg} \alpha_i;$$

$$Z_{ic}^* = \sqrt{R_c^2 - B_1^2 - (A_1^2 + 1)Y_{c1}^{*2} - 2A_1 B_1 Y_{c1}^* - \Delta i(\psi)};$$

5

unde:

$$Y_{c1} = R_c \left( \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right);$$

$$A_1 = \frac{X_{D1}}{Y_{D1}}; \quad B_1 = \frac{R_c^2}{Y_{D1}} \sin \delta \sin \Theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2}.$$

Roțile dințate-scule cu profil convex-concav și în arc de cerc al dinților asigură prelucrarea matrițelor formelor de turnare a roților dințate din mase plastică cu o precizie înaltă a profilului dinților roților dințate, precum și realizarea unor diverși parametri geometrici.

10

Procedeele de prelucrare a roților dințate-scule pentru realizarea matrițelor, conform invenției, asigură următoarele avantaje:

- posibilitatea obținerii roților dințate-scule cu profil, care ia în considerație particularitățile prelucrării ulterioare a matrițelor formelor de turnare prin eroziune electrochimică;

- precizia înaltă a suprafețelor generatoare ale sculei;

15

- posibilitatea realizării profilurilor dinților sculei cu forme diferite (convex-concav, în arc de cerc);

Invenția se explică prin desenele din fig. 1...9, care reprezintă:

fig. 1, schema roții dințate-scule cu profil convex-concav al dinților;

fig. 2, schema dintelui modificat cu profil convex-concav;

fig. 3 și 4, scheme de calcul a abaterii interstițiului în urma dizolvării suplimentare a materialului în masa dintelui matriței;

20

fig. 5, schema roții dințate-scule cu profil în arc de cerc al dinților;

fig. 6, schema dintelui modificat cu profil în arc de cerc al dinților;

- fig. 7, schema principală de realizare a procedurii de prelucrare a dinților modificați ai roții dințate-scule pentru prelucrarea prin eroziune electrochimică a matrițelor formei de turnare a roților din masă plastică;

25

- fig. 8, traiectoria mișcării sculei (pietrei de rectificat) la prelucrarea dinților modificați ai roții dințate-sculă cu profil curbiliniu;

- fig. 9, traiectoria mișcării sculei (pietrei de rectificat) la prelucrarea dinților modificați ai roții dințate-sculă cu profil în arc de cerc.

30

Roata dințată-sculă (fig. 1) include coroana dințată 1 cu dinți curbiliniu 2, profilul cărora (fig. 2) este descris de ecuațiile parametriche:

$$\xi^m = X_E^m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{Z_1} - \Delta i(\psi);$$

u

$$\zeta^m = X_E^m \sin \gamma \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^m] \cos \gamma,$$

nde:

$$\sin \gamma = \operatorname{tg}(\delta + \theta + \beta) \sqrt{\left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2}};$$

$$\cos \gamma = \cos \frac{\pi}{Z_1} \sqrt{\left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2}}.$$

35

unde:  $X_E^m, Y_E^m, Z_E^m$ , - proiecțiile punctului  $E^m$  pe planul transversal al dinților;

$R_D$  - distanța de la centrul de curbură a dintelui în arc de cerc până la centrul de precisie;

## MD 3623 G2 2008.06.30

6

$Z_1$  – numărul dinților roții dințate-sculă cu profil convex-concav;

$\theta$  – unghiul de rotație;

$\beta$  – unghiul de conicitate a sculei (pietrei de rectificat) pentru prelucrarea roții dințate-sculă;

$\delta$  – unghiul axoidei conice;

5  $\Delta i(\psi)$  – valoarea modificării profilului dinților roții dințate-scule.

Pentru determinarea valorii modificării profilului dinților  $\Delta i(\psi)$  analizăm schemele (fig. 3 și 4).

Din fig. 3 se obține:

$$\xi_{Si}^m = \xi_{Pi}^m - PM, \quad (1)$$

$$\xi_{Si}^m = \xi_{Pi}^m - SM,$$

iar

$$PM = PS \sin \alpha_i, \quad (2)$$

$$SM = PS \cos \alpha_i, \quad (3)$$

$$PS = a_{\psi} = \frac{a_{90^\circ}}{\cos \alpha_i},$$

unde:  $a_{90^\circ}$  este valoarea interstițiului între sculă și semifabricat în cazul când  $\alpha=90^\circ$  (punctele minim

10 de jos și maxim de sus ale dinților) care se recomandă în limitele ( $a=0,08 \div 0,76$ )mm.

După înlocuirea ecuațiilor (3) în (2) și (2) în (1) obținem:

$$\xi_{Si}^m = \xi_{Pi}^m - a \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (4)$$

$$\xi_{Si}^m = \xi_{Pi}^m - a,$$

unde valoarea unghiului  $\alpha_i$  poate fi determinat din relația:

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{\xi_{Pi+1}^m - \xi_{Pi}^m}{\xi_{Pi+1}^m - \xi_{Pi}^m}, \quad (5)$$

și este funcție  $\alpha_i=f(\psi)$ , unde  $\psi$  este unghiul de rotație a manivelei 3 (fig. 7).

15 Din analiza relațiilor obținute și a figurilor 2 și 3 vom stabili relația pentru determinarea valorii modificării profilului dinților roții dințate-scule.

$$\Delta i(\psi) = a_{\psi} - a = a \left( \frac{1}{\cos \alpha_i(\psi)} - 1 \right). \quad (6)$$

Analiza relației arată că în cazul când  $\alpha_i = 0$ ,  $\Delta i = 0$ . În cadrul unui ciclu complet de precesie (pasul unui dinte)  $\alpha_i = 0$  se repetă de trei ori: la originea lui, care corespunde unghiului  $\psi = 0$ , la vârful lui  $\psi = 180^\circ$  și la finele pasului  $\psi = 360^\circ$ . În intervalul  $\psi = 0 \dots 180^\circ$  profilul dintelui va avea abaterea  $\Delta i$  – maximă pentru unghiul de angrenare  $\alpha_{max}$  (fig. 4).

20 Roata dințată-sculă (fig. 5) include coroana dințată 1 cu dinți în arc de cerc 2, profilul cărora (fig. 6) este descris de ecuațiile parametrice:

$$\xi^m = r \cos \psi - \Delta i(\psi);$$

$$\xi^m = r \sin \psi,$$

unde:  $r$  este raza de curbură a profilului dinților în arc de cerc.

25 Valoarea modificării  $\Delta i(\psi)$  a profilului dinților se determină analogic cazului dinților cu profil convex-concav.

Pentru modificarea profilului dinților roților dințate-scule se propune schema principală de realizare a procedului (fig. 7), în care semifabricatul 1 este prins de masa dispozitivului de realizare a procedului, iar scula 2 (care efectuează mișcare de precesie, cu traiectoria mișcării corectate la valoarea necesară pentru compensarea erorii de profil a dinților matriței, obținuți prin eroziune electrochimică) primește mișcare precesională de la manivela 3, legată rigid cu axul principal al dispozitivului 4. Scula 2 este legată de asemenea cu partea imobilă prin mecanismul de legătură 5 căruia i se comunică microdeplasări în planul  $X_1Y_1$  de la cama 6 prin intermediul pârghiei 7. Semifabricatul se prinde de masa dispozitivului cu ajutorul mecanismului de prindere 8.

30

## MD 3623 G2 2008.06.30

7

La prelucrarea dinților matrițelor formelor de tumare prin eroziune electrochimică forma dinților se obține cu o oarecare eroare de profil. Aceasta se explică prin faptul că unele porțiuni ale dinților sunt supuse timp mai îndelungat prelucrării, realizându-se o dizolvare suplimentară de material în acele zone, mărimea interstițiului neavând valoare constantă pe întreaga suprafață a dintelui (fig. 3).

- 5 Pentru obținerea profilului real al dinților matrițelor (compensarea abaterii generate de dizolvarea suplimentară de material) este necesară modificarea profilului dinților roții dințate-sculă cu valoarea  $\Delta i$ .

Pentru realizarea acestei modificări pe profilul dinților roții dințate-scule cu profil convex-concav, sculei (pietrei de rectificat) i se comunică deplasări suplimentare față de coordonatele  $X_1$  și  $Y_1$ , generate de cama mecanismului de legătură și stabilite de ecuațiile parametriche:

$$X_C^{*m} = 0; \quad (7)$$

$$Y_C^{*m} = Y_C^m - \Delta i;$$

$$Z_C^{*m} = Z_C^m.$$

- 10 Astfel traiectoria mișcării centrului  $D^m$  al sculei (fig. 8) se va modifica și va fi descrisă de ecuațiile:

$$X_D^{*m} = -\sin \delta \sin [Y_C^{*m} \sin \theta + Z_C^{*m} (1 - \cos \theta) \cos \psi] \quad (8)$$

$$Y_D^{*m} = -Y_C^{*m} \cos \delta + Z_C^{*m} \sin \delta [\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi]$$

$$Z_D^{*m} = -Y_C^{*m} \sin \delta (\cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi) - Z_C^{*m} \cos \delta.$$

Cama pentru realizarea modificării va fi descrisă în coordonate polare  $r$ ,  $\varphi$ . Raza  $r$  se calculează conform formulei:

$$r = C_1 + C_2 \cdot X_C, \quad (9)$$

- 15 unde:  $C_1$  este o constantă egală cu raza camei în punctele  $X_C = 0$ , iar  $C_2$  este raportul dintre brațele pârghiei de transmitere a valorii modificării sculei. Coordonata  $X_C$  este funcție de unghiul de precizie  $\psi$ .

Ecuațiile parametriche ale camei sunt:

$$X_{Ca} = r \cos \psi; \quad (10)$$

$$Y_{Ca} = r \sin \psi - \Delta i(\psi),$$

în care  $\psi$  este unghiul de rotație,  $\Delta i(\psi)$  – vezi (6).

- 20 Pentru realizarea modificării profilului, roții dințate-sculă cu profil în arc de cerc al dinților, sculei (pietrei de rectificat) i se comunică deplasări suplimentare față de coordonatele  $X_1$  și  $Y_1$ , generate de cama mecanismului de legătură și stabilite de ecuațiile parametriche:

$$\xi_{1S}^{*m} = \frac{R_C}{Y_{1C}} \cdot X_{1C}^{*m}; \xi_{1C}^{*m} = \frac{R_C}{Y_{1C}} \cdot Z_{1C}^{*m} - \Delta i(\psi), \quad (11)$$

iar traiectoria mișcării centrului  $D^m$  al sculei (fig. 8) se va modifica și va fi descrisă de ecuațiile:

$$X_{D1}^{*m} = R_C \cos \delta \left[ -\cos \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \sin \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right] - R_C \sin \delta \sin \psi \sin \Theta;$$

$$Y_{D1}^{*m} = R_C \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right] + R_C \sin \delta \cos \psi \sin \Theta - \Delta i(\psi);$$

$$Z_{D1}^{*m} = -R_C \cos \delta \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \sin \Theta - R_C \sin \delta \cos \Theta, \quad (12)$$

unde:

$$X_{1C}^{*m} = X_{C1} \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + Y_{C1} \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2};$$

$$Y_{1C}^{*m} = -X_{C1} \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + Y_{C1} \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} - a \cdot \operatorname{tg} \alpha_i;$$

$$Z_{1C}^{*m} = \sqrt{R_C^2 - B_1^2 - (A_1^2 + 1)Y_{C1}^{*2} - 2A_1 B_1 Y_{C1}^{*m}} - \Delta i(\psi),$$

- 25

unde:

## MD 3623 G2 2008.06.30

8

$$Y_{C1} = R_C \left( \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right);$$

$$A_1 = \frac{X_{D1}^m}{Y_{D1}^m}; B_1 = \frac{R_C^2}{Y_{D1}^m} \sin \delta \sin \Theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2}.$$

Cama necesară pentru realizarea profilului modificat al dinților roții dințate-sculă cu profil în arc de cerc al dinților va fi descrisă în coordonate polare. Raza  $r$  se calculează conform formulei:

$$r = C_1 + C_2 \xi_{1S}^m,$$

unde:  $C_1$  și  $C_2$  vezi (9).

Procedul de prelucrare a roților dințate-scule permite lărgirea posibilităților tehnologice exprimată prin prelucrarea unei game largi de profile modificate ale dinților cu valoarea de modificare dictată de fiecare caz concret, funcție de parametrii geometrici ai dinților și de valorile interstițiului.

10

**(57) Revendicări:**

15 1. Roată dințată-sculă pentru prelucrarea matrițelor, care este executată cu profil curbiliniu al dinților, descris în secțiune normală de ecuațiile parametriche:

$$\xi^m = X_E^m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{Z_1};$$

$$\xi^m = X_E^m \sin \gamma \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \gamma \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \sin(\delta + \theta + \beta) + Z_E^m] \cos \gamma.$$

unde:

$$\sin \gamma = tg(\delta + \theta + \beta) / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + tg^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2};$$

$$\cos \gamma = \cos \frac{\pi}{Z_1} / \left[ \cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + tg^2(\delta + \theta + \beta) \right]^{1/2},$$

20

**caracterizată prin aceea că** profilul dinților roții dințate este executat convex-concav, coordonata  $\xi^m$  a căruia, modificată cu valoarea  $\Delta_i(\psi)$ , este descrisă de ecuația parametrică:

$$\xi^m = X_E^m \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_D \cos(\delta + \theta + \beta) + Y_E^m] \sin \frac{\pi}{Z_1} - \Delta_i(\psi),$$

unde:  $\Delta_i(\psi)$  este valoarea modificării profilului dinților roții dințate-sculă

25

$$\Delta_i(\psi) = a \left( \frac{1}{\cos \alpha_i(\psi)} - 1 \right),$$

unde:  $a = (0,08 \dots 0,76) \text{ mm}$  –valoarea interstițiului la prelucrarea cu roata dințată-sculă prin eroziune electrochimică a matrițelor,

$$\alpha_i(\psi) = \arctg \frac{\xi_{i+1}^m - \xi_i^m}{\xi_{i+1}^m - \xi_i^m} - \text{unghiul dintre tangenta dusă la punctul considerat al profilului}$$

dintelui roții dințate-sculă și direcția de avans la prelucrarea ei.

30



## MD 3623 G2 2008.06.30

9

2. Roata dințată-sculă pentru prelucrarea matrițelor, care este executată cu profilul curbiliniu al dinților, **caracterizată prin aceea că** profilul dinților roții dințate este executat în arc de cerc și este descris de ecuațiile:

$$\xi^m = r \cos \psi - \Delta i(\psi);$$

5

$$\zeta^m = r \sin \psi,$$

unde:  $r$  este raza de curbură a profilului în arc de cerc,

$\Delta i(\psi)$  - valoarea modificării profilului dinților roții dințate-sculă.

3. Procedeu de prelucrare a roții dințate-sculă, care este executată cu profilul dinților convex-concav, include comunicarea sculei unei mișcări coordonate în raport cu sistemele de coordonate mobil ( $X_I, Y_I, Z_I$ ) și imobil ( $X, Y, Z$ ), originea cărora coincide cu centrul mișcării de precesie și este legată cu partea imobilă prin intermediul unui mecanism de legătură, **caracterizat prin aceea că** sculei i se comunică o deplasare suplimentară față de coordonatele  $X_I$  și  $Y_I$ , generată de cama mecanismului de legătură și descrisă de ecuațiile parametrice:

$$X_C^{*m} = 0; \quad Y_C^{*m} = Y_C^m - \Delta(i\psi); \quad Z_C^{*m} = Z_C^m,$$

15

$$\text{unde: } \Delta i(\psi) = a \left( \frac{1}{\cos \alpha_i(\Psi)} - 1 \right),$$

iar traiectoria modificată a centrului  $D^m$  al sculei este descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} X_D^{*m} &= -\sin \delta \sin \left[ Y_C^{*m} \sin \theta + Z_C^{*m} (1 - \cos \theta) \cos \psi \right] \\ Y_D^{*m} &= -Y_C^{*m} \cos \delta + Z_C^{*m} \sin \delta \left[ \cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi \right] \\ Z_D^{*m} &= -Y_C^{*m} \sin \delta \left( \cos^2 \psi + \cos \theta \sin^2 \psi \right) - Z_C^{*m} \cos \delta. \end{aligned}$$

4. Procedeu de prelucrare a roții dințate-sculă, care este executată cu profilul dinților în arc de cerc, include comunicarea sculei unei mișcări coordonate în raport cu sistemele de coordonate mobil ( $X_I, Y_I, Z_I$ ) și imobil ( $X, Y, Z$ ), originea cărora coincide cu centrul mișcării de precesie și este legată cu partea imobilă prin intermediul unui mecanism de legătură, **caracterizat prin aceea că** sculei i se comunică o deplasare suplimentară față de coordonatele  $X_I$  și  $Y_I$ , generată de cama mecanismului de legătură și descrisă de ecuațiile parametrice:

25

$$\xi_{1S}^m = \frac{R_C}{V_{1C}} \cdot X_{1C};$$

$$\zeta_{1S}^m = \frac{R_C}{V_{1C}} \cdot Z_{1C} - \Delta i(\psi),$$

iar traiectoria modificată a centrului  $D^m$  al sculei este descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} X_{D1}^m &= R_C \cos \delta \left[ -\cos \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \sin \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right] - R_C \sin \delta \sin \psi \sin \Theta; \\ Y_{D1}^m &= R_C \cos \delta \left[ \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right] + R_C \sin \delta \cos \psi \sin \Theta - \Delta i; \\ Z_{D1}^m &= -R_C \cos \delta \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \sin \Theta - R_C \sin \delta \cos \Theta, \end{aligned}$$

30

## MD 3623 G2 2008.06.30

10

unde:

$$X_{1C}^* = X_{C1} \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + Y_{C1} \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2};$$

$$Y_{1C}^* = -X_{C1} \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + Y_{C1} \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} - a \cdot \operatorname{tg} \alpha_1;$$

$$Z_{1C}^* = \sqrt{R_C^2 - B_1^2 - (A_1^2 + 1)Y_{C1}^{*2} - 2A_1 B_1 Y_{C1}^* - \Delta i(\psi)};$$

unde:

$$Y_{C1} = R_C \left( \sin \psi \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2} + \cos \psi \cos \frac{Z_1 \psi}{Z_2} \cos \Theta \right);$$

$$A_1 = \frac{X_{D1}^m}{Y_{D1}}; \quad B_1 = \frac{R_C^2}{Y_{D1}} \sin \delta \sin \Theta \sin \frac{Z_1 \psi}{Z_2}.$$

5

## (56) Referințe bibliografice:

1. RU 2151033 C1 2000.06.20
2. MD 550 C2 1996.05.31
3. MD 1886 C2 2002.03.31

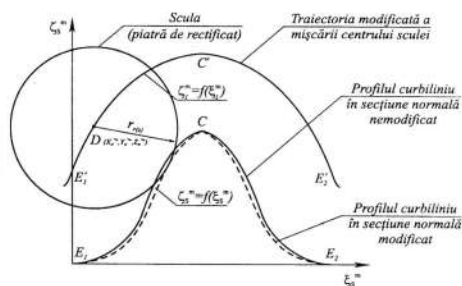


Fig. 8

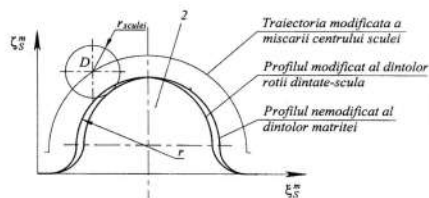


Fig. 9

Șef Secție:

SĂU Tatiana

Examinator:

ANDREEVA Svetlana

Redactor:

UNGUREANU Mihail

MD 3623 G2 2008.06.30

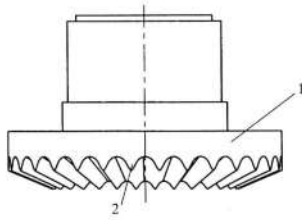


Fig. 1

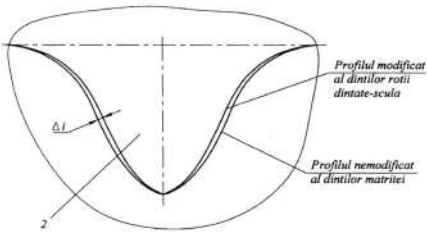


Fig. 2

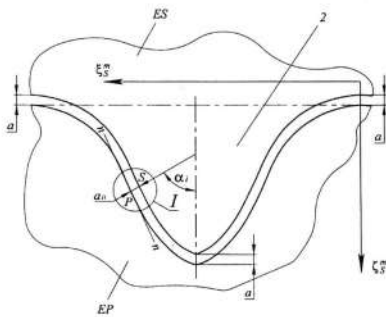


Fig. 3

11

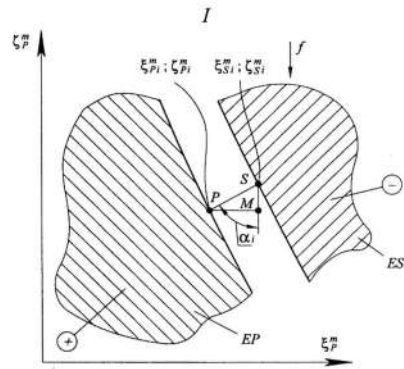


Fig. 4

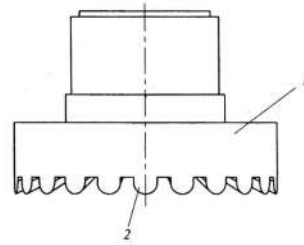


Fig. 5

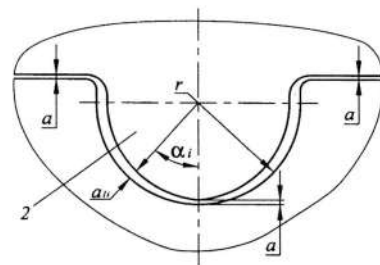


Fig. 6



MD 3595 G2 2008.05.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 3595<sup>(13)</sup> G2

(51) Int. Cl.: B23H 1/00 (2006.01)

B23H 7/02 (2006.01)

B23H 7/06 (2006.01)

B23F 9/06 (2006.01)

## (12) BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. depozit: a 2005 0068 (22) Data depozit: 2005.03.04 (41) Data publicării cererii: 2006.10.31, BOPI nr. 10/2006	(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2008.05.31, BOPI nr. 5/2008
(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	
(72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; DICUSARĂ Ion, MD	
(73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD	

## (54) Procedeu și dispozitiv de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate (variante)

## (57) Rezumat:

1 Invenția se referă la construcția de mașini, și anume la prelucrarea prin electroeroziune a roților dințate.

Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, conform primei variante, constă în aceea că coroana roții dințate se formează printr-o serie de deplasări consecutive coordonate ale sculei-electrod filiforme, obținute printr-un program computerizat de dirijare de la interpolatoare liniare. Noutatea invenției constă în aceea că roții dințate i se comunică o mișcare sfero-spațială de precizie în jurul centrului de precizie „O” și o mișcare de rotație. Totodată, sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor astfel de mișcări coordonate ( $Z_2, Y_2$ ) și ( $Z_3, Y_3$ ), care asigură trecerea generatoarei conului format la uzarea sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui prin centrul de precizie „O”.

Procedeu, conform variantei a doua, constă în aceea că roții dințate i se comunică o mișcare de rotație în jurul axei sale. Totodată, sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor mișcări coordonate ( $Z_2, Y_2$ ) și ( $Z_3, Y_3$ ), care-i asigură unui punct „F” de pe generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui o mișcare sfero-spațială de precizie în jurul centrului de precizie „O”.

2 Dispozitivul de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, conform primei variante, include o carcasă, pe care sunt montate o sculă (3), un mecanism de rotație a roții prelucrate (2), instalat cu posibilitatea deplasării sfero-spațiale în jurul centrului de precizie „O”, și un sistem de comandă computerizat. Noutatea constă în aceea că scula (3) este executată în formă de electrod filiform. Carcasa este dotată cu două interpolatoare, amplasate în zone diametral opuse față de centrul de precizie „O”, totodată interpolatoarele includ câte două servomotoare (6) cu axele reciproc perpendiculare, aflate în planurile  $Y_2O_2X_2$  și, respectiv,  $Y_3O_3X_3$ , și legate cinematic prin ghidaje (4, 5) cu scula-electrod (3) filiformă.

15 În dispozitiv, conform variantei a doua, interpolatoarele includ câte un element turnant, pe care sunt fixate două servomotoare, unul dintre care este amplasat cu axa de rotație verticală, iar al doilea cu axa de rotație orizontală, și este legat cinematic cu o sanie montată pe elementul turnant. În sanie este fixată cinematic scula-electrod filiformă.

Revendicări: 5

Figuri: 10

MD 3595 G2 2008.05.31

## MD 3595 G2 2008.05.31

4

**Descriere:**

Invenția se referă la construcția de mașini, și anume la prelucrarea prin electroeroziune a roților dințate.

5 Este cunoscut aparatul de prelucrare prin electroeroziune cu fir, care include o baie pentru fluidul dielectric instalată pe o carcasă, un electrod filiform fiind tensionat cu ghidaje. Un semifabricat instalat cu zona de prelucrare și plasat în plan vertical, un element mobil care conține un pantograf și un mecanism de acționare [1].

Dezavantajul acestei soluții constă în gabaritele prea mari ale dispozitivului.

10 Mai este cunoscut un procedeu de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, în care coroana roții dințate se formează printr-o consecutivitate de deplasări coordonate ale unei scule-electrod filiforme obținute printr-un program computerizat de dirijare de la interpolatoare liniare [2].

Dezavantajul acestei soluții constă în aceea că nu permite prelucrarea dinților modificați ai roților dințate precesionale.

15 Cea mai apropiată soluție este dispozitivul de prelucrare a roților dințate precesionale, care include o carcasă, pe care sunt montate o sculă și un mecanism de rotire a roții prelucrate. Mecanismul de rotire a roții prelucrate este montat cu posibilitatea deplasării suplimentare sfero-spațiale față de centrul de precesie și este dotat cu un sistem de comandă computerizat [3].

Dezavantajul acestei soluții constă în aceea că dispozitivul nu permite compensarea erorii apărute în urma uzurii sculei-electrod filiform.

20 Problema pe care o rezolvă prezenta invenție este lărgirea posibilităților tehnologice și compensarea erorii apărute în urma uzurii sculei-electrod filiforme.

Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, conform primei variante, înlătură dezavantajele menționate mai sus prin aceea că coroana roții dințate se formează printr-o serie de deplasări consecutive coordonate ale sculei-electrod filiforme, obținute printr-un program computerizat de dirijare de la interpolatoare liniare. Roții dințate i se comunică o mișcare sfero-spațială de precesie în jurul centrului de precesie „O”, în care mișcarea unui punct „D” al roții dințate este descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} X_D &= R \cos\delta [-\cos\psi \sin(Z_1/Z_2) + \sin\psi \cos(Z_1\psi/Z_2)] - R \sin\delta \sin\psi \sin\theta; \\ Y_D &= -R \cos\delta [\sin\psi \sin(Z_1/Z_2) + \cos\psi \cos(Z_1\psi/Z_2)] - R \sin\delta \cos\psi \sin\theta; \\ Z_D &= -R \cos\delta \cos(Z_1\psi/Z_2) \sin\theta - R \sin\delta \cos\theta, \end{aligned}$$

30 și o mișcare de rotație determinată de relația:

$$\varphi = (Z_1 - Z_2) \cdot 2\pi/Z_2,$$

unde:  $\theta$  este unghiul de nutație;

$\psi$  – unghiul de precesie;

R – distanța de la originea axelor de coordonate X, Y, Z până la punctul examinat;

35  $Z_1, Z_2$  – numărul de dinți ai roții dințate și, respectiv, ai roții cu care va angrena, totodată, sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor astfel de mișcări coordonate ( $Z_2, Y_2$ ) și ( $Z_3, Y_3$ ), care asigură ca generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui să treacă prin centrul de precesie „O”.

40 Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, conform variantei a doua constă în aceea că coroana roții dințate se formează printr-o serie de deplasări consecutive coordonate ale sculei-electrod filiforme, obținute printr-un program computerizat de dirijare de la interpolatoare liniare. Roții dințate i se comunică o mișcare de rotație în jurul axei sale determinată de relația:

$$\varphi = (Z_1 - Z_2) \cdot 2\pi/Z_2,$$

45 unde:  $Z_1, Z_2$  – numărul de dinți ai roții dințate și, respectiv, ai roții cu care va angrena, totodată, sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor mișcări coordonate ( $Z_2, Y_2$ ) și ( $Z_3, Y_3$ ), care-i asigură unui punct „F” de pe generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui o mișcare sfero-spațială de precesie în jurul centrului de precesie „O”, descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} X_F &= R \cos\delta [-\cos\psi \sin(Z_1/Z_2) + \sin\psi \cos(Z_1\psi/Z_2)] - R \sin\delta \sin\psi \sin\theta; \\ Y_F &= -R \cos\delta [\sin\psi \sin(Z_1/Z_2) + \cos\psi \cos(Z_1\psi/Z_2)] - R \sin\delta \cos\psi \sin\theta; \\ Z_F &= R \cos\delta \cos(Z_1\psi/Z_2) \sin\theta - R \sin\delta \cos\theta. \end{aligned}$$

55 Dispozitivul de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, conform primei variante, include o carcasă, pe care sunt montate o sculă, un mecanism de rotire a roții prelucrate, instalat cu posibilitatea deplasării sfero-spațiale în jurul centrului de precesie „O” și un sistem de comandă computerizat. Scula este executată în formă de electrod filiform, carcasa este dotată cu două interpolatoare, amplasate în zone diametral opuse față de centrul de precesie „O”, totodată interpolatoarele includ câte două servomotoare cu axele reciproc perpendiculare, aflate în planurile  $Y_2O_2X_2$  și, respectiv,  $Y_3O_3X_3$  și legate cinematic prin ghidaje cu scula-electrod filiformă.

## MD 3595 G2 2008.05.31

5

Dispozitivul de prelucrare a roților dințate, conform variantei a doua, include o carcasă, pe care sunt montate o sculă, un mecanism de rotire a roții prelucrate, instalat cu posibilitatea deplasării sfero-spațiale în jurul centrului de precesie „O”, și un sistem de comandă computerizat. Scula este executată în formă de electrod filiform, carcasa este dotată cu două interpolatoare, amplasate în zone diametral opuse față de centrul de precesie „O”, totodată interpolatoarele includ câte un element turnant, pe care sunt fixate două servomotoare, unul dintre care este amplasat cu axa de rotație verticală, iar al doilea - cu axa de rotație orizontală și este legat cinematic cu o sanie montată pe elementul turnant; în săniile este fixată cinematic scula-electrod filiformă. Mecanismul de rotire a roții prelucrate este executat ca o masă turnantă.

Modul de realizare a procedurii constă în următoarele:

În prima variantă, roata semifabricat efectuează mișcare precesională în jurul centrului de precesie „O” și de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor mișcări coordonate, care asigură ca generatoarea conului format la uzura sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui să treacă prin centrul de precesie „O”.

În varianta a doua, roata semifabricat efectuează doar mișcare de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiform i se comunică suplimentar prin intermediul interpolatoarelor mișcări coordonate, care-i asigură generatoarei conului format la uzura sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui o mișcare sfero-spațială de precesie în jurul centrului de precesie „O”.

Procedeele de prelucrare prin electroeroziune cu fir a roților dințate precesionale asigură următoarele avantaje:

- posibilitatea compensării erorii apărute în urma uzurii sculei-electrod filiforme;
- precizie înaltă a suprafețelor prelucrate;
- posibilitatea realizării profilurilor dinților cu forme diferite (convex-concav, în arc de cerc);

Invenția se explică prin desenele din figurile 1...10, care reprezintă:

- fig. 1, schema de prelucrare prin electroeroziune cu sculă-electrod filiformă a danturii roții dințate precesionale;

- fig. 2, conicitatea apărută în urma uzurii sculei-electrod filiforme la prelucrarea prin electroeroziune a danturii roții dințate precesionale;

- fig. 3, planul normal la profilul dintelui dus prin urma generatoarei conului apărut în urma uzurii sculei-electrod filiforme;

- fig. 4, abaterea unghiulară  $\beta'$  a axei sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui cauzată de uzura sculei, și traiectoria axei sculei în timpul prelucrării;

- fig. 5, vederea I mărită cu explicarea obținerii traiectoriei de mișcare a axei sculei-electrod filiform la modificarea dinților roții dințate precesionale;

- fig. 6, schema apariției conicității în urma uzurii sculei-electrod filiforme la prelucrarea danturii roților dințate precesionale și parametrii care o caracterizează;

- fig. 7, schema principală de realizare a procedurii de prelucrare a danturii roților dințate precesionale, unde, roata semifabricat efectuează mișcare precesională în jurul centrului de precesie „O” și de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiform i se comunică prin intermediul interpolatoarelor mișcări coordonate, care asigură ca generatoarea conului format la uzura sculei-electrod filiform în planul normal la profilul dintelui să treacă prin centrul de precesie „O”;

- fig. 8, schema principală de realizare a procedurii de prelucrare a danturii roților dințate precesionale, unde, roata semifabricat efectuează doar mișcare de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiforme i se comunică suplimentar, prin intermediul interpolatoarelor, mișcări coordonate, care-i asigură generatoarei conului format la uzura sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui mișcare sfero-spațială de precesie în jurul centrului de precesie „O”.

- fig. 9, schema principală de realizare a procedurii de prelucrare a danturii roților dințate precesionale, unde, roata semifabricat efectuează mișcare precesională în jurul centrului de precesie „O” și de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor polare mișcări coordonate, care asigură ca generatoarea conului format la uzura sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui să treacă prin centrul de precesie „O”.

- fig. 10, schema principală de realizare a procedurii de prelucrare a danturii roților dințate precesionale, unde, roata semifabricat efectuează doar mișcare de rotație în jurul axei proprii, iar sculei-electrod filiforme i se comunică suplimentar prin intermediul interpolatoarelor polare mișcări coordonate, care-i asigură generatoarei conului format la uzura sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui mișcare sfero-spațială de precesie în jurul centrului de precesie „O”.

Dispozitivul de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate precesionale include un mecanism de antrenare 1 a roții semifabricat în mișcare precesională și de rotație, o roata semifabricat 2, o scula-electrod filiformă 3, un ghidaj superior 4, un ghidaj inferior 5, niște servomotoare 6, un servomotor cu axa verticală 7, un servomotor cu axa orizontală 8, un element turnant 9, o sanie superioară 10 și o sanie inferioară 11.

60

## MD 3595 G2 2008.05.31

6

Procedeu funcționează în felul următor.

La primirea semnalelor electrice, servomotoarele 6 comunică ghidajelor interior 4 și exterior 5 mișcări coordonate  $S_1S_2$  și  $S_3S_4$  în planurile  $Z_2O_2Y_2$  și, respectiv  $Z_3O_3Y_3$ , care asigură ca generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiforme 3 în planul normal la profilul dintelui să treacă prin centrul de precesie „O”, față de care roata semifabricat 2, care efectuează mișcare precesională și de rotație.

În prima variantă, roata semifabricat 2 efectuează doar mișcare de rotație în jurul axei proprii, iar servomotoarele 6 comunică ghidajelor interior 4 și exterior 5 mișcări coordonate  $S_1S_2$  și  $S_3S_4$  în planurile  $Z_2O_2Y_2$  și, respectiv  $Z_3O_3Y_3$ , care asigură obținerea profilului dinților roților dințate precesionale.

În a doua variantă, sculei-electrod 3 i se comunică mișcări care asigură ca generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiform în planul normal la profilul dintelui să treacă prin centrul de precesie „O” când roata semifabricat 2 efectuează mișcare precesională și de rotație, primesc sania superioară 10 și sania inferioară 11 prin intermediul servomotoarelor cu axele verticale 7 și servomotoarelor cu axă orizontală 8. Servomotorul cu axa verticală 7 asigură rotirea elementului turnant 9 cu valorile  $\varphi_2$  și, respectiv  $\varphi_3$ , iar servomotorul cu axa orizontală 8, montat pe elementul turnant 9 comunică săniile superioare 10 și săniile inferioare 11 mișcări de translație  $\rho_2$  și  $\rho_3$ . În urma combinărilor mișcărilor de rotație  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  și de translație  $\rho_2$ ,  $\rho_3$  are loc o interpolare polară a mișcării săniilor superioară 10 și inferioară 11 în planurile  $Z_2O_2Y_2$  și, respectiv  $Z_3O_3Y_3$ .

În altă variantă, roata semifabricat 2 efectuează doar mișcare de rotație în jurul axei proprii, iar servomotorul cu axa verticală 7 și servomotorul cu axa orizontală 8 comunică săniilor superioară 10 și respectiv inferioară 11 mișcări de rotație  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  și de translație  $\rho_2$ ,  $\rho_3$  coordonate în planurile  $Z_2O_2Y_2$  și, respectiv  $Z_3O_3Y_3$ , care asigură obținerea profilului dinților roților dințate precesionale.

**(57) Revendicări:**

1. Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, care constă în aceea că coroana roții dințate se formează printr-o serie de deplasări consecutive coordonate ale sculei-electrod filiforme, obținute printr-un program computerizat de dirijare de la interpolatoare liniare, **caracterizat prin aceea că** roții dințate i se comunică o mișcare sfero-spațială de precesie în jurul centrului de precesie „O”, în care mișcarea unui punct „D” al roții dințate este descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} X_D &= R \cos \delta [-\cos \psi \sin (Z_1/Z_2) + \sin \psi \cos (Z_1\psi/Z_2)] - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta; \\ Y_D &= -R \cos \delta [\sin \psi \sin (Z_1/Z_2) + \cos \psi \cos (Z_1\psi/Z_2)] - R \sin \delta \cos \psi \sin \theta; \\ Z_D &= -R \cos \delta \cos (Z_1\psi/Z_2) \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta, \end{aligned}$$

și o mișcare de rotație determinată de relația:

$$\varphi = (Z_1 - Z_2) \cdot 2\pi/Z_2,$$

unde:  $\Theta$  este unghiul de nutație;

$\psi$  – unghiul de precesie;

$R$  – distanța de la originea axelor de coordonate  $X, Y, Z$  până la punctul examinat;

$Z_1, Z_2$  – numărul de dinți ai roții dințate și, respectiv, ai roții cu care va angrena, totodată, sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor astfel de mișcări coordonate  $(Z_2, Y_2)$  și  $(Z_3, Y_3)$ , care asigură ca generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui să treacă prin centrul de precesie „O”.

2. Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, care constă în aceea că coroana roții dințate se formează printr-o serie de deplasări consecutive coordonate ale sculei-electrod filiforme, obținute printr-un program computerizat de dirijare de la interpolatoare liniare, **caracterizat prin aceea că** roții dințate i se comunică o mișcare de rotație în jurul axei sale determinată de relația:

$$\varphi = (Z_1 - Z_2) \cdot 2\pi/Z_2,$$

unde:  $Z_1, Z_2$  – numărul de dinți ai roții dințate și, respectiv, ai roții cu care va angrena,

totodată, sculei-electrod filiforme i se comunică prin intermediul interpolatoarelor mișcări coordonate  $(Z_2, Y_2)$  și  $(Z_3, Y_3)$ , care-i asigură unui punct „F” de pe generatoarea conului format la uzarea sculei-electrod filiforme în planul normal la profilul dintelui o mișcare sfero-spațială de precesie în jurul centrului de precesie „O”, descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} X_F &= R \cos \delta [-\cos \psi \sin (Z_1/Z_2) + \sin \psi \cos (Z_1\psi/Z_2)] - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta; \\ Y_F &= -R \cos \delta [\sin \psi \sin (Z_1/Z_2) + \cos \psi \cos (Z_1\psi/Z_2)] - R \sin \delta \cos \psi \sin \theta; \\ Z_F &= R \cos \delta \cos (Z_1\psi/Z_2) \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta. \end{aligned}$$

## MD 3595 G2 2008.05.31

7

3. Dispozitiv de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate, care include o carcasă, pe care sunt montate o sculă, un mecanism de rotire a roții prelucrate, instalat cu posibilitatea deplasării sfero-spațiale în jurul centrului de precesie „O”, și un sistem de comandă computerizat, **caracterizat prin aceea că** scula este executată în formă de electrod filiform, carcasa este dotată cu două interpolatoare, amplasate în zone diametral opuse față de centrul de precesie „O”, totodată interpolatoarele includ câte două servomotoare cu axele reciproc perpendiculare, aflate în planurile  $Y_2O_2X_2$  și, respectiv,  $Y_3O_3X_3$  și legate cinematic prin ghidaje cu scula-electrod filiformă.

4. Dispozitiv de prelucrare a roților dințate, care include o carcasă, pe care sunt montate o sculă, un mecanism de rotire a roții prelucrate, instalat cu posibilitatea deplasării sfero-spațiale în jurul centrului de precesie „O”, și un sistem de comandă computerizat, **caracterizat prin aceea că** scula este executată în formă de electrod filiform, carcasa este dotată cu două interpolatoare, amplasate în zone diametral opuse față de centrul de precesie „O”, totodată interpolatoarele includ câte un element turnant, pe care sunt fixate două servomotoare, unul dintre care este amplasat cu axa de rotație verticală, iar al doilea cu axa de rotație orizontală și este legat cinematic cu o sanie montată pe elementul turnant; în săniile este fixată cinematic scula-electrod filiformă.

5. Dispozitiv, conform revendicărilor 3 și 4, **caracterizat prin aceea că** mecanismul de rotire a roții prelucrate este executat ca o masă turnantă.

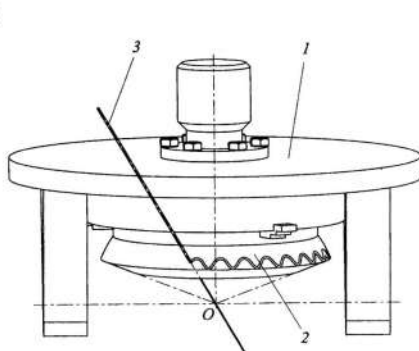


Fig. 1

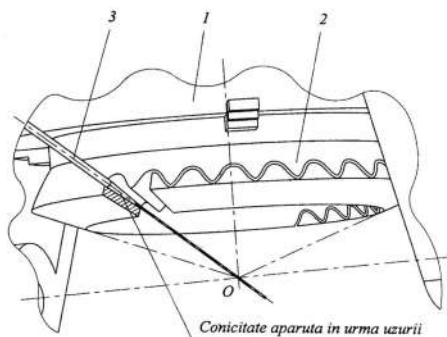


Fig. 2

## (56) Referințe bibliografice:

1. US 5401931 A1 1995.03.28
2. RU 2212317 C1 2003.09.20
3. MD 2608 C2 2005.06.30

Șef Secție:

SĂU Tatiana

Examinator:

GULPA Alexei

Redactor:

UNGUREANU Mihail



## MD 3595 G2 2008.05.31

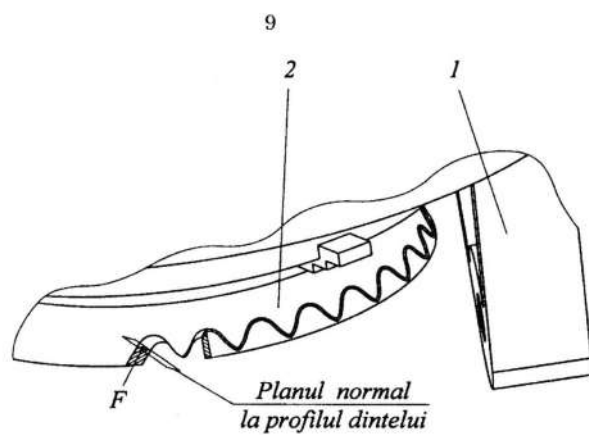


Fig. 3

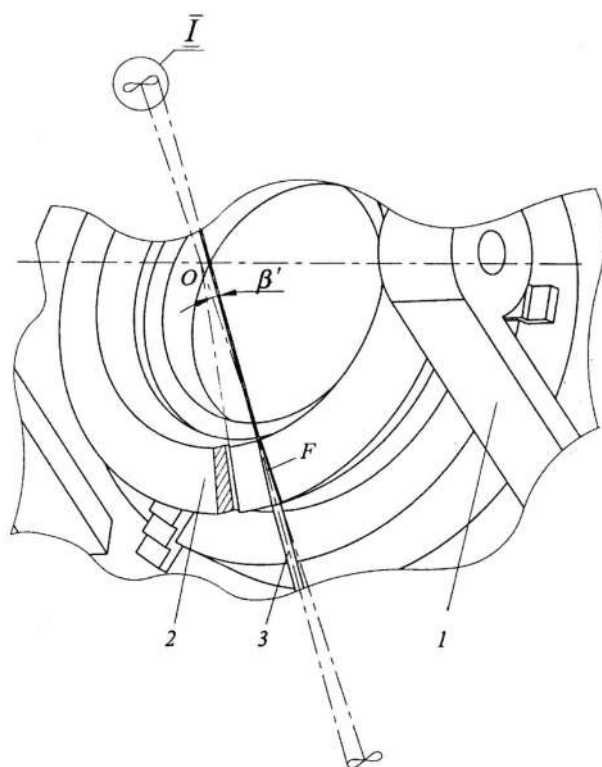


Fig. 4

## MD 3595 G2 2008.05.31

10

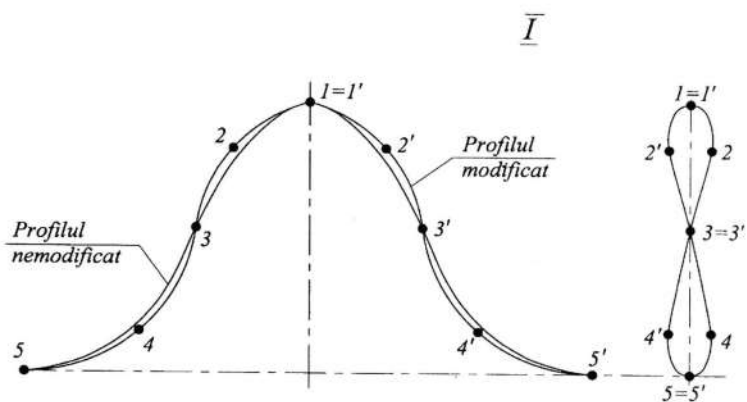


Fig. 5

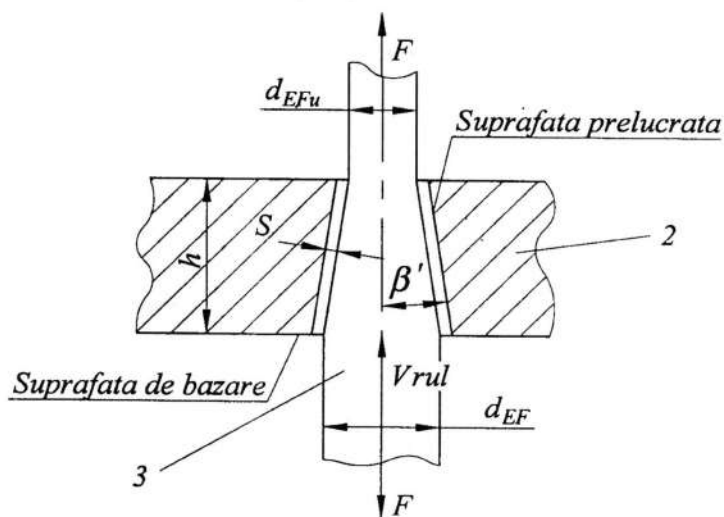


Fig. 6

# MD 3595 G2 2008.05.31

11

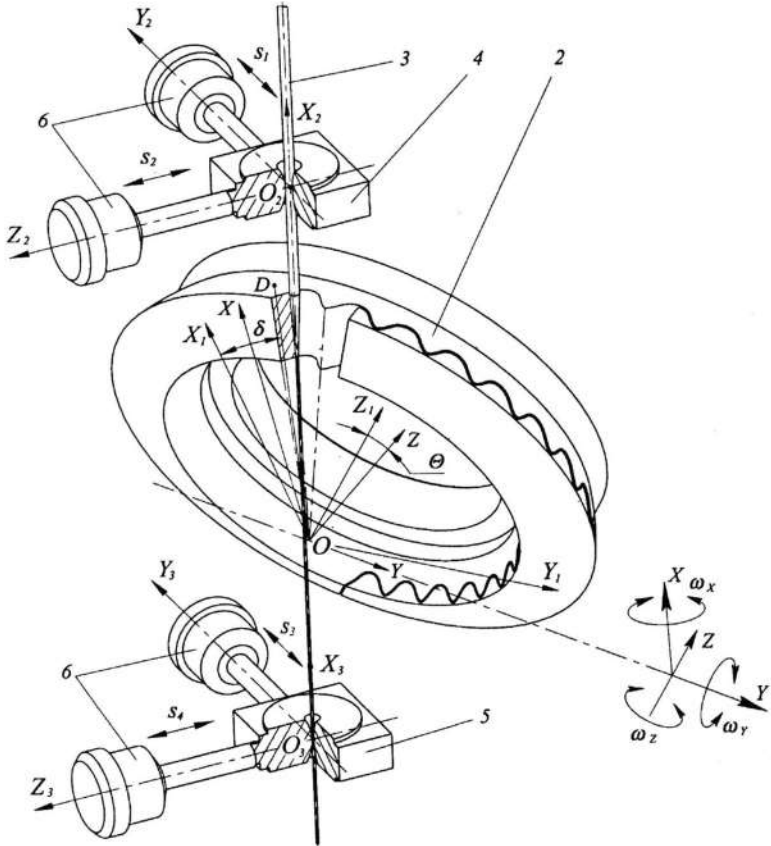


Fig. 7

## MD 3595 G2 2008.05.31

12

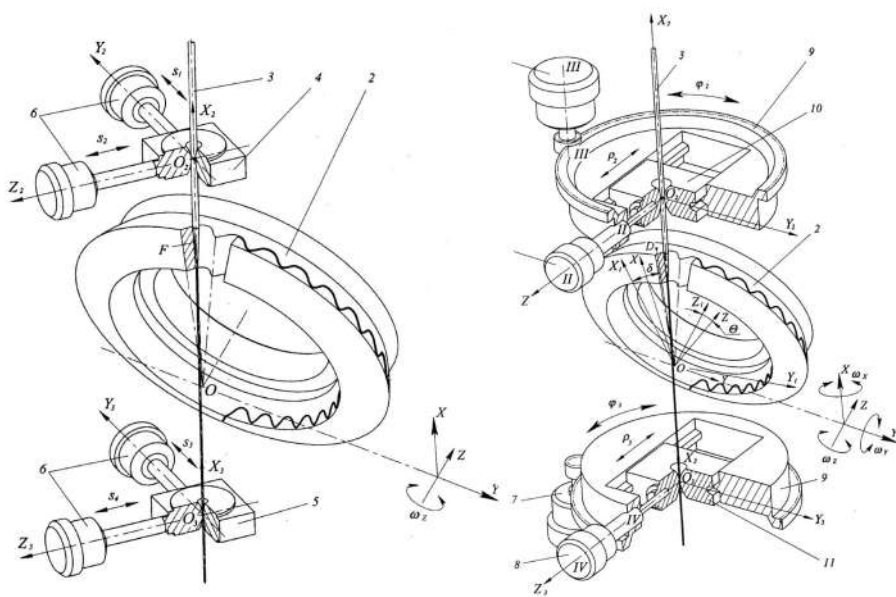


Fig. 8

Fig. 9

MD 3595 G2 2008.05.31

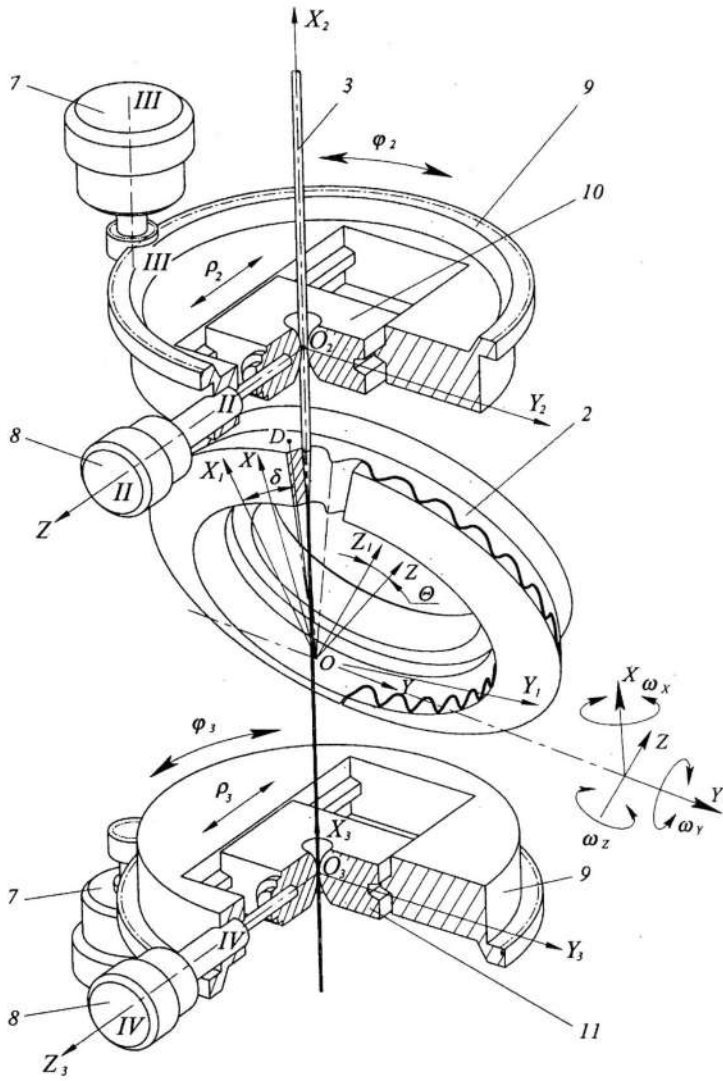


Fig. 10



MD 2674 C2 2005.01.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2674<sup>(13)</sup> C2  
(51) Int. Cl.<sup>7</sup>: B 23 H 1/00

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2002 0162 (22) Data depozit: 2002.06.07 (41) Data publicării cererii: 2004.06.30, BOPI nr. 6/2004</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2005.01.31, BOPI nr. 1/2005</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; MAZURU Sergiu, MD; VACULENCO Maxim, MD; TRIFAN Nicolae, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a pieselor cu contur complicat și suprafețe oblice

## (57) Rezumat:

Invenția se referă la procedeele de prelucrare prin electroeroziune a metalelor și poate fi utilizată la prelucrarea suprafețelor conjugate ale diverselor piese ale mașinilor.

Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a pieselor cu contur complicat și suprafețe oblice efectuat cu un electrod-sârmă, care se înfășoară pe două elemente de reazem, amplasate din două părți ale piesei pentru prelucrare, care constă în aceea că pe masa turnantă a mașinii-unelte legată rigid cu sistemul fix dreptunghiular de coordonate Oxyz, se fixează piesa-electrod, axa căreia coincide cu axa z, totodată, electrodul-sârmă este legat rigid cu sistemul mobil dreptunghiular de coordonate Ox<sub>1</sub>y<sub>1</sub>z<sub>1</sub>. Originea sistemelor dreptunghiulare de coordonate Oxyz și Ox<sub>1</sub>y<sub>1</sub>z<sub>1</sub> coincide cu centrul de precesie, axa z<sub>1</sub> descrie o suprafață conică cu vârful în centrul de precesie, formând unghiul de nutație cu axa z. Electrocului-sârmă, amplasat în canelura în formă de spirală cu secțiunea arcuită executată pe suprafața rolei de ghidare și amplasat sub un unghi față de axa rolei de ghidare, care trece prin centrul de precesie, sub un unghi față de planul format de axele x<sub>1</sub>y<sub>1</sub>, i se comunică o mișcare suplimentară față de axele de coordonate x<sub>1</sub> și y<sub>1</sub>, în concordanță cu relația:

$$x = (j + (d_w + r_f) / \text{tg} \beta) (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi,$$

- $$y = (j + (d_w + r_f) / \text{tg} \beta) (\sin^2 \psi + \cos \theta \cos^2 \psi),$$
- $$z = (j + (d_w + r_f) / \text{tg} \beta) (\sin \theta \cos \psi),$$
- unde  $\beta$  este unghiul conicității rolei de ghidare;  
 $d_w$  - diametrul electrodului-sârmei;  
 $j$  - jocul între electrozi;  
 5  $r_f$  - distanța de la axa rolei de ghidare până la canelura în formă de spirală;  
 $\theta$  - unghiul de nutație, egal cu unghiul dintre axele z și z<sub>1</sub>;  
 $\psi$  - unghiul de precesie.  
 10 La o rotație a arborelui manivelei mașinii-unelte, electrodul-sârmă efectuează o mișcare de precesie și oscilatorie în jurul axei rolei de ghidare, iar piesa-electrod se rotește sub un unghi determinat de corelația
- $$\psi = (Z_1 - Z_2) 2\pi Z_2,$$
- 15 unde  $Z_1$  este numărul de dinți ai roții dințate pentru prelucrare;  
 $Z_2$  - numărul ciclurilor de precesie.  
 Suprafața secțiunii canelurii în formă de spirală a rolei de ghidare este egală cu suprafața secțiunii electrodului-sârmă.  
 Revendicări: 3  
 Figuri: 5

MD 2674 B2 2005.01.31

MD 2674 C2 2005.01.31

6

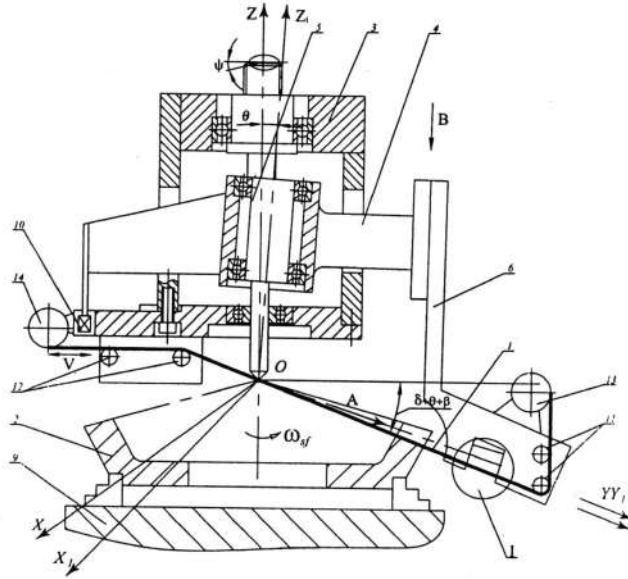


Fig. 1

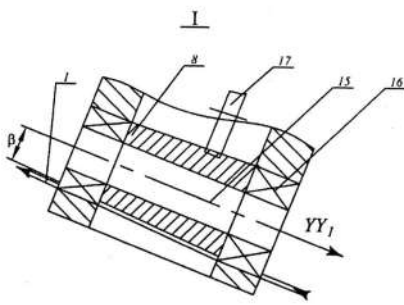


Fig. 2

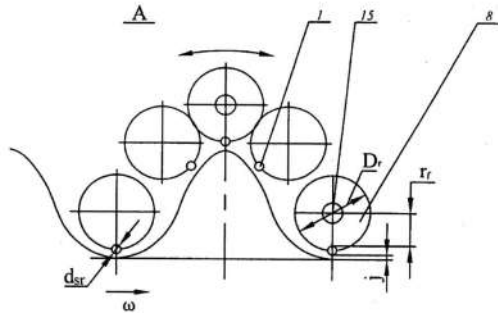


Fig. 3



## Anexa G

### Brevete de invenție: Hidromotoare, motoreductoare, variatoare și utilaje tehnologice cu angrenaje precesionale $A^B$ și $A^D$

- Anexa G.1 Hidromotor. SU 1353925 A1, 23.11.87, B. nr. 43. p. 548.
- Anexa G.2 Hidromotor cu transmisie precesională. SU 11834415 A1<sup>1</sup>(0048), 02.02.88. p. 549.
- Anexa G.3 Hidromotor. SU 1704525 A1<sup>2</sup>(0097), 24.03.87. p. 550.
- Anexa G.4 Hidromotor cu transmisie precesională. SU 1795684 A1<sup>3</sup>(0048), 28.12.87. p. 551.
- Anexa G.5 Hidromotor. SU 1247579 A1, 30.07.86, B. nr. 28. p. 552.
- Anexa G.6 Roată - motor. SU 1781951 A1<sup>4</sup>(0074), 02.02.88. p. 553.
- Anexa G.7 Roată - motor. SU 1773006 A1<sup>5</sup>(0071), 13.12.90. p. 554.
- Anexa G.8 Roată - motor. SU 1800765 A1<sup>6</sup>, 08.01.91. p. 555.
- Anexa G.9 Roată - motor a unității de transport. SU 1781950 A1<sup>7</sup>(0074), 08.12.87. p. 556.
- Anexa G.10 Motor - reductor de acționare a unității de transport. SU 1439900 A1<sup>8</sup>(005), 02.04.87 p. 557.
- Anexa G.11 Roată - motor. SU 1383657 A1<sup>9</sup>(006), 23.07.86. p. 558.
- Anexa G.12 Transmisie planetară precesională (variante). MD 2821 C2, 31.07.2005, BOPI nr. 7/2005. p. 559.
- Anexa G.13 Transmisie planetară precesională. SU 1598569 A1<sup>10</sup>(310), 18.10.88. p. 560.

<sup>1</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>2</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>3</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>4</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>5</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>6</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>7</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>8</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>9</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

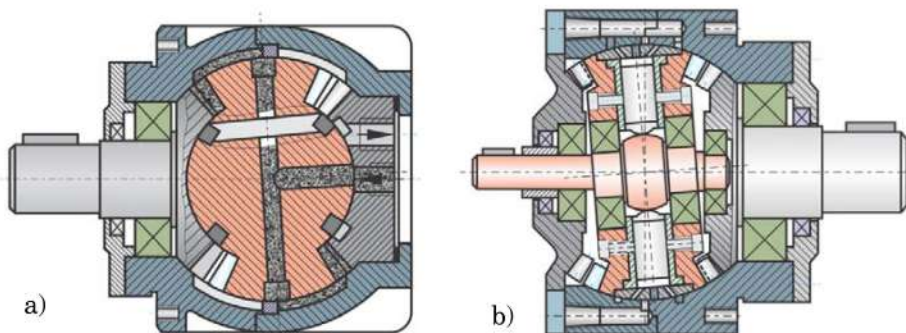
<sup>10</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"



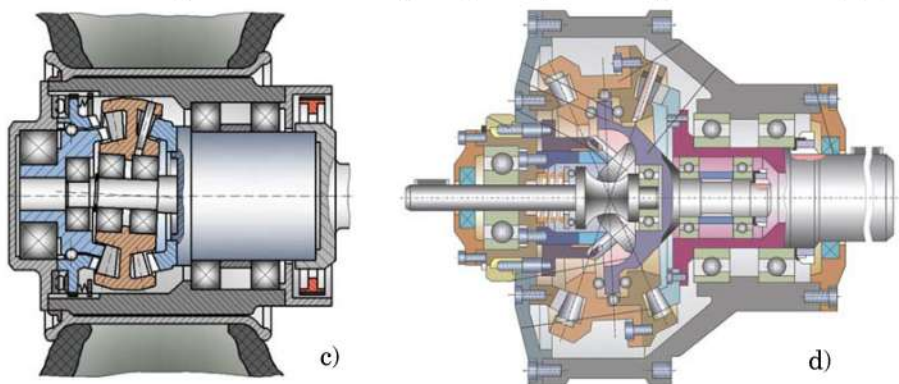
- Anexa G.14 Dispozitiv de foraj rotativ antrenat de fluid pentru sonde de adâncimi mari. MD 3386 G2, 31.08.2007, BOPI nr. 8/2007. p. 561.
- Anexa G.15 Mandrină cu auto centrare. SU 1480974 A1, 23.05.89, B. nr. 19. p. 562.
- Anexa G.16 Mașină de găurit manuală. SU 1514508 A1, 15.10.89, B. nr. 38. p. 563.
- Anexa G.17 Mecanism de apucare a robotului industrial. SU 1583285 A1, 07.08.90, B. nr. 29. p. 564.
- Anexa G.18 Cap de alezat. MD 2331 C2, 31.12.2003, BOPI nr. 12/2003. p. 565.

## Anexa G

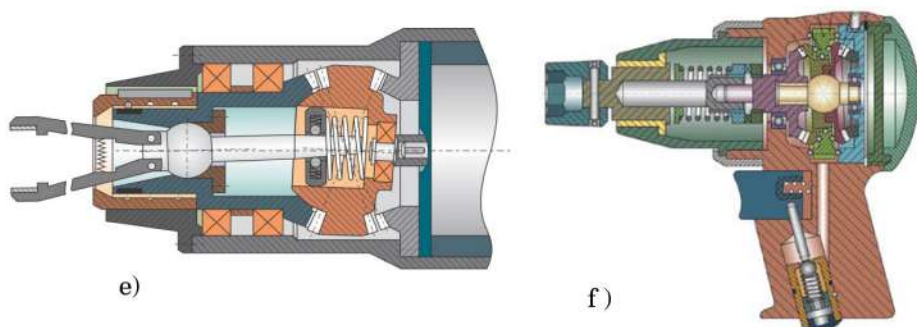
Brevete de invenție: Hidromotoare, motoreductoare, variatoare și utilaje tehnologice cu angrenaje precesionale 2K-H și K-H-V



Hidromotoare precesionale cu angrenaje dințate multipare  $\varepsilon = 100\%$  (a, b)



Motoreductoare, roți-motoare și variatoare cu angrenaje precesionale 2K-H (c, d)



Utilaj tehnic acționat cu angrenaje precesionale dințate 2K-H și K-H-V (e, f)

Anexa G.1



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

(19) SU (11) 1353925 A1

(5D) 4 F 03 C 2/08

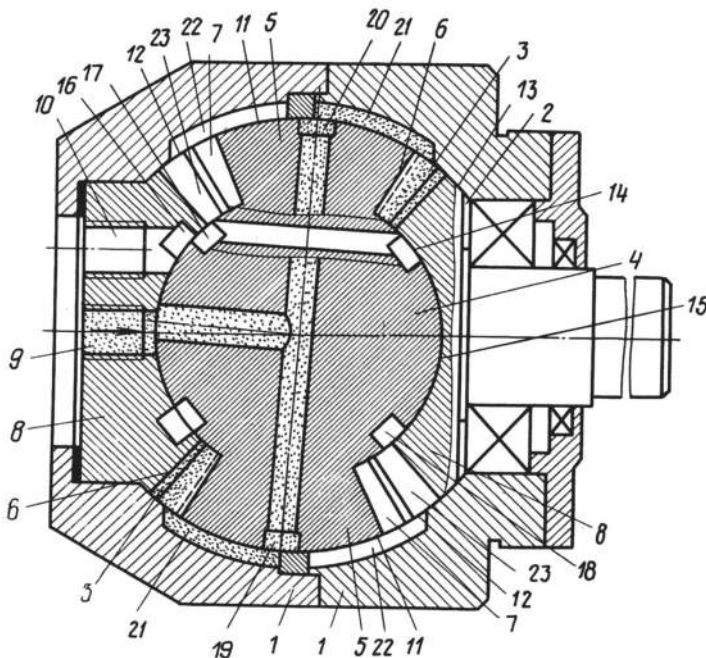
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4073599/25-06  
(22) 04.06.86  
(46) 23.11.87. Бюл. № 43  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан  
(53) 621.664.2(088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР № 853169, кл. F 04 C 2/08, 1972.  
(54) ГИДРОДВИГАТЕЛЬ  
(57) Изобретение позволяет повысить надежность и уменьшить осевые габариты гидродвигателя. Распределительное устройство

выполнено в виде кольцевого паза 16 на торцевой сферической поверхности 14 неподвижного конического зубчатого колеса 8, двух кольцевых канавок 17 и 18, незамкнутых кольцевых пазов 19 и 20 и меридиональных пазов 21 и 22. Распределение рабочей жидкости в расширяющиеся и сужающиеся рабочие камеры 3 осуществляется путем взаимодействия сферической поверхности и лопастей 5 ротора 4 с пазами 21 и 22, выполненными на поверхности 13 внутренней сферической полости 2 корпуса 1. 1 ил.



(19) SU (11) 1353925 A1



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ  
ВЕДОМСТВО СССР  
(ГОСПАТЕНТ СССР)

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

Анекс G.2 (\*)

ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ экз. № 8

(19) SU (11) 1834415 A1

(51)5 F 03 C 1/26

1

(21) 4374302/29

(22) 02.02.88

(71) Кишиневский политехнический инсти-  
тут им. С.Лазо

(72) И.А.Бостан, С.Г.Мазуру и А.Д.Главацкий

(56) Авторское свидетельство СССР

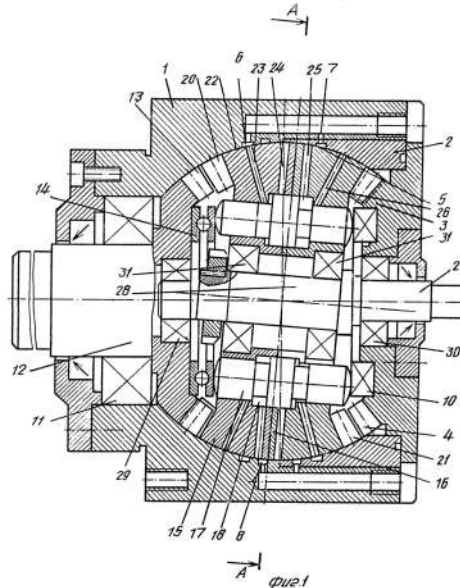
№ 1704525, кл. F 03 C 1/26, 1988.

(54) ГИДРОМОТОР С ПРЕЦЕССИОННОЙ  
ПЕРЕДАЧЕЙ

(57) Изобретение относится к гидромашино-  
строению и может быть использовано в гид-  
ромоторах с прецессионной передачей. Целью  
изобретения является снижение материалоем-  
кости путем увеличения рабочего объема

2

гидромотора без увеличения его габаритов.  
Это обеспечивается тем, что блок цилиндров  
15, несущий по торцам два конических  
зубчатых венца 20, 21, выполнен разрезным  
из двух симметричных скрепленных между  
собой частей с четным числом ступенчатых  
цилиндров, в которых размещены ступенча-  
тые поршни 17, установленные с возможно-  
стью контакта с упорными подшипниками  
14 и 10 выходного вала 12 и корпуса 1 соот-  
ветственно. Выходной вал 12 и корпус 1  
также имеют зубчатые венцы 13 и 4 соответ-  
ственно и образуют совместно с зубчатыми  
венцами 20 и 21 блока цилиндров 15 прецес-  
сионную передачу. 2 ил.



(19)SU (11) 1834415 A1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

Анеха G.3 (\*)

ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ. №

000097

(19) **SU** (11) **1704525** **A1**

(51)5 F 03 C 1/04

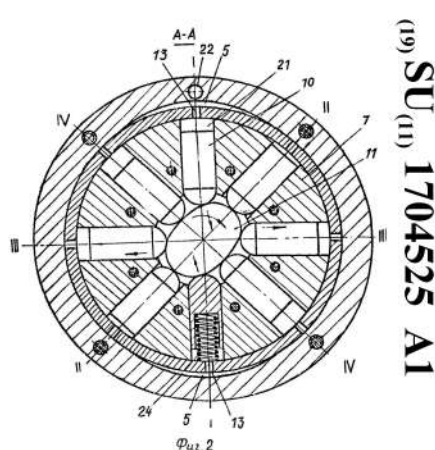
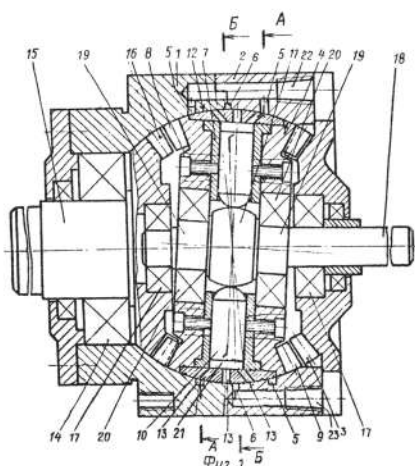
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГИИТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4214576/06  
(22) 24.03.87  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан и С. Г. Мазуру  
(53) 225.5(088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР № 759743, кл. F 03 C 1/04, 1978.  
(54) ГИДРОМОТОР  
(57) Изобретение м. б. использовано в гидромоторах с прецессионной зубчатой передачей. Цель изобретения — сокращение осевого габарита и расширение функциональных возможностей гидромотора. Корпус выполнен из двух частей 1, 2 и имеет неподвижный зубчатый венец (В) 3 и участок внутренней сферической поверхности 4 с распределительными канавками 5, 6 подвода и отвода рабочей жидкости. Блок цилиндров (БЦ) 7 имеет основной и дополнительный конические зубчатые В 8, 9. Радиально

расположенные поршни 10 установлены с возможностью взаимодействия с опорным элементом 11. Участок наружной сферической поверхности 12 БЦ 7 с рабочими окнами 13 сопряжен с участком 4 для образования узла распределения. На подшипнике 14 установлен выходной вал 15, имеющий конический зубчатый В 16. В 16 взаимодействует с В 8 с образованием с В 3, 9 прецессионной зубчатой передачи. Элемент 11 выполнен в виде установленного на опорах 17 дополнительного выходного вала 18 с профилированным кулачком со сферическим профилем в осевом сечении. Кулачок также может иметь или овальный, или эксцентричный профиль в поперечном сечении. При выполнении В 3, 9 с равным колвом зубьев БЦ 7 совершает только прецессионное движение без вращения, обеспечивая требуемые фазы распределения рабочей жидкости. 2 з. п. ф-лы, 6 ил.



(19) **SU** (11) **1704525** **A1**

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ  
ВЕДОМСТВО СССР  
(ГОСПАТЕНТ СССР)

Анекс G.4 (\*)

для служебного пользования ЭКЗ. № 000048  
(19) SU (11) 1795684 A1

(51)5 F 03 C 1/26

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4351619/29

(22) 28.12.87

(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо

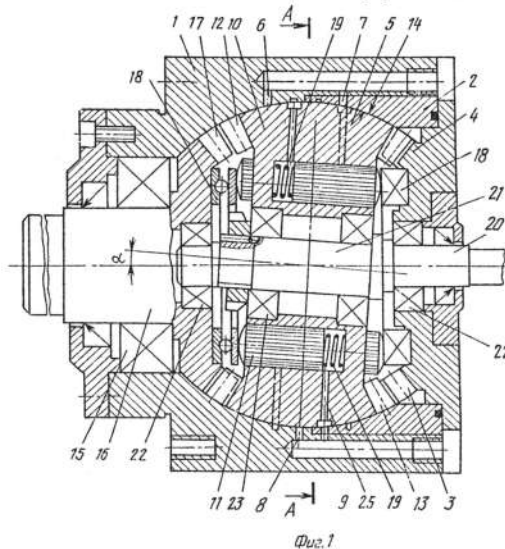
(72) И.А.Бостан и С.Г.Мазуру

(56) Авторское свидетельство СССР № 1704525, кл. F 03 C 1/26, 1987.

(54) ГИДРОМОТОР С ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

(57) Изобретение относится к гидромашиностроению и может быть использовано в гидромоторах с прецессионной передачей. Целью изобретения является снижение металлоемкости путем увеличения рабочего

объема гидромотора без существенного увеличения его габаритов. Гидромотор содержит корпус 1 с упорным подшипником 18 и коническим зубчатым венцом 3, блок цилиндров 10 с двумя рядами аксиальных противоположно направленных поршней 11 и двумя коническими зубчатыми венцами 12 и 13, выходной вал 16 с коническим зубчатым венцом 17 и упорным подшипником 18. Поршни 11 каждого ряда блока цилиндров установлены с возможностью взаимодействия с соответствующим упорным подшипником 18. Число поршней 11 в каждом ряду нечетное, а поршни одного ряда смещены относительно поршней другого ряда на половину углового шага их расположения.



(19) SU (11) 1795684 A1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

Anexa G.5



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

(19) **SU** (11) **1247579** **A1**

(51) 4 F 03 C 1/06

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

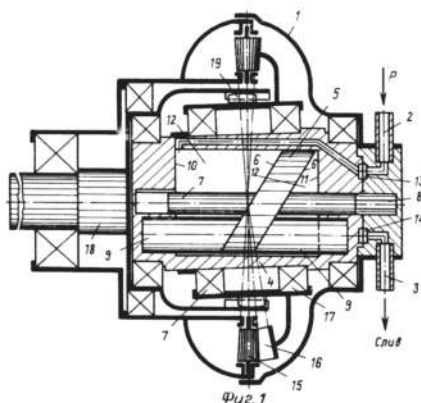
### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 3624559/25-06  
(22) 19.07.83  
(46) 30.07.86. Бюл. № 28  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан и А. Г. Корчмарь  
(53) 621.225.2(088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР № 1105685, кл. F 03 C 1/04, 1983.  
(54) (57) 1. ГИДРОМОТОР, содержащий неподвижный корпус с каналами подвода и отвода рабочей жидкости, ротор с силовым элементом и конический зубчато-цевочный прецессионный преобразователь крутящего момента, включающий имеющие разницу в числе цевков и зубьев неподвижное цевочное колесо и установленное с возможностью контакта с ним и расположенное под углом к его оси ведущее зубчатое колесо, установленное на промежуточном подшипнике, причем ротор имеет наружную посадочную поверхность для установки промежуточного подшипника ведущего колеса преобразователя, внутреннюю расточку для

установки силового элемента гидромотора и торцовые стенки, отличающийся тем, что, с целью сокращения диаметрального габарита, силовой элемент гидромотора выполнен в виде расположенного во внутренней расточке ротора поршня с наклонными торцовыми поверхностями, установленного с возможностью осевого перемещения и выполненного за одно целое с валом, связанным с корпусом при помощи шлицевого соединения, и двух ползунов, установленных в торцовых стенках ротора параллельно оси вала с возможностью контакта с соответствующими торцовыми поверхностями поршня.

2. Гидромотор по п. 1, отличающийся тем, что поршень имеет параллельные между собой торцовые поверхности, а ползуны размещены соосно по одну сторону оси вала.

3. Гидромотор по п. 1, отличающийся тем, что поршень в сечении вдоль оси вала имеет форму равнобочной трапеции, а оси ползунов размещены в одной плоскости по обе стороны от оси вала.



(19) **SU** (11) **1247579** **A1**



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

АНЕКСА G.6 (\*)  
ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ. №

000074

(19) SU (11) 1781951 A1

(51)5 В 60 К 7/00

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ  
ВЕДОМСТВО СССР  
(ГОСПАТЕНТ СССР)

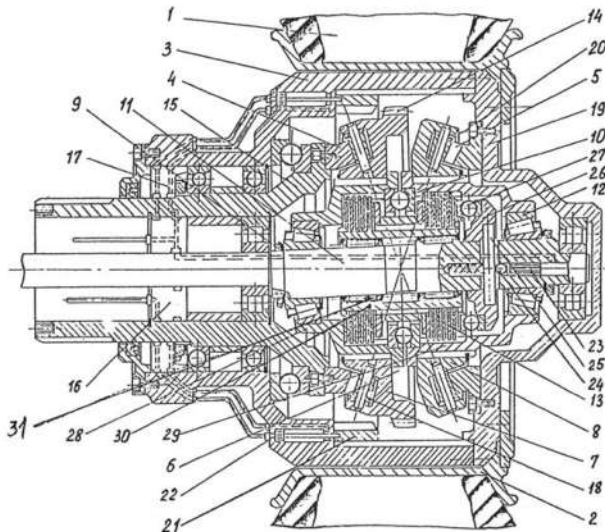
## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4372161/11  
(22) 02.02.88  
(71) Кишиневский политехнический институт им.С.Лазо  
(72) И.А.Бостан и В.А.Петьков  
(56) Авторское свидетельство СССР № 1383657, кл. В 60 К 7/00, 1987.  
(54) МОТОР-КОЛЕСО  
(57) Изобретение относится к транспортным машинам. Цель изобретения - расширение функциональных возможностей мотор-колеса за счет соединения двух сателлитных частей двухвенцового сателлита фрикционной муфтой и возможностью раздельного включения каждой из двух сателлит-

2

ных частей. Мотор-колесо включает в себя шину с ободом, корпус, неподвижное колесо, подвижное колесо, двухвенцовый сателлит, состоящий из двух частей, стянутых на подшипник и соединенных муфтой. На одной сателлитной части выполнен зубчатый венец. В корпусе на шлицах расположен зубчатый венец с возможностью осевого перемещения при помощи штока коллекторов. Новым в мотор-колесе является изготовление двухвенцового сателлита из двух частей, соединенных фрикционной муфтой, возможность поочередного включения каждой сателлитной части. 1 ил.



(19) SU (11) 1781951 A1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”



Anexa G.7 (\*)



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ДЛЯ ОБЯЗАТЕЛЬНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ № 3 А

000071

(19) SU (11) 1773006 A1

(51)5 В 60 К 7/00

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4890742/11

(22) 13.12.90

(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо

(72) И.А.Бостан и С.Г.Мазуру

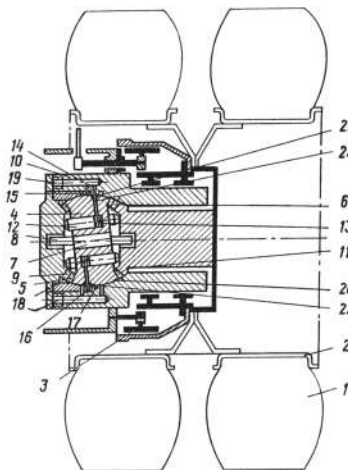
(56) Авторское свидетельство СССР № 1383657, кл. В 60 К 7/00, 1986.

Авторское свидетельство СССР  
№ 1439900, кл. В 60 К 7/00, 1987.  
(непублик.).

(54) МОТОР-КОЛЕСО

(57) Изобретение относится к транспортному машиностроению, а именно к конструкции мотор-колесо. Цель изобретения - бесступенчатое регулирование скорости вращения при уменьшении массогабаритных показателей. Прецессионный редуктор, имеющий двухвенечный блок 4 с зубчатыми венцами 5 и

6, установлен на кривошипном вале 8. Двухвенечный блок 4 зацепляется зубчатым венцом 5 с колесом 9, жестко связанным с корпусом 10. Зубчатый венец 6 зацепляется с зубчатым колесом 11, связанного с ободом 2. В двухвенечном блоке 4 аксиально в шахматном порядке расположены поршни 12, контактирующие соответственно с зубчатым колесом 9 и 11, при этом они постоянно находятся в поджатом состоянии к зубчатым колесам 9 и 11 пружинами 13. Сферическая часть корпуса 10 снабжена четырьмя кольцевыми канавками 14 - 17, которые сообщаются с гидрوليниями 18 и 19 высокого и низкого давления, двухвенечный блок 4 снабжен окнами 21 и 22 соответственно с каждым цилиндром при помощи каналов 23. 1 з.п.ф-лы, 1 ил.

(19) SU (11) 1773006 A1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ  
ВЕДОМСТВО СССР  
(ГОСПАТЕНТ СССР)

Анекс G.8 (\*)  
ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ. №

(19) SU (11) 1800765 A1

(51)5 В 60 К 7/00

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

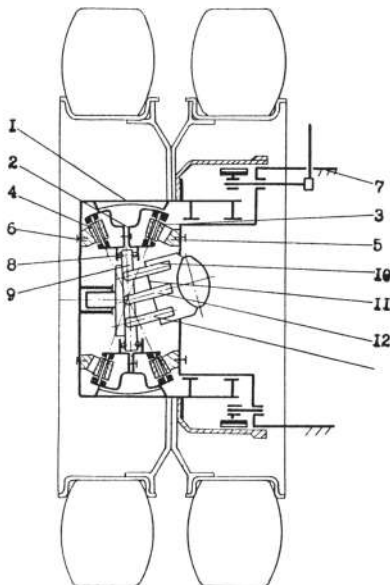
К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

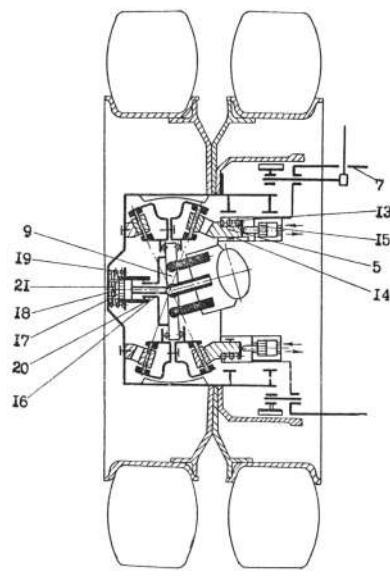
(21) 4909327/11  
(22) 08.01.91  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо  
(72) И. А. Бостан и В. Е. Дулгеру  
(56) Авторское свидетельство СССР № 1383657, кл. В 60 К 7/00, 1985 (непублик.).  
(54) МОТОР-КОЛЕСО  
(57) Изобретение относится к транспортным машинам, а именно к конструкции мотор-колес. Целью изобретения является упрощение конструкции, повышение надежности и расширение функциональных возможностей. Мотор-колесо содержит ступицу, в ко-

2

торой установлен сателлит, зацепляющийся с центральными колесами, связанными соответственно с рамой и ступицей. Между частями сателлита в ступице размещен косяк гидродвигателя. Поступление жидкости под давлением на поршни гидродвигателя заставляет диск вращаться. Благодаря наклону торцов диска его вращение преобразуется в прецессионное движение сателлита, который, зацепляясь с центральными колесами, заставляет последнее вращаться с редукцией. Редуцированное вращательное движение колеса передается ступице. 1 з.п. ф-лы, 2 ил.



Фиг. 1



Фиг. 2.

(19) **SU** (11) **1800765 A1**

Anexa G.9 (\*)



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ 000074

(19) SU (11) 1781950 A1

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ  
ВЕДОМСТВО СССР  
(ГОСПАТЕНТ СССР)

(51)5 В 60 К 7/00

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4340680/11

(22) 08.12.87

(71) Кишиневский политехнический институт им.С.Лазо

(72) И.А.Бостан, К.Б.Глушко, В.Е.Дулгеру и Г.И.Оглинда

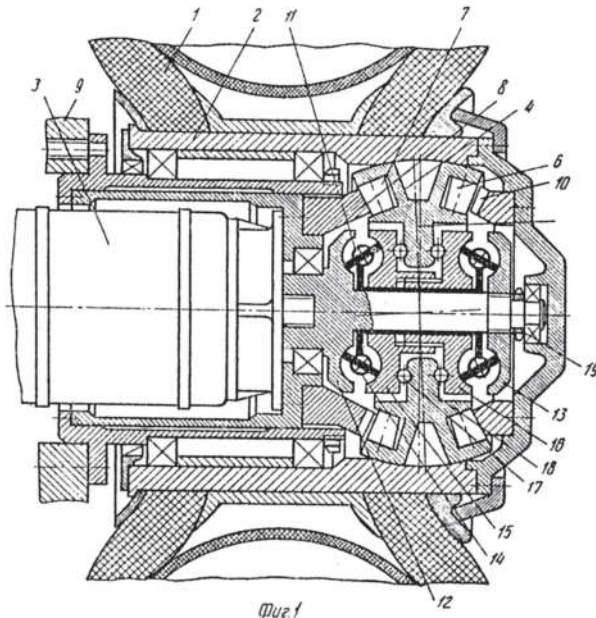
(56) Авторское свидетельство СССР № 1383657, кл. В 60 К 7/00, 1986.

(54) МОТОР-КОЛЕСО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

(57) Изобретение относится к транспортным машинам. Целью изобретения является расширение кинематических

2

и функциональных возможностей мотор-колеса. Мотор-колесо содержит шину, обод, размещенные в нем электродвигатель и прецессионный редуктор, ведомое колесо которого связано с ободом. В ступице сателлитного блока колес размещена сдвоенная торoidalная передача, ведомые диски которой расположены по обе стороны диска сателлитного блока. Использование изобретения позволяет расширить диапазон изменения скорости колеса транспортного средства. 2 ил.



(19) SU (11) 1781950 A1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

Анеха G.10 (\*)



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

для служебного пользования ЭКЗ. № 6

(19) SU (11) 1439900 A 1

(50) 4 В 60 К 7/00

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4220865/31-11

(22) 02.04.87

(71) Кишиневский политехнический институт  
им. С. Лазо

(72) И. А. Бостан, В. Е. Дулгеру

и Г. И. Оглинда

(53) 629.113(088.8)

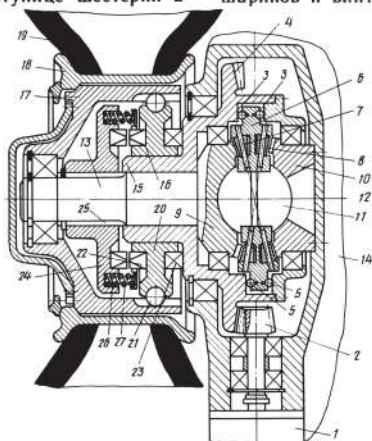
(56) Авторское свидетельство СССР

№ 1273272, кл. В 60 К 17/04, 1985.

(54) МОТОР-РЕДУКТОР ПРИВОДА КО-  
ЛЕСА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

(57) Изобретение относится к транспортному машиностроению. Цель изобретения — уменьшение габаритных размеров мотор-редуктора, увеличение его нагрузочной способности и расширение функциональных возможностей. Мотор-редуктор содержит тяговый двигатель 1, связанный с конической передачей, шестерня 2 которого связана механизмом автоматического переключения скоростей по нагрузке со ступицей колеса транспортного средства. В ступице шестерни 2

между ее наклонными торцами размещен прелессионный блок колес 6, включающий роликовые венцы 7 и 8, которые зацепляются соответственно с неподвижным 10 и подвижным 9 зубчатыми коническими колесами. При этом прелессионный блок колес 6 и колеса 10 и 9 установлены на общей шаровой опоре 11. Колесо 9 связано с ведомым валом 13, который в свою очередь связан с фланцем 24 и далее через механизм автоматического переключения скоростей — со ступицей колеса транспортного средства. Механизм автоматического переключения скоростей включает диск 20, муфты 22 и 23 и шарики, размещенные в винтовых канавках с соответствующим углом наклона, выполненных в ступице. Такое техническое решение позволяет колесу транспортного средства автоматически переключаться при изменении нагрузки. Это достигается поочередным включением муфт 22 и 23 с помощью шариков и винтовых канавок. 1 ил.



(19) SU (11) 1439900 A 1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

Anexa G.11 (\*)



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ. № 6

(19) **SU** (11) **1383657 A1**

(51)4 В 60 К 7/00, 17/06

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4098219/31-11

(22) 23.07.86

(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо

(72) И.А.Бостан, К.Б.Глушко и В.Е.Дулгеру

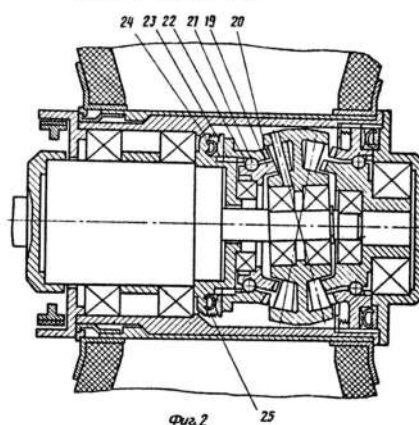
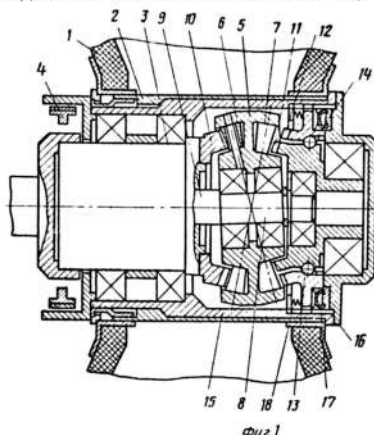
(53) 629.113.585.127 (088,8)

(56) Авторское свидетельство СССР № 382529, кл. В 60 К 17/14, 1970.

(54) МОТОР-КОЛЕСО

(57) Изобретение относится к транспортным машинам, а именно к конструкции мотор-колес. Цель изобретения - уменьшение габаритов, Сателлитный блок колес 5 с роликовыми венцами 6 и 7 установлен на кривошипном участке 8 вала электродвигателя 3. Роликовый венец 6 зацепляется с неподвижным коническим колесом 10, а

роликовый венец 7 - с коническими колесами 11 и 12, связанными между собой шариками 13, а с вращающимся корпусом 15 - шлицами 16. Между торцом колеса 12 и корпусом 15 размещена диафрагма 17. В положении, когда колесо 12 выведено из зацепления, крутящий момент от электродвигателя 3 через колесо 10, венцы 6, 7 и колесо 11, а дальше через шарики 13 и шлицы 16 передается корпусу 15. При поступлении воздуха в диафрагму 17 колесо 12 перемещается в осевом направлении до ввода в зацепление с роликами венца 7. При этом шарики 13 выходят из пазов колеса 12. Колесо 11 вращается вхолостую, а крутящий момент передается через колесо 10, венцы 6, 7 и колесо 11 к корпусу 15.  
1 з.п. ф-лы, 2 ил.



(19) **SU** (11) **1383657 A1**

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

Anexa G.12



MD 2821 C2 2005.07.31

REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) 2821 (13) C2  
(51) Int. Cl. F 16 H 1/32 (2006.01)

## (12) BREVET DE INVENȚIE

<p>(21) Nr. depozit: a 2003 0217 (22) Data depozit: 2003.09.10 (41) Data publicării cererii: 2005.06.30, BOPI nr. 6/2005</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2005.07.31, BOPI nr. 7/2005</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; SOCHIREAN Anatolie, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

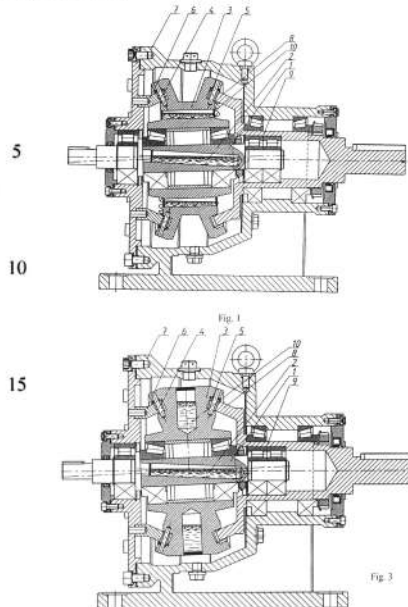
## (54) Transmisie planetară precesională (variante)

## (57) Rezumat:

Invenția se referă la construcția de mașini, în special la transmisiile planetare precesionale.

Transmisia planetară precesională conform variantei 1 include carcasa 7, două roți dințate 6 și 8, una dintre ele fiind fixată în carcasa 7, alta legată rigid cu arborele condus 9, iar între ele fiind amplasat un bloc satelit 3 cu două coroane dințate, instalat liber pe manivela 1, în care este executat un canal axial înclinat 2. Nou este aceea că în butucul blocului satelit este executat un număr par de canale axiale 10 amplasate uniform, fiecare canal fiind umplut cu lichid la circa  $\frac{3}{4}$  din volum și închis ermetic. Canalul din manivela 2, axa căruia este înclinată în direcție opusă în raport cu înclinarea manivelei sub un unghi egal cu unghiul de precesie, este umplut cu lichid la circa  $\frac{3}{4}$  din volum și închis ermetic.

Transmisia planetară precesională conform variantei 2 include blocul satelit 3 în butucul căruia este executat un număr par de canale radiale înfundate amplasate uniform, fiecare fiind umplut cu lichid la circa  $\frac{3}{4}$  din volum și închis ermetic.



MD 2821 C2 2005.07.31

Анеха G.13 (\*)



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ. №

329

(19) SU (11) 1598569 A1

(51)5 F 16 Н 37/02 1/32

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

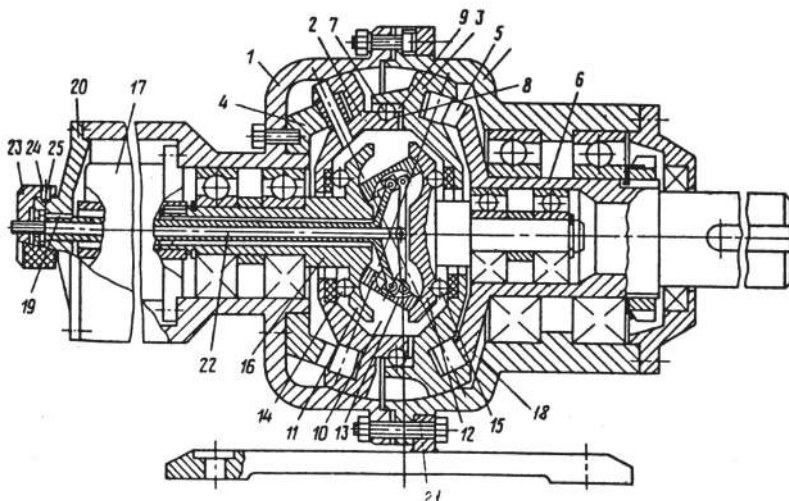
(21) 4496605/25-28  
(22) 18.10.88  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо  
(72) И.А.Бостан, В.Е.Дулгеру и В.А.Петьков  
(53) 621.833.6 (088.8)

(56) Авторское свидетельство СССР  
№ 1421930, кл. F 16 Н 37/02, 1985.

2

(54) ПЛАНЕТАРНАЯ ПРЕЦЕССИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

(57) Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в механизмах с бесступенчатым изменением скорости. Цель – расширение диапазона регулирования скорости. Планетарная прецессионная передача содержит корпус 1, в котором размещен сателлит, включающий



(19) SU (11) 1598569 A1

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

Anexa G.14



MD 3386 G2 2007.08.31

## REPUBLICA MOLDOVA



(19) Agenția de Stat  
pentru Proprietatea Intelectuală

(11) **3386** <sup>(13)</sup> **G2**  
(51) Int. Cl.: *E21B 4/02* (2006.01)  
*F03B 13/02* (2006.01)

(12) **BREVET DE INVENȚIE**

<p>(21) Nr. depozit: a 2005 0217 (22) Data depozit: 2005.08.01 (41) Data publicării cererii: 2007.02.28, BOP1 nr. 2/2007</p>	<p>(45) Data publicării hotărârii de acordare a brevetului: 2007.08.31, BOP1 nr. 8/2007</p>
<p>(71) Solicitant: UNIVERSITATEA TEHNICĂ DIN MOLDOVA, MD (72) Inventatori: BOSTAN Ion, MD; DULGHERU Valeriu, MD; BODNARIUC Ion, MD (73) Titular: UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD</p>	

## (54) Dispozitiv de foraj rotativ antrenat de fluid pentru sonde de adâncimi mari

## (57) Rezumat:

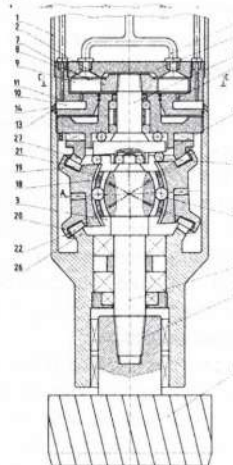
Invenția se referă la instalațiile de forare și poate fi utilizată pentru forarea sondelor de adâncimi mari.

Dispozitivul de foraj rotativ antrenat de fluid pentru sonde de adâncimi mari include o carcasă (1) în care sunt amplasate o conductă de fluid (6), o turbină (2), un reductor (3), și o sculă (4) de forare fixată pe arborele de ieșire (31) a reductorului. Turbina (2) include camere (10) în care sunt pom-pate separat soluția de foraj și fluidul utilizat la antrenarea roții motoare (8), și în care este executat un orificiu de evacuare (13) dotat cu niple (14), un stator (5), la care este conectată conducta de fluid (6) cu un sistem de duze (7) amplasate deasupra roții motoare (8) cu palete (9), fixată rigid pe arborele de intrare (15) al reductorului executat precesional. Arborele de intrare (15), prin intermediul flanșei înclinate (16) și a corpurilor de rulare (17), este legat cinematic cu blocul-satelit (18) al reductorului, executat din două părți (19) și (20) legate între ele prin intermediul unor craboți (23) și (24), între care este amplasat un element elastic (25). Pe fiecare parte a blocului-satelit (18) este executată câte o coroană (21) și (22), fiecare dintre care angrenează cu câte o roată dințată centrală (26)

și (27), ambele fiind legate cu carcasă (1), una (26) - rigid, iar a doua (27) - prin intermediul craboților (28) și (29) și a elementului elastic (30), totodată, blocul-satelit (18) este legat cu arborele de ieșire (31) prin intermediul unui cuplaj cu bile (32).

Revendicări: 1

Figuri: 5



MD 3386 G2 2007.08.31



Anexa G.15



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

(19) SU <sup>(11)</sup> 1480974 A 1

(SU) 4 B 23 B 31/16

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГНТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4249772/25-08

(22) 27.05.87

(46) 23.05.89. Бюл. № 19

(71) Кишиневский политехнический институт им. С. Лазо

(72) И. А. Бостан, В. В. Вишняков, С. Г. Мазуру, Л. А. Шуруп и Б. М. Голубович

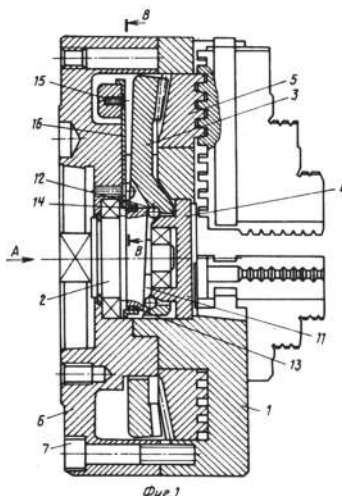
(53) 621.941-229.3(088.8)

(56) Авторское свидетельство СССР № 1346346. кл. В 23 В 31/16, 1986.

(54) САМОЦЕНТРИРУЮЩИЙСЯ ПАТРОН

(57) Изобретение относится к станкостроению, в частности к устройствам для закрепления заготовок на шпинделе станка. Целью изобретения является повышение точности путем уравновешивания прецессионного ко-

леса патрона. В корпусе 1 размещена прецессионная передача, выполненная в виде прецессионного колеса 3 и приводного вала 2 с торцевой эксцентричной поверхностью 11, взаимодействующей через шарики 12 с колесом 3. Колесо 3 связано со спиральным диском спирально-реечного механизма перемещения кулачков. Вал 2 имеет также наружную эксцентричную поверхность 13 для взаимодействия со ступицей 14 противовеса, спицы 16 которого оснащены грузами 15. Поверхности 11 и 13 расположены так, что центры масс грузов 15 и колеса 3 всегда находятся по разные стороны от оси вращения патрона. Таким образом, смещение колеса 3 сопровождается смещением противовеса, и патрон находится в уравновешенном состоянии. 4 ил.



Фиг. 1

(19) SU <sup>(11)</sup> 1480974 A 1



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

Anexa G.16

(19) SU (11) 1514508 A 1

(5D) 4 В 23 В 45/00

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГИИТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### И АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4220321/31-08

(22) 02.04.87

(46) 15.10.89. Бюл. № 38

(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо

(72) И.А.Бостан, К.Б.Глушко

и В.Е.Дулгеру

(53) 621.953(088.8)

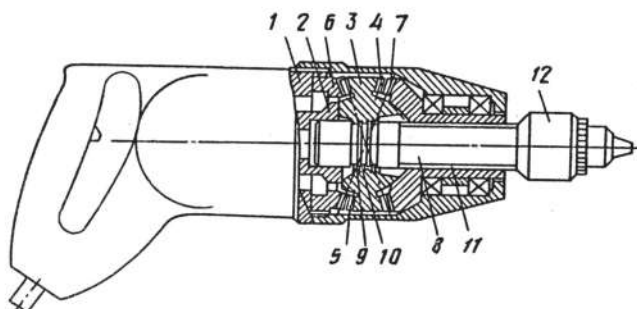
(56) Механизированный инструмент, отделочные машины и вибраторы. - Каталог-справочник. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1978, с. 14-15.

Авторское свидетельство СССР  
№ 1117141, кл. В 23 В 45/00, 1985.

(54) РУЧНАЯ СВЕРЛИЛЬНАЯ МАШИНА

(57) Изобретение относится к машиностроению, в частности к ручному механизированному инструменту для сверления. Цель изобретения - расширение технологических возможностей ручной машины за счет обеспечения вибросверления с принудительным дроблением стружки. Ручная сверлильная машина содержит корпус 1, в котором размещены двухступенчатая прецессионная

передача и инструментальный шпindelь 8, на наружной поверхности которого выполнены беззаходная резьба 10 и шлицы 11. Вращение от привода 2 посредством наклонного торца диска 2 преобразуется в прецессионное движение сателлитного блока колес 3. Зубчатые венцы сателлитного блока колес 3 зацепляются с одной стороны с зубьями неподвижного колеса 6, а с другой стороны - с зубьями ведомого колеса 7. В результате связанный с ведомым колесом 7 шпindelь 8 будет вращаться с редукцией  $i$ . В процессе прецессионного движения витки беззаходной резьбы 9 сателлитного блока колес 3 зацепляются с витками беззаходной резьбы 10, заставляя инструментальный шпindelь 8 совершать вибрационное движение с частотой, равной частоте вращения привода, и с амплитудой  $A$ . Инструмент совершает таким образом одновременно вращательное движение с редукцией  $i$  и вибрационное движение с частотой вращения привода и амплитудой  $A$ . 1 ил.



(19) SU (11) 1514508 A 1



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

Anexa G.17

(19) **SU** (11) **1583285** **A1**

(51)5 В 25 J 15/00

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГНТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

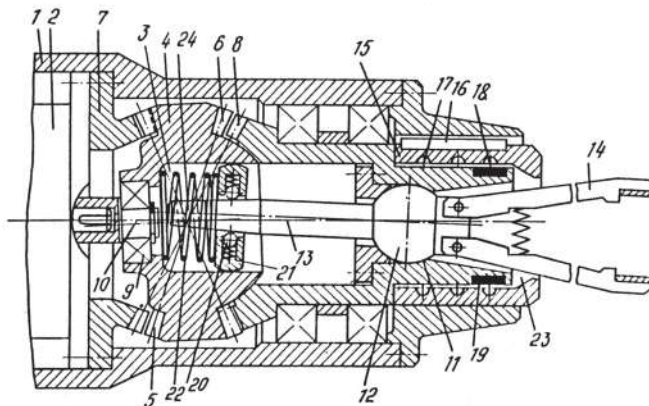
К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 4386938/25-08  
(22) 04.03.88  
(46) 07.08.90. Бюл. № 29  
(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо  
(72) И.А. Бостан и В.Е. Дулгеру  
(53) 62-229.72(088.8)  
(56) Авторское свидетельство СССР № 1451004, кл. В 25 J 15/00, 1987.  
(54) ЗАХВАТ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА

(57) Изобретение относится к машиностроению, в частности к промышленным роботам и манипуляторам. Целью изобретения является упрощение конструкции и расширение технологических возможностей. Захват содержит корпус 1, установленные в нем электродвигатель 2 и редуктор 3. Редуктор 3 содержит сателлитный блок колес 4, ведущее и ведомое 8 кони-

ческие колеса и схват 14'. Схват 14 снабжен сферическим основанием 12, жестко связанным с коническим валом 13, кинематически связанным со ступицей ведомого центрального конического колеса 8 посредством подпружиненной в осевом направлении втулки 21. Связь схвата 14 с ведомым центральным коническим колесом 8 выполнена в виде промежуточной втулки 15

с винтовой канавкой 17 и ползуна 18. Расширение технологических возможностей захвата осуществляется за счет автоматического поиска положения схватываемого объекта в зоне с некоторым радиусом, возникающим в результате прецессионного движения сателлитного блока колеса и кругового движения кинематически связанных с ним схватов. 1 ил.



(19) **SU** (11) **1583285** **A1**





СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР  
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

Анеха G.19 (\*)

ДЛЯ СЛУЖЕБНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКЗ. № 4

(19) **SU** (11) **1357224** **A1**

(51)4 В 25 J 17/00

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

### К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4073333/31-08

(22) 02.06.86

(71) Кишиневский политехнический институт им. С.Лазо

(72) И.А.Бостан, В.Е.Дулгеру

и И.Т.Бабаян

(53) 62.229.7(088.8)

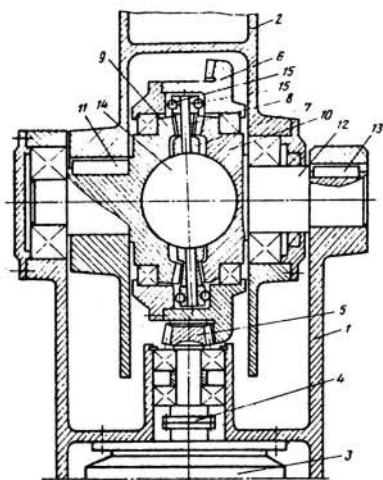
(56) Авторское свидетельство СССР

№ 804429, кл. В 25 J 17/00, 1979.

(54) ШАРНИР МАНИПУЛЯТОРА

(57) Изобретение относится к области машиностроения и может быть использовано при создании манипуляторов и роботов. Целью изобретения является повышение надежности, долговечности и упрощение конструкции за счет улучшения динамических характеристик

дополнительно введенных зубчатых колес, а также расширение кинематических возможностей за счет увеличения передаточного отношения. Вращение ротора электродвигателя 3 через муфту 4 передается на ведомое коническое колесо 6. Благодаря наклону торцов ступицы колеса 6 посредством шариков 15 вращательное движение колеса 6 преобразуется в прецессионное движение дополнительного внутреннего зубчатого колеса 7, зубья которого выполнены в виде конических роликов 8, образуя зубчатое зацепление с зубчатыми колесами 9 и 10, они осуществляют поворот ведомого звена 2 манипулятора относительно ведущего звена 1. 1 з.п. ф-лы, 2 ил.



Фиг. 1

(19) **SU** (11) **1357224** **A1**

(\*) Secret de Stat cu parafa „Uz de serviciu”

---

## Bibliografie

- [1] Allan, T. Some aspects of the design and performance of Wildhaber-Novikov gearing. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Pt. 1, Vol. 179(30), (1964/1965), 931–954.
- [2] Baxter, M.L. Basic Geometry and Tooth Contact of Hypoid Gears. *Industrial Mathematic*, 2 (1961).
- [3] Bostan, V. *Modele matematice în inginerie*. Bons Offices, Chişinău, 2014. 470 p.
- [4] Bostan, V., Han, W., Reddy, B.D. A posteriori error estimation and adaptive solution of elliptic variational inequalities of the second kind. *Applied Numerical Mathematics*, Vol. 52, Issue 1, (2005), 13–38.
- [5] Bostan, V., Han, W. A posteriori error analysis for finite element solutions of a frictional contact problem. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 195, Issues 9–12, (2006), 1252–1274.
- [6] Bostan, V., Han, W. Adaptive finite element solution of variational inequalities with application in contact problems. *Advances in Applied Mathematics and Global Optimization. Series: Advances in Mechanics and Mathematics*, Vol. 17 Gao, David Y., Sherali, Hanif D., eds., Springer, (2009), 25–106.
- [7] Bostan, V., Han, W. Recovery-based error estimation and adaptive solution of elliptic variational inequalities of the second kind. *Comm. Math. Sci.*, Vol. 2, (2004), 1–18.
- [8] Bostan, I. *Создание планетарно-прецессионных передач с многопарным зацеплением* [Elaborarea transmisiorilor planetare precesionale cu angrenaj multipar]: ДСП<sup>11</sup>, дис. д-ра хабилитат. Вестник

- МГТУ им. Н. Баумана. Москва, 1989. Том 1, 511 с. Том 2 (приложение), 236 с.
- [9] Bostan, I. *Прецессионные передачи с многопарным зацеплением* [Transmisii precesionale cu angrenaj multipar]. ШТИИИЦА, Кишинев, 1991. 356 с.
- [10] Bostan, I. *Зацепление для прецессионных передач* [Angrenaj pentru transmisii precesionale]. ШТИИИЦА, Кишинев, 1988. 146 с.
- [11] Bostan, I., Glușco, C., Oprea, A., Dulgheru, V. *Планетарные прецессионные передачи* [Transmisii planetare precesionale]. ШТИИИЦА, Кишинев, 1987. 156 с.
- [12] Bostan, I., Dulgheru, V., Sochirean, A., Babaian, I. *Antologia invențiilor. Transmisii planetare precesionale: Sinteze structurale; teoria angrenării; cinematica; dinamica; calculul de rezistență; descrieri de invenție*. Vol. 1. Bons Offices, Chișinău, 2011. 593 p.
- [13] Bostan, I., Dulgheru, V., Glușco, C., Mazuru, S., Vaculenco, M. *Antologia invențiilor. Transmisii planetare precesionale: Teoria generării angrenajelor precesionale, control dimensional, proiectare computerizată, aplicații industriale, descrieri de invenție*. Vol. 2. Bons Offices, Chișinău, 2011. 542 p.
- [14] Bostan, I., Dulgheru, V., Bostan, V., Ciupercă, R. *Antologia invențiilor. Sisteme de conversie a energiilor regenerabile: Fundamente teoretice; concepte constructive; aspecte tehnologice; descrieri de invenție*. Vol. 3. Bons Offices, Chișinău, 2009. 458 p.
- [15] Bostan, I., Dulgheru, V., Țopa M. ș.a. *Antologia invențiilor. Transmisii planetare precesionale cinematice: Concepte tehnologice de generare a angrenajelor; mini- și nanotransmisii; cercetări experimentale; aplicații industriale; descrieri de invenție*. Vol. 4. Bons Offices, Chișinău, 2011. 636 p.
- [16] Bostan, I., Dulgheru, V., Grigoraș, Ș. *Transmisii planetare precesionale și armonice: Atlas*. Ed. Tehnică, București; Tehnica, Chișinău, 1997. 400 p.
- [17] Bostan, I., Dulgheru, V., Sobor, I., Bostan, V., Sochirean, A. *Sisteme de conversie a energiilor regenerabile*. Tehnica-Info, Chișinău, 2007. 592 p.
- [18] Bostan, I., Gheorghe, A., Dulgheru, V., Sobor, I., Bostan, V., Sochirean, A. *Resilient Energy Systems. Renewables: Wind, Solar,*

---

<sup>11</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

- Hydro. Multiplicatoare precesionale*, Vol. 19, Springer, (2013), 324-338. DOI 10.1007/978-94-007-4189-8.
- [19] Bostan, I., Moldovean, G., Jula, A., Chișu, E. *Proiectarea arborilor dreپți din transmisii*. Universitatea “Transilvania”, Brașov, 1995. 180 p.
- [20] Bostan, I. *Științe inginerești și cooperarea cu industria*. Diseminarea transmisiilor precesionale. Ed. Agir, București, 2016, 80 p.
- [21] Gaftanu, M., Bostan, I., Dulgheru, V. ș.a. *Organe de mașini (manual)*. Vol. 2. Angrenaje precesionale. Subcapitolul 16.11. Vol. 1, 1999, 336 p., Vol. 2, 2002, 432 p.
- [22] Bostan, I., Oprea, A. *Bazele proiectării mașinilor*. Proiectarea transmisiilor precesionale. Capitolul 6. Tehnica-Info, Chișinău, 2000. 320 p.
- [23] Bostan, I. Planetary Precessional Transmissions: Synthesis and Generation Technologies. *Power Transmissions, Mechanism and Machine Science*, Vol. 13 Dobre, G., ed. Springer Science+Business Media Dordrecht, (2013), 21–44. DOI: 10.1007/978-94-007-6558-02.
- [24] Bostan, I. Modelarea procesului de generare a dinților cu modificare de profil. *Meridian Ingineresc*, 4, (2005), 15–18.
- [25] Bostan, I. Avantajele excepționale ale transmisiilor precesionale în contextul dezvoltării “transmisiilor moleculare”. *Academos*, 4(43), (2016), 29–37.
- [26] Bostan, I. Particularitățile calculului de rezistență a angrenajului precesional multipar cu profil convex/concav. *Lucrările conf. tehn.-șt. intern. “Transmisii cu angrenaje. Teoria angrenajului, calcul la rezistență, precizia cinematică și tehnologia fabricării”*. Chișinău, (1992), 39–42.
- [27] Bostan, I. Transformarea geometrică a profilului dinților angrenajului precesional, premisele și particularitățile generării flancurilor prin rostogolire. *Lucrările conf. tehn.-șt. intern. “Transmisii cu angrenaje. Teoria angrenajului, calcul la rezistență, precizia cinematică și tehnologia fabricării”*. Chișinău, (1992), 5–8.
- [28] Bostan, I. Создание прецессионных редукторов нового поколения [Elaborarea unui nou tip de reductoare precesionale]. *Вестник машиностроения, Москва*, 12, (1990), 50–52.
- [29] Bostan, I. *Динамическое уравновешивание планетарной прецессионной передачи с многопарным зацеплением* [Echilibrarea



- dinamică a transmisiei planetare precesionale cu angrenare multipară]. КПИ, 1988. 20 с. Деп. НИИТЭИ 30.11.88, Сертификат №1046-М88. ВИНТИ, 1989, №3.
- [30] Bostan, I. *Расчет зацепления прецессионной передачи с нестандартным прямолинейно-дуговым профилем зубьев* [Calculul angrenajului transmisiei precesionale cu profil nestandard rectiliniu și în arc de cerc al dinților]. КПИ, 1986. 15 с. Деп. НИИТЭИ 19.11.86, Сертификат №742-М. ВИНТИ, 1987, №3.
- [31] Bostan, I. *Зацепление прецессионной передачи с нестандартным прямолинейным профилем зубьев* [Angrenaj precesional cu profil nestandard rectiliniu al dinților]. КПИ, 1986. 15 с. Деп. НИИТЭИ 19.11.86, Сертификат №741-М. ВИНТИ, 1987, №3.
- [32] Bostan, I. Presne planetarne prevodovsky. *Intenzifikacna funkcia Spojenia Vychovy, vedy a prexe. Vedecka konferencia strojníkej fakulty SVST*. Bratislava, CSSR, 53/88, 2, (1988), 65–67.
- [33] Bostan, I. *Новый вид механических передач – планетарно-прецессионные с многопарным зацеплением* [Un nou tip de transmisie mecanică – transmisia planetară precesională cu angrenare multipară]. Всесоюзный научно-методический совет по прикладной механике и деталей машин. Одесса, 1988. 12 с.
- [34] Bostan, I. Планетарно-прецессионные передачи с многопарным зацеплением [Transmisia planetară precesională cu angrenare multipară]. *Intenzifikacna funkcia Spojenia Vychovy, vedy a prexe. Vedecka konferencia strojníkej fakulty SVST*. Bratislava, CSSR, 53/88, 2, (1988).
- [35] Bostan, I. Теоретическое и экспериментальное исследование планетарных прецессионных передач [Cercetarea teoretică și experimentală a transmisiilor planetare precesionale]. *Veda vydavatelstvo akademie vied “Strojnícky”*, Bratislava, CSSR, 4, (1987), 409–420.
- [36] Bostan, I. *Transmisii planetare precesionale de putere și cinematice: dezvoltare constructivă, tehnologii industriale de fabricație și materiale noi*. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. de înregistrare 676 INST din 15.01.2015, cod 11.817.02.20F. UTM. Chișinău, 2015. 62 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2015.
- [37] Bostan, I. *Elaborarea teoriei fundamentale a transmisiilor precesionale cu transformarea mișcării și sarcinii în regim de: multiplicator, diferențial și variator*. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. de înregistrare 626 INST din 12.01.2011, cod 11.817.05.16F. UTM.

- Chișinău, 2011. 234 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2014.
- [38] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale cinematice: modele matematice ale procedeeleor de generare a flancurilor dinților la mașini-unelte cu 5 grade de mobilitate, metode de calcul și control. Raport final 2006-2010: Studiul cinetostaticii transmisiilor precesionale cinematice și elaborarea bazelor teoretice de descriere a profilului modificat al dinților.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. AȘM, Fondul 53, inv. 1, d. 30. UTM. Chișinău, 2008. 82 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2010.
- [39] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale cinematice: modelul matematic al procedeeului de generare a flancurilor dinților la mașini-unelte cu 5 grade de mobilitate, metode de calcul și control.* Pt. 1. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. UTM. Chișinău, 2008. 72 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2009.
- [40] Bostan, I. *Sisteme submersibile de acționare ale complexului robotizat de extracție a Concrețiunilor Fero-manganice de pe fundul Oceanului Planetar.* Pt. 4. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. UTM. Chișinău, 2008. 43 p.
- [41] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale cinematice: angrenaje, procedee de generare a flancurilor dinților, calcule inginerești. Elaborarea bazelor teoretice de cercetare a pierderilor de putere în transmisiile planetare cinematice.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. UTM. Chișinău, 2008. 84 p.
- [42] Bostan, I. *Elaborarea și fabricarea prototipului industrial al reductorului precesional submersibil. Programul de stat: Asigurarea competitivității produselor industriale în construcția de mașini în baza inovațiilor, know-how, materialelor noi și a tehnologiilor avansate.* Nr. de înregistrare 77.PA din 12.01.2007, cod 07.408.01.01 PA. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. UTM. Chișinău, 2007. 83 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2008.
- [43] Bostan, I. *Sisteme submersibile de acționare ale complexului robotizat de extracție a Concrețiunilor Fero-manganice de pe Fundul Oceanului Planetar.* Pt. 3. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. UTM. Chișinău. Nr. înr. de stat 0104 MD 02527. Nr. inv. 0207 MD01376. Chișinău, 2007. 48 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2007.
- [44] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale cinematice: modelul matematic al procedeeului de generare a flancurilor*

- dinților la mașini-unelte cu 5 grade de mobilitate, metode de calcul și control.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. de înregistrare 243 din 24.04.2007, cod proiect 06.408.049F. Pt. 1. UTM. Chișinău, 2007. 46 p.
- [45] Bostan, I. *Sisteme submersibile de acționare ale complexului robotizat de extracție a Concrețiunilor Fero-manganice de pe Fundul Oceanului Planetar. Etapa 3: Fabricația prototipurilor experimentale a două tipodimensiuni de reductoare precesionale submersibile și efectuarea cercetărilor experimentale ale parametrilor geometrici de bază.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0104 MD 02527. Nr. inv. 0207 MD02453. UTM. Chișinău, 2006. 65 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2006.
- [46] Bostan, I. *Design of a new type of gearing for crushing equipment advantageous from the point of view of its cost. Phase 3.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Contract economic cu Firma „ARP Alpirshbach”, Germania, și Universitatea de Științe Aplicate, Konstanz, Germania. Chișinău, 2006. 125 p.
- [47] Bostan, I. *Sisteme submersibile de acționare ale complexului robotizat de extracție a Concrețiunilor Fero-manganice de pe Fundul Oceanului Planetar. Etapa 2: Optimizarea tehnologiei de generare a dinților roților dințate conice cu profil convex/concav. Metode și dispozitive de control al preciziei de fabricare a flancurilor dinților, cu modificări de profil și longitudinale.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0104MD 02527. Nr. inv. 0206MD 02398. UTM. Chișinău, 2005. 95 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2005.
- [48] Bostan, I. *Design of a new type of gearing for advantageous equipment crushing from the point of view of its cost. Phase 2.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Contract economic cu Firma „ARP Alpirshbach”, Germania, și Universitatea de Științe Aplicate, Konstanz, Germania. Chișinău, 2005. 110 p.
- [49] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale: angrenaje, tehnologii de generare a dinților, calcule inginerești.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0101MD 018114. Nr. de inv. 0206MD 02394. UTM. Chișinău, 2006. 77 p.
- [50] Bostan, I. *Sisteme submersibile de acționare ale complexului robotizat de extracție a Concrețiunilor Fero-manganice de pe Fundul Oceanului Planetar. Etapa 1: Elaborarea bazelor teoretice de descriere a profilului nestandard al dinților cu modificări de profil și*

- longitudinale. Cercetarea dinamicii transmisiei precesionale. Elaborarea mostrei funcționale.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0104MD 02527. Nr. inv. 0205MD 02205. UTM. Chișinău, 2004. 103 p. Monit. Of. [Programe și proiecte șt.]. Ed. spec., 2004.
- [51] Bostan, I. *Design of a new type of gearing for crushing equipment advantageous from the point of view of its cost.* Phase 1. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Contract economic cu Firma “ARP Alpirshbach”, Germania, și Universitatea de Științe Aplicate, Konstanz, Germania. Chișinău, 2004. 75 p.
- [52] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale: angrenaje, tehnologii de generare a dinților, calcule inginerești.* Etapa 4. *Elaborarea bazelor teoretice ale procedeeleor de generare a danturilor roților angrenajelor precesionale cu profil evolventic, cicloidal și în arc de cerc.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0101MD 01814. Nr. de inv. 0205MD 02203. UTM, Chișinău, 2004. 71 p.
- [53] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale: angrenaje, tehnologii de generare a dinților, calcule inginerești.* Etapa 3. *Metode și dispozitive de control al preciziei de prelucrare a profilului dinților.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0101MD 01814. Nr. de inv. 0204MD 022015. UTM. Chișinău, 2003. 81 p.
- [54] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale: angrenaje, tehnologii de generare a flancurilor dinților, calcule inginerești.* Etapa 2. *Elaborarea bazelor teoretice de descriere a profilului nestandard al dinților cu considerarea factorilor de influență.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0101MD 01814. Nr. de inv. 0203MD 01935. UTM. Chișinău, 2002. 82 p.
- [55] Bostan, I. *The Elaboration of submersible Robot Complex drive mechanism for Ferro-Manganese Concretion Extraction.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Grant CRDF, USA MP1-2287, 2002. 82 p.
- [56] Bostan, I. *Teoria fundamentală a transmisiilor precesionale: angrenaje, tehnologii de generare a flancurilor dinților, calcule inginerești.* Etapa 1. *Elaborarea bazelor teoretice de descriere a profilului nestandard al dinților.* Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0101MD 01814. Nr. de inv. 0202MD 01680. UTM. Chișinău, 2001. 75 p.
- [57] Bostan, I. *Sisteme de acționare submersibilă ale complexului robotizat de extracție a Concrețiunilor Fero-manganice de pe fundul Oceanului Planetar.* Etapa: *Elaborarea bazelor teoretice de descriere a profilului nestandard al dinților cu modificări de profil și longitu-*

- dinale și cercetarea dinamicii transmisiei precesionale. Elaborarea machetei funcționale. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0104MD 02527. Nr. de inv. 0206MD 02398. UTM. Chișinău, 2005. 91 p.*
- [58] Bostan, I. *Elaborarea Programului Național de Integrare a Științei și a Învățământului Superior. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0103MD 02335. Nr. de inv. 0204MD 02150. UTM. Chișinău, 2003. 49 p.*
- [59] Bostan, I. *Cercetarea staticii și dinamicii transmisiilor planetare precesionale. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0196 MD 00976. Nr. de inv. 0201MD01332. UTM. Chișinău, 2000. 112 p.*
- [60] Bostan, I. *Cercetarea staticii și dinamicii transmisiilor planetare precesionale. Etapa: Cercetarea influenței erorilor de execuție asupra stării tensionale a angrenajului precesional. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0196MD 00976. Nr. de inv. 0200M 01200. UTM. Chișinău, 1999. 88 p.*
- [61] Bostan, I. *Cercetarea staticii și dinamicii transmisiilor planetare precesionale. Etapa: Cercetarea dinamicii transmisiilor planetare precesionale. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0196MD 00976. Nr. de inv. 0199M 01010. UTM. Chișinău, 1998. 30 p.*
- [62] Bostan, I. *Cercetarea staticii și dinamicii transmisiilor planetare precesionale. Etapa: Cercetarea stării tensionale a angrenajului precesional multipar. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0196MD 00976. Nr. de inv. 0198MD 00591. UTM. Chișinău, 1997. 87 p.*
- [63] Bostan, I. *Cercetarea staticii și dinamicii transmisiilor planetare precesionale. Etapa: Cercetarea distribuirii sarcinii între dinții angrenajului precesional multipar. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. Nr. înr. de stat 0196MD 00976. Nr. de inv. 0197MD 00529. UTM. Chișinău, 1996. 44 p.*
- [64] Bostan, I. *Cercetări privind indicatorii funcționali ai reductoarelor cu mișcare de precesie: experimentări model tip RP2. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. ICTCM, București; UTM, Chișinău, 1997. 38 p.*
- [65] Bostan, I. *Cercetări privind indicatorii funcționali ai reductoarelor cu mișcare de precesie: experimentări model tip RP1. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. ICTCM, București; UTM, Chișinău, 1996. 45 p.*

- [66] Bostan, I. *Elaborarea procedurii de fabricare a roților dințate cu modificări longitudinale și de profil al dinților*. Raport șt. Cond. șt. Bostan I. ICTCM, București; UTM, Chișinău, 1994. 97 p.
- [67] Bostan, I. *Исследование, разработка и внедрение планетарно-прецессионных передач* [Cercetarea, elaborarea și implementarea transmisiilor planetare precesionale]. Научный отчет. ТУМ. Науч. рук. Бостан И. Гос. №01880047848. Инв. №03910029680. Кишинев, 1992. 23 с.
- [68] Bostan, I. *Разработка математической модели взаимодействия зубьев в планетарных прецессионных передачах и исследование основных качественных показателей* [Elaborarea modelului matematic al interacțiunii dinților în transmisiile planetare precesionale și cercetarea parametrilor funcționali]. Научный отчет. КПИ. Науч. рук. Бостан И. Кишинев, 1992. 64 с.
- [69] Bostan, I. *Разработка математической модели многопарного прецессионного зацепления и поиск с помощью САПР рациональных параметров и исходного контура* [Elaborarea modelului matematic al angrenajului precesional multipar și identificarea SAPR a parametrilor raționali ai conturului de referință]. Научный отчет. КПИ. Науч. рук. Бостан И. Кишинев, 1991. 49 с.
- [70] Bostan, I. *Разработка рабочей конструкторской документации прецессионных редукторов механизмов погружных приводов для добычи твердых полезных ископаемых со дна Мирового Океана и разработка системы зубофрезерования колес* [Elaborarea documentației tehnice a reductoarelor precesionale pentru mecanismele de acționare submersibile de extragere a zăcămintelor minerale solide de pe fundul Oceanului Planetar și a dispozitivelor de generare a dinților]. ДСП<sup>12</sup>Научный отчет. КПИ. Науч. рук. Бостан И. Гос. №01900002471. Инв. №0291003668. Кишинев, 1990. 76 с.
- [71] Bostan, I. *Создание прецессионных редукторов приводов погружных механизмов для добычи твердых полезных ископаемых со дна Мирового Океана и разработка системы зубообработки* [Elaborarea reductoarelor precesionale submersibile pentru mecanismele de acționare a sistemelor de extragere a zăcămintelor minerale solide de pe fundul Oceanului Planetar și elaborarea utilajului tehnologic de generare a dinților]. ДСП<sup>13</sup>Научный отчет. КПИ. ВНИПИ

---

<sup>12</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

- Океанмаш. Науч. рук. Бостан И. № ГР 01890001654. Инв. № 0290030212. Москва, 1989. 200 с.
- [72] Bostan, I. *Создание прецессионных редукторов погружных приводов механизмов для добычи твердых полезных ископаемых со дна Мирового Океана* [Elaborarea reductoarelor precesionale submersibile pentru mecanismele de acționare a sistemelor de extragere a zăcămintelor minerale solide de pe fundul Oceanului Planetar]. ДСП<sup>14</sup>Научный отчет. КПИ. ВНИПИ Океанмаш. Науч. рук. Бостан И. Гос. №ГР01860008724. Инв. №0289002272. Москва, 1988. 114 с.
- [73] Bostan, I. *Разработка планетарных прецессионных передач* [Elaborarea transmisiilor planetare precesionale]. ДСП<sup>15</sup>Научный отчет. КПИ. ЦНПО “Комета”. Науч. рук. Бостан И. Гос. №ГР 01840010860. Инв. №2890022721. Москва, 1988. 29 с.
- [74] Bostan, I. *Исследование, разработка и освоение планетарно – прецессионных передач с многопарным криволинейно – дуговым зацеплением* [Cercetarea, elaborarea și diseminarea transmisiilor planetare precesionale cu angrenaj multipar curbliiniu-arc de cerc]. ДСП<sup>16</sup>Научный отчет. КПИ. Предприятие Г4805. Науч. рук. Бостан И. Гос. №ГР 01840010860. Инв. №02871143025. Москва, 1986.
- [75] Bostan, I. *Мультипликатор прецессионный соосный для ветро-электрического агрегата* [Multiplicator precesional axial pentru turbina eoliană]. Научный отчет. КПИ. Науч. рук. Бостан И. НПО “Ветроэн”. Гос. №ГР 01840010860. Инв. №02860057046. Москва, 1985. 89 с.
- [76] Bostan, I., Mudreac, V. *Raumliche darstellung mehrphasiger verzahnungen von prazisionsplanelen-getriben und Fragen der Fertigungs – tehnologie – Tag und Zahnradgetriebe. Vortagsbd, Teil 2. Dresden, (1989), 400–405.*
- [77] Bostan, I., Dulgheru, V. *Development of planetary precessional transmission with multicouple gear. Power Transmissions, Mechanism and Machine Science, Vol. 13. Dobre, G., ed., Springer Science+Business Media Dordrecht, (2013), 597-607. DOI: 10.1007/978-94-007-6558-0-48.*

---

<sup>13</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>14</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>15</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>16</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

- [78] Bostan, I., Dulgheru, V., Bodnariuc, I. Technological aspects of kinematic planetary precessional transmissions with plastic wheels. *Meridian Ingineresc*, 2, (2015), 81–86.
- [79] Bostan, I., Dulgheru, V. Elaboration and design of the planetary precessional transmission. *Meridian Ingineresc*, 4, (2016), 86–91.
- [80] Bostan, I., Mazuru, S., Casian, M. Method of axial adjustment for precessional transmissions. *Proc. 22<sup>nd</sup> Intern. Conf. on Innovative Manufacturing Engineering and Energy - IManE & 2018* [online]. Vol. 178, Issue MATEC Web Conf., 06009 (2018), 8 p. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201817806024>
- [81] Bostan, I., Dulgheru, V., Vaculenco, M. Analytic description of teeth profile and justification of precessional gear parameters selection. *Journal of Engineering Sciences and Innovation*, 2(4), (2017), 1–10.
- [82] Bostan, I., Mazuru, S. Axial adjustment method for precessional transmissions. *TEHNOMUS Journal: New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies*, Suceava, 1, (2017), 30–36.
- [83] Bostan, I., Dulgheru, V., Ciobanu, R. Elaboration and research of planetary precessional multiplier type K-H-V. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, an open-access proceedings journal, with abstracting and indexing in ISI Web of Science, Scopus, EI Compendex*, 9–10 June 2016, Iași, România, Vol. 147, (2016), 11–17.
- [84] Bostan, I., Dulgheru, V., Trifan, N. Generation of the teeth precessional gears by plastic deformation. *Proc. of the 8<sup>th</sup> Intern. Conf. on Advanced Concepts in Mechanical Engineering - ACME 2018; IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, June 07-08, 2018, Iași, România, Vol. 444 (2018), 022001, 5 p. DOI:10.1088/1757-899X/444/2/022001.
- [85] Bostan, I., Dulgheru, V., Vaculenco, M., Malcoci, Iu. Transmisii planetare precesionale în echipamente pentru extragerea țiteiului și conducte magistrale pentru transportarea gazului. *Journal of Engineering Sciences and Innovation*.
- [86] Bostan, I., Dulgheru, V., Ciobanu, R. Cinetostatic analysis of planetary precessional multiplier. *Proc. of the X-th edition of Product Design, Robotics, Advanced Mechanical & Mechatronic Systems and Innovation Conference PRASIC'18*, November 8–9, Brașov, Romania, (2018).



- [87] Bostan, I., Dulgheru, V., Trifan, N. Characteristics of materials and thermal treatments applied to gearwheels obtained by plastic deformation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, an open-access proceedings journal, with abstracting and indexing in ISI Web of Science, Scopus, EI Compindex*, 9–10 June 2016, Iasi, Romania, Vol. 147, (2016), 29–32.
- [88] Bostan, I., Dulgheru, V., Trifan, N. Unele aspecte privind generarea angrenajelor precesionale prin deformare plastică. *Meridian Ingineresc*, 3, (2017), 71–74.
- [89] Bostan, I., Dulgheru, V. Development of theory of multiple precessional gear. *Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Secția: Construcții de mașini*, Tome 51(55), fasc. 5, (2005), 271–276.
- [90] Bostan, I., Dulgheru, V. Elaboration of Multiple precessional Gear Theory and Modern Manufacturing Technology. *Proc. of Intern. Conf. Power Transmissions'03*, 11-12 September, Varna, Bulgaria, (2003).
- [91] Bostan, I., Dulgheru, V. ș.a. New Elaborations of the Technological Equipment for the Extractions of Ferro-manganic Concretions from the World Ocean Bottom. Grand Prix of IMPEX-XV. *Official catalog "INPEX XV": The invention show*, May 19–23, Pittsburgh, USA, (1999).
- [92] Bostan, I., Dulgheru, V. The state of tension precessional gear element. *Materialele Congresului al 18-lea al Academiei Româno-Americane de Științe și Arte*, 13-16 iulie 1993. Chișinău, (1993), 15 p.
- [93] Bostan, I., Dulgheru, V. ș.a. Transmisii planetare precesionale: angrenaje, tehnologii noi de fabricare și aplicații. Premiul de Stat al Republicii Moldova în domeniul științei și tehnicii. Vol. 1, 205 p.; Vol. 2, 417 p. Chișinău, 1998. *Monitorul Oficial al Republicii Moldova*, 8, (1998).
- [94] Bostan, I., Dulgheru, V. ș.a. Transmisii planetare precesionale de putere: angrenaje și tehnologii de fabricare. *Lucrările Simpozionul Intern. "Transfer tehnologic în ingineria electronică, materiale multifuncționale și mecanică fină"*. Știința, Chișinău, (2005), 180–187.
- [95] Bostan, I., Ionescu, F. ș.a. Integrated CAE development of precessional drives using auto desk inventor platform. *Proc. of the 15<sup>th</sup> Intern. Conf. on Manufacturing systems - ICMaS*, 26–27 October 2006. București, Romania, (2006), 23–30.

- [96] Bostan, I., Oprea, A. Calcul la uzură a angrenajului multipar cu mișcare de precesie. *Lucrările Conf. tehn.-șt. Intern. "Transmisii cu angrenaje. Teoria angrenajului, calculul la rezistență, precizia cinematică și tehnologia fabricării"*, Chișinău, (1992), 64–65.
- [97] Bostan, I., Oprea, A., Dulgheru V. ș.a. Экспериментальные показатели прецессионных передач [Indicatorii funcționali experimentali ai transmisiilor precesionale]. *Вестник машиностроения, Москва*, 12, (1990), 52–54.
- [98] Bostan, I., Scaticailov, S., Toca, A. Model matematic pentru determinarea liniei de contact sculă-roată dințată conică precesională la prelucrare prin rectificare. *Tehnologii moderne. Calitate. Restructurare. Secțiunea 7: "Construcții și tehnologii pentru angrenaje"*. Conferința internațională de comunicări științifice consacrate aniversării a 35-a a Universității Tehnice a Moldovei, 27–29 mai 1999, Chișinău, Vol. 4, (1999), 419–424.
- [99] Bostan, I., Sochirean, A. Aspects of industrial processing of the precessional toothed wheels. *Proc. of the 30<sup>th</sup> Annual Congress of the American Romanian Academy of Arts and Sciences (ARA)*, July 5–10, 2005, ASEM, Chișinău, (2005), 493–496.
- [100] Bostan, I., Dulgheru, V. Mecanisme de acționare submersibile cu transmisii planetare precesionale. *Conferința a 18-a de Mecanica Solidelor*, 9-11 iunie 1994: Buletinul conf., Vol. 2, Constanța, (1994), 17–24.
- [101] Dulgheru, V. *Statica și dinamica transmisiilor precesionale: Autoreferat, teză de dr. hab. în tehnică. Cond. șt. I. Bostan. UTM. Chișinău, 1995. 46 p.*
- [102] Dicusară, I. *Contribuții privind generarea profilului dinților angrenajului precesional prin metode neconvenționale. Autoreferat, teză de dr. în tehnică. Cond. șt. I. Bostan. UTM. Chișinău, 2013. 30 p.*
- [103] Mazuru, S. *Capacitatea portantă a transmisiilor precesionale cu angrenaj modificat: Autoreferat, teză de dr. în tehnică. Cond. șt. I. Bostan. UTM. Chișinău, 1996. 30 p.*
- [104] Sochirean, A. *Contribuții la cercetarea dinamicii transmisiilor planetare precesionale: Autoreferat, teză de dr. în tehnică. Cond. șt. V. Dulgheru. UTM. Chișinău, 2008. 28 p.*
- [105] Țopa, A. *Influența erorii sumare asupra parametrilor modificării longitudinale și distribuirii sarcinii în angrenajul precesional: Auto-*

- referat, teză de dr. în tehnică. Cond. șt. I. Bostan. UTM. Chișinău, 2000. 30 p.
- [106] Vaculenco, M. *Contribuții la studiul preciziei de prelucrare a danturilor angrenajului precesional*: Autoreferat, teză de dr. în tehnică. Cond. șt. I. Bostan. UTM. Chișinău, 2008. 32 p.
- [107] Bostan, I. *Планетарная прецессионная передача* [Transmisia planetară precesională]. SU 1401203 A. МКИ F 16 H 1/32. Б.И. №21, 1988.
- [108] Bostan, I. *Прецессионная зубчатая передача* [Transmisia precesională dințată]. SU 1455094 A1. МКИ F 16 H 1/32. Б.И. №4, 1989.
- [109] Bostan, I. *Гидродвигатель* [Hidromotor]. SU 1353925 A1. МКИ F 03 C 2/08. Б.И. №43, 1987.
- [110] Bostan, I., Babaian, I.T. *Прецессионная передача* [Transmisia precesională]. SU 1563319 A1. МКИ F 16 H 1/32, 1987. Роспатент РФ 16.06.1995 зарегистрировал Патент No. 1563319 (ДСП)<sup>17</sup>, на изобретение, патентообладатель SRL “Прецесия”, Республика Молдова.
- [111] Bostan, I., Babaian, I. *Способ обработки модифицированных зубьев элементов прецессионной зубчатой пары* [Procedeu de prelucrare a dinților modificați ai roților precesionale]. SU 1663857 A1. МКИ B 23 F 9/06, 1988. Роспатент РФ 16.06.1995 зарегистрировал Патент No. 1663857 (ДСП)<sup>18</sup>, на изобретение, патентообладатель SRL “Прецесия”, Республика Молдова.
- [112] Bostan, I., Ornea, A. *Планетарная прецессионная передача* [Transmisia planetară precesională]. SU 1711525 A1. МКИ F 16 H 1/32, 1988 (ДСП)<sup>19</sup>.
- [113] Bostan, I., Mazuru, S., Vaculenco, M. *Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a suprafețelor roților dințate ale transmisiei precesionale*. Brevet MD nr. 2609 B2. ICl: B23 H1/00. Publ.: BOPI, 2004, nr. 11.
- [114] Bostan, I., Mazuru, S., Scaticailov, S. *Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional*. Brevet MD nr. 2120 C2 (MD). ICl: B23 F 9/06. Publ.: BOPI, 2003, nr. 3.

<sup>17</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>18</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>19</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

- [115] Bostan, I., Mazuru, S., Olievschi, A. *Procedeu de prelucrare a dinților angrenajului precesional*. Brevet MD nr. 3532 C2. ICl: B25F 9/06. Publ.: BOPI, 2008, nr. 3.
- [116] Bostan, I., Mazuru, S., Vaculenco, M., Trifan, N. *Procedeu de prelucrare prin electroeroziune a pieselor cu contur complicat și suprafețe oblice*. Brevet MD nr. 2674 B2. ICl: B 23 H 1/00. Publ.: BOPI, 2005, nr. 1.
- [117] Bostan, I., Odainâi, V., Chirilescu, C. *Reductor precesional*. Brevet MD nr. 2177 C2. ICl: F 16 H 1/32. Publ.: BOPI, 2003, nr. 5.
- [118] Bostan, I., Țopa, M., Dulgheru, V., Vaculenco, M. *Angrenaj precesional și procedeu de realizare a lui*. Brevet MD nr. 1886 C2. ICl: F 16 H 1/32. Publ.: BOPI, 2002, nr. 3.
- [119] Bostan, I., Ionescu, F., Dulgheru, V., Ciobanu, R., Malcoci, I. *Mecanism de dirijare a aparatului de zbor*. Brevet MD nr. 3510 G2. ICl: B64C 9/00. Publ.: BOPI, 2008, nr. 2.
- [120] Bostan, I., Dulgheru, V., Bostan, V., Sochireanu, A. *Mecanism de acționare a macaralei de geam*. Brevet MD nr. 3058 G2. ICl: E05F 11/50. Publ.: BOPI, 2006, nr. 5.
- [121] Bostan, I., Dulgheru, V., Golban, D. ș.a. *Cap de alezat*. Brevet MD nr. 2331 C2. ICl: B23B 29/034. Publ.: BOPI, 2003, nr. 12.
- [122] Bostan, I., Dulgheru, V., Dicusară, I., Bodnariuc, I. *Roată dințată-sculă pentru prelucrarea matrițelor și procedeu de prelucrare a ei*. Brevet MD nr. 3623 G2. ICl: B23H 1/00. Publ.: BOPI, 2008, nr. 6.
- [123] Bostan, I., Dulgheru, V., Dicusară, I. *Procedeu și dispozitiv de prelucrare prin electroeroziune a roților dințate*. Brevet MD nr. 3595 G2. ICl: B23H 1/00. Publ.: BOPI, 2008, nr. 5.
- [124] Bostan, I., Dulgheru, V., Bodnariuc, I. *Dispozitiv de foraj rotativ antrenat de fluid pentru sonde de adâncimi mari*. Brevet MD nr. 3386 G2. ICl: E21B 4/02. Publ.: BOPI, 2007, nr. 8.
- [125] Bostan, I., Dulgheru, V., Sochirean, A. *Transmisie planetară precesională*. Brevet MD nr. 2821 C2. ICl: F 16 H 1/32. Publ.: BOPI, 2005, nr. 7.
- [126] Бостан, И.А., Цопа, М.П., Мазуру, С.Г., Бабаян, И.Т. *Способ правки фасонного шлифовального круга*. SU 1646818 A1. МКИ В 24 В 53/08. Б.И. № 17, 1991. Роспатент РФ 16.06.1995 зарегистрировал Патент No. 1646818, на изобретение, патентообладатель SRL “Прецесия”, Республика Молдова.

- [127] Бостан, И.А., Козлов, М.Т., Опря, А.Г. *Прецессионная передача*. SU 1434197 А1. МКИ F 16 Н 1/32. Б.И. №40, 1988.
- [128] Бостан, И.А., Петьков, В.А. *Планетарная прецессионная передача*. SU 1486666 А1. МКИ F 16 Н 1/32. Б.И. № 22, 1989.
- [129] Бостан, И.А., Дулгеру, В.Е., Петьков, В.А. *Планетарная прецессионная передача*. SU 1598569 А1. МКИ F 16 Н 37/02 1/32, 1998 (ДСП)<sup>20</sup>.
- [130] Бостан, И.А., Мазуру, С.Г. *Гидромотор с прецессионной передачей*. SU 1795684 А1. МКИ F 03 С 1/26, 1987 (ДСП)<sup>21</sup>.
- [131] Бостан, И.А., Мазуру, С.Г., Главацкий, А.Д. *Гидромотор с прецессионной передачей*. SU 1834415 А1. МКИ F 03 С 1/26, 1988 (ДСП)<sup>22</sup>.
- [132] Бостан, И.А., Дулгеру, В.Е., Оргеа, А.И. и др. *Привод арматуры*. SU 1807278 А1. МКИ F 16 К 31/53. Б.И. № 13, 1993.
- [133] Бостан, И.А., Глушко, К.Б. и др. *Мотор-колесо транспортного средства*. SU 1781950 А1. МКИ В 60 К 7/00, 1987 (ДСП)<sup>23</sup>.
- [134] Бостан, И.А., Глушко, К.Б., Дулгеру, В.Е. *Мотор-колесо*. SU 1383657 А. МКИ В 60 К 7/00, 1988 (ДСП)<sup>24</sup>.
- [135] Бостан, И.А., Глушко, К.Б., Дулгеру, В.Е. *Мотор-колесо*. SU 1383657 А1. МКИ В 60 К 7/00, 17/06, 1986 (ДСП)<sup>25</sup>.
- [136] Бостан, И.А., Дулгеру, В.Е. *Мотор-колесо*. SU 1800765 А1. МКИ В 60 К 7/00, 1991 (ДСП)<sup>26</sup>.
- [137] Бостан, И.А., Дулгеру, В.Е., Оглинда, Г.И. *Мотор-редуктор привода колеса транспортного средства*. SU 1439900 А1. МКИ В 60 К 7/00, 1987 (ДСП)<sup>27</sup>.
- [138] Бостан, И.А., Корчмарь, А.Г. *Гидромотор*. SU 1247579 А1. МКИ F 03 С 1/06. Б.И. №28, 1986.
- [139] Бостан, И.А., Мазуру, С.Г. *Гидромотор*. SU 1704525 А1. МКИ F 03 С 1/04, 1987 (ДСП)<sup>28</sup>.

---

<sup>20</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>21</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>22</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>23</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>24</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>25</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>26</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>27</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

<sup>28</sup>Secret de stat cu parafa "Uz de serviciu"

- [140] Бостан, И.А., Мазуру, С.Г. *Мотор-колесо*. SU 1773006 А1. МКИ В 60 К 7/00, 1990 (ДСП)<sup>29</sup>.
- [141] Бостан, И. А., Петьков, В.А. *Мотор-колесо*. SU 1781951 А1. МКИ В 60 К 7/00, 1988 (ДСП)<sup>30</sup>.
- [142] Бостан, И.А., Дулгеру В.Е. *Манипулятор*. SU 1693832 А1. МКИ В 25 J 9/00, 1989 (ДСП)<sup>31</sup>.
- [143] Бостан, И.А., Дулгеру, В. Е., Бабаян, И.Т. *Шарнир манипулятора*. SU 1357224 А1. МКИ В 25 J 17/00, 1986 (ДСП)<sup>32</sup>.
- [144] Бостан, И.А., Вишняков, В.В., Мазуру, С.Г. *Самоцентрирующийся патрон*. SU 1480974 А1. МКИ В 23 В 31/16. Б.И. №19, 1985.
- [145] Бостан, И.А., Вишняков, В.В., Мазуру, С.Г. *Самоцентрирующийся патрон*. SU 1346346 А1. МКИ В 23 В 31/16. Б.И. №39, 1986.
- [146] Бостан, И. *Создание планетарно – прецессионных передач с многопарным зацеплением: Автореф. докторской дис. (ДСП)<sup>33</sup>*. МГТУ им. Н. Баумана. Москва, 1989. 32 стр.
- [147] Бостан, И., Цопа, М., Цопа, А. *Исследование влияния геометрических и силовых параметров по локализации пятна контакта в прецессионном зацеплении с продольной модификацией зубов*. ТУМ. Кишинев, 1995. 15 с. Деп. НИИТЭИ 30.03.95. Сертификат №1368-М95.
- [148] Бостан, И. *Создание высоконапряженных планетарно - прецессионных редукторов нового поколения. Передачи и редукторы*. Ассоциация инженеров-механиков по зубчатым передачам, Том 1, 6, (1991), 11–13.
- [149] Бостан, И., Цопа, М., Цопа, А. *Уточнение проектного расчета прецессионной передачи*. ТУМ. Кишинев, 1994. 7 с. Деп. НИИТЭИ 15.07.94. Сертификат №1365-М94.
- [150] Бостан, И., Цопа, М., Цопа, А. *Локализация пятна контакта в многопарном прецессионном зацеплении продольной модификацией зубьев постоянной кривизны*. ТУМ. Кишинев, 1993. 14 с. Деп. НИИТЭИ 27.05.93. Сертификат №1319-М93.

---

<sup>29</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>30</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>31</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>32</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

<sup>33</sup>Secret de stat cu parafa “Uz de serviciu”

- [151] Бостан, И., Дулгеру, В. *Условия существования необратимости планетарных прецессионных передач*. ТУМ. Кишинев, 1993. 8 с. Деп. НИИТЭИ 23.06.93. Сертификат №1326-М93.
- [152] Бостан, И., Цопа, М., Дулгеру, В. *Модификация формы профиля зубьев прецессионного зацепления*. ТУМ. Кишинев, 1994. 16 с. Деп. НИИТЭИ 18.04.94. Сертификат №1361-М94.
- [153] Бостан, И.А., Караганчу, В.Х. *Исследование динамического нагружения подшипниковых опор планетарно-прецессионных передач 2К-Н*. КПИ. Кишинев, 1987. 21 с. Деп. НИИТЭИ 24.09.87. Сертификат №873-М87. ВИНТИ, 1988, №1.
- [154] Бостан, И.А., Коман, Г.Г., Цопа, М.П. *Построение профиля зубьев многопарного зацепления прецессионной передачи с помощью ЭВМ*. КПИ. Кишинев, 1988. 7 с. Деп. НИИТЭИ 24.06.88. Сертификат №996-М88. ВИНТИ, 1988, №11.
- [155] Бостан, И.А., Мазуру, С.Г., Скатицайлов, С. *Обработка профиля зубьев методом обкатки прецессирующим инструментом. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междуна- р. сб. науч. трудов, Донецк, Вып. 11, (2000), 110–114.*
- [156] Бостан, И.А., Мудряк, В.И., Бабаян, И.Т. *Конвексно-конкавное зацепление для прецессионных передач. Sbornic prednosek CS-VTS Celostatni conference kateder casti stroji*, Brno, CSSR, (1988), 23–26.
- [157] Бостан, И. А., Опря, А.Г. *Критерий работоспособности и расчета зубчато-роликового зацепления прецессионных передач*. КПИ. Кишинев, 1987. 16 с. Деп. НИИТЭИ 24.09.87. Сертификат №889-М87. ВИНТИ, 1988, №1.
- [158] Бостан, И.А., Цопа, М.П., Коман, Г.Г. *Определение огибающей семейства производящих контуров инструмента при обработке зубьев пространственных зацеплений*. КПИ. Кишинев, 1989. 12 с. Деп. НИИТЭИ 24.01.89. Сертификат №1080-М89. ВИНТИ, 1989, №5.
- [159] Бостан, И.А., Бабаян, И.Т. *Исследование качественных характеристик прецессионного редуктора. Проектирование и технология оптико-механических и электронно-ионооптических приборов*. Институт космическ. исслед., Фрунзе, (1985), 87–91.
- [160] Бостан, И.А., Дроздов, Ю.Н., Аждер, В., Опря, А.Г. *Расчет зацепления прецессионных передач на долговечность по износу.*

- Тенденции повышения нагрузочной способности передач зацеплением.* КПИ, Кишинев, (1989), 67–78.
- [161] Бостан, И.А., Бабаян, И.Т., Коман, Г.Г., Цопа, М.П. *Теоретическое исследование зацепления прецессионных передач К-Н-У.* КПИ. Кишинев, 1987. 11 с. Деп. НИИТЭИ 30.11.87. Сертификат №904-М87. ВИНТИ, 1988, №2.
- [162] Бостан, И.А., Бабаян, И.Т., Цопа, М.П., Коман, Г.Г. *Теоретическое исследование зацепления прецессионных передач 2К-Н.* КПИ. Кишинев, 1987. 21 с. Деп. НИИТЭИ 30.10.87. Сертификат №906-М87. ВИНТИ, 1988, №2.
- [163] Бостан, И.А., Глушко, К.Б., Опря, А.Г. Коэффициент полезного действия прецессионной передачи. *Расчет и изготовление деталей машин*, Штиинца, Кишинев, (1988), 6–17.
- [164] Бостан, И.А., Дулгеру, В.Е. *Исследование кинематической точности планетарных прецессионных передач с зубчатопроликовым зацеплением.* КПИ. Кишинев, 1987. 24 с. Деп. НИИТЭИ 24.09.87. Сертификат №883-М87. ВИНТИ, 1988, №1.
- [165] Бостан, И.А., Дулгеру, В.Е., Опря, А.Г. Динамика планетарно-прецессионных передач с новым многопарным зацеплением. *Теория реальных передач зацеплением: 4-ый Всесоюз. симпозиум*, Курган, (1988), 80–83.
- [166] Бабаян, И.Т. *Прецессионные передачи с новым видом многопарного зацепления.* Автореф. дис. канд. техн. наук. Науч. рук. Бостан И. А. Минск, Белорусия, 1990, 16 с.
- [167] Бронштейн, И.Н., Семендяев, К.А. *Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗОВ.* Лейпциг, 1981.
- [168] Бухгольц, Н.Н. *Основной курс теоретической механики.* Наука, Москва, 1967.
- [169] Ватанабэ, Сумио. Современные тенденции в редукторостроении. *Санге Кикай*, 1983. 339 с.
- [170] Волков, Д.П., Крайнев, А.Ф. *Волновые передачи.* Техника, Киев, 1976.
- [171] Воробьев, Ю.В. Аналитические основания для оценки долговечности рабочих поверхностей при качении с проскальзыванием. *Машиноведение*, 4, (1984), с. 67–76.



- [172] Воробьев, Ю.В., Лобастов, В.К. Основы проектирования высших пар цевочного зацепления на заданную долговечность с учетом трения. *Труды ТИХМА*, Тамбов, Вып. 2, (1968), 185–195.
- [173] Гантмахер, Ф.Р. *Теория матриц*. Наука, Москва, 1967.
- [174] Гинзбург, Е.Г. К вопросу о кривизне сопряженных поверхностей. *Труды Ленинградского механического института*, 10, (1962).
- [175] Гинзбург, Е.Г. *Конические зубчатые колеса с новым видом зацепления*. Машгиз, Москва, 1959.
- [176] Глушко, К.Б., Бостан, И.А., Дулгеру, В.Е. Исследование кинематической точности прецессионной зубчатой передачи. *Расчет и конструирование деталей и узлов машин и методы их испытаний*, Штиинца, Кишинев, (1988), 40–52.
- [177] Глушко, К.Б., Бостан, И.А., Опря, А.Г. Планетарные прецессионные передачи. *Повышение работоспособности деталей машин*, Штиинца, Кишинев, (1985), 64–71.
- [178] Глушко, К.Б., Бостан, И.А., Опря, А.Г., Бостан, Н.А. *Планетарная прецессионная передача*. SU 1020667 А. МКИ F 16 Н 1/32. Б.И. № 20, 1983.
- [179] Гуляев, К.И. Выбор параметров резцовых головок при нарезании конических колес с циклоидальным продольным профилем зуба. *Машиностроение*, 1, (1965).
- [180] Гуляев, К.И. Исследование зацепления конических колес с циклоидальным продольным профилем зуба, работающих с локализованной зоной контакта (в сборнике «Теория передач в машинах»). *Машиностроение*, 1, (1966).
- [181] Дроздов, Ю.Н. Ключевые инварианты в расчетах интенсивности изнашивания при трении. *Машиноведение*, 2, (1980), 93–99.
- [182] Дроздов, Ю.Н., Ромашкин, О.Г. Расчет толщины масляной пленки во фрикционном контакте. *Машиноведение*, 1, (1980), 85–90.
- [183] Ерихов, М.Л. К вопросу о синтезе зацеплений с точечным касанием (в сборнике «Теория передач в машинах»). *Машиностроение*, (1966).
- [184] Ерихов, М.Л. Об относительном движении двух взаимооггибаемых линейчатых поверхностей. *Машиностроение*, 10, (1966).

- [185] Ерихов, М.Л. Определение главных кривизн и главных направлений огибающей двухпараметрического семейства поверхностей. *Машиностроение*, 9, (1966).
- [186] Заостровский, А.А. Определение размеров и формы пятна контакта на поверхностях зубьев обкатных конических колес. *Машиноведение*, 4, (1966).
- [187] Иванов, М.Н., Шувалов, С.А., Финогенов, В.А. Экспериментальное определение количества одновременно зацепляющихся зубьев и величин их деформации в волновых передачах. *Машиностроение*, 9, (1968), 37–40.
- [188] Каган, В.Ф. *Основы теории поверхностей*. В 2-х т. Гостехиздат, Москва, 1947–1948.
- [189] Коростелев, Л.В. Кривизна винтовых поверхностей. *Машиностроение*, 7, (1965).
- [190] Краснощеков, Н.Н., Федянин, Р.В., Чесноков, В.А. *Теория зацепления Новикова*. Наука, Москва, 1976. 173 с.
- [191] Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи с цевочным зацеплением. *Труды семинара по теории машин и механизмов*, Вып. 29, Изд-во АН СССР, Москва, (1949).
- [192] Литвин, Ф.Л., Кай, Го. Улучшение условий зацепления конических колес с дугowymi зубцами. *Труды семинара по теории машин и механизмов*, Вып. 98-99, Наука, Москва, (1964).
- [193] Литвин, Ф.Л. *Проектирование механизмов и деталей приборов*. Машиностроение, Ленинград, 1973. 450 с.
- [194] Литвин, Ф.Л. *Теория зубчатых зацеплений*. Наука, Москва, 1968. 374 с.
- [195] Литвин, Ф.Л. Аналитические методы исследования пространственных зацеплений. *Труды семинара по теории машин и механизмов*, Вып. 84, Наука, Москва, (1961).
- [196] Литвин, Ф.Л. Применение кинематического метода для определения связи между кривизнами взаимоогibaемых поверхностей и условий отсутствия подрезания зубьев. *Труды семинара по теории машин и механизмов*, Вып. 103, Наука, Москва, (1964).
- [197] Литвин, Ф.Л. Способ нахождения линий контакта и предельных точек поверхностей зубьев пространственного зубчатого механизма. *Механика и машиностроение*, 6, (1962).

- [198] Лобастов, В.К. Исследование КПД планетарно-цевочных редукторов. *Теория механизмов и детали машин*, Вып. 22, Харьков, (1977), 98–106.
- [199] Лобастов, В.К. О распределении усилий в цевочном зацеплении планетарно-цевочного редуктора. *Машиностроение*, 7, (1970), 24–28.
- [200] Лурье, А.И. *Аналитическая механика*. Физматгиз, Москва, 1963.
- [201] Лурье, А.И. *Пространственные задачи теории упругости*. Гостехиздат, Москва, 1955.
- [202] Миеси, Фуминори. Новый ряд цевочных редукторов. *Санге Кикай*, 359, (1980), 34–37.
- [203] Москвитин, А.И. *Тихоходный электродвигатель с гибким ротором для безредукторного привода*. Авт. свид. СССР № 68211, 1944.
- [204] Новиков, М.Л. *Новое зацепление для зубчатых передач*. МДНТП, Москва, 1959.
- [205] Новиков, М.Л. *Зубчатые передачи, а также кулачковые механизмы с точечной системой зацепления*. Авт. свид. СССР № 109113.
- [206] Опря, А.Г. *Создание прецессионной передачи с зубчато-роликковым зацеплением*: Автореф. дис. канд. техн. наук. Науч. рук. Бостан И.А. Минск, Белоруссия, 1986, 16 с.
- [207] Петрусевич, А.И. Упрощенный метод решения контактно-гидродинамических задач. *Машиноведение*, 6, (1971), 72–76.
- [208] Петрусевич, А.И. Роль гидродинамической масляной пленки в стойкости и долговечности поверхностей контакта деталей машин. *Вестник машиностроения*, 1, (1963).
- [209] Пинегин, С.В. *Контактная прочность в машинах*. Машиностроение, Москва, 1965. 156 с.
- [210] Пинегин, С.В. *Контактная прочность и сопротивление качению*. Машиностроение, Москва, 1969. 243 с.
- [211] Становской, В.В. и др. *Эксцентриково-циклоидальное зацепление зубчатых профилей*. Патент РФ №2439401, 2007.
- [212] Трубин, Г.К. *Контактная усталость материалов для зубчатых колес*. Машгиз, Москва, 1962. 342 с.

- [213] Фролов, К.В. и др. *Теория механизмов и машин*. Высшая школа, Москва, 1987.
- [214] Шанников, В.М. *Планетарные редукторы с внеполосным зацеплением*. Машгиз, Москва, 1948. 320 с.
- [215] Шанников, В.М. *Планетарные редукторы с внецентроидным цевочным зацеплением*. Машгиз, Москва, 1948.
- [216] Шувалов, С.А. Основные критерии работоспособности волновых зубчатых передач. *Вестник машиностроения*, 11, (1976), 17–20.
- [217] Шувалов, С.А., Попов, П.К., Финогенов, В.А. Характеристики точности и жесткости волновых зубчатых передач. *Машиностроение*, 6, (1970), 56–61.
- [218] Юдин, В.А. Основы теории планетарно-цевочного редуктора с внутренним внеполосным зацеплением. *Труды семинара по ТММ*, Том 4, Вып. 13, (1984), 8–77.
- [219] Klein, Bern. Die Einflüsse des Raflerns in Gefriebemoforen mit einer Schneckenlufe. *Maschinenmarkt*, 3, (1985), 2240–2242.
- [220] *Braren Gear Transmission*. USA Patent, no 1694031, 1928.
- [221] Richardson, Brian. Cicloidal gearing in speed reduction and energy conservation. *Pulp. and Paper*, Canada, 10, (1981), 82.
- [222] Buckingham, E. How Contact Stresses Affect Gear Teeth. *SAE Journal*, Vol. 58, no. 10, (1950), 43–50.
- [223] Buckingham, E. *Analytical Mechanics of Gears*. New York, 1949.
- [224] Buckingham, E., Ryffel, H. *Design of Worm and Spiral Gears*. New York, 1960.
- [225] Buckingham, E., Tabbourdet, G. Recent Roll Tests on Endurance Limits of Materials. *Proc. ASM Conf. on Mechanical Wear*, (1950).
- [226] Colbourne, I.R. The contact stress in Novicov gears. *Mech. Mach. Theory*, Vol. 24, no. 3, (1989), 223–229.
- [227] Crudu, I. *Tribosistem - tribomodel în studiul sistemelor mecanice*. University Press, Galați, 2008.
- [228] Da Vinci, L. *The Madrid Codices*, Vol. 1, 1493, Facsimile edition of Codex Madrid 1, original Spanish title: Tratado de Estatica y Mechanica en Italiano. Mc Graw Hill Book Company, 1974.
- [229] Darboux, G. *Leçons la théorie générale des surfaces et ses applications géométriques du calcul infinitésimal*. Vol. 1. Gauthier-Villars, Paris, 1887.

- [230] Denavit, J., Hertenberg, R.S. A kinematics notation for lower-pair mechanisms based on matrices. *ASME J. Appl. Mech.*, Vol. 77, (1955), 215–221.
- [231] Euler, L. *De valoribus integralium a termino variabilis  $x = 0$  usque ad  $x = \infty$  extensorum*. Novi Comm. Acad., St.-Petersburg, 1781.
- [232] Ferguson, R.S. *Practical algorithms for 3D computer graphics*. AK Peters, Natick, MA, 2001. 539 p.
- [233] Funk, W., Aberle, D. Gerausminderung an Zahnragetrieben durch Einsatz von Sonderwerkstoff-fen im Bereich der Wellen - Naben - verbindungen. *VDI-Berichte*, 488, (1983), 165–172.
- [234] GOST 17744-72 *Novikov cylindrical gears with double line of action. Calculation of geometry*. Moscow, 1972.
- [235] Hertz, H. Uber die Beruhrung fester elastischer Korper und uber die Harte. *Gesammelte Werke*, 7, (1985), 155–196.
- [236] Hertz, H. On contact of solid elastic bodies and on hardness. *Journal of Mathematics*, Vol. 92, (1881), 156–171.
- [237] Hertz, H. Uber die Beruhrung fester Elastischer Korper. *J. Reine Angew Math*, Vol. 92, (1882), 156–171.
- [238] Hertz, H. *Uber die Beruhrung fester Elastischer Korper*. Gesammelte Werke. Band I. Leipzig, 1895.
- [239] Hills, D.A., Sackfield, A. Sliding contact between Dissimilar Elastic Cylinders. *Journal of tribology*, Vol. 10, (1988), 372–378.
- [240] *Hostaform, Acetal'ny' kopolimer*(PIOM). Ticona GmbH, Frankfurt na Maine, 2001.
- [241] Ivanov, M.N. *Harmonic Drives*. Visshaya Shkola, Moscow, 1981. 160 p.
- [242] Kagerl, Hans-Gunter, Francke, J., Jager, W., Fritsch, W. Ermittlung der Qualitatskengrobe kinematiche abweiolund an stinradpaaren. *Wiss. Z. Techn. Hochsch. O. Guericke Magdeburg*, Vol. 28, 6, (1984), 35–41.
- [243] Kohler, H.K. et al. Dynamics and noise of parallel-axis gearing. *Proceeding Inst. Eng.*, Vol. 184, (1970), 111–121.
- [244] Kells, L.M., Kern, W.F., Bland, J.R. *Plane and spherical trigonometry*. 3<sup>rd</sup> ed. McGraw-Hill, New York, 1951. 318 p.

- [245] Lehmann, M. Bestimmung des Wirungsgrades von Zykloiden-Kurvenscheiben-Getrieben. *Antriebstechnik*, Vol. 32, 12, (1984), 45-80.
- [246] Linke, H., Gajewski, E. Breiten catverteilung unter be Souderer Berucksichtigung der Breitenbal - ligkeitbei Verzahnungen. *Maschinenbautechnik*, Vol. 32, 10, 1983, 445-449.
- [247] Litvin, F.L. *Gear geometry and applied theory*. Prentice Hall, NJ, Englewood Cliffs, 1994. 724 p.
- [248] Litvin, F.L. *Development of gear technology and theory of gearing*. NASA Reference Publication 1406. ARL-TR-1500, 1997. 114 p.
- [249] Litvin, F.L., Tsay, C.B. Helical gears with circular arc teeth: simulation of conditions of meshing and bearing contact. *ASME paper 84 - DET - 175. ASME I. mech. Trans. Auto. Des.*, (1985), 556-564
- [250] Mark, W.D. *Performance-based gear metrology: Kinematic-transmission-error computation and diagnosis*. Wiley, NJ, Hoboken, 2013.
- [251] Moskvitin, A.I. *Volnovye frikcionnye peredači*. USSR patent, no 341164, 1944.
- [252] Musser, C.W. *Torque equalizer*. United Shoe Machinery Corporation. USA Patent, no. 3006215, cl. 74-665, 1961.
- [253] Musser, C.W. *Strain Wave Gearing*. USA Patent, no 2906143, 29.09.1959.
- [254] Niemann, G., Heyer, E. Untersuchungen an Schneckengetrieben. *VDI-Berichte*, Vol. 6, (1953).
- [255] Oberg, E. *Spur and Bevel Gearing*. The Industrial Press, New York, 1917. 274 p.
- [256] Olivier, T. *Théorie géométrique des engrenages*. Paris, 1842. 118 p.
- [257] Popper, B., Pessen, D. The twinworm drive—a self-locking worm-gear transmission of high efficiency. *Transaction of the ASME*, (1960), 191-199.
- [258] Radzevich, S.P. *Vector representation of gear pairs*. Pt 1. Theory of Mechanisms and Machines, Vol. 6(2), (2008), 74-81. Disponibil: [www.http://tmm.spbstu.ru/journal.html](http://tmm.spbstu.ru/journal.html)
- [259] Radzevich, S.P. *Vector representation of gear pairs*. Pt 2. Theory of Mechanisms and Machines, Vol. 7(1), (2009), 17-26. Disponibil: [www.http://tmm.spbstu.ru/journal.html](http://tmm.spbstu.ru/journal.html)

- [260] Radzevich, S.P. *Fundamentals of surface generation*. Rastan, Kiev, 2001. 592 p.
- [261] Radzevich, S.P. On analytical description of contact geometry of part surfaces in highest kinematic pairs. Theory for mechanisms and machines. *St. Petersburg Polytechnic Institute*, Vol. 3(5), (2005), 3–14.
- [262] Radzevich, S.P. An examination of high-conformal gearing. *Gear solutions*, (2018), 31–39.
- [263] Radzevich, S.P. *High-conformal gearing: A new look at the concept of Novikov gearing*. *Proc. of Intern. Conf. on Gears*, October 5–7, 2015, Technical University of Munich, Garching, Germany, (2015), 1303–1314.
- [264] Radzevich, S.P. A brief overview on the evolution of the scientific theory of gearing: A preliminary Discussion. *Proc. of Intern. Conf. on Gears*, October 5–7, 2015, Technical University of Munich, Garching, Germany, (2015), 1035–1046.
- [265] Radzevich, S.P. A novel method for mathematical modeling of a form-cutting-tool of the optimum design. *Applied Mathematical Modeling*, Vol. 31, (2007), 2639–2654.
- [266] Radzevich, S.P. A possibility of application of Plücker's conoid for mathematical modeling of contact of two smooth regular surfaces in the first order of tangency. *Mathematical and Computer Modeling*, Vol. 42, (2004), 999–1022.
- [267] Shevel'ova, G.I., *Theory of Surface Generation and of Contact of Moving Bodies*, MosSTANKIN, Moscow, 1999, 494 p.
- [268] Shtipelman, B.A. *Design and Manufacture of Hypoid Gears*. John Wiley & Sons, New York, 1978. 394 p.
- [269] Stanovskoy, V.V. et al. *Toothed wheel gearing and a planetary toothed mechanism based thereon* (variants). USA Patent, no 8157691 B2, 2012.
- [270] Stadtfeld, H.J. *Gear Encyclopedia*. 2008 edition, Rochester, The Gleason works. Division of Gleason Corporation, New York, 2000.
- [271] Radzevich, Stephen P. *High-conformal gearing. Kinematics and geometry*. CRC Press Book, 2017.
- [272] Radzevich, Stephen P. *Theory of Gearing. Kinematics, geometry and synthesis*. CRC Press Book, 2018.

- [273] Tsay, C.-B., Fong, Z.H. The mathematical model of Wildhaber-Novikov gears applicable to finite element stress analysis. *Math. Comput. Modeling*, Vol. 12, 8, (1989), 939–946.
- [274] Watson, H.J. *Modern gear production*. Pergamon Press, New York, 1970.
- [275] Wildhaber, E. Basic relationship of hypoid gears. *American Machinist*, Vol. 90, 4, (1946).
- [276] Wildhaber, E. *Foundations of Meshing of Bevel and Hypoid Gearing*: (a collection of journal papers translated from English and comments by A.V. Slepak). Mashgis, Moscow, 1948 (in Russian).
- [277] Wildhaber, E. Relative curvature controls gear tooth surface strength. *American Machinist*, Vol. 89, 21, (1945).
- [278] Wildhaber, E. Gear tooth curvature treated simply. *American Machinist*, Vol. 89, 18, (1945).
- [279] Wildhaber, E. Tooth contact. *American Machinist*, Vol. 90, 12, (1946).
- [280] Wildhaber, E. Surface curvature. *Product Engineering*, (1956).
- [281] Wildhaber, E. *Helical gearing*. U.S. Patent nr. 1.601.750, 1926.
- [282] Wildhaber, E. *Gear tooth shape*. U.S. Patent nr. 3.251.236, 1966.
- [283] Willis, R. On the teeth of wheels. *Transactions of the Institution of Civil Engineering*, Vol. 2, (1838).
- [284] Willis, R. *Principles of Mechanisms, Designed for the Use of Students in the Universities and for Engineering Students Generally*. John W. Parker, West Stand, London; J. & J.J. Deighton, Cambridge, 1841.
- [285] Winter, H., Looman, J. Tools for making helical circular arc spur gears. *VDI-Berichte*, 47, (1961).
- [286] Winter, H., Stolze, K., Plackzek, T. *Topological tooth modifications and contact patterns of spur and helical gears*. AGMA Paper 89 FTM6, AGMA, Alexandria, VA, 1989. 10 p.