

**MINISTERUL EDUCAȚIEI CERCETĂRII ȘI  
TINERETULUI**

**UNIVERSITATEA „POLITEHNICA”TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ**

**ING. PANC PETRU**

**TEZĂ DE DOCTORAT**

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL TEORETIC  
ȘI EXPERIMENTAL AL  
REDUCTOARELOR PRECESIONALE**

**Conducător științific:**

**Prof. univ. dr. ing. ȘTEFAN ANGHEL**

**Prof. univ. dr. ing. LUCIAN MĂDĂRAS**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

**Timișoara  
2003**

# Cuvânt înainte

Permiteți-mi ca în primul rând să adresez un cuvânt de sinceră mulțumire, distinșilor conducători științifici Prof. univ. dr. ing. ȘTEFAN ANGHEL și Prof. univ. dr. ing. LUCIAN MĂDĂRAS pentru îndrumarea permanentă și încrederea manifestată pe parcursul susținerii examenelor și referatelor din planul individual al activității de pregătire precum și în întreaga activitate științifică.

Exprim vii mulțumiri domnilor: Prof.univ.dr.habil.ing. I.A. BOSTAN, Prof.univ.dr.ing. Valeriu DULGHERU – Catedra de Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini de la Universitatea Tehnică a Moldovei-Chișinău, pentru sprijinul acordat pe parcursul acestor ani de cercetare.

Mulțumiri datorez domnilor: Prof.univ.dr.ing Voicu MESAROS ANGHEL, Prof.univ.dr.ing. Dan PERJU, Prof.univ.dr.ing. Francisc KOVÁCS - Catedra de Teoria Mecanismelor și a Roboților de la Universitatea „Politehnica” Timișoara, pentru sfaturile și încurajările primite în timpul examenelor și în perioada de pregătire .

În mod deosebit mulțumesc domnilor: Prof.univ.dr.ing. Ion VELA – rector la U.E.M. Reșița, Lector univ. Ioana ANGHEL, Dr.ing. Cornelia ANGHEL, Prof.univ.dr.ing. Tiberiu MĂNESCU, Prof.univ.dr.ing. Ioan LUNGU, Prof.univ.dr.ing. Octavian CRIVACUCEA, Prof.univ.dr.ing. Sava IANICI, Conf.dr.ing. Tudorel ENE - Universitatea „Eftimie Murgu” Reșița pentru sugestiile pertinente și ajutorul moral acordat în timpul elaborării lucrării.

De asemenea, sunt recunoscător și mulțumesc domnului Dr.ing. Ștefan CRĂCIUNOIU – Director General, ing.Valentin BARBU – Șef Compartiment C.T.S.V. – de la Institutul de Cercetare și Proiectare Tehnologică pentru Construcții de Mașini – București, fără a căror sprijin nu aș fi putut efectua partea experimentală .În final, dar nu în ultimul rând, mulțumesc și rămân îndatorat familiei, prietenilor și colegilor de la Grupul Școlar Industrial Metalurgic Reșița → Liceul Tehnologic „Henri Coanda” Reșița, în mod special d-lui prof. ing. Micșoniu Dumitru pentru redactarea tezei de doctorat.

**Autorul**

# CUPRINS

	Pag.
<b>INTRODUCERE</b> .....	7
<b>CAP.1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR REDUCTOARELOR PRECESIONALE.</b>	
1.1. Apariția și evoluția transmisiilor precesionale.....	8
1.2. Clasificarea transmisiilor precesionale. Domenii de utilizare.....	13
1.3. Avantajele și dezavantajele reductoarelor precesionale.....	16
<b>CAP.2. PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE ȘI EXEMPLE DE UTILIZARE A REDUCTOARELOR PRECESIONALE.</b>	
2.1. Scheme cinematice.....	17
2.1.1. Schema cinematică a unui reductor precesional de tip K-H-V...17	
2.1.2. Schema cinematică a unui reductor planetar precesional de tip 2K-H.....	18
2.2. Soluții constructive de reductoare precesionale de tip 2K-H.....	19
2.3. Reductoare precesionale cu destinație generală.....	21
2.4. Reductoare precesionale cu destinație specială.....	25
<b>CAP.3. GEOMETRIA ȘI PRECIZIA CINEMATICĂ A REDUCTOARELOR PRECESIONALE.</b>	
3.1. Elemente de geometrie a danturilor roților reductoarelor precesionale.....	46
3.1.1. Angrenarea între profilul rectiliniar și profilul circular (bolțuri conice).....	50
3.1.2. Angrenarea între profilul rectiliniar și arc de cerc cu centru nedeplasat.....	51
3.2. Analiza comparativă prin calcul a danturilor propuse de autor.....	52
3.3. Studii teoretice privind precizia cinematică a reductoarelor precesionale.....	53
3.4. Concluziile autorului privitoare la geometria și precizia cinematică a reductorilor precesionale de tip 2K – H.....	56
<b>CAP.4. CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII TEORETICE PRIVIND CINEMATICA REDUCTOARELOR PRECESIONALE.</b>	
4.1. Determinarea raportului de transmitere al reductoarelor precesionale de tip K-H-V.....	57
4.2. Determinarea raportului de transmitere al reductoarelor precesionale de tip 2K-H.....	57
4.3. Aspecte relevate de autor cu privire la generalizarea formulelor de calcul al raportului de transmitere la angrenajele precesionale.....	58
4.3.1. Analiza comparativă prin calcul a raportului de transmitere cu relațiile generalizate și propuse de autor.....	59

4.4. Contribuțiile autorului privind determinarea analitică a parametrilor de poziționare a satelitului în spațiu, la reductoarele precesionale de tip 2K-H.....	59
4.5. Calculul parametrilor cinematici ai reductoarelor precesionale.....	63
4.6. Concluziile autorului privitoare la cinematica reductoarelor precesionale de tip 2K – H .....	68

## **CAP.5. STUDIUL DISTRIBUȚIEI SARCINILOR PE ELEMENTELE PORTANTE ȘI CALCULUL DE PROIECTARE A REDUCTOARELOR PRECESIONALE.**

5.1. Expresiile forțelor din angrenajele precesionale de tip K-H-V.....	70
5.2. Expresiile forțelor din angrenajele precesionale de tip 2K-H.....	75
5.3. Distribuția sarcinii în angrenajul precesional cu considerarea erorilor de execuție.....	78
5.4. Determinarea săgeții dintelui aflat sub sarcină la angrenajele precesionale.....	82
5.5. Prezentarea metodei elementului finit „M.E.F.” utilizată de autor în studiul teoretic al stării de tensiune la angrenajele precesionale.....	84
5.6. Analiza efectuată de autor prin metoda elementului finit a tensiunilor și deformațiilor danturii roților dințate ale angrenajului precesional.....	91
5.7. Calculul de rezistență al reductorului precesional cu roată satelit cu role.....	100
5.7.1. Algoritmul propus de autor pentru proiectarea reductorului precesional de tip 2K – H cu roată satelit cu role.....	102
5.7.2. O utilizare de către autor a algoritmului de proiectare al reductorului precesional de tip 2K – H .....	106
5.8. Concluziile autorului privitoare la distribuția sarcinilor pe elementele portante și la calculul de proiectare a reductorului precesional de tip 2K – H .....	113

## **CAP.6. ASPECTE TEHNOLOGICE ȘI DE CONTROL ALE ANGRENAJELOR PRECESIONALE.**

6.1. Prelucrarea profilului dinților roților dințate din angrenajul precesional.....	114
6.2. Procedee tehnologice de realizare a angrenajelor precesionale cu deplasare de profil.....	117
6.3. Realizarea danturii angrenajului precesional prin sinterizare în matrice, când materialul este pulbere metalică.....	123
6.4. Controlul roților dințate ale angrenajelor precesionale.....	126
6.5. Concluziile autorului privitoare la aspecte tehnologice și de control a roților dințate ale angrenajelor precesionale .....	130



## **CAP.7. CONTRIBUȚII PRIVIND DINAMICA REDUCTOARELOR PRECESIONALE.**

- 7.1. Aspecte privind bazele teoretice ale cercetării sarcinilor dinamice în reductoarele precesionale.....131
- 7.2. Propunerile autorului privitoare la echilibrarea părților mobile ale reductoarelor precesionale.....139
  - 7.2.1. Echilibrarea arborelui – port – satelit.....139
  - 7.2.2. Echilibrarea blocului satelit.....141
- 7.3. Concluziile autorului privitoare la dinamica reductoarelor precesionale de tip 2K - H.....142

## **CAP.8. CONTRIBUȚII LA STUDIUL EXPERIMENTAL AL REDUCTOARELOR PRECESIONALE DE TIP 2K-H.**

- 8.1. Prezentarea reductorului precesional proiectat și realizat de autor utilizat la încercările experimentale.....143
- 8.2. Determinarea experimentală a parametrilor cinematici și dinamici principali ai reductorului precesional de tip 2K-H.....146
  - 8.2.1. Stand pentru determinarea experimentală a parametrilor cinematici și dinamici ai reductoarei precesional de tip 2K – H realizat de autor..... 146
  - 8.2.2. Metodologia de determinare experimentală a parametrilor cinematici și dinamici ai reductoarei precesional de tip 2K – H ..... 147
  - 8.2.3. Culegerea și interpretarea rezultatelor.....149
- 8.3. Determinarea experimentală a preciziei cinematice a reductorului precesional de tip 2K-H.....152
  - 8.3.1. Stand pentru măsurarea preciziei cinematice a reductorului precesional de tip 2K-H.....152
  - 8.3.2. Metodologia de determinare experimentală a preciziei cinematice a reductoarei precesional de tip 2K-H.....153
    - 8.3.2.1. Metode moderne de măsurare și condițiile efectuării măsurărilor propuse de autor.....154
    - 8.3.2.2. Prelucrarea rezultatelor experimentale. Spectrul FOURIER pentru eroarea cinematică..... 157
  - 8.3.3. Culegerea și interpretarea rezultatelor..... 158
- 8.4. Determinarea experimentală a gradului de acoperire al reductorului precesional de tip 2K-H și caracterul distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați.....164
  - 8.4.1. Stand pentru determinarea experimentală a gradului de acoperire al reductorului precesional de tip 2K-H.....164

8.4.2. Metodologia de determinare experimentală a gradului de acoperire al angrenajelor precesionale și caracterul distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați.....	164
8.4.2.1. Stabilirea metodei de determinare experimentală a gradului de acoperire și a caracterului distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați.....	164
8.4.2.2. Determinarea gradului de acoperire al angrenajelor precesionale și a factorului neuniformității distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați.....	167
8.4.3. Concluziile și contribuțiile autorului privitoare la determinarea gradului de acoperire a reductorului precesional de tip 2K – H.....	172
8.5. Determinarea experimentală a momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K-H și a coeficientului de rigiditate torsională.....	172
8.5.1. Stand pentru determinarea experimentală a momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K-H.....	172
8.5.2. Metodologia de determinare experimentală a momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K-H.....	172
8.5.3. Culegerea și interpretarea rezultatelor.....	173
<b>CAP.9. CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI DIRECȚIILE ULTERIOARE DE CERCETARE.....</b>	<b>176</b>
• <b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>181</b>
• <b>CURRICULUM VITAE.....</b>	<b>188</b>
<b>ANEXA 1. Tabele cu rezultatele calculelor obținute prin relațiile generalizate ale raportului de transmitere al reductorului precesional de tip 2K-H, prezentate la cap. 4.....</b>	<b>191</b>
<b>ANEXA 2. Raport de încercare pentru reductorul precesional de tip 2K – H – S.C.T.C.M.-SA București – Laboratorul de Încercări Transmisii Mecanice.....</b>	<b>202</b>

# INTRODUCERE

Abordarea unor tehnologii din ce în ce mai complexe în toate domeniile tehnicii impune dezvoltarea continuă a transmisiilor mecanice moderne.

Mecanizarea, automatizarea, robotizarea și informatizarea proceselor de producție a condus la apariția Mecatronicii, care este știința mașinilor inteligente.

Aceasta a demarat în anul 1980 și a devenit o filozofie a celei de-a II-a revoluții industriale, fiind prezentă practic în toate domeniile de activitate.

Mecatronica a impulsionat cercetările științifice pentru transmisiile mecanice neconvenționale (moderne), cu performanțe ridicate. Transmisiile planetare precesionale au apărut ca transmisii mecanice neconvenționale de mare perspectivă.

Valorificarea pe scară largă a transmisiilor planetare precesionale este estompată de absența unor cercetări fundamentale și experimentale aprofundate privind dinamica și fiabilitatea acestor transmisii mecanice neconvenționale.

La începutul deceniului al IX-lea al secolului XX, un grup de specialiști și cadre didactice de la catedra “Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini”, Universitatea Tehnică a Moldovei din Chișinău, sub conducerea Prof.univ.dr.habil. ing. I.A. Bostan a patentat primele reductoare planetare precesionale, având dantura roților cu profil nestandardizat.

Dintre cele trei tipuri caracteristice de reductoare planetare precesionale, se va studia în mod deosebit tipul 2K-H, în care 2K reprezintă cele două roți centrale, iar cu H s-a notat brațul port-satelit.

Prezenta teză de doctorat cuprinde cercetări teoretice și experimentale având următoarele obiective:

1. Elaborarea bazelor teoretice de cercetare a cinematicii reductoarelor precesionale de tip 2K-H.
2. Elaborarea teoriei preciziei cinematice și a distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați ai reductorului precesional de tip 2K-H.
3. Studiul cinetostatic și dinamic al reductorului precesional de tip 2K-H.
4. Bazele determinării stării de tensiune în elementele portante ale reductorului precesional de tip 2K-H.
5. Algoritmii de proiectare al reductorului precesional de tip 2K-H.
6. Cercetări aplicative și experimentale a reductorului precesional de tip 2K-H.
7. Aspecte privind implementarea reductoarelor precesionale de tip 2K-H, în tehnica actuală.

Teza de doctorat se extinde pe un număr de 207 pagini. Aceasta cuprinde: 223 relații matematice numerotate; 104 figuri; 5 tabele cu date numerice; Anexa 1 cu 11 pagini și Anexa 2 cu 6 pagini.

# CAPITOLUL I

## STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR REDUCTOARELOR PRECESIONALE

### 1.1. Apariția și evoluția transmisiilor precesionale.

Investigațiile din domeniul transmisiilor prin roți dințate clasice au demonstrat că posibilitățile acestora sunt limitate.

Dacă primele tipuri de angrenaje moderne apărute la jumătatea secolului trecut ca de exemplu angrenajele Widhaber - Novikov asigurau doar o creștere a capacității portante cu creșterea prețului de cost, a tehnologiei de danturare ceea ce a limitat utilizarea lor în tehnică, ulterior au fost brevetate și alte tipuri de transmisii mecanice moderne provenite din angrenajele planetare ca de exemplu: angrenajele armonice, cicloidale cu bolțuri, cu galeți și precesionale, care au marcat salturi esențiale, în ceea ce privește numărul avantajelor în raport cu angrenajele cunoscute.

Printre avantajele recunoscute de majoritatea specialiștilor se semnalează: reducerea gabaritului și greutateii, creșterea capacității portante și a raportului de transmitere, reducere a consumului de material, mărirea preciziei cinematice, asigurarea unor autoechilibrări constructive, randament ridicat pe o treaptă, reducerea vitezei de uzare a unor subansamble, ușurința exploatarei, fiabilitate maximă ș.a.

Având în vedere că transmisiile planetare implicit cele diferențiale cu roți dințate cilindrice și conice stau la baza concepției majorității angrenajelor moderne, inclusiv angrenajele precesionale, se consideră necesar să se accepte cele trei tipuri principale conform clasificării propuse de V.N. Kundreavțev, adică tipurile: K-H-V; 2K-H; 3K.

Deoarece prin orice angrenaj diferențial se poate obține unul planetar, prin fixarea unei roți centrale mobile, simbolizarea folosită pentru diferențiale rămâne valabilă și pentru angrenajele planetare.

Simbolul 1; 2 arată numărul de roți centrale urmat de litera K, H - notația brațului port-satelit și V reprezintă mecanism de legătură (cuplaj).

În Fig. 1.1 se prezintă schemele cinematice ale mecanismelor cicloidale transformabile în planetare de tip 2K – H.

Se observă că primele șase scheme cinematice sunt angrenaje diferențiale cu roți dințate cilindrice, iar cea de a șaptea schemă cu roți conice.

Diferențialele de tip 2K-H se transformă în reductoare planetare prin fixarea pe rând, cu ajutorul unor frâne, a unuia din elementele mobile (1), (2). Se pot obține astfel inversări ale sensului de rotație ale arborelui de ieșire, menținând sensul de rotație al arborelui de intrare (conducător). Cel mai frecvent se acceptă schema din Fig. 1.1a) deoarece prezintă simplitate constructivă și conduce la randamente ridicate, dar are gabarit mai mare decât varianta din Fig. 1.1d).

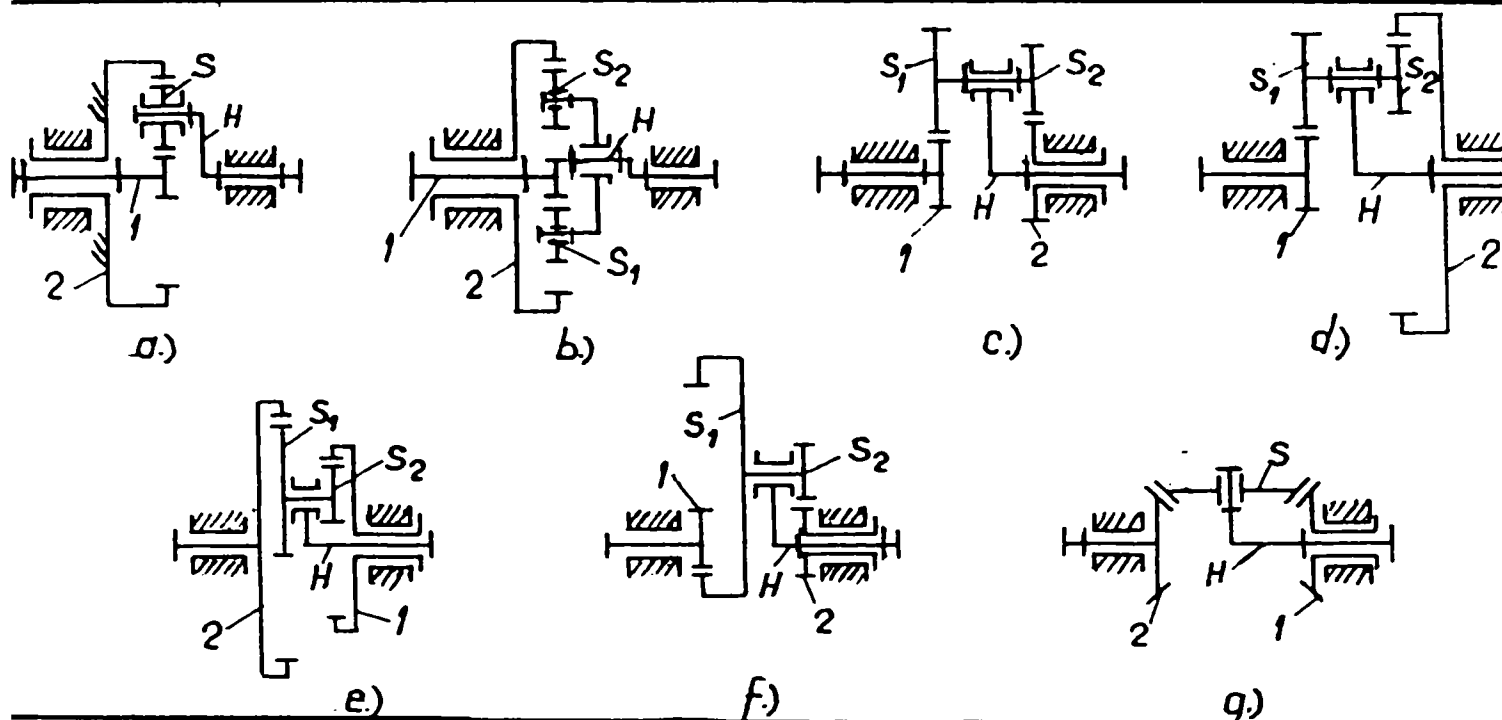


Fig. 1.1 Mecanisme cicloidale transformabile în planetare de tip 2K-H

Ultima este preferată când se urmăresc, gabarite foarte mici, dar trebuie depășite dificultățile ce apar la montaj. Schema din Fig. 1.1c) nu se recomandă la angrenaje de putere, deși realizează rapoarte mari de transmitere, deoarece are: randament scăzut, gabarit relativ mare, moment de inerție mare, montajul este dificil.

Varianta din Fig. 1.1e) are randament mai bun ca cea din Fig. 1.1c) și permite rapoarte de transmitere mari.

Schema din Fig. 1.1g) cu roți conice este preferată la transmisia vehiculelor, ca diferențial.

În Fig.1.2 se prezintă schema cinematică a mecanismului planetar de tip K-H-V.

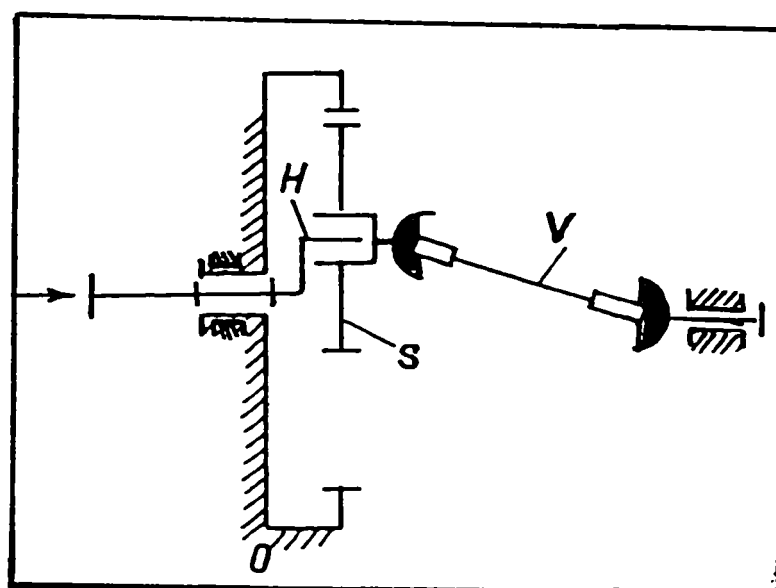


Fig. 1.2. Mecanism planetar de tip K-H-V.

Angrenajul diferențial din figură conduce la rapoarte mari de transmitere, dar solicitările sunt mari și la transmisii de putere se impun oțeluri de bună calitate prelucrate în clase de precizie pretențioase, iar tratamentele termice trebuie aplicate corect.

În Fig. 1.3 se prezintă schemele cinematice a reductoarelor planetare de tip 3K, care se preferă pentru gabarite mici și randamente acceptabile.

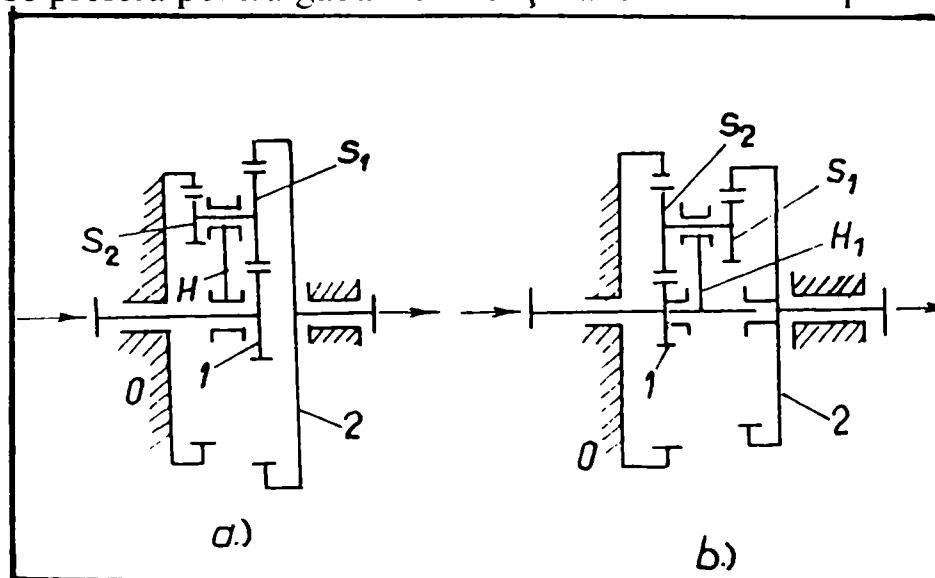


Fig. 1.3 Reductoare planetare de tip 3K

Prin legarea în serie a două sau mai multe reductoare planetare de același tip sau de tipuri diferite, se pot obține rapoarte de transmitere mari (de ordinul sutelor de mii sau milioane).

În Tabelul 1.1 se prezintă câteva scheme de reductoare planetare și relațiile de calcul ale raportului de transmitere  $i_{12}^H$ . Cu  $z$  s-a notat numărul de dinți. Notăția  $i_{12}^H$  pentru raportul de transmitere la angrenajul planetar are următoarea semnificație: mișcarea se transmite de la elementul conducător (1) la cel condus (2), când elementul (H) este fix.

Dacă indicii și exponentul au alte notații, semnificația nu se schimbă, ordinea indicilor arătând sensul fluxului de energie, iar exponentul – elementul imobil.

Pentru cazul legării în serie a două sau mai multe reductoare planetare, raportul total de transmitere a trenului de angrenaje planetare se determină ca produs al rapoartelor de transmitere parțiale ale angrenajelor respective.

Această regulă rămâne valabilă și la legarea în serie a transmisiilor (angrenajelor) convenționale cu cele planetare sau cu orice transmisie neconvențională.

Continuarea logică a cercetărilor în domeniul transmisiilor planetare a favorizat apariția transmisiilor precesionale.

Similar cu angrenajul armonic sau cel cicloidal cu bolțuri și angrenajul precesional, derivă din angrenajul planetar de tip K-H-V și 2K-H, dar cu roți conice, la care satelitul execută o mișcare sferică, de precesie, de unde provine și denumirea.

Tabelul 1.1.

Nr. crt.	Scheme, Simbol	Raportul de transmitere	Nr. crt.	Scheme, Simbol	Raportul de transmitere
1.		$-\frac{z_2}{z_1}$	5.		$-\frac{z_2}{z_1}$
2.		$\frac{z_2 \cdot z_{s1}}{z_1 \cdot z_{s2}}$	6.		$-\frac{z_2 \cdot z_{s1}}{z_1 \cdot z_{s2}}$
3.		$-\frac{z_2 \cdot z_{s1}}{z_1 \cdot z_{s2}}$	7.		$\frac{z_2 \cdot z_{s1}}{z_1 \cdot z_{s2}}$
4.		$\frac{z_2 \cdot z_{s1}}{z_1 \cdot z_{s2}}$	8.		-1 (pentru $z_1 = z_2$ )

Conform cercetărilor efectuate, precizia cinematică a transmisiilor mecanice este asigurată în special de precizia de prelucrare a roților dințate.

Astfel, de exemplu, ridicarea preciziei de prelucrare de la clasa 7H până la clasa 3H, condiționează creșterea cheltuielilor de aproximativ 5 ori (conf. Fig. 1.4.a).

Aici se adaugă și cheltuielile de execuție și montaj a unui număr relativ mare de roți dințate și alte elemente componente.



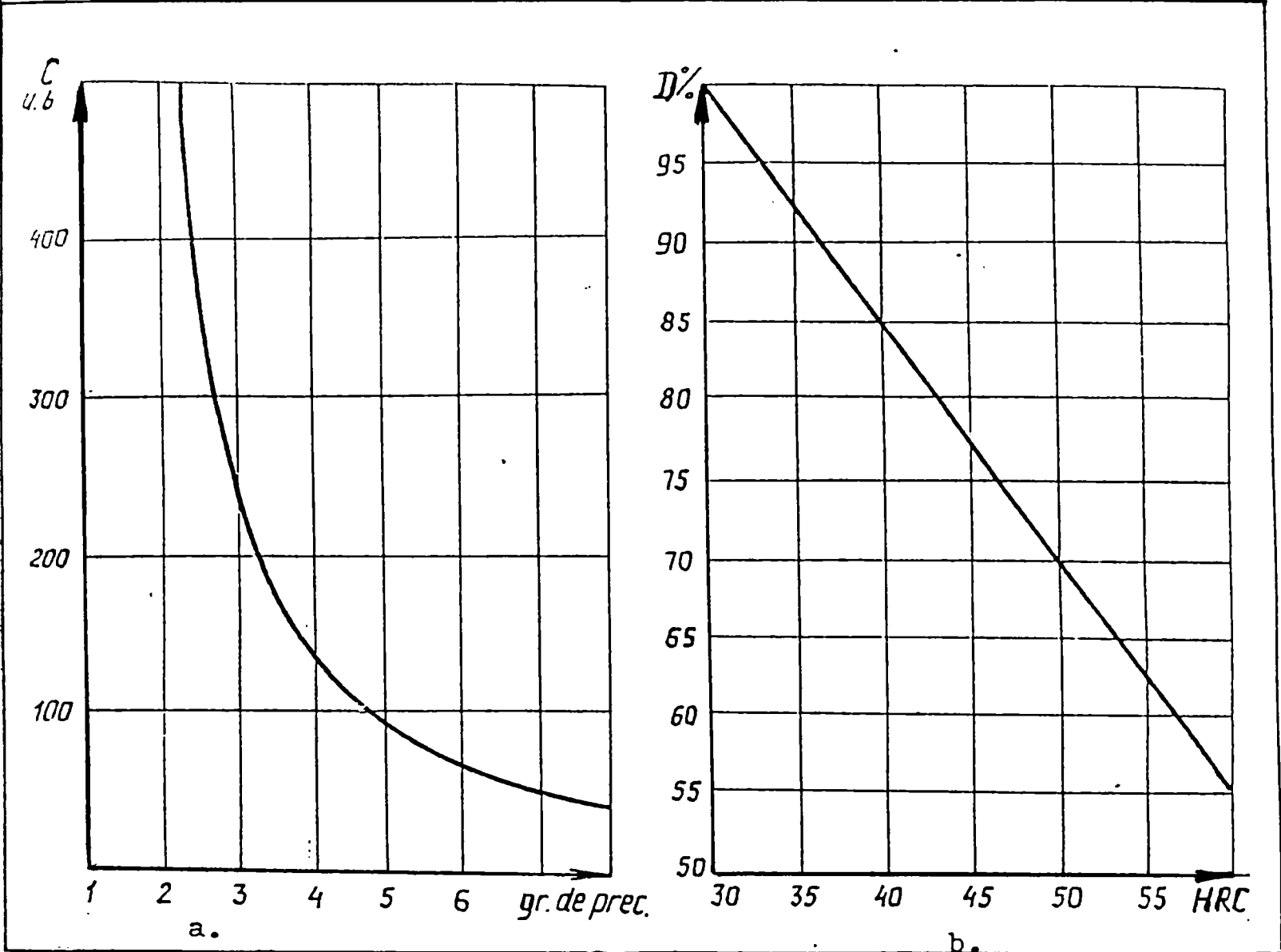


Fig. 1.4. Graficul preciziei de prelucrare în funcție de cheltuieli (a) și a durității în funcție de consumul de material (b).

O sursă importantă de reducere a costului transmisiei mecanice este reducerea consumului de material.

În transmisiile precesionale, consumul redus de materiale este condiționat de utilizarea materialelor tratate termic sau chimico-termic, asigurându-se duritatea mare a suprafeței de contact, admisă de tehnologia de prelucrare a angrenajelor precesionale. S-a stabilit că ridicarea durității materialului elementelor angrenajului de două ori, asigură reducerea consumului de material cu 40-50 % (conf. Fig. 1.4.b).

Un alt parametru important, care caracterizează nivelul tehnic al transmisiei mecanice este randamentul mecanic.

Informațiile din literatura de specialitate au permis efectuarea unei analize comparative a transmisiilor mecanice în funcție de acest parametru, prezentate în Fig. 1.5.

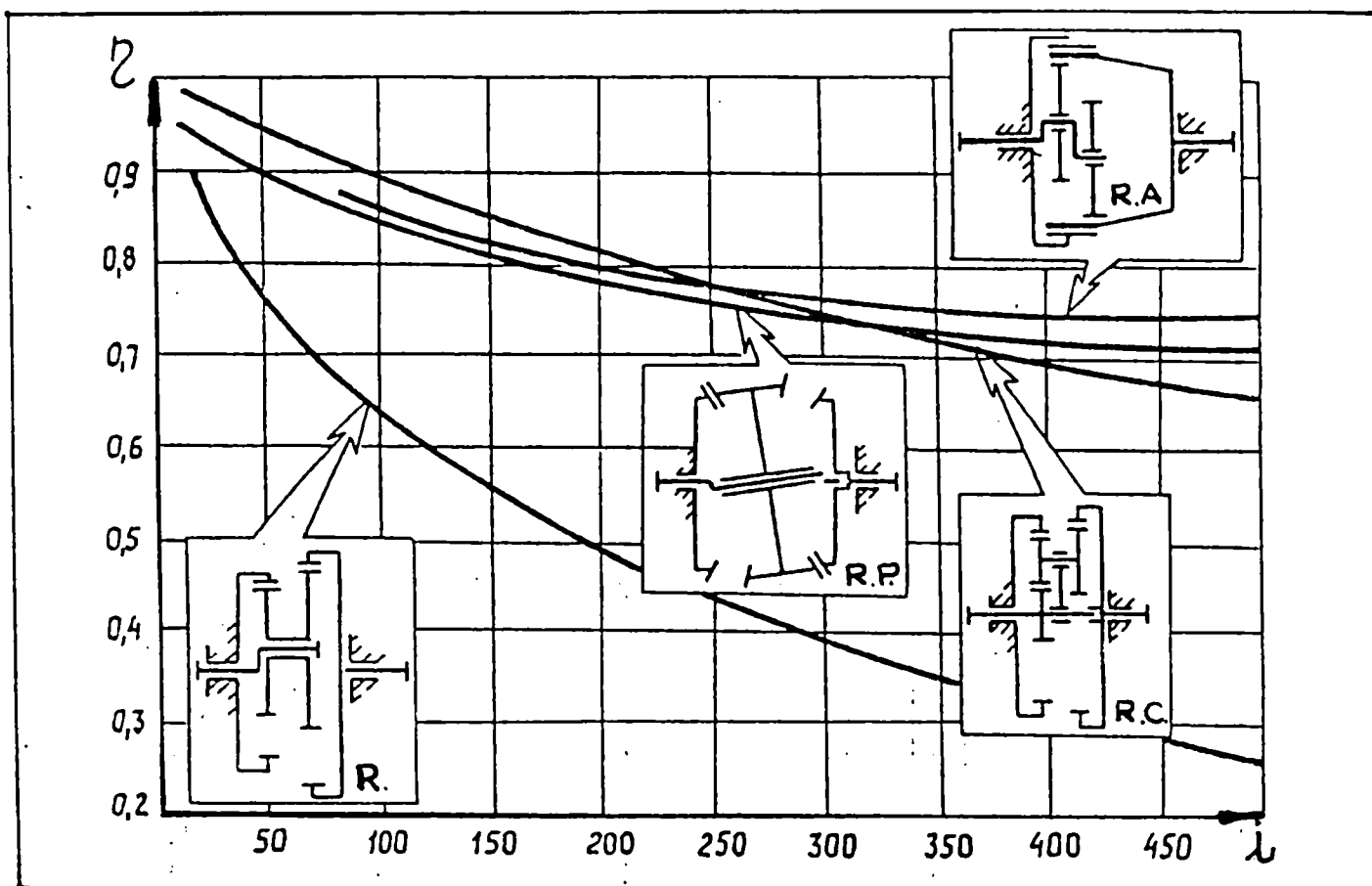


Fig. 1.5. Randamentul transmisiilor planetare în funcție de raportul de transmitere.

Analiza graficelor demonstrează că la rapoarte de transmitere mai mari de 100, transmisiile planetare de tip 2K-H și 3K prezintă un interes relativ scăzut. Randament mecanic relativ înalt, la rapoarte de transmitere mari, au transmisiile armonice, cicloidale cu bolțuri și precesionale. Analiza efectuată demonstrează în continuare oportunitatea studiului multilateral al reductoarelor precesionale, care permite realizarea maximă și extinderea posibilităților lor potențiale, elaborarea unor scheme cinematice moderne și adecvate condițiilor concrete de funcționare.

## 1.2. Clasificarea transmisiilor precesionale. Domenii de utilizare.

Activitatea de cercetare de mai mulți ani în domeniul transmisiilor precesionale s-a fructificat cu elaborarea unui număr mare de scheme de transmisii precesionale și mecanice.

O primă clasificare a transmisiilor precesionale se poate face:

a) După gradul de mobilitate realizat:

- $M = 1 \rightarrow$  reductoare, multiplicatoare, variatoare.
- $M \geq 2 \rightarrow$  diferențiale.

b) După raportul de transmitere realizat:

- reductoare:  $i > 1$  constant;
- multiplicatoare:  $i < 1$  constant;

c) După mișcarea elementelor extreme (intrare-ieșire):

- R – R;
- T – R (în care R – mișcare de rotație, iar T – mișcare de translație) obținută cu ajutorul unor mecanisme necuprinse în prezenta lucrare.

În combinație cu alte transmisii mecanice sunt posibile și:

- R – T;
- T – T;

Cea mai largă utilizare o au transmisiile precesionale la care elementele extreme au mișcarea de rotație: R – R.

d) După schema structurală, conform clasificării lui V.N. Kudreavțev, transmisiile precesionale se clasifică în:

- transmisii de tip K – H – V (o roată centrală K, portsatelitul H și mecanismul de legătură V);
- transmisii de tip 2K – H (cu două roți centrale și portsatelitul H);
- transmisii de tip 3K, din care nu s-au dezvoltat transmisii precesionale (T.P.).

e) După mobilitatea elementelor, transmisiile precesionale de tip K–H–V și 2K-H, se clasifică în:

- transmisii cu satelit reținut (fix);
- transmisii cu roată centrală fixată.

Transmisiile precesionale cu satelit reținut (fix) au stat la baza realizării reductoarelor etanșe. Aceste reductoare pot fi utilizate în industria chimică, electrocentrale atomice și în instalații de vid, unde motorul de acționare este în mediul obișnuit, iar elementul compus în mediu agresiv sau în spațiu cu un anumit grad de vid. Pentru etanșare se folosesc membrane simple care au rolul, fie numai de etanșare (membrane pasive), fie de etanșare și de reținere a satelitului (membrane active). Particularitățile constructive și cinematice ale transmisiilor precesionale permit realizarea unor cutii de viteze și variatoare compacte, cu o gamă de reglare largă.

Pentru realizarea transmisiilor precesionale de putere se recomandă schemele de tip 2K-H, deoarece capacitatea portantă a transmisiilor de tip K-H-V este limitată de mecanismul de legătură (de regulă cuplaj cu dinți) care se află în condiții dificile de funcționare, condiționate de unghiul de înclinare al axei manivelei. Având posibilități cinematice largi și randament îmbunătățit, transmisiile precesionale de tip 2K-H sunt preferate celor de tipul K-H-V, la realizarea mecanismelor cu raport de transmitere mare.

În schimb, transmisiile precesionale de tip K-H-V sunt indicate pentru realizarea transmisiilor etanșe și multiplicatoarelor de turație. Capacitatea portantă a transmisiilor precesionale de tip K-H-V poate fi ridicată realizând noi construcții de mecanisme de legătură și tehnologii de prelucrare a dinților și a cuplajelor de legătură.

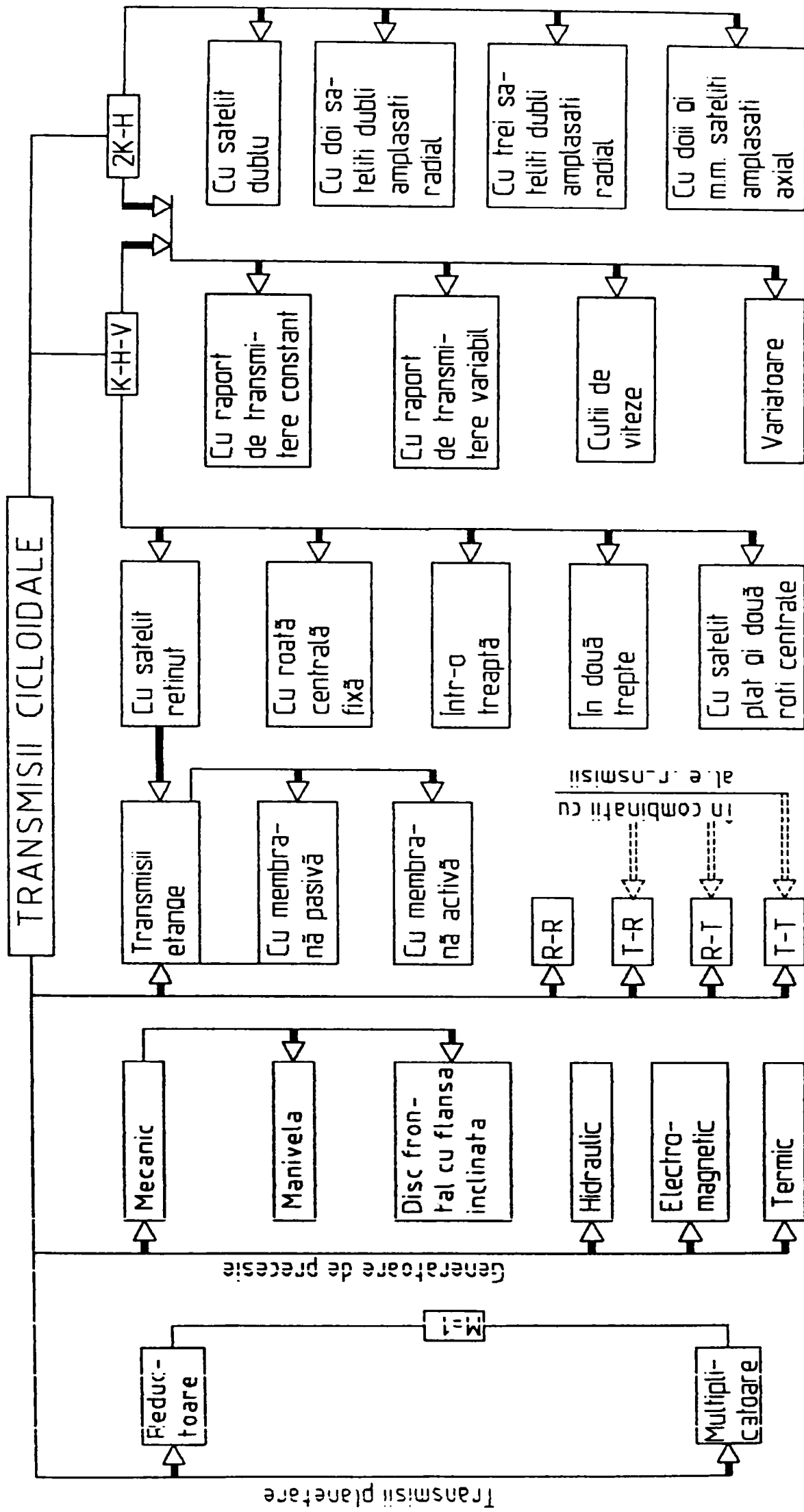


Fig. 1.6. Clasificarea transmisiilor cicloidale

Domeniile de utilizare ale angrenajului precesional sunt în creștere:

- acționarea roboților din complexe destinate prospectării și exploatarei resurselor minerale ale fundului oceanului;
- reductoare și motoreductoare precesionale de uz general;
- multiplicatoare de turație pentru centralele electrice eoliene;
- acționări ermetizate în industria chimică și petrolieră;
- cutii de viteze diferențiale și variatoare pentru vehicule;
- în tehnica aeronautică și spațială.

### **1.3 Avantajele și dezavantajele reductoarelor precesionale.**

Principalele avantaje ale angrenajelor precesionale sunt:

- raport de transmitere pe într-o treaptă extins pe un domeniu larg,  $i = 8 \div 3600$ ;
- fiabilitate ridicată datorită lipsei elementelor flexibile;
- capacitate portantă mare, asigurată de gradul de acoperire al angrenajului (în angrenaj se pot afla între 95 ÷ 100 % perechi de dinți care transmit simultan sarcina);
- precizie cinematică ridicată;
- randament mecanic peste 0,96;
- durabilitate ridicată;
- nivel redus al zgomotelor și vibrațiilor;
- gabarit redus.

Principalele dezavantaje ale angrenajelor precesionale sunt:

- tehnologia de execuție a roților dințate conice și a fusului satelitului, înclinat față de axa de simetrie a angrenajului necesită precizii ridicate;
- mișcările sfero-spațiale de precesie ale satelitului introduc forțe de inerție suplimentare pe arborii și lagărele angrenajului;
- precizie de montaj ridicată.

# CAPITOLUL 2

## PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE ȘI EXEMPLE DE UTILIZARE A REDUCTOARELOR PRECESIONALE

Ca și alte tipuri de transmisii, angrenajul planetar precesional a cunoscut o răspândire accentuată ca reductor de turație, deși el poate funcționa și ca multiplicator de turație. Angrenajul precesional este apropiat ca principiu de funcționare de angrenajul armonic frontal și de angrenajul cicloidal cu bolțuri, iar primele studii au avut la bază aceste angrenaje neconvenționale.

### 2.1 Scheme cinematice

#### 2.1.1. Schema cinematică a unui reductor precesional de tip K-H-V

Se consideră schema cinematică a unui reductor planetar precesional de tip K-H-V (Fig.2.1.)

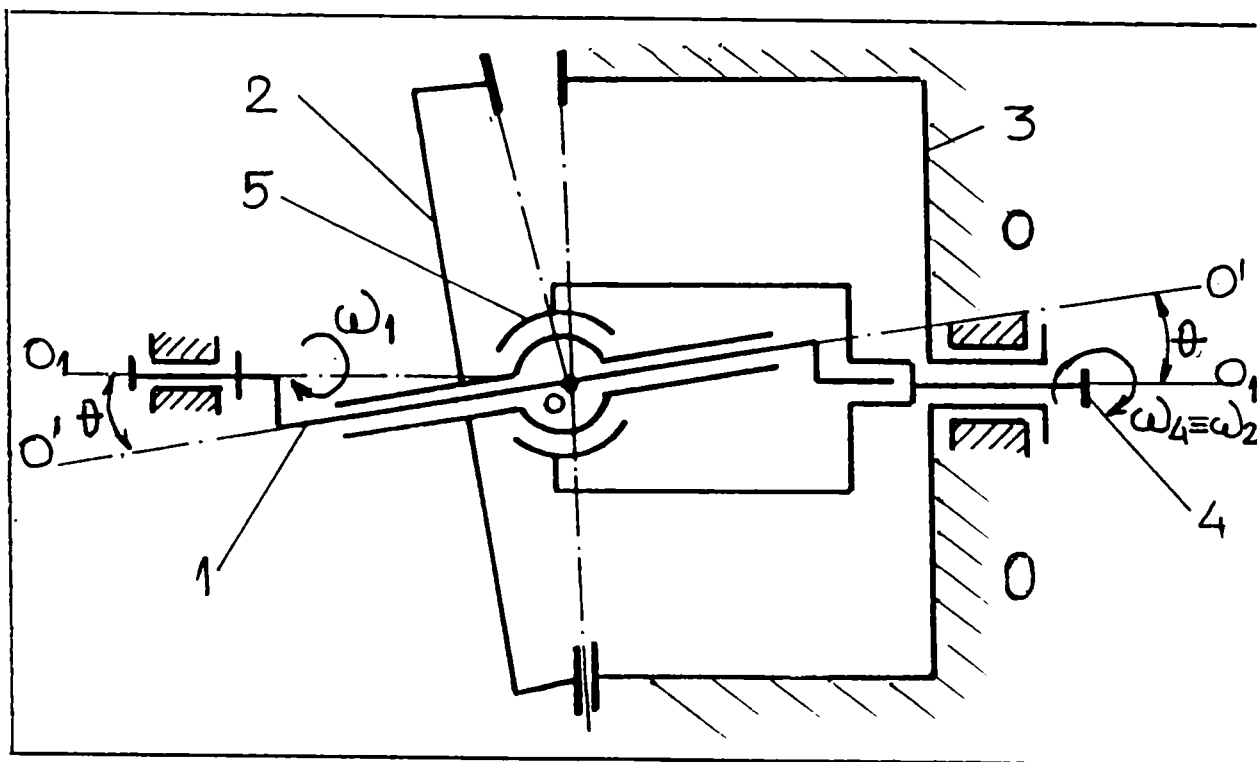


Fig. 2.1 Schema cinematică a reductorului precesional de tip K-H-V  
[14];[15];[33];[34]

Arborele conducător (1) are un fus înclinat cu unghiul  $\theta$  față de axa de simetrie a angrenajului. Roata centrală (solară) (3) are dantura ca roata plană de referință a angrenajului conic, iar satelitul (2), montat liber pe fusul înclinat, execută o mișcare de precesie, sferică cu centrul în  $O$ , situat la intersecția dintre axa  $O'O'$  a fusului înclinat și axa  $O_1O_1$  a reductorului. Angrenarea danturilor dintre satelitul (2) și roata centrală (solară) (3) are loc numai într-o zonă, iar în zona diametral opusă dinții sunt complet ieșiți din angrenare. Cele două zone se rotesc sincron cu rotația satelitului (2).

6/11.0/17  
1983/4

Pentru a putea funcționa, trebuie ca între numerele de dinți  $z_3$  și  $z_2$  să fie o diferență, adică:

$$z_3 - z_2 = \pm N; N=1, 2, 3, \dots \quad (1)$$

Prin cuplajul homocinetic (5), mișcarea de precesie a satelitului (2) este culeasă și transmisă la arborele condus (4). Gradul de mobilitate al mecanismelor (M) se determină cu relația:

$$M = 3n - 2c_5 - c_4 \quad (2)$$

(Formula GRUBLER-CEBÎȘEV)

în care:

M-gradul de mobilitate al mecanismului;

n-numărul elementelor cinematice mobile;

$c_5$  și  $c_4$  – numărul cuplelor cinematice de clasa a cincea, respectiv clasa a patra.

Pentru reductorul precesional de tip K-H-V din Fig.2.1.:  $n=2$ ;  $c_5=2$ ;  $c_4=1$ ;  $M_3=3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1=1$ ;  $M=1$ .

Angrenajul poate funcționa ca mecanism diferențial precesional cu gradul de mobilitate  $M = 1$  dacă roata centrală (3) devine mobilă.

Deci sunt necesare două elemente conducătoare, ca cel de-al treilea element condus să aibă mișcarea bine determinată (mecanismul să fie desmodrom). Prin fixarea unui element mobil, din mecanismul diferențial precesional se obține un mecanism planetar precesional care are gradul de mobilitate  $M_3=1$ , adică desmodromia este asigurată dacă unul din elemente se alege ca element conducător. Se observă o analogie a principiului de funcționare cu cel al angrenajului armonic, cu observația că locul generatorului de unde l-a luat fusul înclinat (1), iar locul roții flexibile l-a luat roata satelit (2).

Când elementul (1) este conducător și elementele (2) și (3) conduse (elementul 3 fiind fix), se obțin reductoare precesionale. Acestea sunt preferate de utilizatori, având utilizări multiple. Soluțiile constructive, la care  $N=1$ , relația (1), se consideră optime.

În cele ce urmează se analizează reductoarele precesionale. Dacă între roata satelit (2) și arborele de ieșire (4) se alege un cuplaj homocinetic (5), atunci viteza unghiulară  $\omega_2$  a satelitului (2) este identică cu viteza unghiulară  $\omega_4$  a arborelui (4). Acest caz este frecvent utilizat.

Punctul O se numește **centru de precesie**, unghiul  $\theta$  se numește **unghi de nutație**, iar unghiul de rotație  $\Psi$  a fusului înclinat (1) măsurabil într-un plan perpendicular pe axa  $O_1O_1$  se numește și **unghi de precesie**.

### 2.1.2. Schema cinematică a unui reductor planetar precesional de tip 2K-H

În Fig.2.2. se prezintă schema cinematică a unui reductor planetar precesional de tip 2K-H, utilizând o numerotare organologică (Ex. reperele 2; 6 și 7 formează elementul satelit).

Acesta are două roți solare (centrale) (3) și (4) „2K” și un satelit (2) dublu, „H”, cu două roți (6) și (7) având dantură specială.



Fixând elementul (3), se obține un reductor precesional la care arborele conducător are fusul înclinat (1), satelitul (2) executând mișcarea de precesie, care, prin roata centrală (solară) (4) este preluată de arborele de ieșire al reductorului.

Se observă că la acest tip de reductor precesional de tip 2K-H a dispărut cuplajul care prelua mișcarea satelitului și o transmitea arborelui de ieșire, la reductorul precesional de tip K-H-V.

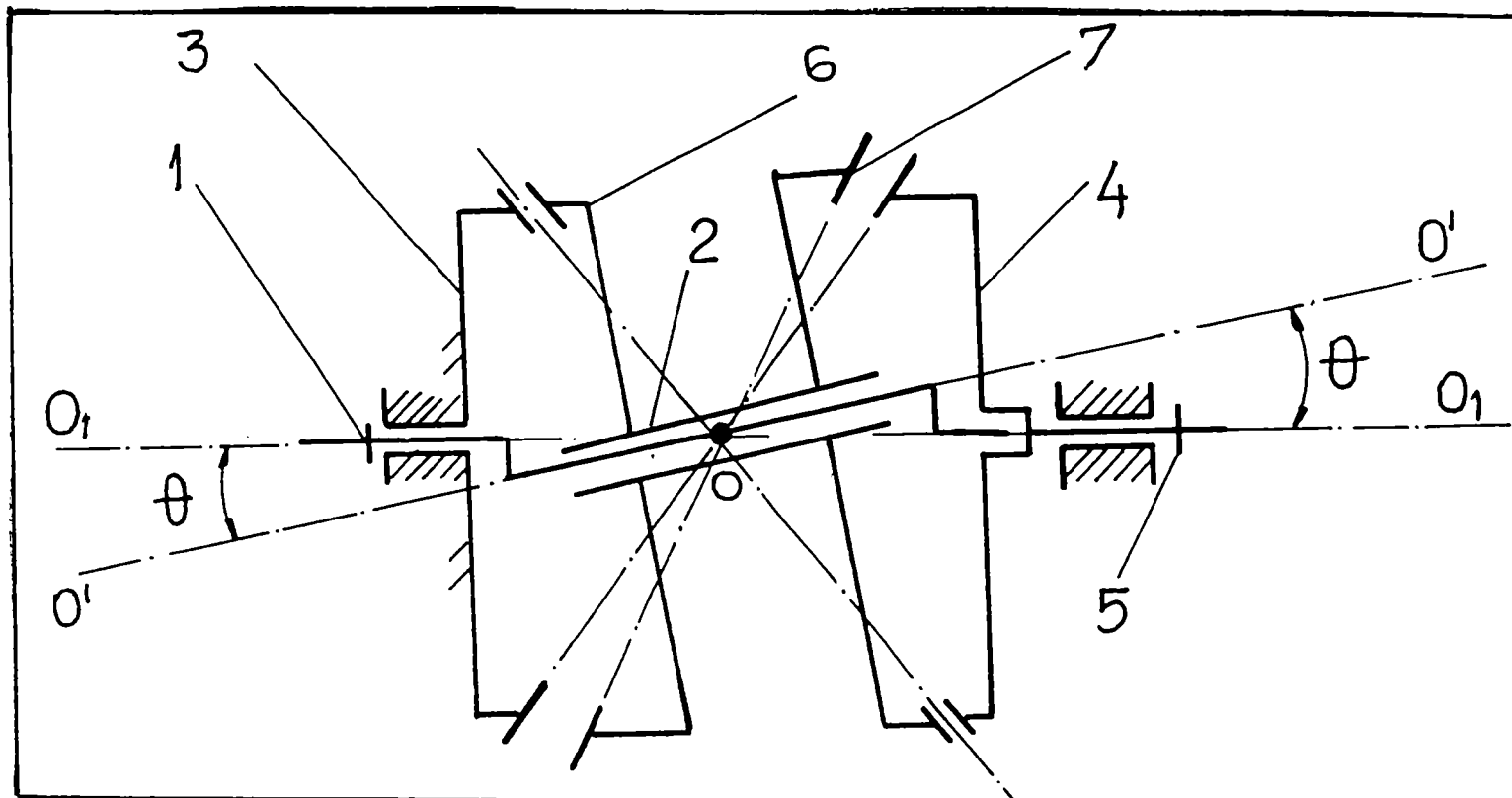


Fig. 2.2 Schema cinematică a reductorului precesional de tip 2K-H, [14];[15];[33];[34].

Rolul cuplajului a fost preluat de angrenarea roților (7) și (4). Înclinarea  $O'O'$  cu unghiul de nutație  $\theta$  a fusului arborelui (1) în raport cu axa  $O_1O_1$  a roților solare, face ca danturile să fie în contact după părți simetrice în raport cu centrul de precesie „O”.

Pe măsura rotației fusului înclinat, zonele respective (de angrenare completă sau de ieșire din angrenare) se rotesc cu aceeași viteză unghiulară ca și a fusului înclinat (1). Pentru ca angrenajul planetar precesional să funcționeze, între numerele de dinți ale roților conice trebuie să existe o corelație [3].

$$z_6 - z_7 = 1, 2, 3, \dots ; z_3 = z_6 - 1; z_4 = z_7 - 1 \quad (3)$$

## 2.2 Soluții constructive de reductoare precesionale de tip 2K-H

În Fig.2.3 și Fig.2.4 sunt prezentate două soluții constructive de reductoare precesionale:

- reductor precesional în care satelitul include două coroane danturate conice, Fig 2.3.
- reductor precesional în care satelitul include două coroane având role conice cu rolul de dantură, Fig 2.4.

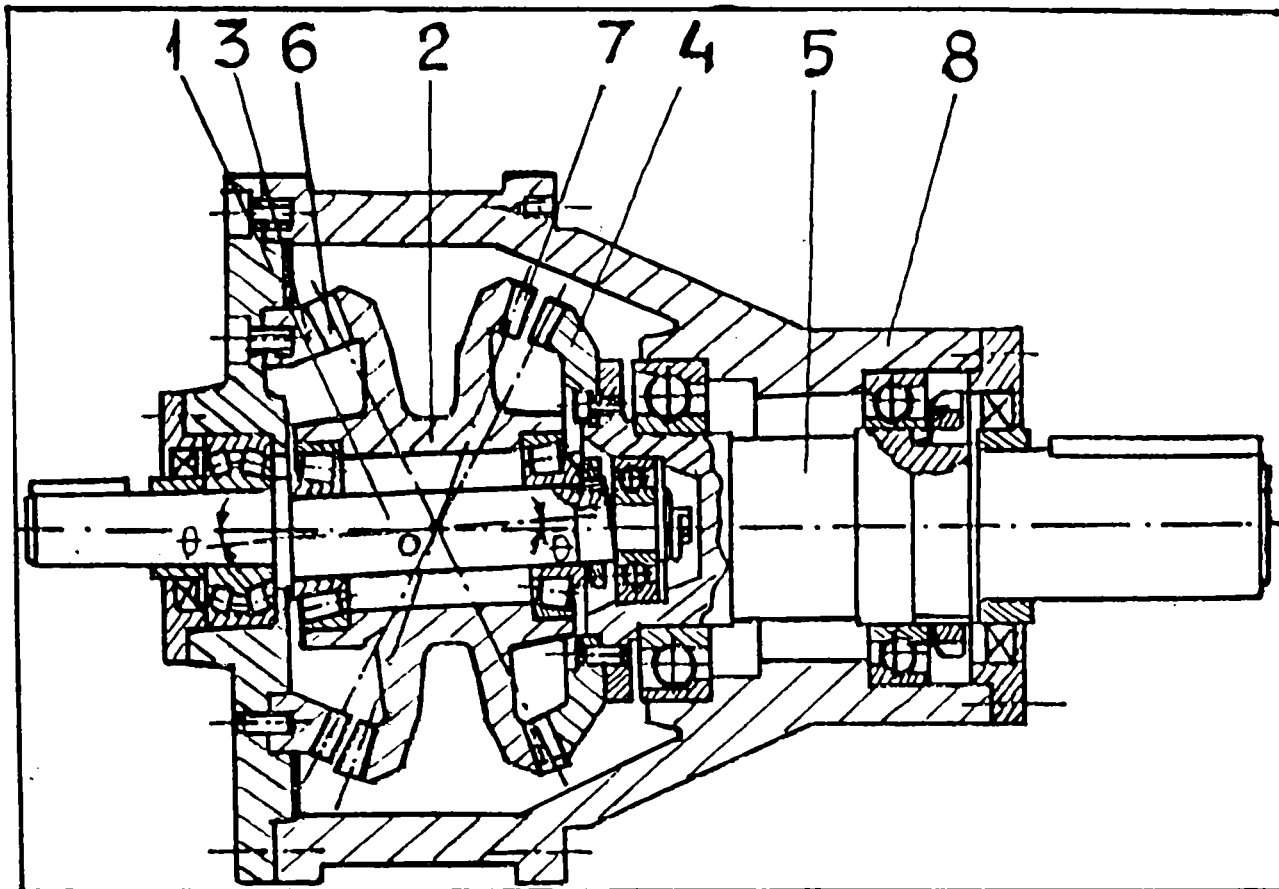


Fig. 2.3 Reductor precesional de tip 2K-H în care satelitul include două coroane danturate [14];[15];[16];[34];[35].

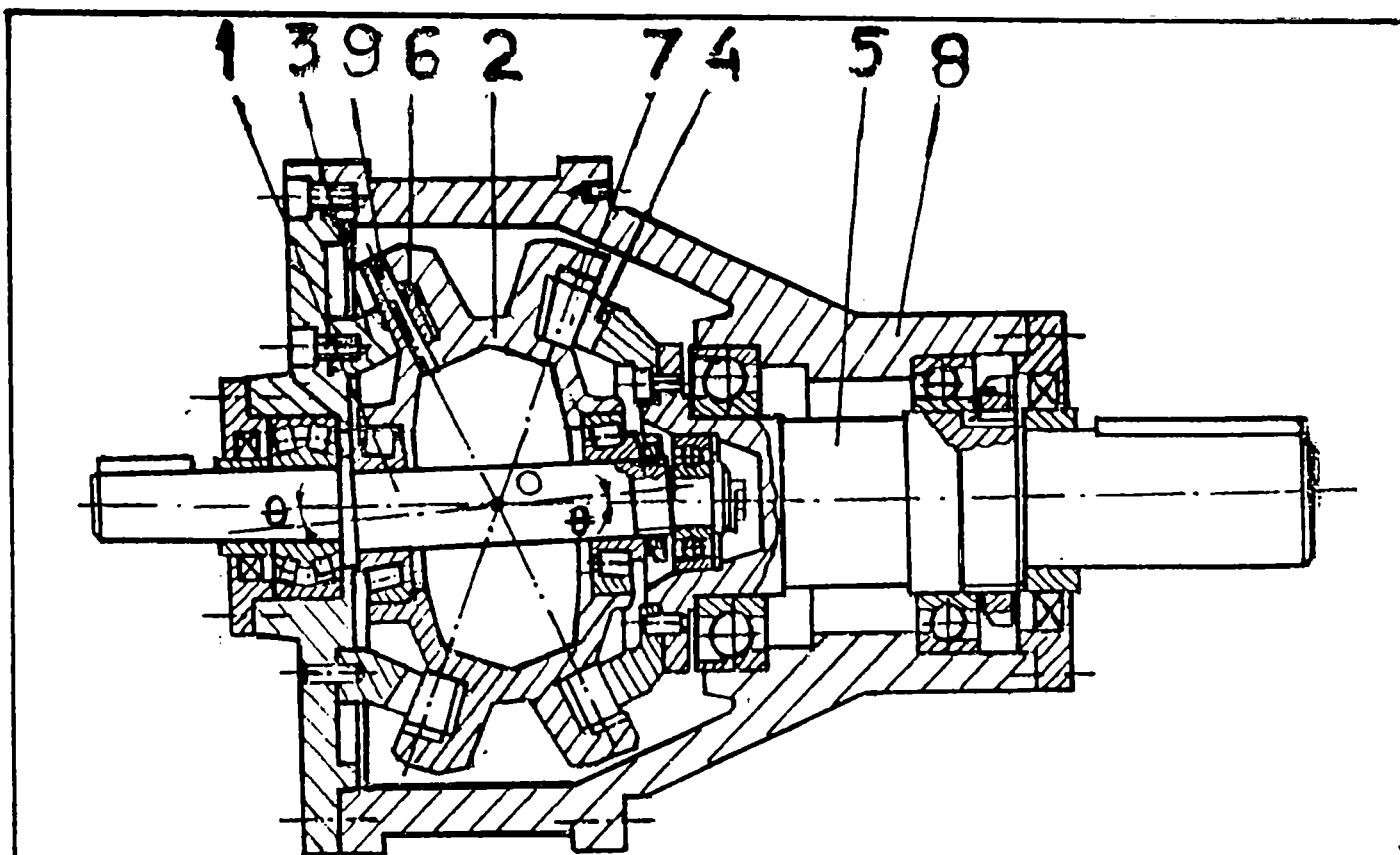


Fig. 2.4. Reductor precesional de tip 2K-H în care satelitul include două coroane cu role conice [14];[15];[16];[34];[35].

Pe schițele din Fig.2.3 și Fig.2.4 s-a notat cu (1) arborele conducător (de intrare) al reductorului precesional, care are un fus excentric, cu axa de simetrie a fusului concurentă în punctul O, cu axa de simetrie a arborelui condus (de ieșire) al reductorului precesional.

Satelitul (2) este montat liber pe fusul excentric înclinat al arborelui (1), înțelegând prin aceasta că satelitul poate executa față de fus, microdeplasări așezându-se/angrenând cu roțile centrale/solare. Acest tip de montaj face ca danturile (6) și (7) ale satelitului (2) să aibă o poziție bine definită în raport cu roțile solare pereche (3) și (4). Se observă că în poziția prinsă pe schiță, dantura (6) a satelitului este complet angrenată cu dantura conică (3) a roții solare (centrale) fixe numai în partea superioară a schiței și este complet ieșită din angrenare în partea inferioară.

Simultan, dantura (7) a satelitului angrenează complet cu roata solară (4) în partea inferioară și este complet ieșită din angrenare în zona superioară.

În alte zone, danturile (6) cu (3) și (7) cu (4) se află în angrenare parțială. Roata solară conică (4) este solidară cu arborele condus (5) al reductorului. Roata centrală conică (3) este fixă. La rotația continuă cu viteza unghiulară  $\omega_1$  a arborelui conducător (1), arborele condus (5) se va roti cu o viteză unghiulară redusă  $\omega_5$ . Se observă din principiul de funcționare că performanțele ridicate ale angrenajului precesional constă în angrenarea simultană a unui număr mare de dinți.

Autorii patentului afirmă că circa 40-50% din dinți transmit simultan sarcina preluată de angrenaj față de circa 2...6% cât se realizează la angrenajele clasice. Acest aspect se regăsește și la alte două tipuri de angrenaje neconvenționale: armonice, cicloidale cu bolțuri.

Satelitul (2) execută o mișcare de precesie pe fusul excentric al arborelui conducător (1). Pentru ca angrenajul planetar să funcționeze, între numerele de dinți ale roților conice trebuie să existe corelația [3].

### 2.3 Reductoare precesionale cu destinație generală

Reductorul precesional din Fig.2.5 realizat după schema K-H-V are următoarele elemente componente: carcasa (1), în care este fixată roata centrală (2) cu dinții executați în formă de role conice (3), satelitul (4) montat liber pe fusul înclinat (5) a arborelui conducător (6). Mecanismul de legătură a roții satelit (4) cu arborele condus (7) este executat în forma unui cuplaj cu angrenaj (8).

Raportul de transmitere este extins pe un domeniu  $i=8 \div 60$ . Randamentul acestui reductor este relativ scăzut,  $\eta=0,82 \div 0,85$ , din cauza condițiilor dificile de funcționare a cuplajului cu angrenaj (funcționare cu unghi mare de înclinare a axelor semicuplajelor). Puterea transmisă de reductor deasemenea este limitată de capacitatea portantă a cuplajului.

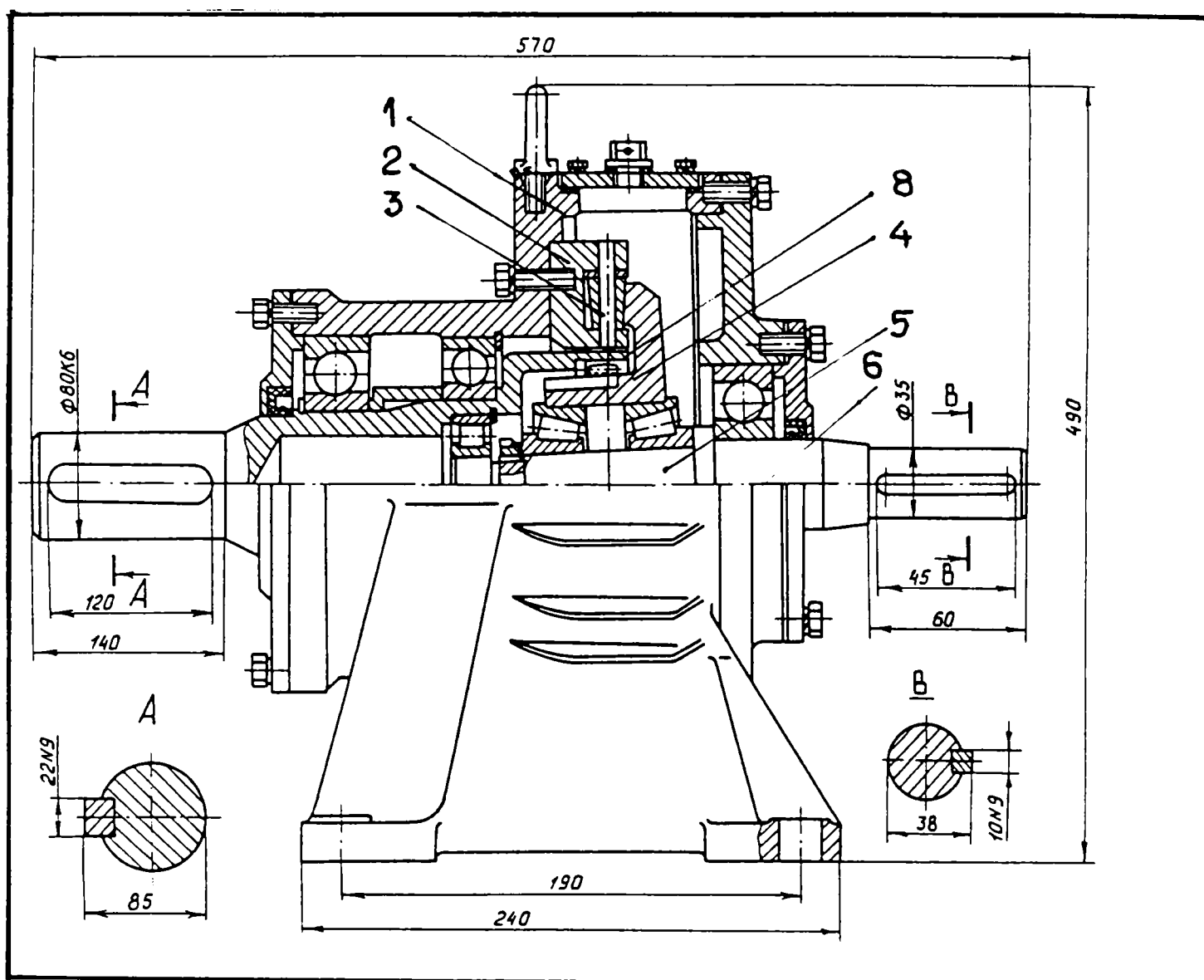


Fig. 2.5. Reductor precesional de tip K-H-V [45].

În Fig.2.6 este prezentat un reductor precesional etanș (pentru a putea funcționa în alte medii decât cel interior) care include satelitul cu dinți (1) montat liber pe fusul înclinat (2) al arborelui conducător (3) și legat prin intermediul cuplajului cu dinți (4) și a silfonului (5) cu carcasa (6). Roata centrală (7) cu coroana plată cu role (8) este solidară cu arborele condus (9).

Luând în considerare condițiile funcționării angrenajului precesional (în vid sau în mediu agresiv, unde lubrifianții lichizi nu funcționează), rolele (8) ale coroanei plate sunt executate prin presare din pulbere metalică cu conținut de lubrifianți solizi, iar satelitul cu dinți este executat din oțel inoxidabil.

Reductorul precesional de tip K-H-V cu satelit plat este prezentat în Fig.2.7 în care satelitul (1) cu rolele (2) sunt executate plat și este montat între două roți dințate centrale (3) și (4), având același număr de dinți și fiind fixate în carcasa (5).

Culegerea mișcării de la satelitul (1) de către arborele condus (6) se face prin intermediul rotelor conice (7), montate pe bolțurile (8) în corpul satelitului și asamblate cu un joc minim în fantele (9) ale arborelui condus (6).

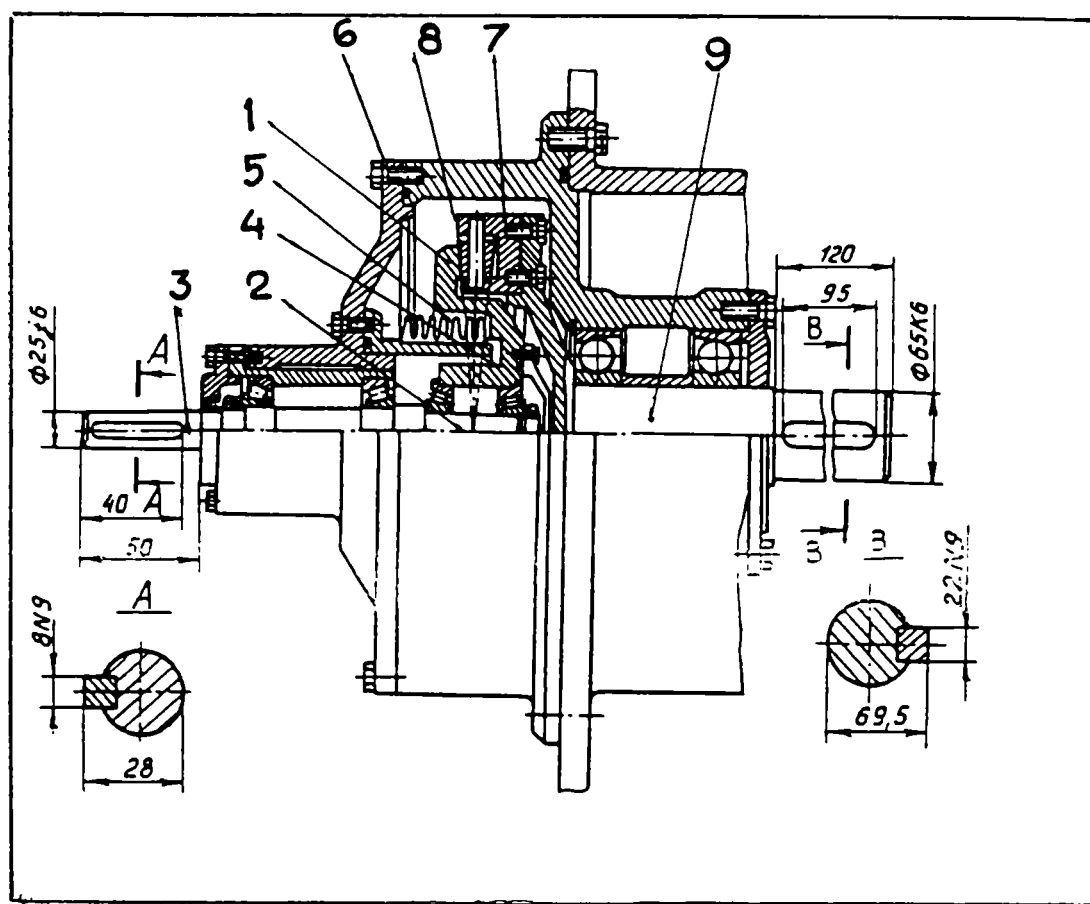


Fig 2.6. Reductor precesional etanș de tip K-H-V [45].

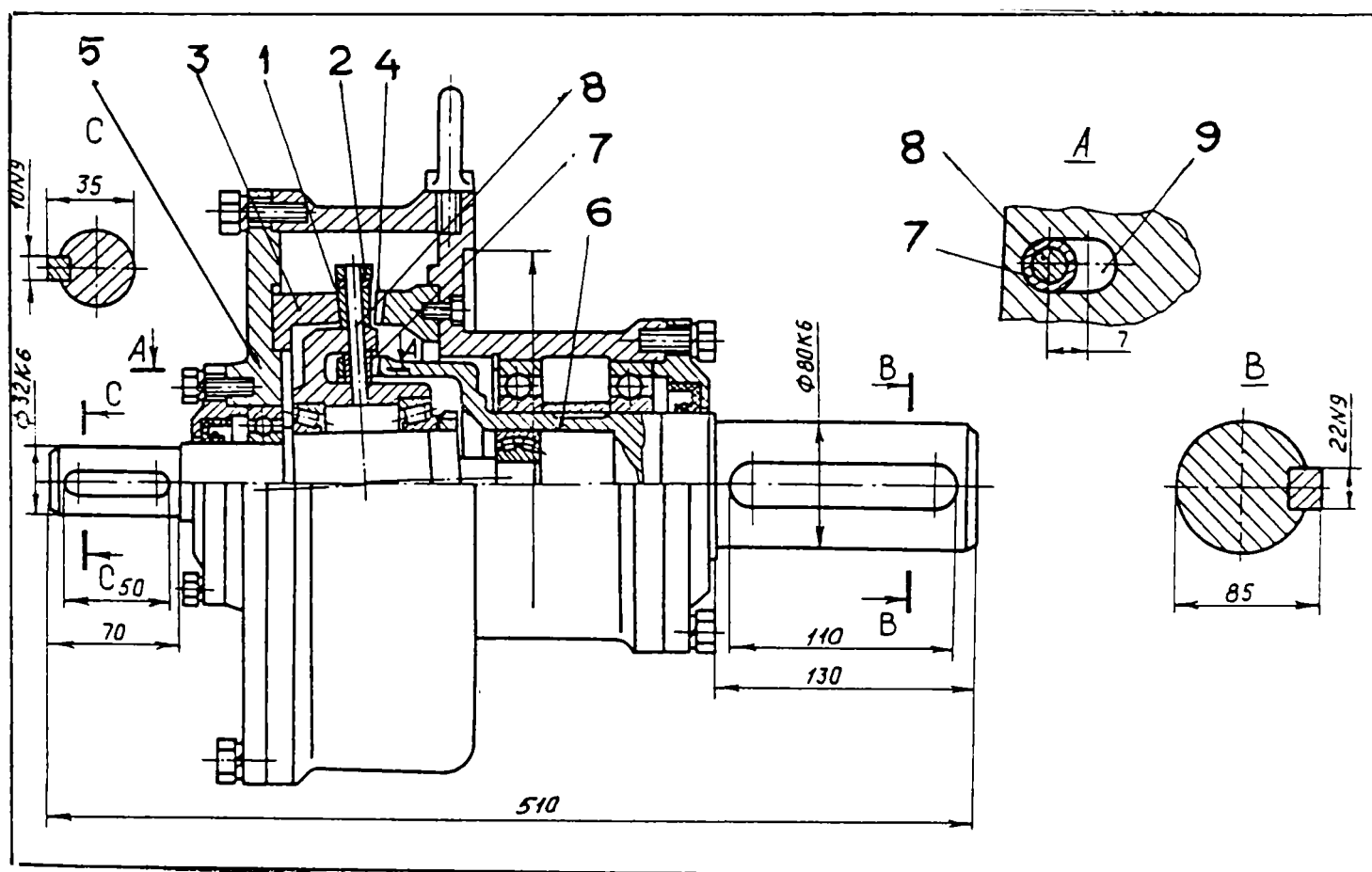


Fig. 2.7. Reductor precesional de tip K-H-V cu satelit plat [45].

Astfel, angrenarea concomitentă a tuturor roților satelitului cu dinții ambelor roți centrale asigură reductorului o capacitate portantă ridicată. De asemenea, mecanismul de legătură realizat permite transmiterea unor sarcini considerabile având randament ridicat.

Pentru reductoare de mare putere, rolele (2) pot fi montate pe bolțuri cu rulmenți radiali-axiali și radiali cu bile sau role. Transmisia examinată funcționează bine în regim de multiplicare, alegând profilul dinților roților centrale adecvat condițiilor de funcționare.

Reductorul precesional din Fig.2.8 realizat conform schemei cinematice 2K-H, include blocul satelit (1) cu coroanele danturate (2) și (3), montat liber pe fusul înclinat (4) și angrenează simultan cu dinții roților centrale (5) și (6).

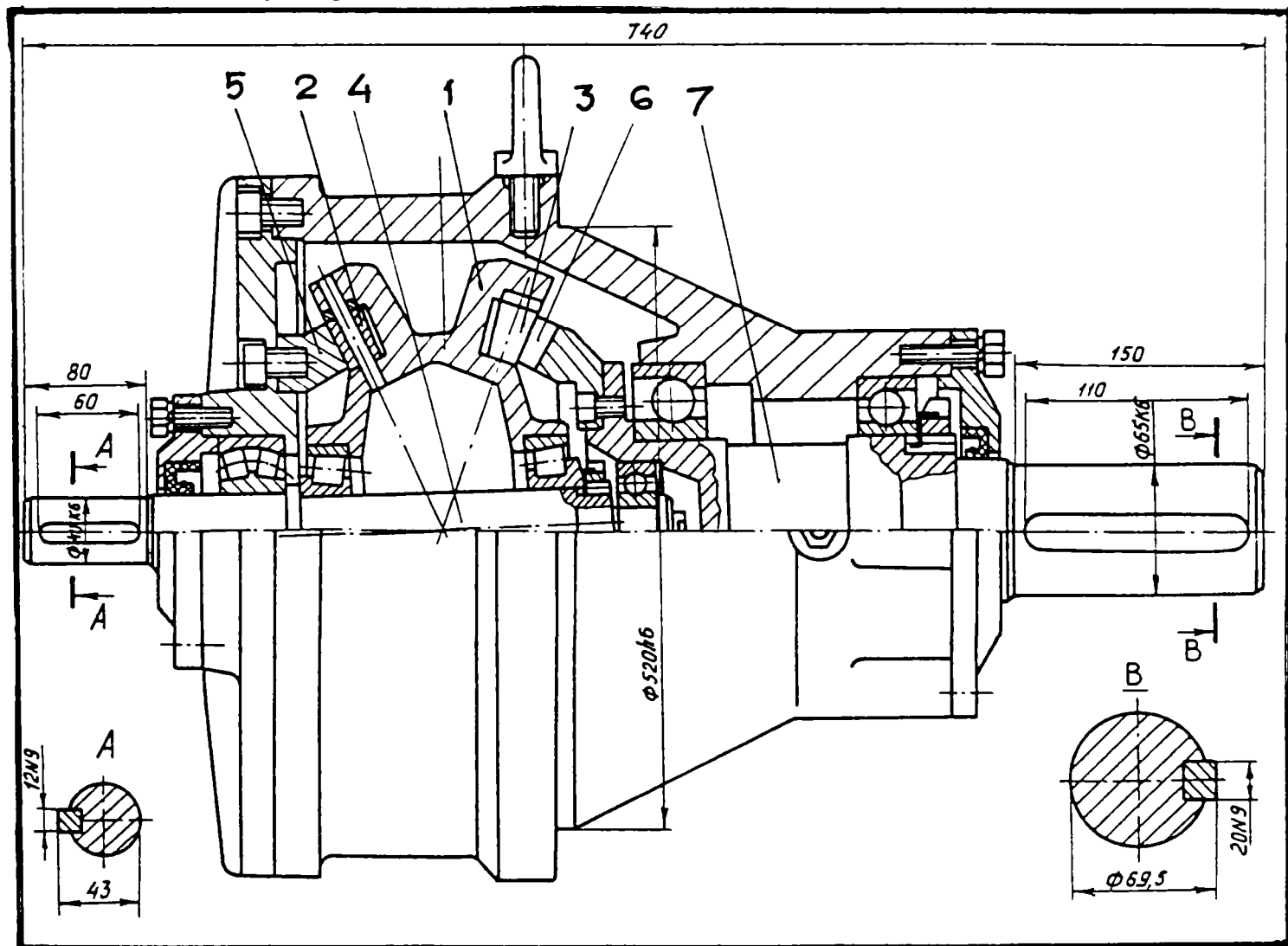


Fig. 2.8. Reductor precesional de tip 2K-H [45].

Raportul de transmitere a acestui reductor precesional se calculează cu relația:

$$i = \frac{z_5 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_6 - z_5 \cdot z_3} ; \quad [34] \quad (4)$$

în care:

$z_2$  și  $z_3$  - sunt numerele dinților coroanelor satelitului (1);

$z_5$  și  $z_6$  - sunt numerele dinților roților centrale (5) și (6).



## 2.4 Reductoare precesionale cu destinație specială

Condițiile dificile de exploatare a mecanismelor submersibile de acționare preluate din [45], a tehnicii de extragere a zăcămintelor solide de pe fundul Oceanului Mondial (adâncimea 5000÷6000 m) se caracterizează prin faptul că pentru echilibrarea presiunii hidrostatice exterioare, reductoarele mecanismelor submersibile se umplu cu ulei de compensare.

La presiuni hidrostatice mari și temperaturi joase (+2÷+4°C), crește brusc viscozitatea cinematică a uleiului care generează pierderi hidraulice considerabile, iar randamentul reductoarelor melcate și planetare scade până la  $\eta = 0,1\div 0,2$ .

Vitezele mici de lucru ale mecanismelor submersibile și acțiunea presiunii hidrostatice exterioare necesită reductoare compacte cu raport de transmitere  $i = 100\div 600$ . Perspective largi în acest domeniu le pot avea reductoarele precesionale cu angrenaj cu role.

În continuare se prezintă diverse construcții de mecanisme precesionale, destinate tehnicii submersibile.

Modulul electromecanic precesional din Fig. 2.9 include un electromotor de construcție specială, statorul căruia fiind încastrat în carcasa comună a modulului, iar rotorul este amplasat pe arborele conducător-manivelă a reductorului precesional. Mișcarea de rotație a arborelui se transformă în mișcare de precesie a satelitului prin intermediul manivelei înclinate. Pentru etanșarea spațiului interior al reductorului precesional este utilizat un sistem de garnituri radiale și frontale. Egalizarea presiunilor exterioare și interioare este asigurată de un compensator, care include un corp sferic cu gaură în centru și o membrană elastică montate pe electromotor.

În spațiul de lucru al electromotorului este prevăzut un filtru amplasat în planul de separare a spațiilor de lucru, a motorului electric și al reductorului procesional.

Pentru îmbunătățirea randamentului, dinții satelitului sunt executați în formă de role conice, instalate pe axe în corpul satelitului.

În scopul utilizării la maxim a posibilității cinematice ale transmisiilor procesionale de tip 2K-H, angrenajul cu role este înlocuit cu un angrenaj convex – concav.

Modulul electromecanic procesional, prezentat în Fig. 2.10, având un astfel de angrenaj, permite obținerea raportului de transmitere  $i = -1443$ . Blocul satelit este obținut prin presare, utilizând tehnologia înalt productivă a pulberilor metalici. Seria zero a ambelor module electromecanice a fost executată la uzina AZOVmas (or.Mariupol – Ucraina ).



**CARACTERISTICI TEHNICE**

Puterea motorului, kW: 0,37;  
 Turația arborelui electromotorului, min<sup>-1</sup>: 1500;  
 Raportul de transmitere: - 323;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=18; Z_2=19; Z_3=18; Z_4=17$ .

1 - rulmentul rotorului electromotorului, 2 - rotor, 3 - stator, 4 - arbore manivelă, 5 - garnitură separator, 6 - roată dințată fixă, 7 - osie, 8 - rolă, 9 - manivelă, 10 - bloc satelit, 11 - rolă, 12 - roată dințată mobilă, 13 - rulment radial-axial, 14 - piuliță de strângere, 15 - rulment arborelui manivelă, 16 - carcasă, 17 - rulmentul arborelui condus, 18 - capac, 19 - arbore condus, 20 - corp pentru etanșări, 21 - etanșări, 22 - cuplă de cablu, 23 - compensator, 24 - capacul compensatorului

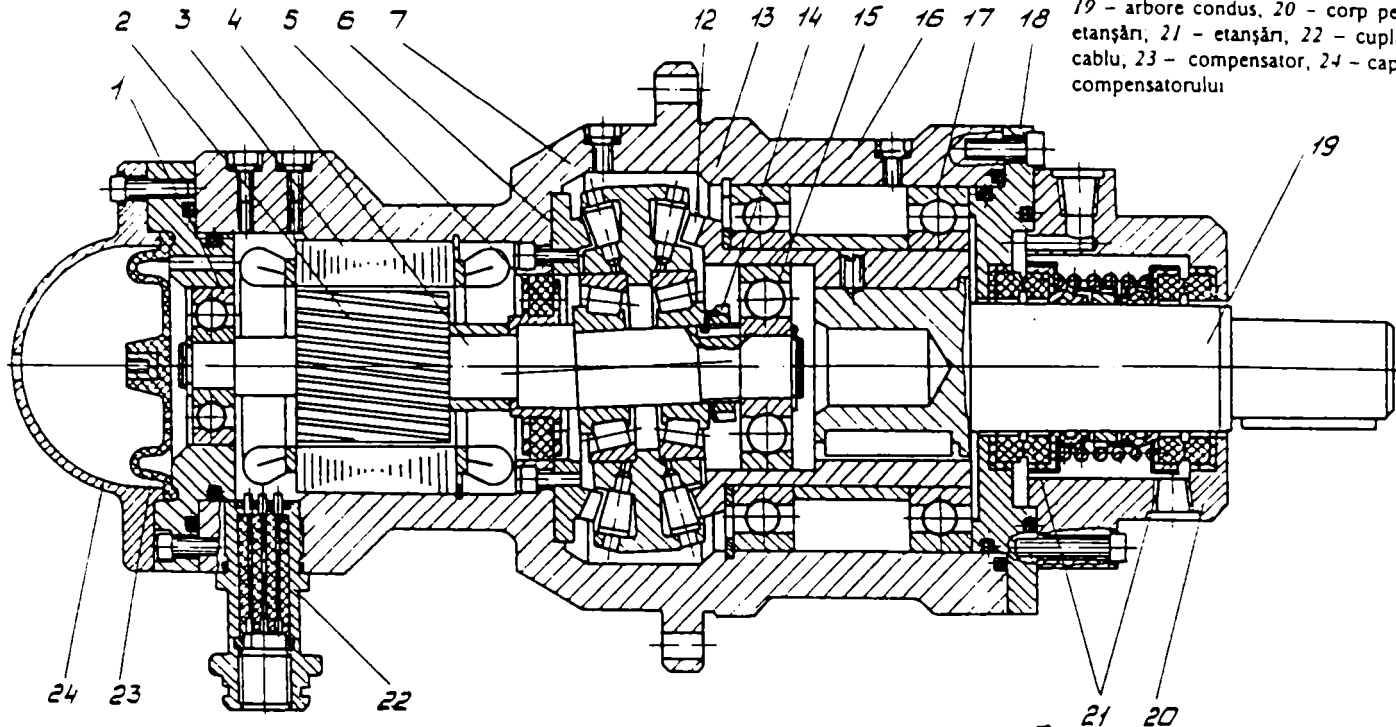


Fig. 2.9; [45].

**CONDIȚII TEHNICE :**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- Spațiul interior al modulului se umple cu ulei.

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Puterea motorului, kW: 0,37;  
 Turația arborelui electromotorului, min<sup>-1</sup>: 1500;  
 Raportul de transmitere: - 1443;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=38; Z_2=39; Z_3=38; Z_4=37$ .

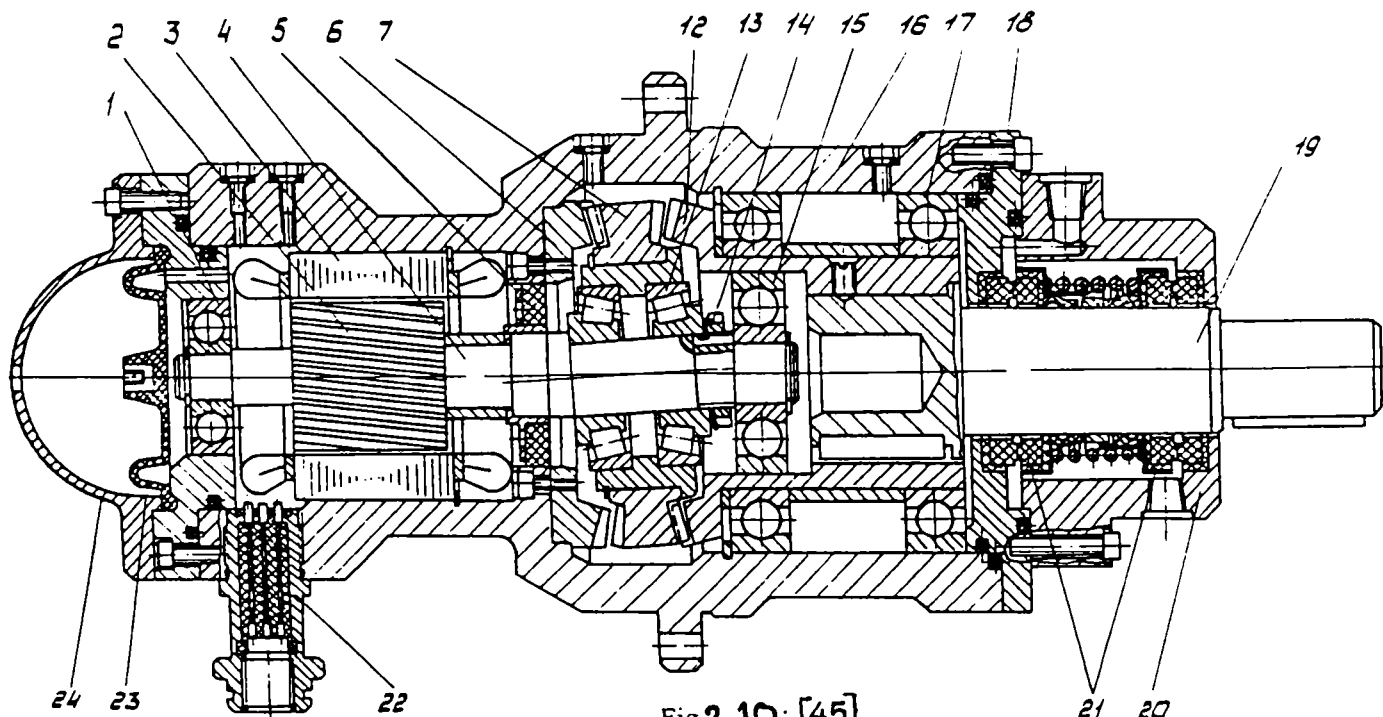


Fig. 2.10; [45].

1 - rulmentul rotorului electromotorului; 2 - rotor; 3 - stator; 4 - arbore manivelă; 5 - garnitură separator; 6 - roată dințată fixă; 7 - bloc satelit; 12 - roată dințată mobilă, 13 - rulment radial-axial; 14 - piuliță de strângere; 15 - rulmentul arborelui manivelă, 16 - carcasă; 17 - rulmentul arborelui condus; 18 - capac; 19 - arbore condus, 20 - corp pentru etanșări; 21 - etanșări; 22 - cuplă de cablu; 23 - compensator; 24 - capacul compensatorului.

Module electromecanice de acționare a hidrolocatorului (fig. 2.9) și șuberului aeroliftului (fig. 2.10)

Reductorul procesional, prezentat în Fig. 2.11 are următoarele caracteristici tehnice:  $i = -405$ ;  $M_t = 2950$  [Nm];  $m = 145$  Kg;  $\varepsilon = 100$  % ; consumul specific de material  $C_{spm} = 0,049$  Kg/Nm.

Reductorul are la bază schema cinematică tip 2K-H a transmisiei procesionale.

Motorul electric este cuplat prin flanșe cu reductorul procesional, iar arborele electromotorului, având capătul conic, este cuplat cu arborele conducător al reductorului în modul.

Moto-reductorul procesional al acționării tehnicii submersibile este prezentat în Fig. 2.12 având unghiul axoidului conic  $\delta = 22^\circ 30'$ . Blocul satelit este instalat liber între coroanele danturate a roților centrale fixă și condusă. Capătul arborelui condus care intră în contact cu apa de mare este executat din titan și este cuplat cu cealaltă parte prin intermediul canelurilor. Electromotorul este asigurat cu un compensator, iar reductorul cu trei compensatoare de presiune.

Caracteristicile tehnice sunt: raportul de transmitere  $i = -279$ ; momentul de torsiune la arborele condus  $M_t = 15.000$  [Nm]; masa  $m = 680$  Kg (fără ulei); consumul specific de material  $C_{spm} = 0,045$  Kg/Nm. Ungerea angrenajului și rulmenților se efectuează cu ulei lichid.

Motoreductorul procesional al acționării alimentatorului dozator este prezentat în Fig. 2.13. Ca și în cazul precedent, satelitul împreună cu arborele manivelă este montat între roțile centrale cu autoașezare. Reglarea jocului în angrenaj se efectuează cu ajutorul unui inel metalic subțire, montat între roata centrală fixă și carcasă. Grosimea lui se determină în funcție de valoarea jocului, din relațiile stabilite. Caracteristicile tehnice: raportul de transmitere  $i = -144$ ; momentul de torsiune la arborele condus  $M_t = 9010$  [Nm]; puterea transmisă  $P = 6$  [kW]; masa  $m = 390$  Kg (fără ulei); consumul specific de material  $C_{spm} = 0,05$  Kg/Nm.

Reductorul procesional prezentat în Fig. 2.14 este utilizat în calitate de troliu de ridicare a brațului complexului robotizat de extragere a concrețiunilor minerale de pe fundul Oceanului Mondial.

Reductorul-troliu (2) este montat pe lagăre de alunecare. Arborele condus al reductorului este cuplat cu traversa (3) a brațului (4).

La rotirea arborelui-manivelă, carcasa reductorului executată în forma unei tobe, se rotește în raport de braț.

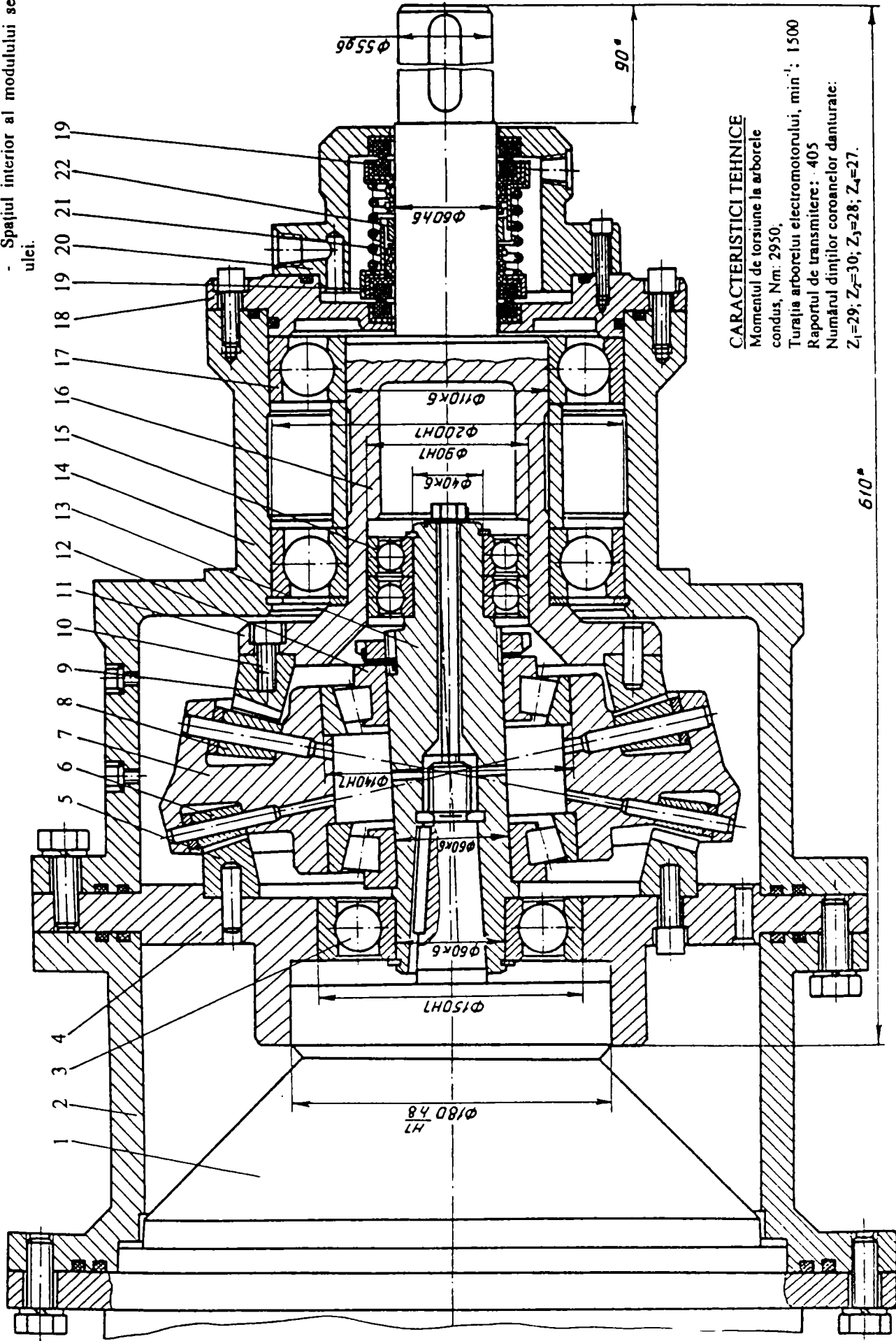
Arborele condus (10) este montat pe doi rulmenți radiali cu role cilindrice și un rulment axial cu bile.

Nodul blocului satelit, arborele manivelă este montat de asemenea cu autoașezare între roțile centrale (5) și (8). Capătul arborelui condus care contactează cu apa de mare este executat din titan.

Prin canelul (13) executat în arborele fixat în cavitatea reductorului, se pompează ulei compensator din sistemul central.

**CONDIȚII TEHNICE:**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- Spațiul interior al modului se umple cu ulei.



**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 2950.  
 Turajia arborelui electromotorului, min<sup>-1</sup>: 1500  
 Raportul de transmitere: 405  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=29; Z_2=30; Z_3=28; Z_4=27.$

1 - electromotor, 2 - piesă intermediară, 3 - rulment radial, 4 - capacul reductorului, 5 - roată dințată fixă, 6 - roată, 7 - bloc satelit, 8 - roată, 9 - roată dințată condusă, 10 - șurub de fixare, 11 - flanșa arborelui condus, 12 - rulment radial-axial,

13 - manivelă, 14 - carcasă, 15 - rulment radial, 16 - arbore condus, 17 - rulment radial-axial, 18 - capac, 19 - cunștin radial, 20 - corp pentru cunștin, 21 - arc, 22 - bușă de separare

[45].

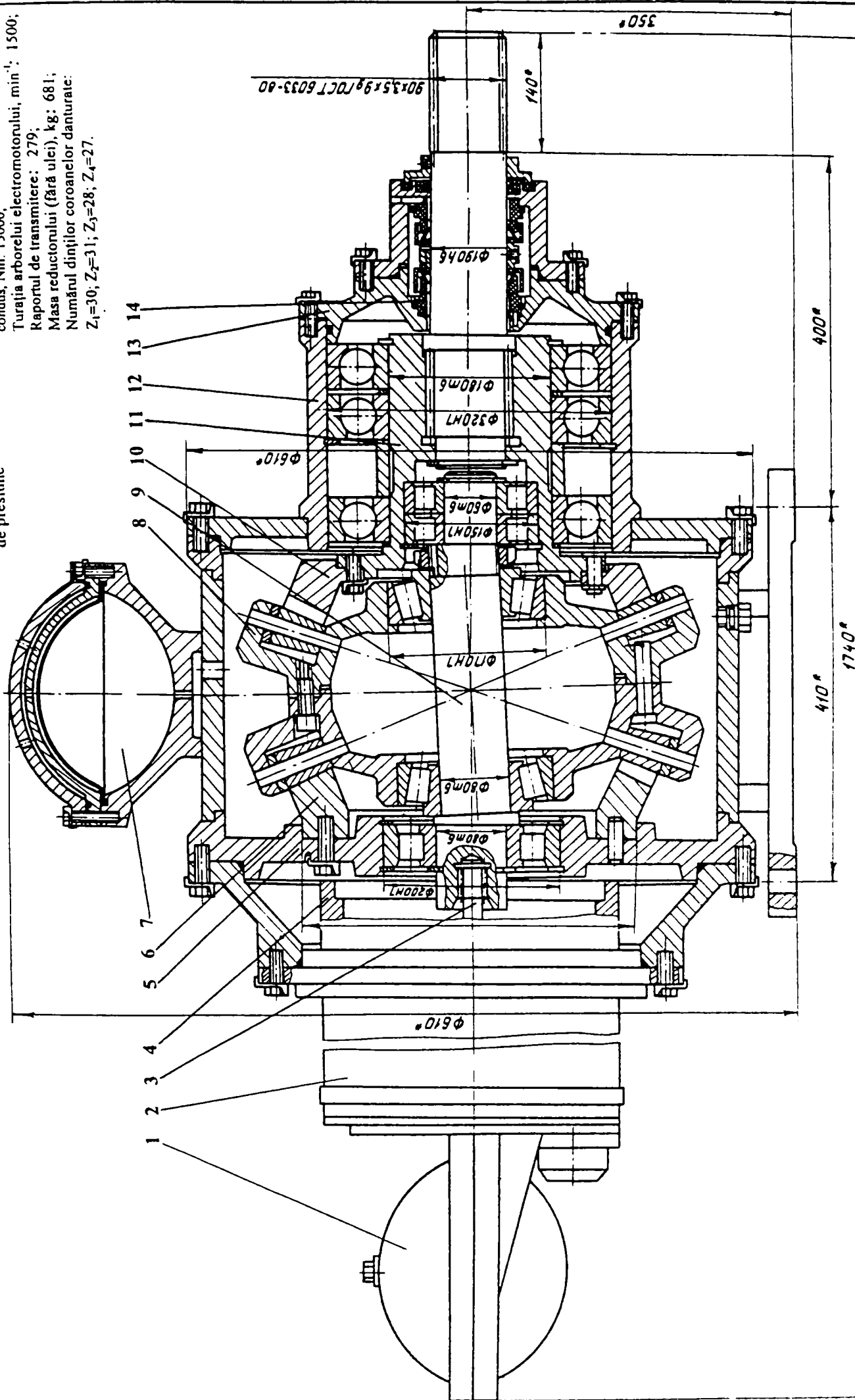
Fig. 2.11.

Reductor precisonal pentru ecționarea alimentatorului CECFM

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torziune la arborele  
condus, Nm: 15000,  
Turația arborelui electromotorului, min<sup>-1</sup>: 1500;  
Raportul de transmisie: 279;  
Masa reductorului (fără ulei), kg: 681;  
Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=30$ ;  $Z_2=31$ ;  $Z_3=28$ ;  $Z_4=27$ .

Compensator  
de presiune



[45].

Fig. 212

Motoreductor precesional pentru  
acționarea tehnicii submersibile.

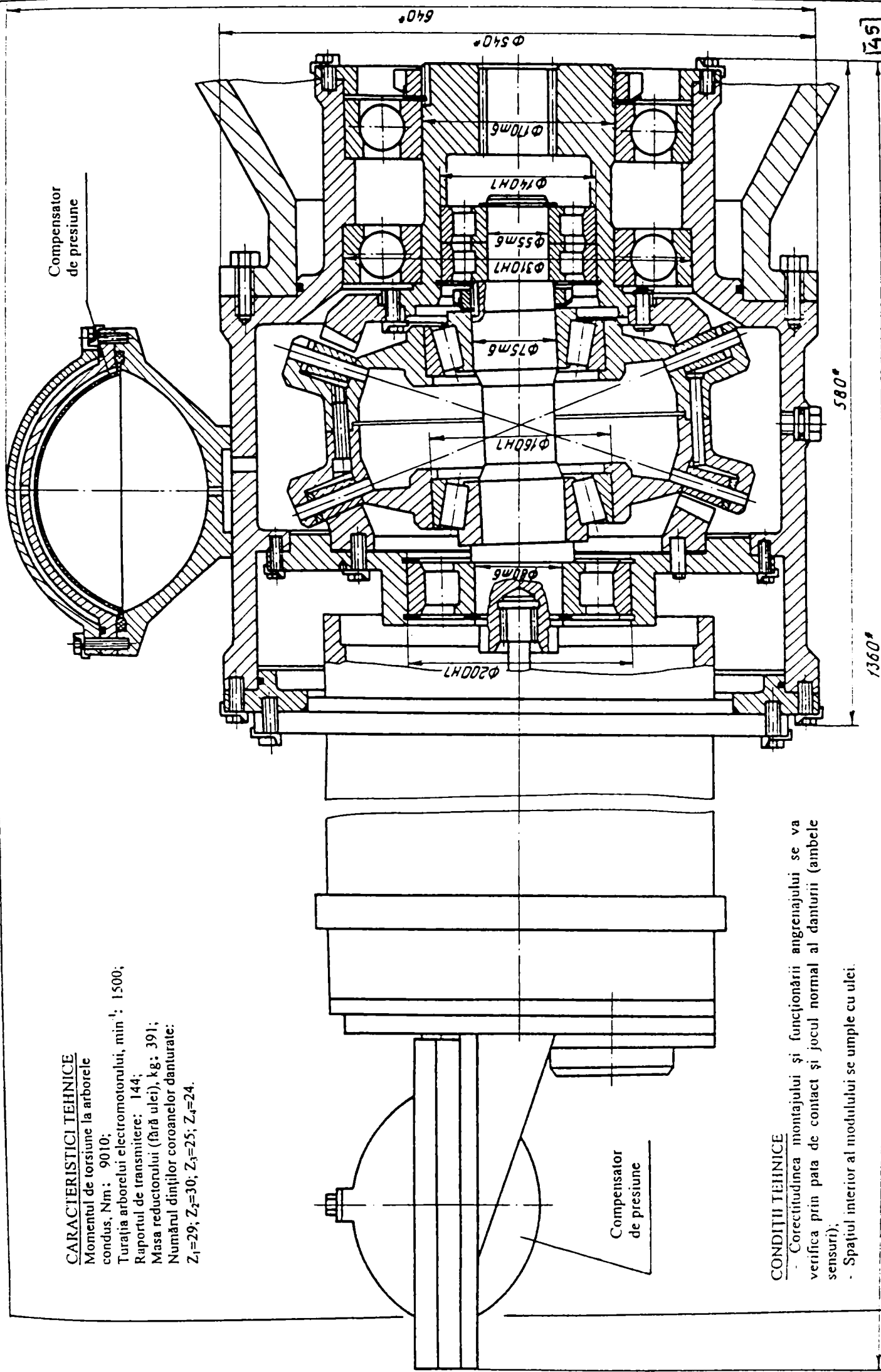
**CONDIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambelul sensuri);
- Spațiul interior al modului se umple cu ulei.

- 1 - compensator, 2 - electromotor, 3 - arborele electromotorului, 4 - piesă intermediară, 5 - capac, 6 - roată dințată fixă, 7 - compensator, 8 - bloc satelit, 9 - arbore manivelă, 10 - roată dințată, 11 - arbore condus, 12 - carcasă, 13 - capac, 14 - etanșări radiale

Fig. 29





**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 9010;  
 Turația arborelui electromotorului, min<sup>-1</sup>: 1500;  
 Raportul de transmitere: 144;  
 Masa reductorului (fără ulei), kg: 391;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  $Z_1=29$ ;  $Z_2=30$ ;  $Z_3=25$ ;  $Z_4=24$ .

**CONDITII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- Spațiul interior al modului se umple cu ulei.

Motoreductor precesional pentru acționarea alimentatorului-doзатор

Fig. 2.13



Caracteristicile tehnice sunt:

- raportul de transmitere  $i = - 144$ ;
- momentul de torsiune al arborelui condus  $M_t = 54\ 312$  [Nm] ;
- puterea la arborele conducător  $P = 37$  [kW];
- masa  $m = 2\ 882$  [kg] (fără ulei);
- consumul specific de material  $C_{spm} = 0,05$  [kg/Nm].

În Fig.2.15 este prezentat reductorul precesional pentru acționarea troliului complexului robotizat cu următoarele caracteristici tehnice:

- raportul de transmitere  $i = - 575$ ;
- momentul de torsiune al arborelui condus  $M_t = 370\ 000$  [Nm] ;
- puterea la arborele conducător  $P = 74$  [kW];
- masa reductorului  $m = 8\ 225$  [kg] (fără ulei);
- consumul specific de material  $C_{spm} = 0,0222$  [kg/Nm].

Reductorul precesional prezentat în Fig. 2.16. este destinat acționării troliului complexului robotizat și are următoarele caracteristici tehnice:

- raportul de transmitere  $i = - 144$ ;
- momentul de torsiune al arborelui condus  $M_t = 5091$  [Nm] ;
- masa  $m = 3\ 885$  [kg] (fără ulei);
- consumul specific de material  $C_{spm} = 0,076$  [kg/Nm].

În Fig.2.17 este prezentat un moto-reductor de acționare a șenilei macaralei pivotante M.K.G-25.01 cu electromotorul (3) separat.

Reductorul include o transmisie cu roți dințate cilindrice (4) și o transmisie precesională de tip 2K-H. Satelitul (9) este montat pe port-satelit cu autoașezare între roțile dințate centrale (6) și (8). Caracteristicile tehnice sunt:

- raportul de transmitere al transmisiiei cilindrice  $i_1 = 1,25$ ;
- raportul de transmitere al transmisiiei precesionale  $i_2 = 80$ ;
- puterea motorului M.T.K.G-312-8-11:  $P = 8$  [kW].

Ungerea transmisiiei cu angrenaj cilindric se efectuează cu unsoare consistentă, iar a transmisiiei precesionale, cu ulei lichid. Construcția acestui moto-reductor a fost realizată la comanda uzinei de macarale pivotante din orașul Cebarcul - Rusia.

În rapoarte de transmitere mici, transmisiile precesionale de tip K-H-V și 2K-H funcționează în regim de multiplicator.

În Fig.2.18 este prezentată construcția multiplicatorului agregatului electroeolian AVA-16 având la bază transmisiia precesională de tip K-H-V, cu următoarele caracteristici tehnice:

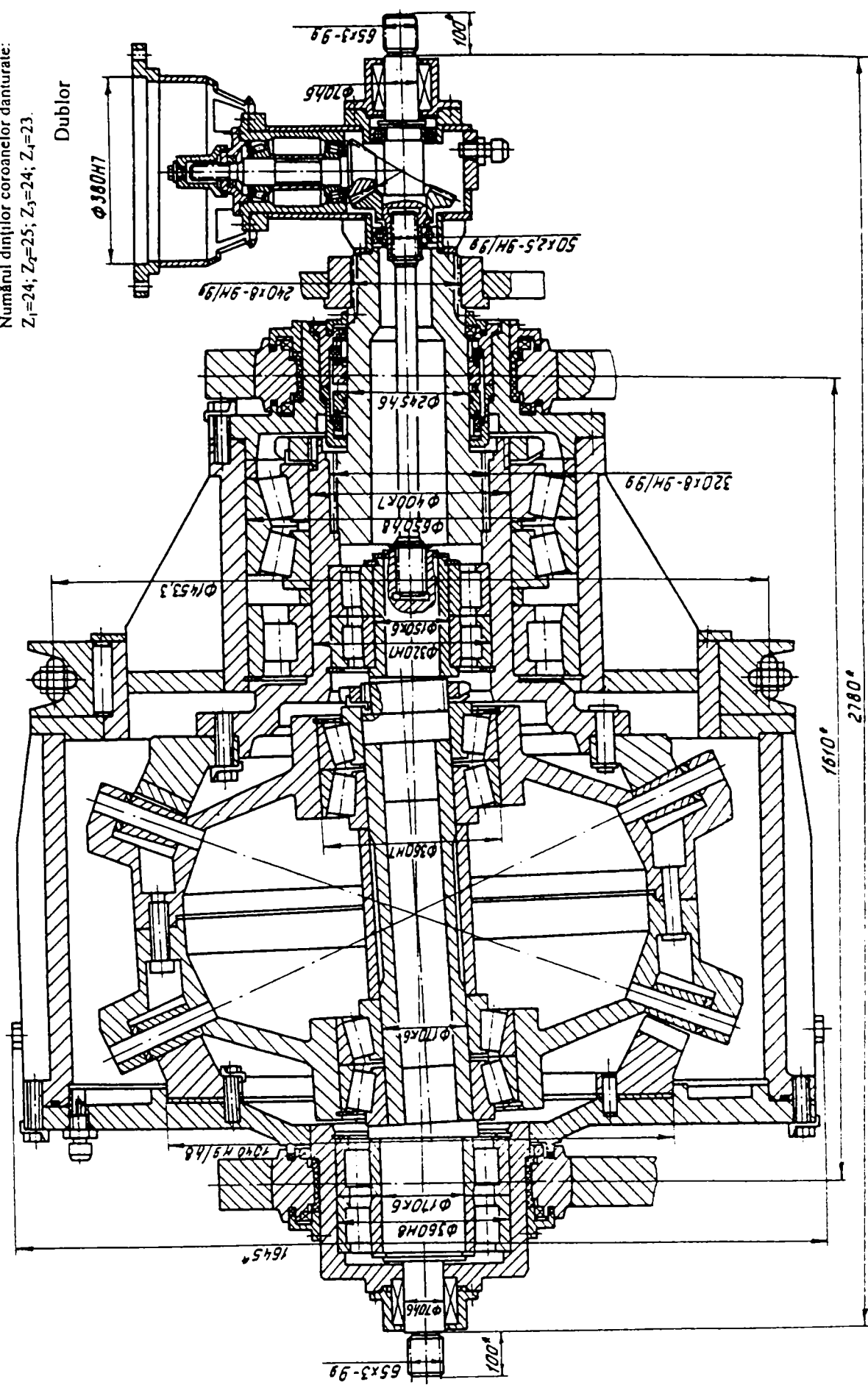
- raportul de transmitere  $i = - 19$ ;
- puterea  $P = 16$  [kW];
- masa  $m = 95$  [kg].

Construcția multiplicatorului a fost elaborată la comanda N.P.O. Vetroan din orașul Istra - Moscova .



**CARACTERISTICI TEHNICE**

Puterea electromotorului, kW: 2x37=74;  
 Momentul de torsiune la arborele  
 condus, Nm: 370000,  
 Raportul de transmitere: 575;  
 Masa reductorului (fără ulei), kg: 8225;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=24$ ;  $Z_2=25$ ;  $Z_3=24$ ;  $Z_4=23$ .



Dublul

[45]

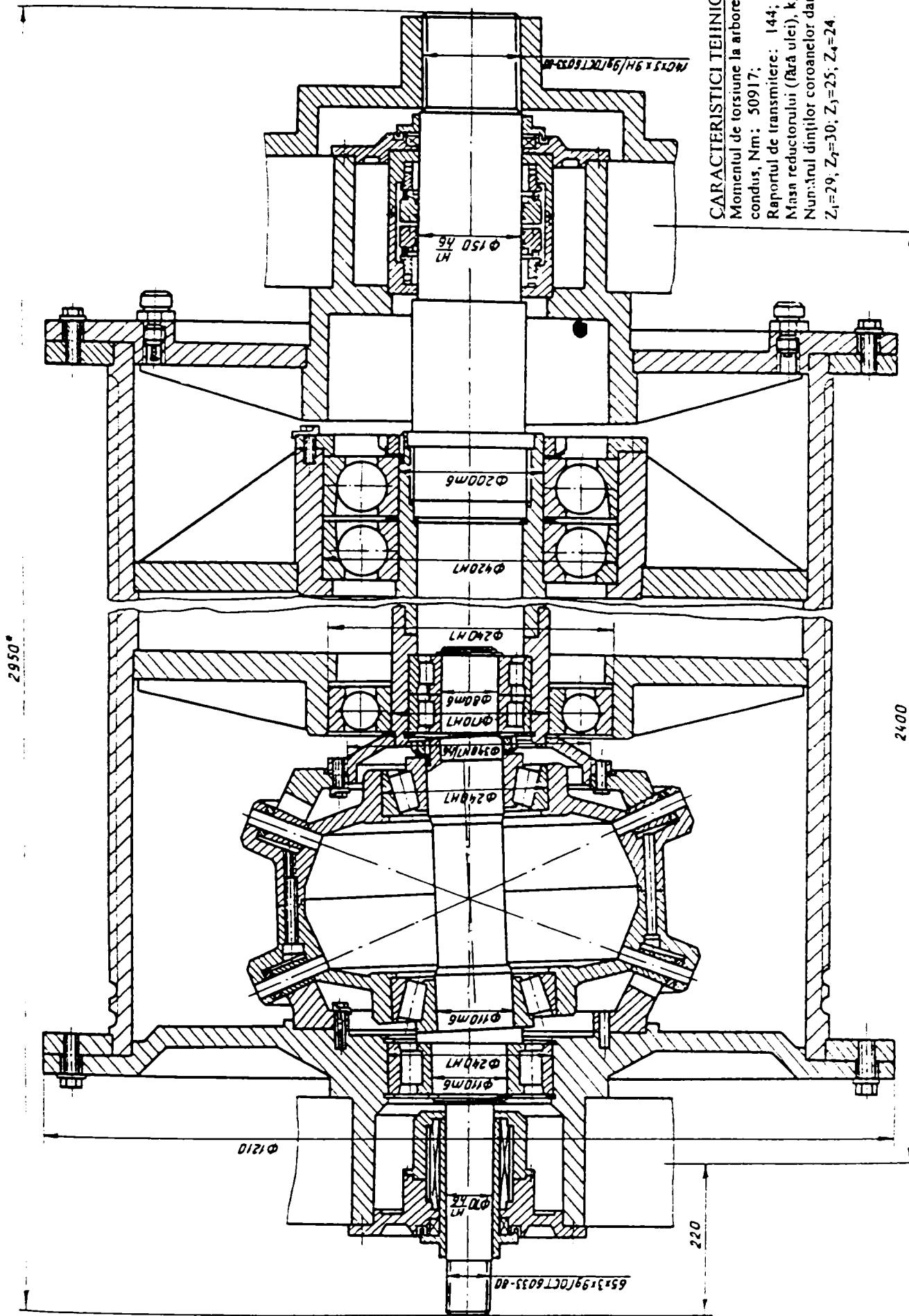
Fig. 2.15

Reductor precesional pentru  
 acționarea troliului complexului  
 robotizat

**CONDITII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- Spațiul interior al modului se umple cu ulei.

Fig. 33.



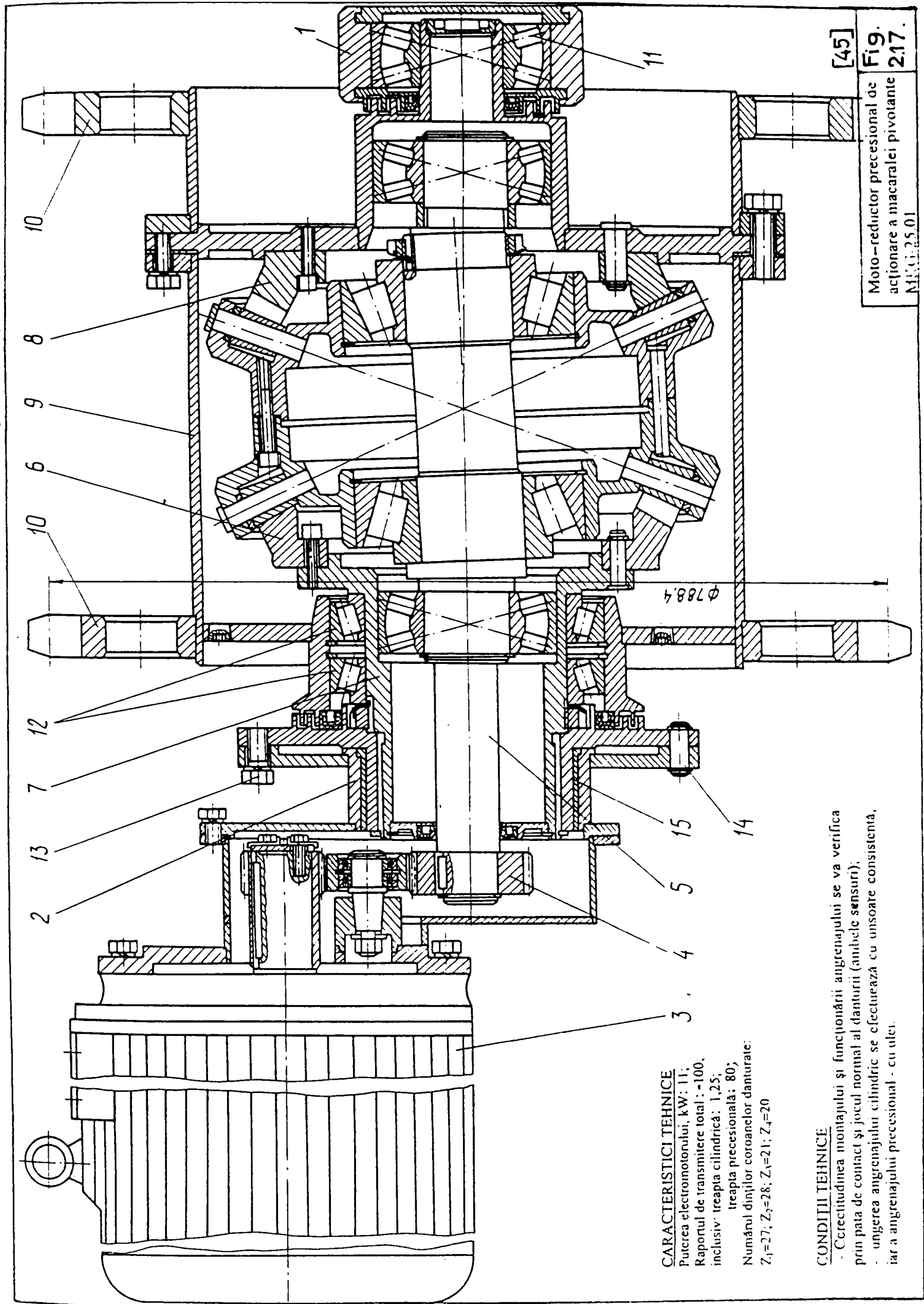
**CARACTERISTICI TEHNICE**  
 Momentul de torsiune la arborele  
 condus, Nm: 50917;  
 Raportul de transmisie: 144;  
 Masa reductorului (fără ulei), kg: 3885;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=29$ ;  $Z_2=30$ ;  $Z_3=25$ ;  $Z_4=24$ .

[45]

Fig. 2.16.  
 Reductor precesional al  
 trolului

**CONDIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- Spațiul interior al modului se umple cu ulei.



[45]

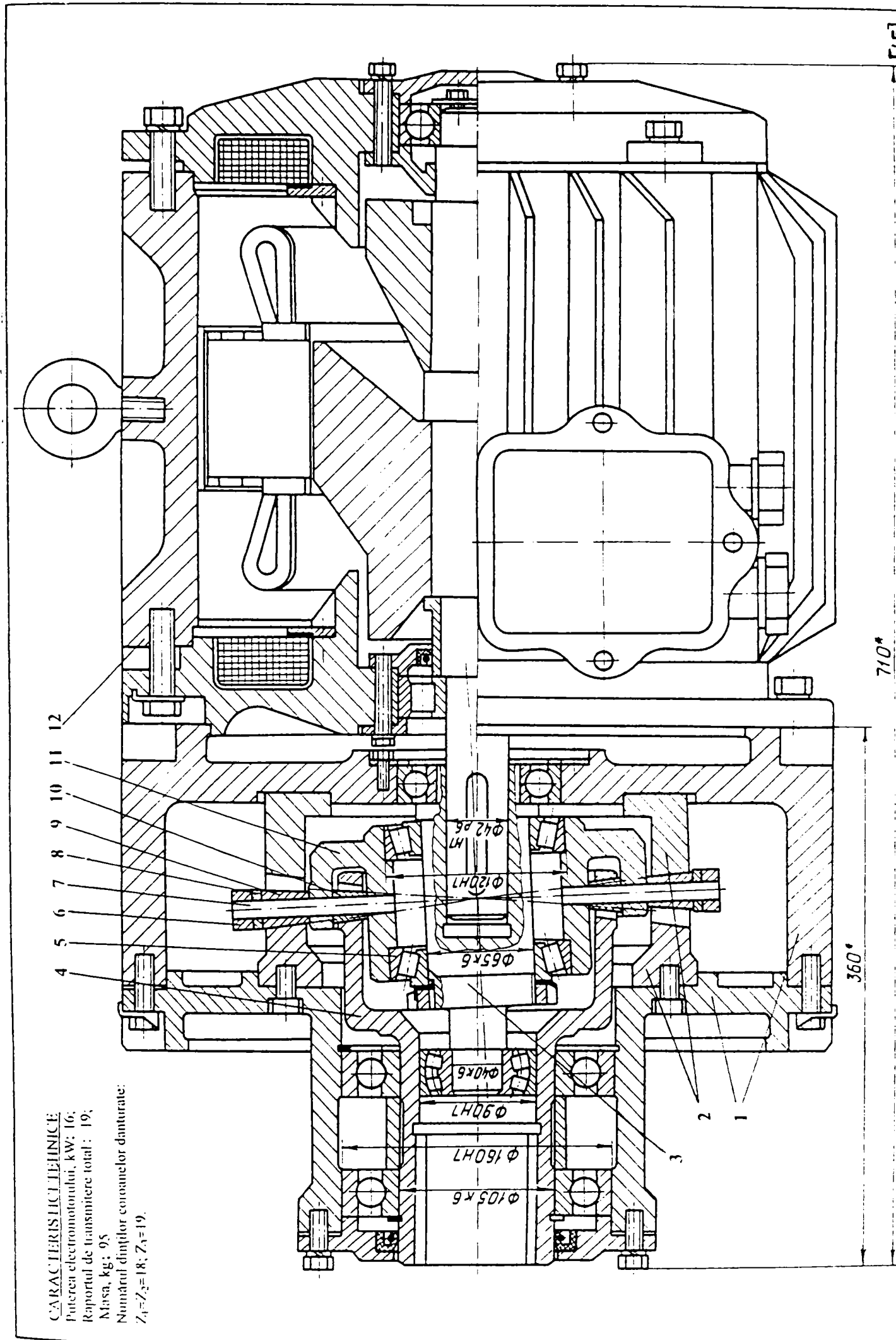
Moto-reductor precesional de  
 acționare a macaralei pivotante  
 M.C. 25.01  
 Fig. 2.17.

**CARACTERISTICI TEHNICE**  
 Puterea electromotului, kW: 11;  
 Raportul de transmitere total: -100,  
 inclusiv: treapta cilindrică: 1,25;  
 treapta precesională: 80;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=27$ ;  $Z_2=28$ ;  $Z_3=21$ ;  $Z_4=20$

**CONDIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- ungerea angrenajului cilindric se efectuează cu unsoare consistentă, iar a angrenajului precesional - cu ulei.

Fig. 35.



**CARACTERISTICI TEHNICE**  
 Puterea electromotorului, kW: 16;  
 Raportul de transmitere total: 19;  
 Masa, kg: 95  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=Z_2=18$ ;  $Z_3=19$ .

[45]  
 R9.  
 2.18.  
 Multiplicator precesional cu  
 generator

**CONDII TEHNICE:**  
 - Corectitudinea montajului și funcționarea aparatului se va verifica prin pata de  
 contact și jocul normal al danturii (ambule sensuri).  
 - E necesară coordonarea angheburii strictă a roților dinate centrale fixe

Fig. 36.



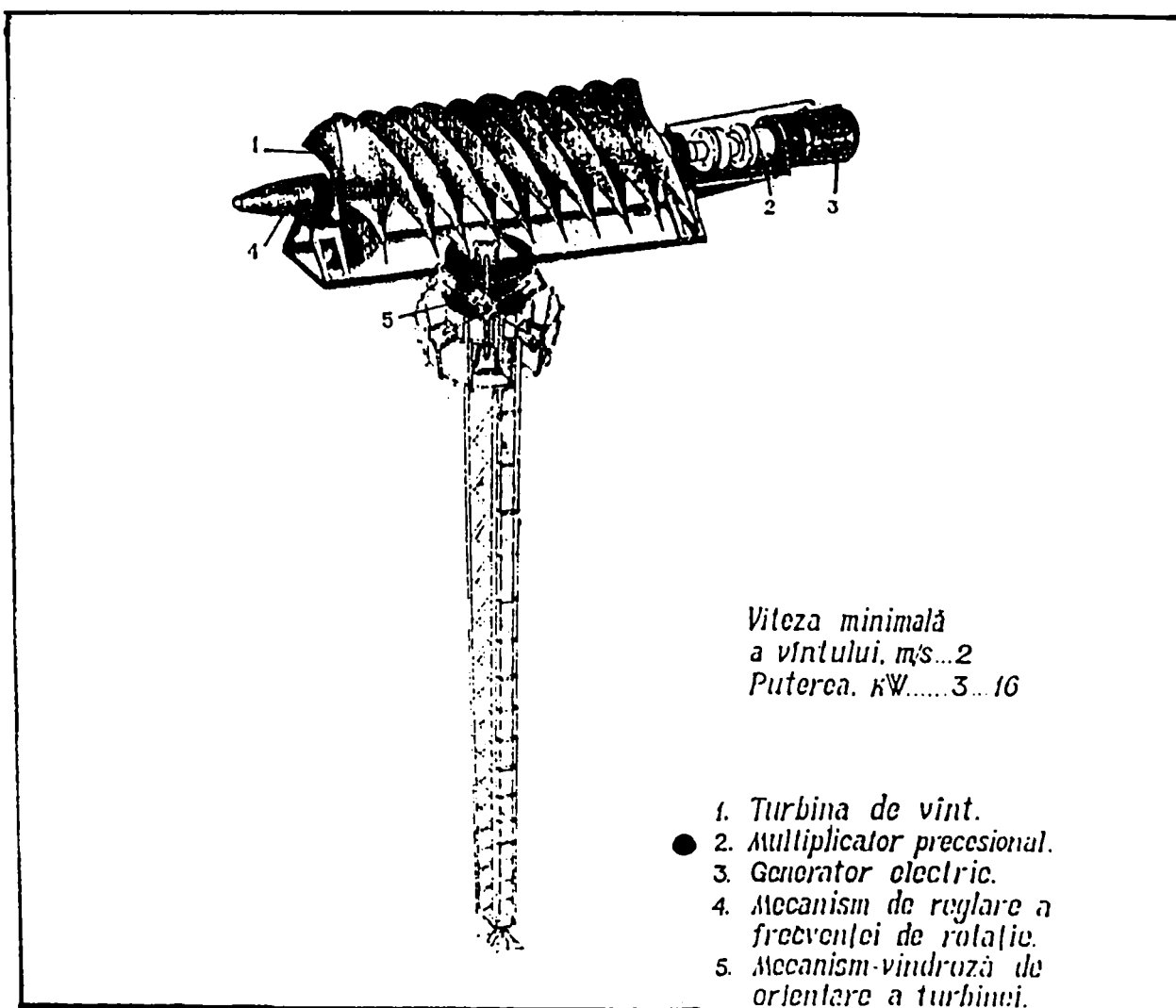


Fig.2.19. Stație electrică eoliană [45].

Multiplicatorul precesional (2) din Fig. 2.19. prezintă următoarele avantaje : gabarit și greutate redusă, randament ridicat, cerințe scăzute privind deservirea.

Pot fi elaborate multiplicatoare precesionale cu puteri :  $P = 2 \div 25\ 000$  [ kW].

Capacitatea portantă ridicată a multiplicatorului precesional este asigurată de gradul de acoperire înalt, prin angrenarea simultană a roților satelitelor cu dinții roților centrale.

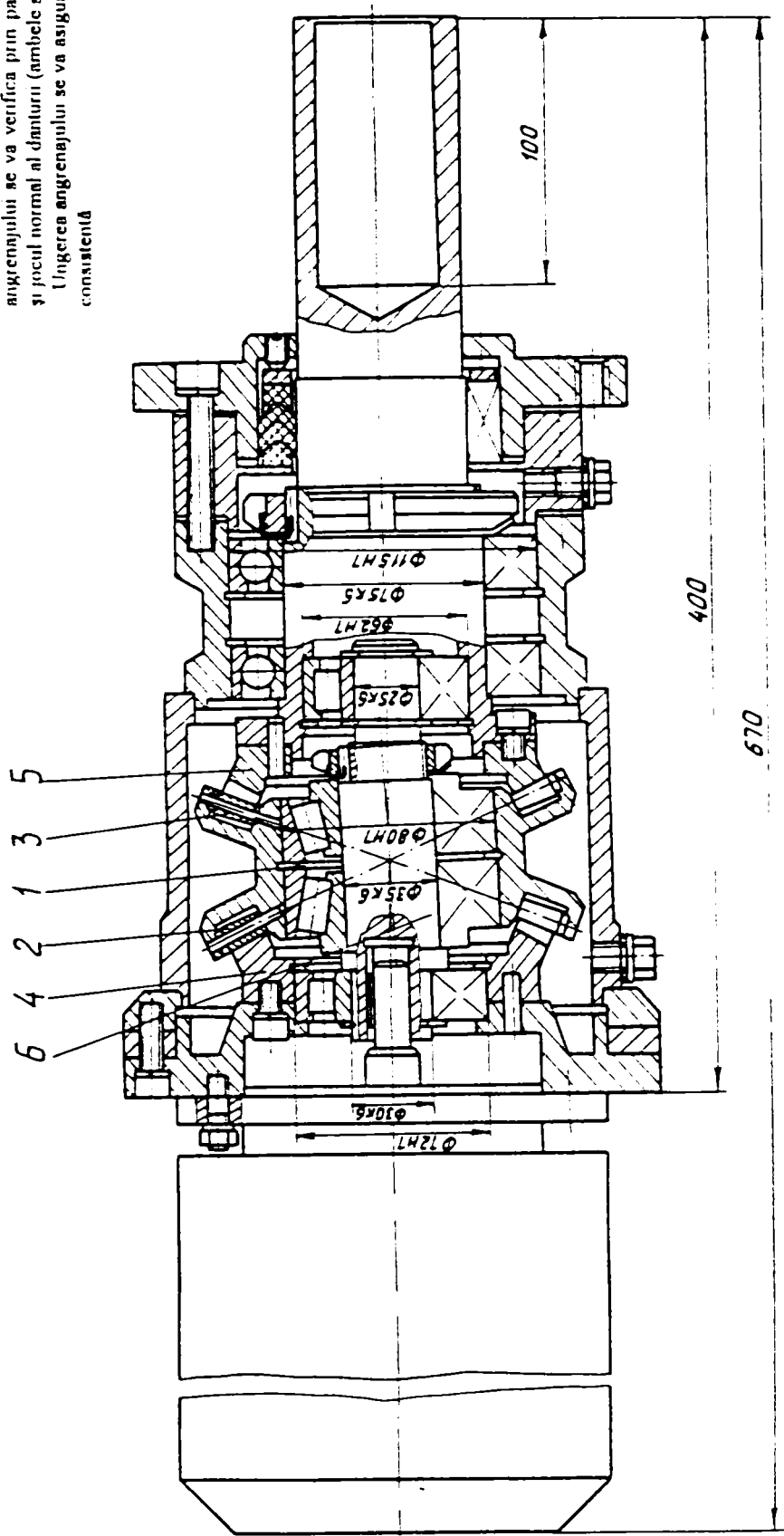
Mecanismul de acționare al amestecătorului din Fig.2.20 este destinat industriei alimentare, chimice sau farmaceutice. Reductorul precesional este executat după schema 2K-H. Blocul satelit (1) include două coroane danturate cu angrenaj conic interior, cu dinți executați în formă de role (2) și (3), care angrenează cu dinții roților centrale (4) și (5).

Blocul satelit (1), împreună cu arborele manivelă (6) sunt montați cu autoașezare. Numărul dinților coroanelor danturate angrenate este ales cu condiția respectării gradului de acoperire al angrenajului.

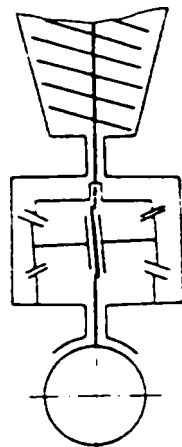
Construcția a fost realizată la comanda Întreprinderii Tambovpolimermas din orașul Tambov, Rusia.

**CONDII TEHNICE**

Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele acsuri).  
Ungerea angrenajului se va asigura cu unsoare consistentă



Schema cinematică



**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 400;  
Raportul de transmitere: 575;  
Turatia arborelui condus, min<sup>-1</sup>: 2,6

[45]

Mecanism de acționare a centrifugii amestecătorului

Fig. 2.20



Caracteristicile mecanismului de acționare:

- puterea motorului electric  $P = 0,37$  [kW];
- turația motorului  $n_m = 1500$  [ $\text{min}^{-1}$ ];
- raportul de transmitere  $i = -575$ ;
- momentul de torsiune  $M_t = 400$  [Nm];
- turația la arborele condus  $n_c = 2,6$  [ $\text{min}^{-1}$ ].

Modulul electromecanic precesional de acționare a platformei de bord a aparatului cosmic de zbor este realizat în baza transmisiei precesionale de tip 2K-H cu angrenaj multiplu cu bolțuri Fig.2.21 sau cu dinți Fig.2.22.

Gradul de acoperire înalt și profilul dinților adecvat mișcării precesionale a satelitului asigură modulelor precizie cinematică ridicată.

Caracteristicile tehnice:

- raportul de transmitere  $i = -299$ ;
- randamentul la sarcină nominală  $M_t = 60$  [Nm];
- precizia cinematică  $\Delta\varphi = 65''$ .

Construcția modulului a fost realizată la comanda întreprinderii N.P.O Cometa – Moscova și este destinată acționării de urmărire cu precizie înaltă a platformelor de scanare a aparatului cosmic de zbor.

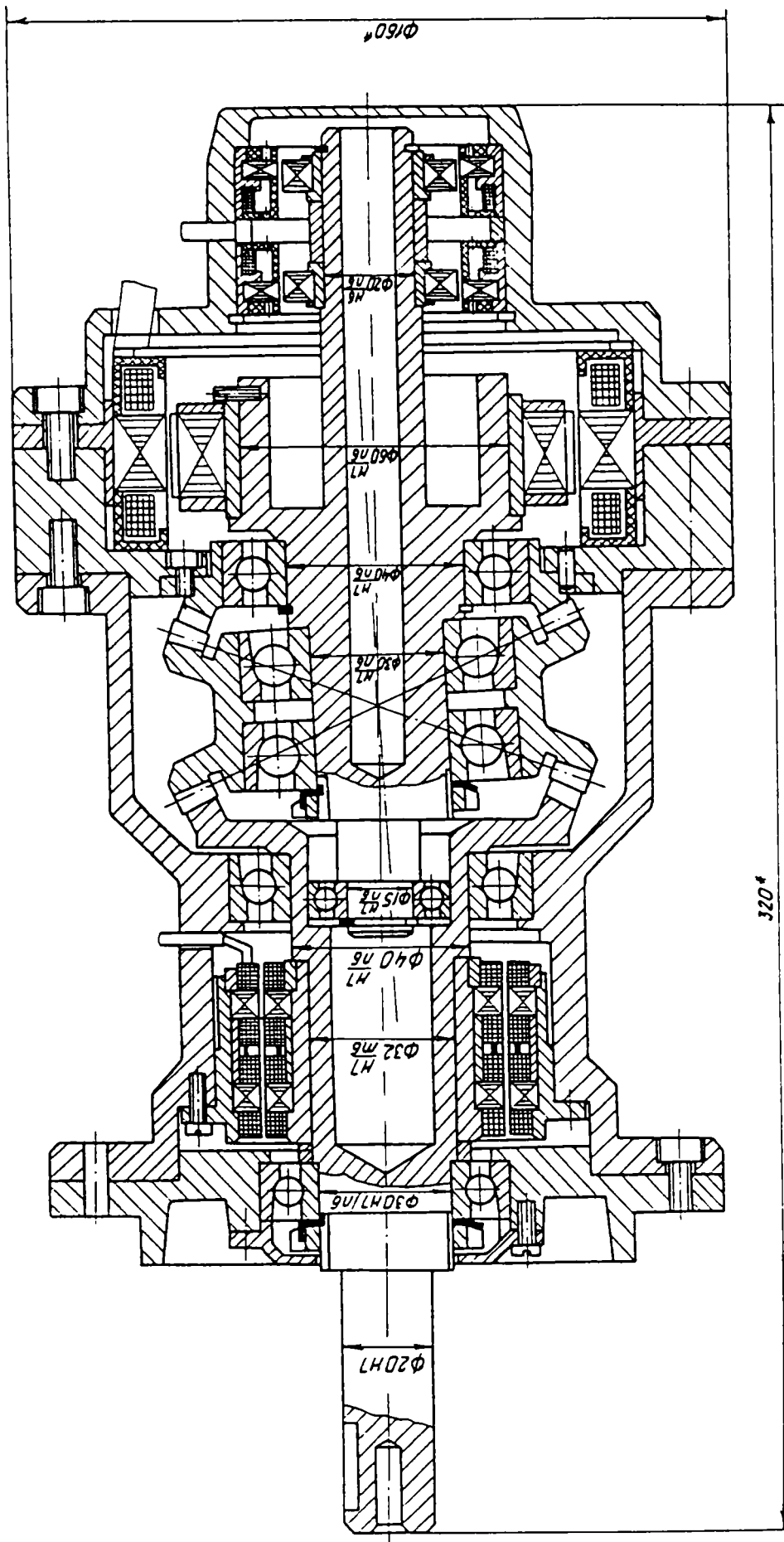
Posibilitățile cinematice largi, tehnologia de fabricare simplă, bazată pe tehnologia înalt productivă a pulberilor metalice, gabarite și masa reduse, au deschis perspective largi în utilizarea transmisiilor precesionale la realizarea mecanismelor de acționare a utilajului tehnologic. În Fig.2.23÷2.26 se prezintă câteva construcții de mecanisme de acționare a utilajelor tehnologice.

În baza reductorului precesional al cheii electromecanice din Fig. 2.23 se află schema 2K-H, cu angrenaj convex-concav. Cheia electromecanică include electromotorul special (1) cu turație înaltă, al cărui arbore este cuplat prin filet cu arborele manivelă (2) al reductorului precesional, pe care este montat satelitul (3) cu două coroane danturate cu profil în arc de cerc, care angrenează cu roțile centrale conice (4) și (5). Roata centrală conică (5) este cuplată cu arborele port-sculă (6) printr-o transmisie conică ortogonală.

Ungerea angrenajului și rulmenților se efectuează cu unsoare consistentă.

Caracteristici tehnice:

- puterea electromotorului  $P = 470$  [W];
- raportul de transmisie al reductorului precesional  $i = -79$ ;
- momentul de torsiune maxim  $M_t = 100$  [Nm];
- turația arborelui motor  $n_m = 12\ 000$  [rot/min].



**CONDIȚII TEHNICE**

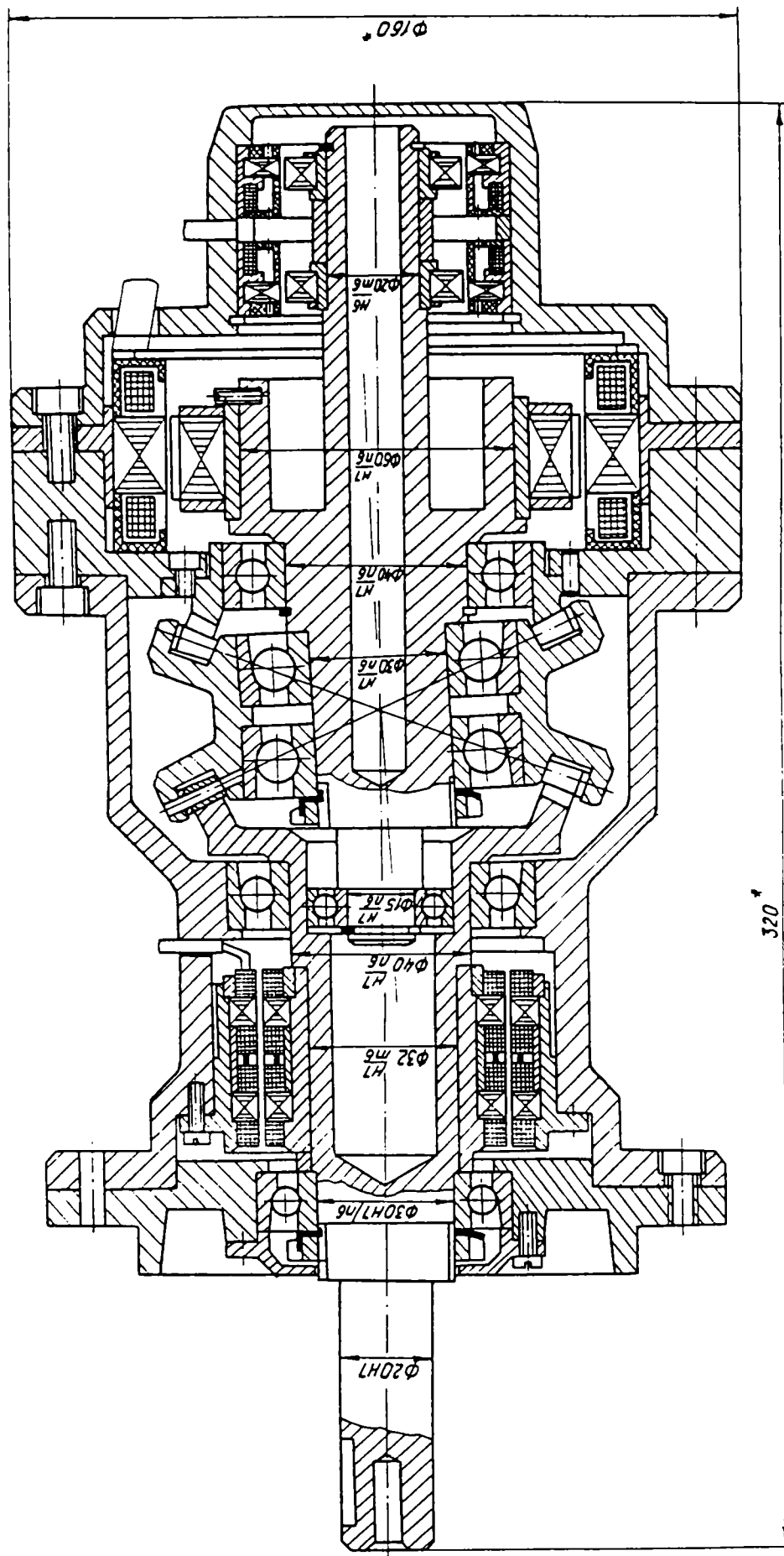
- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri),
- Ungerea angrenajului se va asigura prin confecționarea roletelor satelitului din pulbere metalică cu conținut de lubrifiant și solizi

**CARACTERISTICI TEHNICE**

- Puterea electromotorului, W: 120;
- Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 60;
- Momentul de pornire, g-cm: 320;
- Rigiditatea torsională, Nm/rad.:  $1,5 \cdot 10^5$
- Raportul de transmitere: 299;
- Precizia cinematică, sec. unghi.: 65;
- Numărul dinților coroanelor danturate:  $Z_1=25; Z_2=25, Z_3=24; Z_4=23$ .

[45]

Modul electromecanic pentru acționarea de urmărire a platformelor de scanare a aparatului cosmic de zbor 2.21.



**CONDITII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri).
- Ungerea angrenajului se va asigura prin confecționarea roților satelitului din pulbere metalică cu conținut de lubrifiant și solizi.

**CARACTERISTICI TEHNICE**

- Puterea electromotorului, W: 120;
- Momentul de torziune la arborele condus, Nm: 60;
- Momentul de pornire, g·cm: 320;
- Rigiditatea torsională, Nm/rad.:  $1,5 \cdot 10^3$
- Raportul de transmitere: 299;
- Precizia cinematică, sec. ungh.: 65;
- Numărul dinților coroanelor danturate:  $Z_1=25; Z_2=25, Z_3=24; Z_4=23$ .

[45]

Fig. 2.22.

Modul electromecanic pentru acționarea de urmărire a platformelor de scanare a aparatului cosmic de zbor

Fig. 41.

Construcția șurubelniței electromecanice cu reductor precesional din Fig.2.24 este similară cheii electromecanice prezentată în Fig.2.23.

În carcasă sunt asamblate: electromotorul (1), reductorul precesional (2) de tip 2K-H a cărui roată centrală este cuplată cu arborele portsculă. Șurubelnița este asigurată cu un mecanism de siguranță (5) contra suprasarcinilor.

Arborii sunt montați pe lagăre de alunecare, iar ungerea angrenajului se efectuează cu unsoare consistentă.

Caracteristici tehnice:

- alimentarea electromotorului: 30 [V];
- turația electromotorului  $n_m = 18\ 000$  [rot/min];
- raportul de transmitere  $i = -36,8$ ;
- momentul de torsiune la arborele port-sculă  $M_t = 3$  [Nm];
- turația arborelui port-sculă  $n_i = 500$  [rot/min].

Construcția reductorului precesional al mecanismului de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat din Fig. 2.25 este similară celui din Fig . 2.23. Mecanismul include electromotorul de curent continuu (1) asamblat prin flanșă cu reductorul precesional (2) care conține satelitul (3) cu două coroane danturate (4) și (5) care angrenează cu roata dințată centrală fixă (6), respectiv roata centrală (7) solidară cu arborele condus (8) montat în corpul (9) pe lagărul de alunecare (10).

Arborele condus (8) este solidar cu roata dințată (11) care angrenează cu roata dințată (12) montată pe axa (13). Pe butucii roților (11) și (12) sunt fixate rolele de antrenare (14) și de deplasare (15) a sârmei de sudat. Apăsarea rolei (15) se efectuează cu ajutorul manivelei arcuite (16).

În reductorul analizat, satelitul include o coroană danturată cu unghiul axoidului conic  $\delta = 22^\circ 30'$  și alta cu unghiul axoidului conic  $\delta = 0^\circ$ , care formează cu roata dințată (6) un cuplaj cu angrenaj, având numărul de dinți egal ( $z_6 = z_4$ ). În acest mod se exclude componenta neuniformității rotirii arborelui condus, generată de particularitățile mișcării precesionale a satelitului în cazul egalității numărului de dinți al coroanelor angrenate.

Caracteristici tehnice :

- turația electromotorului  $n_{max} = 4000$  [rot/min] ;
- raportul de transmitere  $i = -34$ ;
- momentul de torsiune  $M_t = 16$  [Nm].

În Fig. 2.26 este prezentat reductorul precesional al mașinii de găurit.

Mașina de găurit cuprinde electromotorul de turație înaltă (1), reductorul precesional (2) cu blocul satelit (3) instalat pe manivela (4) și roțile centrale (5) și (6). Roata centrală (6) este solidară cu arborele port sculă (7).

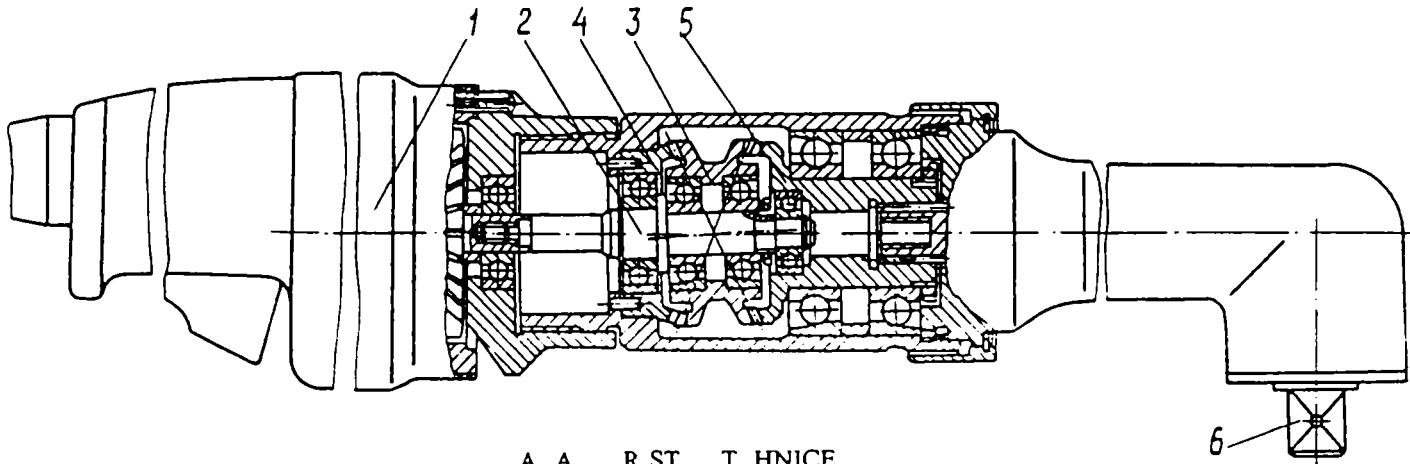
Mașina de găurit electromecanică poate fi realizată cu reductor precesional având în componența sa lagăre cu alunecare, substituind rulmenții.

Caracteristici tehnice :

- momentul de torsiune  $M_t = 7$ [Nm];
- raportul de transmitere  $i = - 28$ ;
- puterea motorului  $P=620$ [W];
- turația motorului  $n_m=18.000 \div 25.000$ [rot/min].

**CONDIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- Ungerea angrenajului se va efectua cu unsoare consistentă



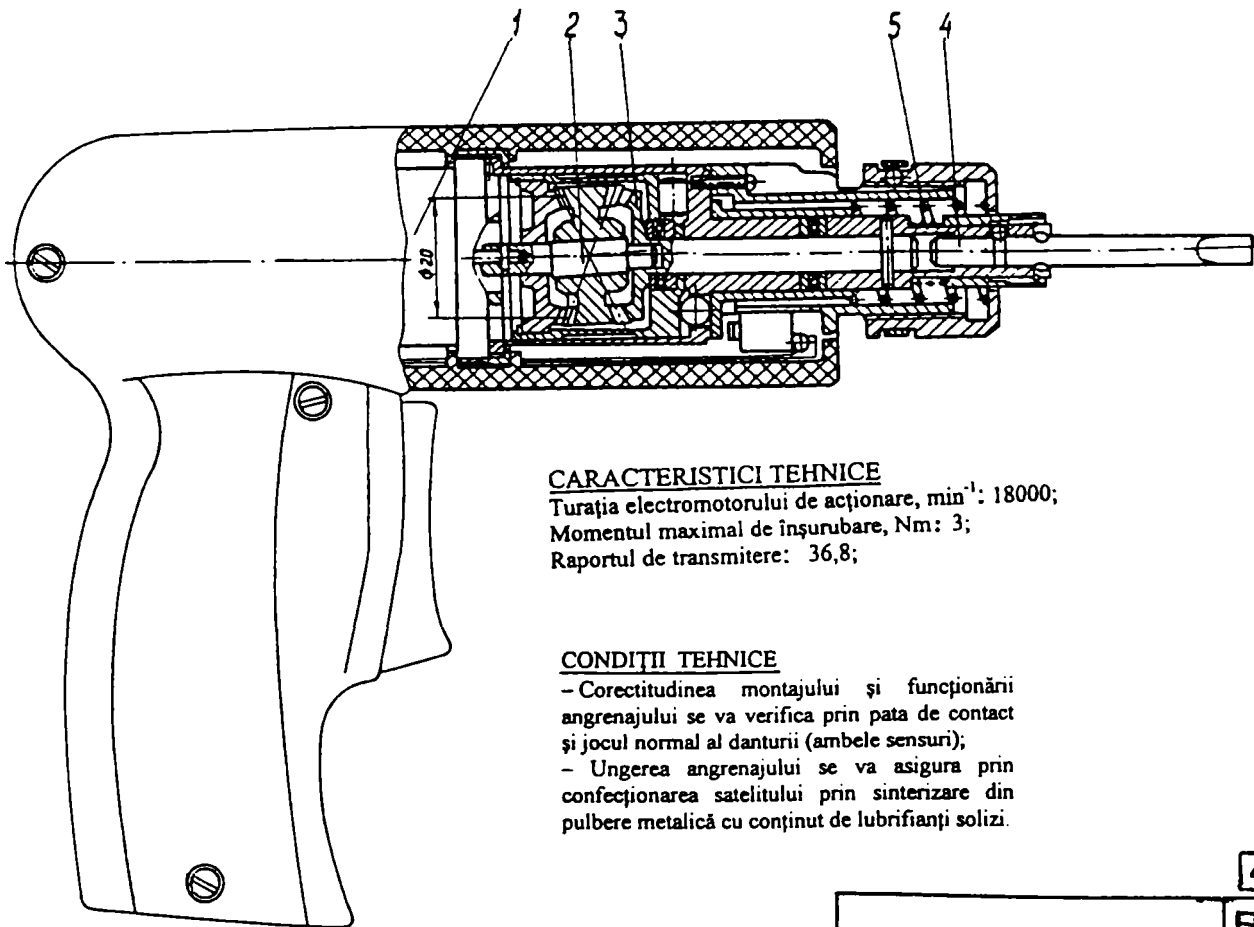
**A A R S T T H N I C E**

Puterea electromotorului, W: 470;  
 Turația electromotorului de acționare, min<sup>-1</sup>: 12000;  
 Momentul maxim de înșurubare, Nm: 100;  
 Raportul de transmitere: 79;

[45].

Cheie electromecanică

Fig.  
2.23.



**CARACTERISTICI TEHNICE**

Turația electromotorului de acționare, min<sup>-1</sup>: 18000;  
 Momentul maximal de înșurubare, Nm: 3;  
 Raportul de transmitere: 36,8;

**CONDIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- Ungerea angrenajului se va asigura prin confecționarea satelitului prin sinterizare din pulbere metalică cu conținut de lubrifianți solizi.

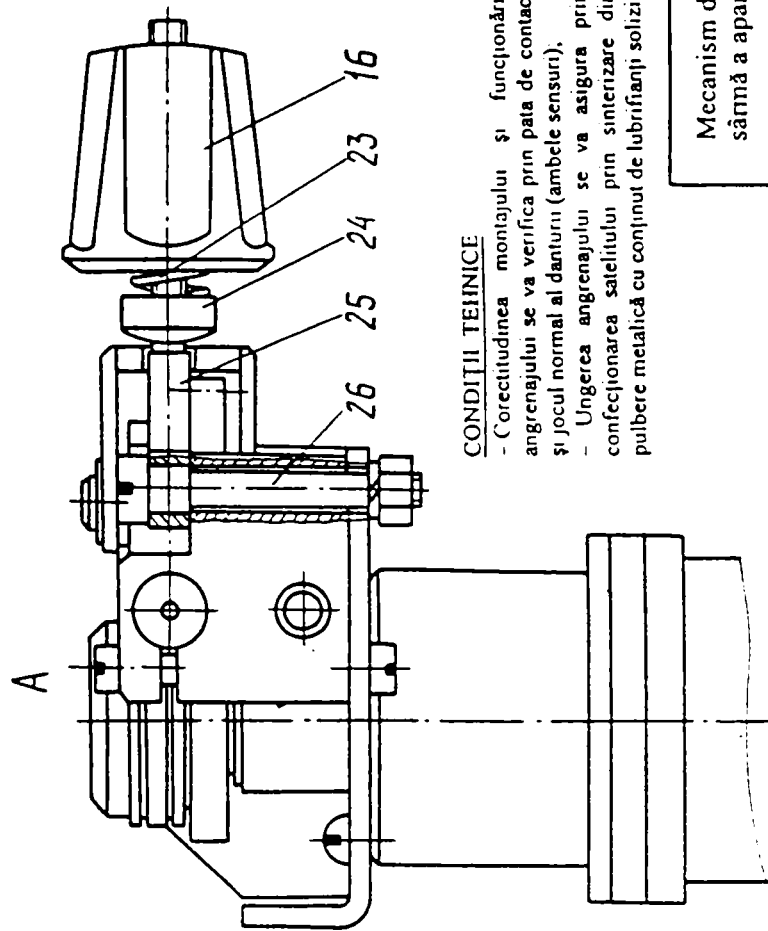
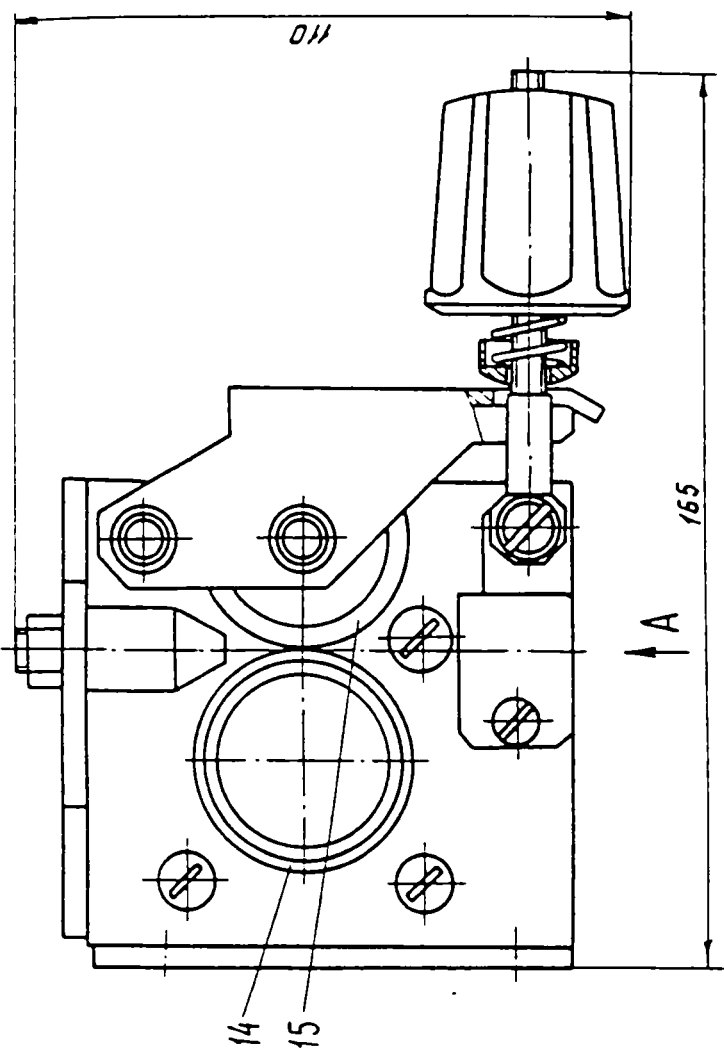
[45].

Șurubelniță electromecanică

Fig.  
2.24.

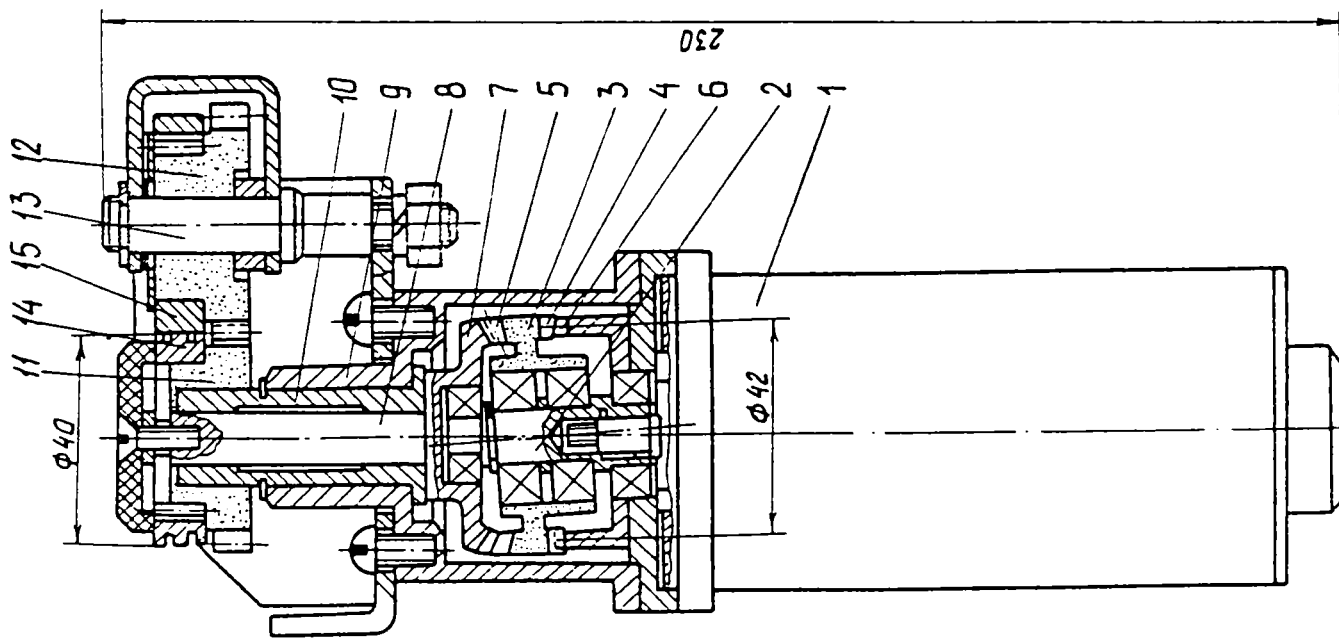
Fig. 43.





**CONDIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri).
- Ungerea angrenajului se va asigura prin confecționarea satelitului prin sinterizare din pulbere metalică cu conținut de lubrifianti solizi



**CARACTERISTICI TEHNICE**

- Turația electromotorului de acționare, min<sup>-1</sup>: 4000;
- Momentul maximal de torsiune admisibil, Nm: 3;
- Forța de tracțiune, N: 800;
- Raportul de transmitere: 33

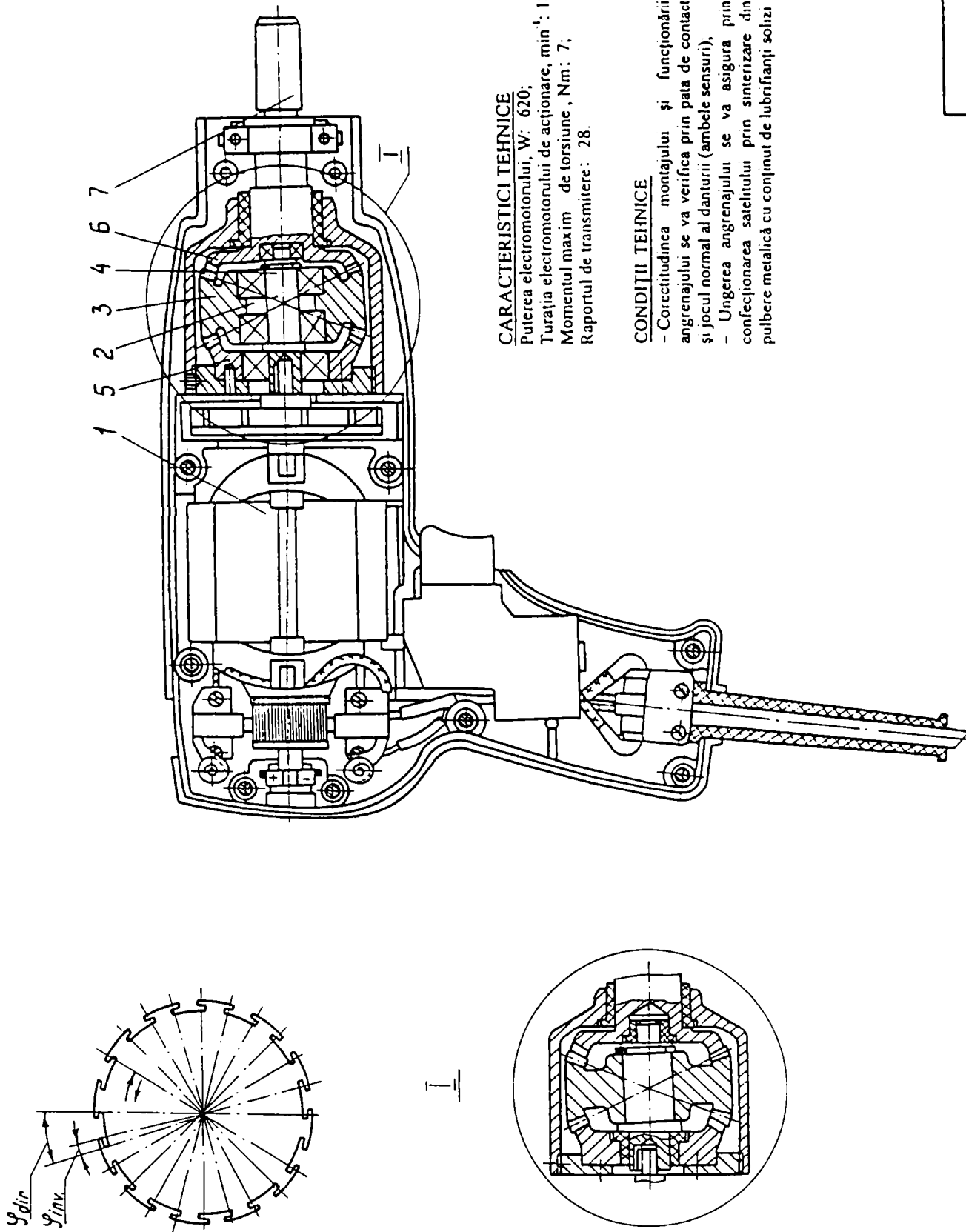
[45]

F9.  
225.

Mecanism de alimentare cu  
sămna a aparatului de sudat

Fig. 44.





**CARACTERISTICI TEHNICE**

Puterea electromotorului, W: 620;  
 Turația electromotorului de acționare, min<sup>-1</sup>: 18000;  
 Momentul maxim de torsiune, Nm: 7;  
 Raportul de transmitere: 28.

**CONDIIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri),
- Ungerea angrenajului se va asigura prin confecționarea satelitelui prin sinterizare din pulbere metalică cu conținut de lubrifianti solizi

[45].

Fig. 2.26

Mașină de găurit

Fig. 45.

## CAPITOLUL 3

### GEOMETRIA ȘI PRECIZIA CINEMATICĂ A REDUCTOARELOR PRECESIONALE

#### 3.1. Elemente de geometrie a danturilor roților reductoarelor precesionale

După [17]; [18]; [19]; [20]; [21]; [34]; [35]; [36]; [37], cea mai adecvată formă a profilurilor dinților pereche, la angrenajul precesional, este forma rectiliniară pentru o roată și arc de cerc pentru roata pereche.

Dantura conică are direcția îndreptată spre centrul de precesie  $O$  (punctul de intersecție al axei angrenajului  $O_1O_1$  cu axa  $O'O'$  a fusului înclinat, pe care este montată liber roata-satelit).

Există posibilitatea ca toate danturile să fie profilate în arc de cerc, adică contactul dintre profilele dinților angrenați să se facă între arce de cerc cu raze apropiate: profil convex la o roată și profil concav la roata pereche.

Angrenarea precesională a două roți conice se realizează [131]; [158], dacă:

- ambele roți pereche au dantura cu profilul rectiliniar;
- profilul danturii unei roți este rectiliniar și perechea sa are dinți sub formă de bolțuri conice (profil circular);
- profilul danturii unei roți este rectiliniar și al roții pereche este în arc de cerc, cu centrul de curbura nedeplasat;
- ambele roți au profilul dinților în arc de cerc.

Dacă se notează conform Fig. 3.4. ;Fig. 3.5. cu :

$R_m$  = raza medie a conului pe care se așează dinții unei roți;

$z$  = numărul de dinți ;

$A$  = amplitudinea mișcării precesionale a roții satelit la o roată conică cu profilul dinților rectiliniar, cu unghiul de profil  $\alpha_w$  , se poate scrie ecuația :

$$R_m = k \cdot z \cdot A ; \quad [32] \quad (5)$$

în care :

$k$  = coeficientul profilului dinților

$$k = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\pi} ; \quad [35] \quad (6)$$

Unghiul de nutație  $\theta$  al fusului înclinat (1) pe care se montează satelitul (2) se determină cu relația :

$$\theta = \operatorname{arctg} \left( \frac{1}{k} \cdot z \right) ; \quad [35] \quad (7)$$

Mărimea unghiului de nutație  $\theta$  influențează procentul de perechi de dinți aflați simultan în angrenare. Valorile mari sunt nedorite în practică, deci se acceptă valori cât mai mici posibile:  $\theta = 1^\circ \dots 3^\circ$ .

Dacă se urmărește să se traseze o profilogramă de angrenare între dantura rectiliniară a roții centrale (solare), (2) și dantura rectiliniară sau circulară a roții

satelit (3), se desfășoară o jumătate de cilindru de angrenare cu diametrul exterior  $d_e$  al roții satelit și se obține imaginea din Fig. 3.1.

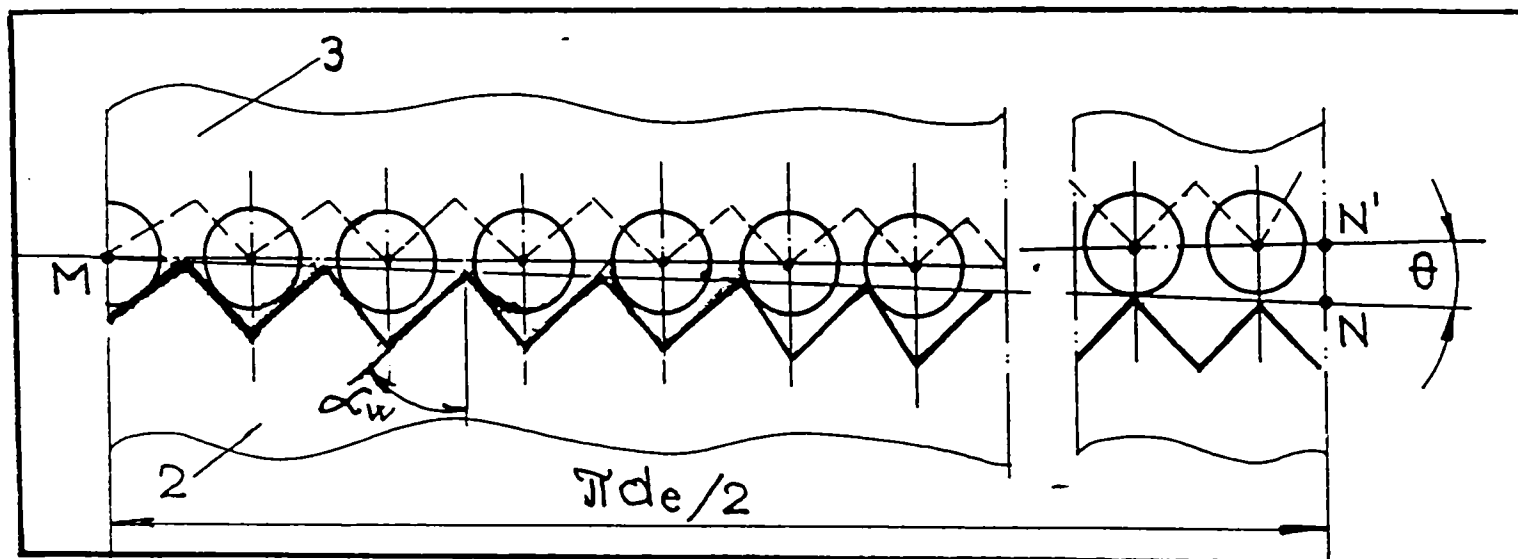


Fig. 3.1. Profilul danturii satelitului și a roții planetare.

În Fig. 3.1, concepută de autor, profilul rectiliniar al roții centrale (solare), (2) este trasat cu linie groasă, iar cu linie întreruptă profilul rectiliniar sau circular (cu bolțuri) al roții satelit (planetare), (3).

Linia MN care unește vârfurile dinților rectiliniari al roții solare (2) și linia MN' care unește vârfurile dinților rectiliniari sau circulari (cu bolțuri) ai roții satelit (3), formează unghiul de nutație „ $\theta$ ”. În Fig. 3.1. s-a prezentat cazul când între numerele de dinți există relația:  $z_2 = z_3 - 1$ .

În Fig. 3.2.a concepută de autor, este prezentat profilul danturii angrenajului precesional pe diametrul exterior pentru o jumătate a dinților în cazul când raza curburii profilului rotund este egală cu raza înscrisă a arcului ( $R = r$ ).

Satelitul are un număr de dinți  $z_s$  (de; ef; conform Fig.3.2.a), iar roata solară (centrală) are  $z_c = z_s - 1$  dinți (ab; bc conform Fig. 3.2.b).

Prin mărirea razei curburii profilului rotund crește și raza curburii profilelor angrenate; în consecință capacitatea portantă a angrenajului prezentat în Fig.3.2.b crește de asemenea.

În Fig.3.2.c concepută de autor, este prezentat cazul micșorării razei înscrise în profilul rotund, prin reducerea razei curburii profilului rotund al arcului. Zonele în care profilele dinților roților pereche se află în contact se numesc **zone active** (de lucru), iar cele în care dinții nu au contact se numesc **zone pasive**.

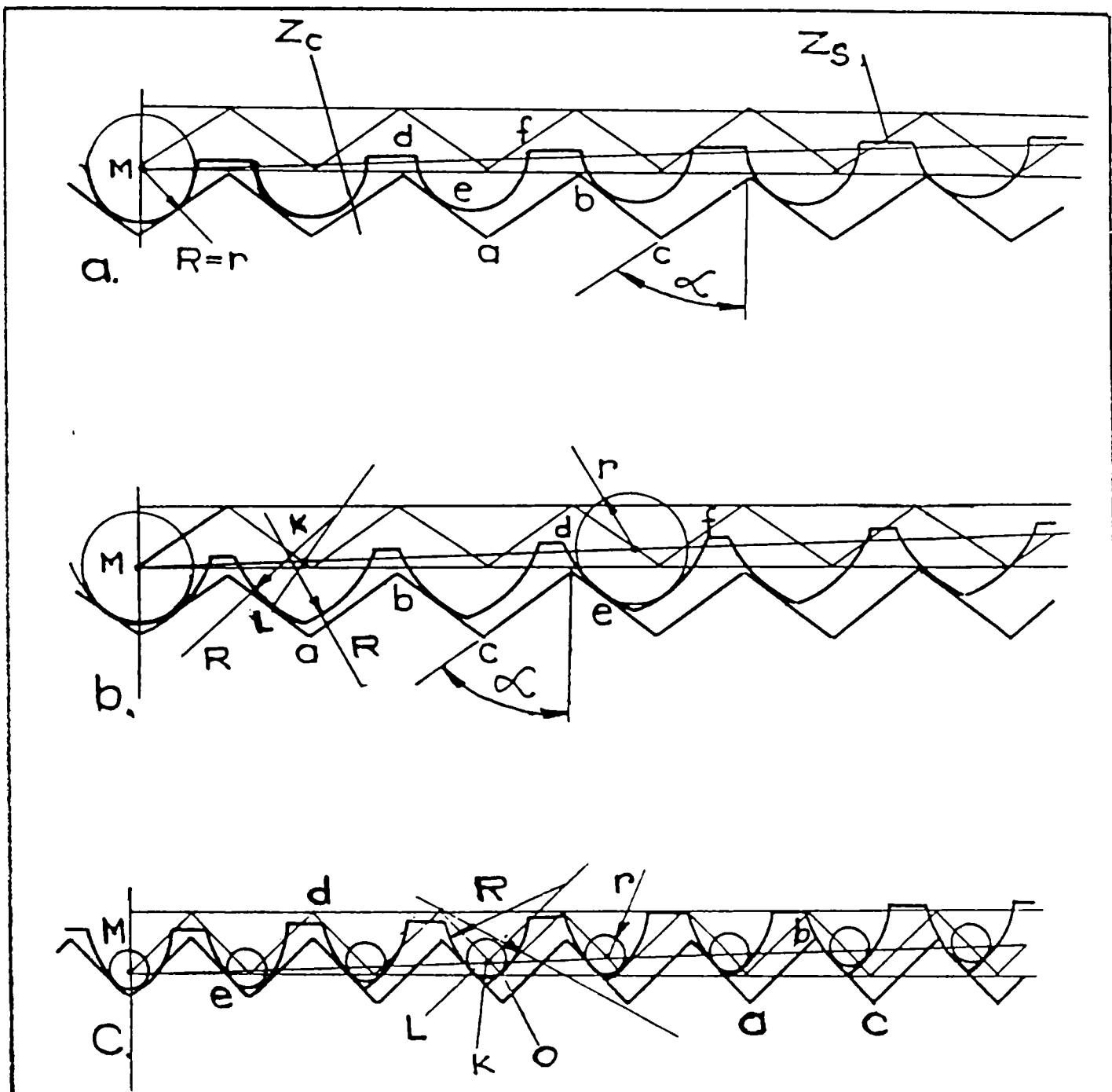


Fig. 3.2. Profilul danturii angrenajului precesional, [17];[18];[35].

Procentul dinților  $p_d$  aflați simultan în angrenare, la un angrenaj precesional, se poate exprima în funcție de raza  $r$  a roților și de coeficientul „ $k$ ” al profilului roților cu formula:

$$p_d = z_g \left( 1 - \frac{r \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot A \cdot \operatorname{tg} \alpha_w} \right) \cdot 100 [\%]; \quad [158] \quad (8)$$

În Fig.3.3.a,b. se prezintă variația procentului dinților „ $p_d$ ” aflați simultan în angrenare în funcție de raza roților  $r$  și de coeficientul „ $k$ ” al profilului dinților.

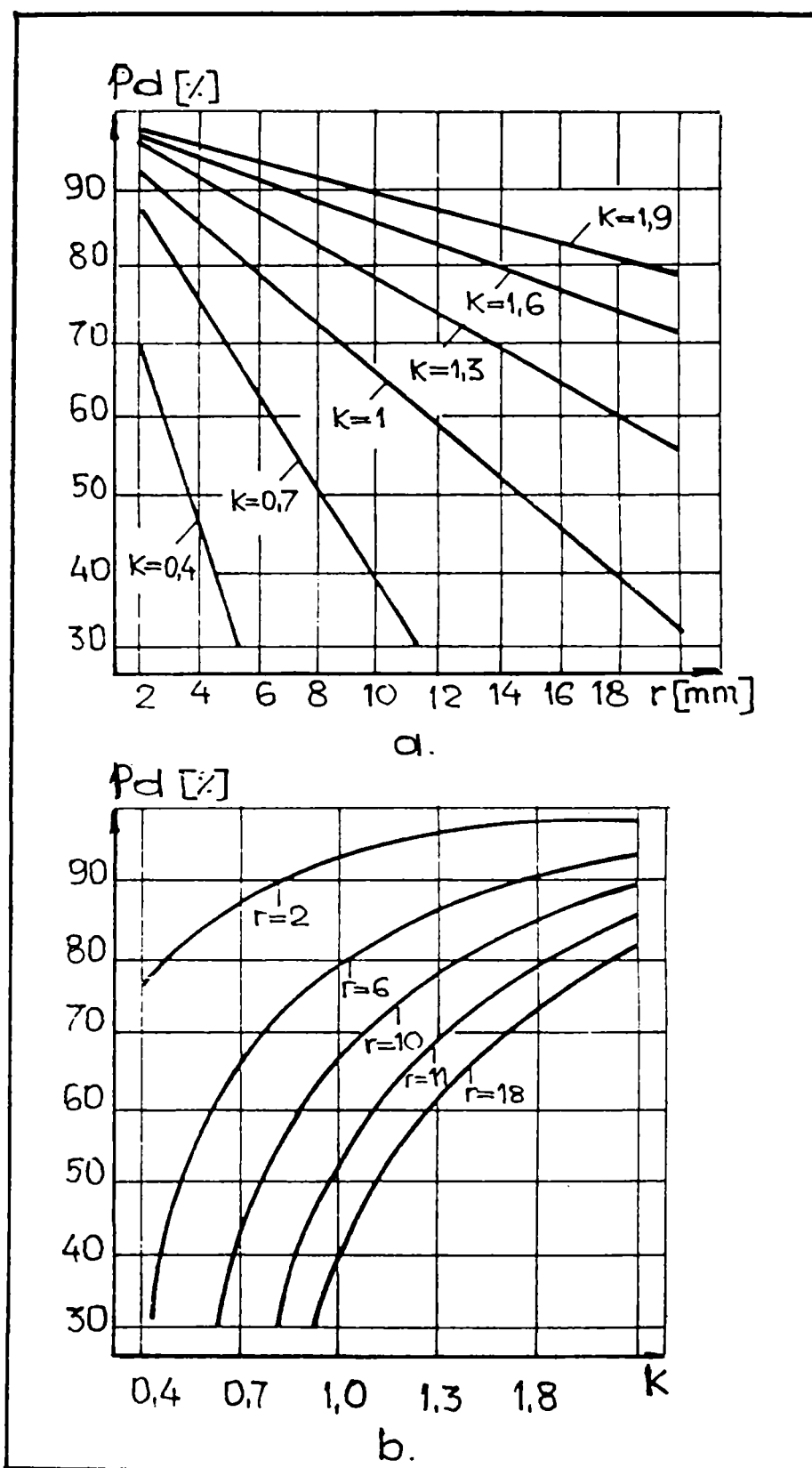


Fig. 3.3. Variația procentului dinților „ $p_d$ ” al angrenajului precesional, aflați simultan în angrenare în funcție de raza roților satelitului „ $r$ ” și de coeficientul profilului dinților „ $k$ ”.

### 3.1.1 Angrenarea între profilul rectiliniar și profilul circular (bolțuri conice) cazul b-Fig. 3.4.

Pentru ca fenomenul de pitting să nu se dezvolte, trebuie ca tensiunea hertziană între dinți să îndeplinească relația:

$$\sigma_{H_1} = 275 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{t_4} \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m_4} \cdot b_4 \cdot z \cdot \cos \alpha_w \cdot d_{p_3}}} \leq \sigma_{HP} \quad [\text{N/mm}^2]; [45]; [158] \quad (9)$$

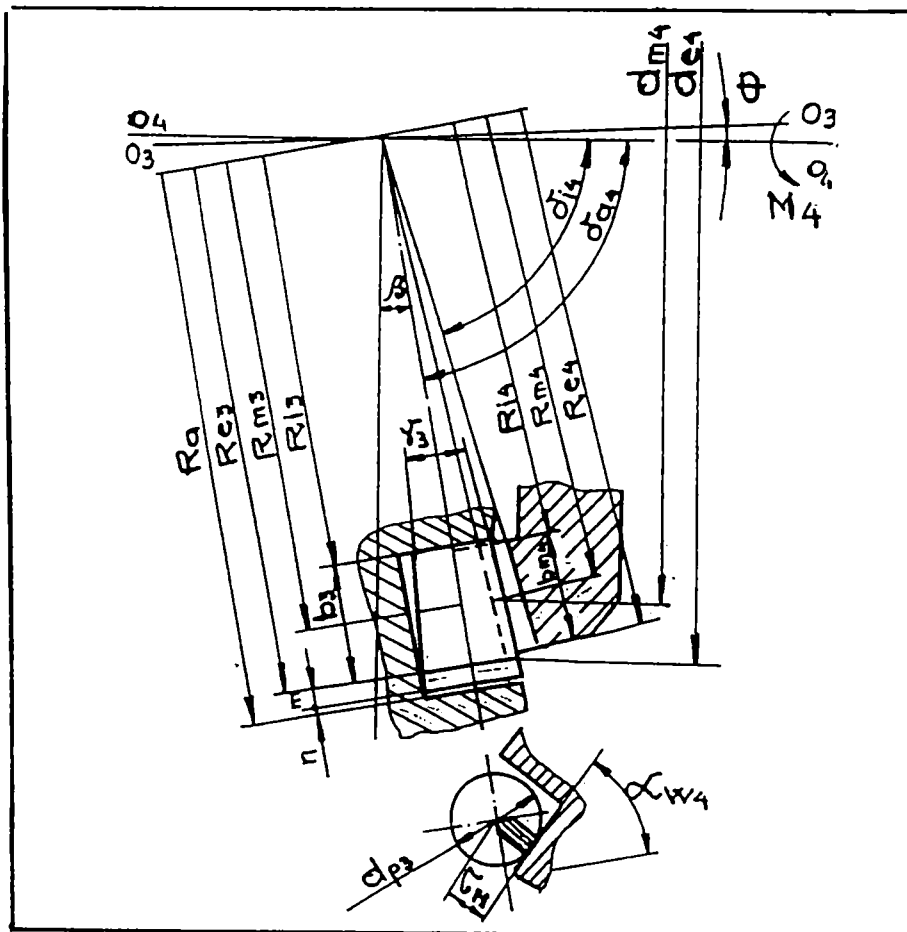


Fig. 3.4 Schița angrenării între profilul rectiliniar și profilul circular (bolțuri conice), [18];[45].

în care:

$K_{HP} = (1,5 \div 1,93)$  coeficient experimental care ia în considerare neuniformitatea distribuției sarcinii pe cei „z” dinți portanți simultan angrenați;

$K_{H\beta} = (1 \div 1,35)$  coeficient care ține seama de neuniformitatea distribuției sarcinii pe lungimea dintelui;

$K_{HV} = (1 \div 1,1)$  coeficient care ține seama de încărcarea dinamică a angrenajului;

$M_t$  [N · mm] = moment de torsiune la elementul condus al reductorului precesional;

$d_{m_4}$  [mm] = diametrul mediu al roții 4;

$b_4$  [mm] = lungimea dinților angrenați;

$z$  = numărul de dinți angrenați simultan ;

$\alpha_w$  = unghiul de angrenare;

$d_{p_3}$  = diametrul mediu al rolei conice;

$\sigma_{HP}$  = tensiunea hertziană admisibilă (permisă).



### 3.1.2. Angrenarea între profilul rectiliniar și arc de cerc cu centrul nedeplasat

Pericolul apariției pittingului este înlăturat – cazul c – Fig.3.5., dacă:

$$\sigma_{H_2} = 275 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{t2} \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{R \cdot b_4 \cdot z \cdot \cos \alpha_w \cdot d_2 \cdot \left(1 - \frac{r_c \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot A \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}\right)}} \leq \sigma_{HP} \quad [\text{N/mm}^2]; [45]; [158]. \quad (10)$$

unde:

R – raza arcului profilului dinților angrenați;

$r_c$  – raza cercului care se poate înscrie în grosimea dintelui;

A – amplitudinea mișcării de precesie a roții satelit.

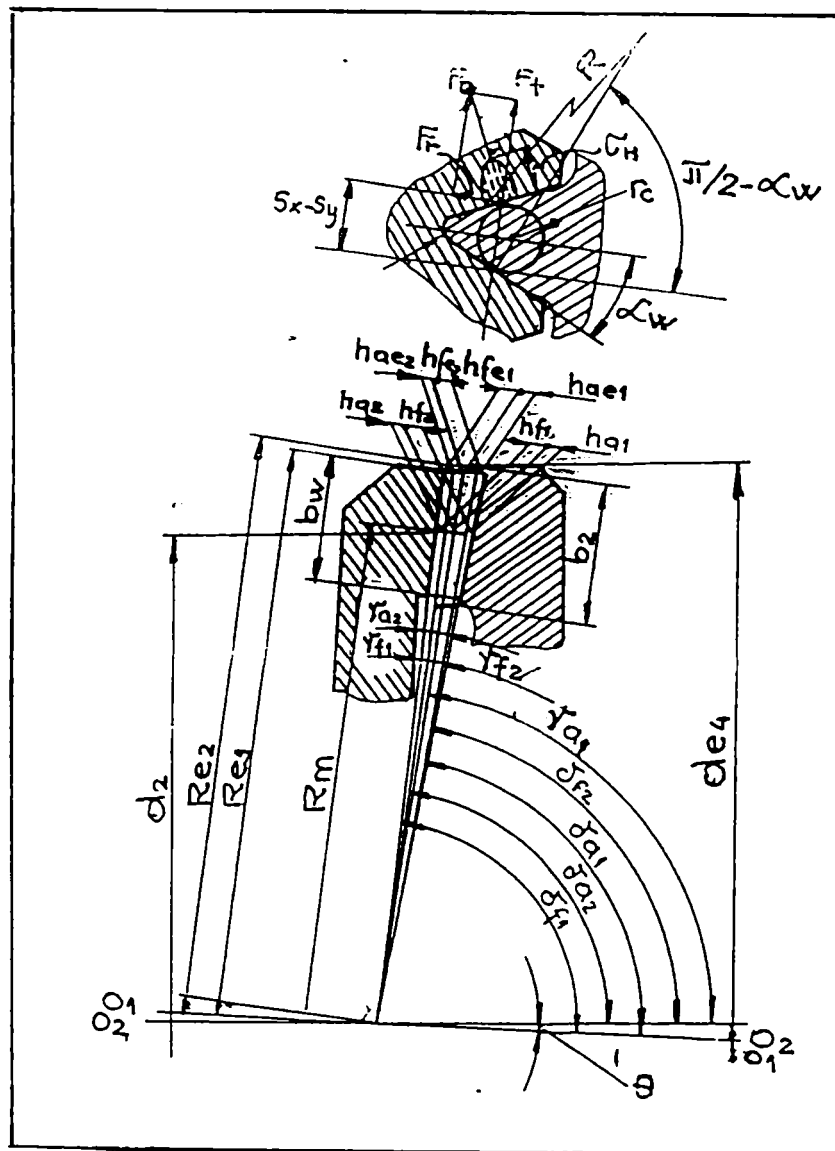


Fig. 3.5 Schița angrenării între profilul rectiliniar și arc de cerc cu centru nedeplasat [18]; [45].

Pentru comparare autorul face raportul între relațiile (9) și (10) considerând că cele două cazuri de angrenări prezintă materiale identice, aceiași sarcină și aceiași parametri, adică:  $M_{t2} = M_{t4}$ ;  $K_{HP}$ ;  $K_{H\beta}$ ;  $K_{HV}$ ;  $b_4$ ;  $\alpha_w$ ;  $z$ ;  $\sigma_{HP}$  – au aceleași valori pentru cele două cazuri b) și c) considerate.

Rezultă :

$$\frac{\sigma_{H_1}}{\sigma_{H_2}} = \sqrt{\frac{d_{m_4} \cdot d_{p_3}}{R \cdot d_2 \cdot \left(1 - \frac{r_c \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot A \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}\right)}} = \sqrt{\frac{d_{m_4}^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}}{\cos(\beta + \theta)}}{R \cdot d_2 \cdot \left(1 - \frac{r_c \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot A \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}\right)}} \quad (11)$$

unde  $d_{p_3}$  diametrul mediu al rolei conice se calculează cu formula:

$$d_{p_3} = \frac{d_{m_4} \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}}{\cos(\beta + \theta)} \quad (12)$$

### 3.2.Analiza comparativă prin calcul a danturilor propuse de autor. Fig. 3.2; [17];[18];[35].

Dacă se consideră următoarele valori uzuale:

$\gamma = 6^\circ \dots 10^\circ$  - unghiul conului rolei ;

$\beta = 0^\circ \dots 30^\circ$  - unghiul de așezare al rolor;

$\theta = 1^\circ \dots 3^\circ$  - unghiul de nutație;

$R = 17$  [mm] ;

$r_c = 7$  [mm];

$\alpha_w = 44^\circ$ ;

$A = 4,75$  [mm];

$p_d = 45\%$  perechi de dinți angrenați;

$d_2 = d_{m_4} = 60$  [mm];

rezultă:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{H_1}}{\sigma_{H_2}} &= \sqrt{\frac{d_{m_4} \cdot \frac{\operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2}}{\cos(\beta + \theta)}}{R \cdot d_2 \cdot \left(1 - \frac{r_c \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot A \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}\right)}} = \sqrt{\frac{60^2 \cdot \left(\frac{\operatorname{tg}^2 4^\circ}{\cos 110^\circ}\right)}{17 \cdot 60 \cdot \left(1 - \frac{7 \cdot \cos 44^\circ}{2 \cdot 4,75 \cdot \operatorname{tg} 44^\circ}\right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{60^2 \cdot \left(\frac{0,06993}{0,98481}\right)}{17 \cdot 60 \cdot \left(1 - \frac{7 \cdot 0,71934}{2 \cdot 4,75 \cdot 0,96569}\right)}} = \sqrt{\frac{55,63}{428,4}} = \sqrt{0,5967111} = 0,772 \\ \frac{\sigma_{H_1}}{\sigma_{H_2}} &= 0,772 \quad ; \quad \sigma_{H_1} = 0,772 \sigma_{H_2} \end{aligned}$$

Aplicând formula (14) se obțin rapoartele între tensiunile hertziene, conform tabelului următor:

Tabelul 3.1.

Număr Curent	Mărimi admise			Raportul $\frac{\sigma_{H_1}}{\sigma_{H_2}}$
	$\gamma$ [grade]	$\beta$ [grade]	$\theta$ [grade]	
1.	6	0	1,00	0,640452689
2.	7	5	1,25	0,719079142
3.	8	10	1,50	0,747205336
4.	8	15	1,75	0,755876844
5.	9	20	2,00	0,814936737
6.	9	25	2,50	0,833186769
7.	10	30	3,00	0,903343090

Se observă că angrenajul precesional cu angrenare între profil rectiliniar și profil circular (cu bolțuri conice) – cazul b – prezintă o capacitate portantă mai mare decât a angrenajului cu profilul rectiliniar și arc cu centrul nedeplasat, cazul c.

Tabelul 3.1. arată că solicitările hertziene ale celor două profile analizate sunt constant în favoarea cazului b) și avantajele acestui profil cresc, când scad valorile parametrilor  $\gamma$ ,  $\beta$  și  $\theta$ .

### 3.3 Studii teoretice privind precizia cinematică a reductoarelor precesionale

Precizia cinematică a reductoarelor precesionale este influențată de erorile de execuție a suprafețelor generatoare și de erorile de montaj.

Eroarea cinematică  $\Delta\varphi''$  a reductorului precesional se exprimă cu relația:

$$\Delta\varphi'' = \varphi_4 - \varphi_1 / i_{1,4}^3 ; \quad [21]; [38] \quad (13)$$

în care:  $\varphi_1$  și  $\varphi_4$  [grade] – sunt deplasările unghiulare ale arborelui conducător (1) și respectiv a celui condus (4);  $i_{1,4}^3$  - este raportul de transmitere teoretic al reductorului precesional, având elementul (3) imobilizat.

Eroarea cinematică  $\Delta\varphi''$  este rezultatul interacțiunii erorilor primare.

Să analizăm erorile geometrice de bază ale elementelor transmisiei generate de erorile de execuție ale pieselor și cele de asamblare ale nodurilor. Erorile geometrice, generate de toleranțele admise la cotele de execuție ale elementelor reductorului precesional și jocurile din ajustaje, conduc la apariția excentricității blocului satelit și a roților centrale.

La apariția excentricității blocului satelit sau a roților centrale (conform Fig. 3.6.a), punctul în raport cu care blocul satelit efectuează mișcarea de precesie este deplasat față de punctul de intersecție al generatoarelor roților conice și ale axelor arborelui conducător și manivelei, cu excentricitatea „ $\Delta e$ ”, iar față de generatoarele roților conice cu deplasarea „ $\Delta S$ ”, în cele două sensuri posibile.

Deci, centrul de precesie real este deplasat cu mărimea  $\Delta S$  față de cel teoretic, care se determină cu relația:

$$\Delta S = \Delta e \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta_r}{2} \right); \quad [38]; [158]. \quad (14)$$

unde:  $\Delta e$  - este distanța reală dintre vârfurile conurilor rotelor conice și punctul de intersecție dintre axa arborelui conducător și axa fusului înclinat (excentricitatea);  $\beta_r$ - unghiul de conicitate al rotelor conice ale satelitelui.

Jocul din angrenaj  $\Delta X$  în direcție circulară are expresia:

$$\Delta X = 2\Delta s / \cos\alpha_w = 2\Delta e \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta_r}{2} \right) \cos\alpha_w; \quad [38]. \quad (15)$$

în care:  $\alpha_w$  - este unghiul de angrenare pe cilindrii de rostogolire ale danturilor angrenate.

În Fig. 3.6 se prezintă cotele și notația mărimilor din relațiile (17) și (18).

Jocul total  $\Delta s$  măsurat în planul perpendicular pe planul coroanei dințate a satelitelui are două componente:

$\Delta s'$  - jocul din angrenaj generat de înclinarea roții centrale, măsurat în planul perpendicular coroanei danturate a satelitelui, care se determină cu relația:

$$\Delta s' = 2R_e \sin\Delta\delta; \quad [38] \quad (16)$$

$\Delta s''$  - jocul în angrenaj generat de excentricitatea coroanei danturate a blocului satelit, în raport cu roata dințată centrală, care se determină din relațiile geometrice rezultate din schemă (conform Fig. 3.6).

$$\Delta s'' = 2R_e \sin(\Delta\delta/2) \sin\Delta\delta \cdot \operatorname{tg}(\beta_r/2) = R_e \sin^2 \Delta\delta \cdot \operatorname{tg}(\beta_r/2); \quad [38] \quad (17)$$

în care :

$R_e$  – este raza conică exterioară a coroanei danturate a satelitelui;

$\Delta\delta$  – unghiul de înclinare a coroanei danturate a blocului satelit (abaterea unghiulară a unghiului axoidal conic);

$R_e \sin^2 \Delta\delta = \Delta e$  – excentricitatea generată de înclinarea uneia din roți.

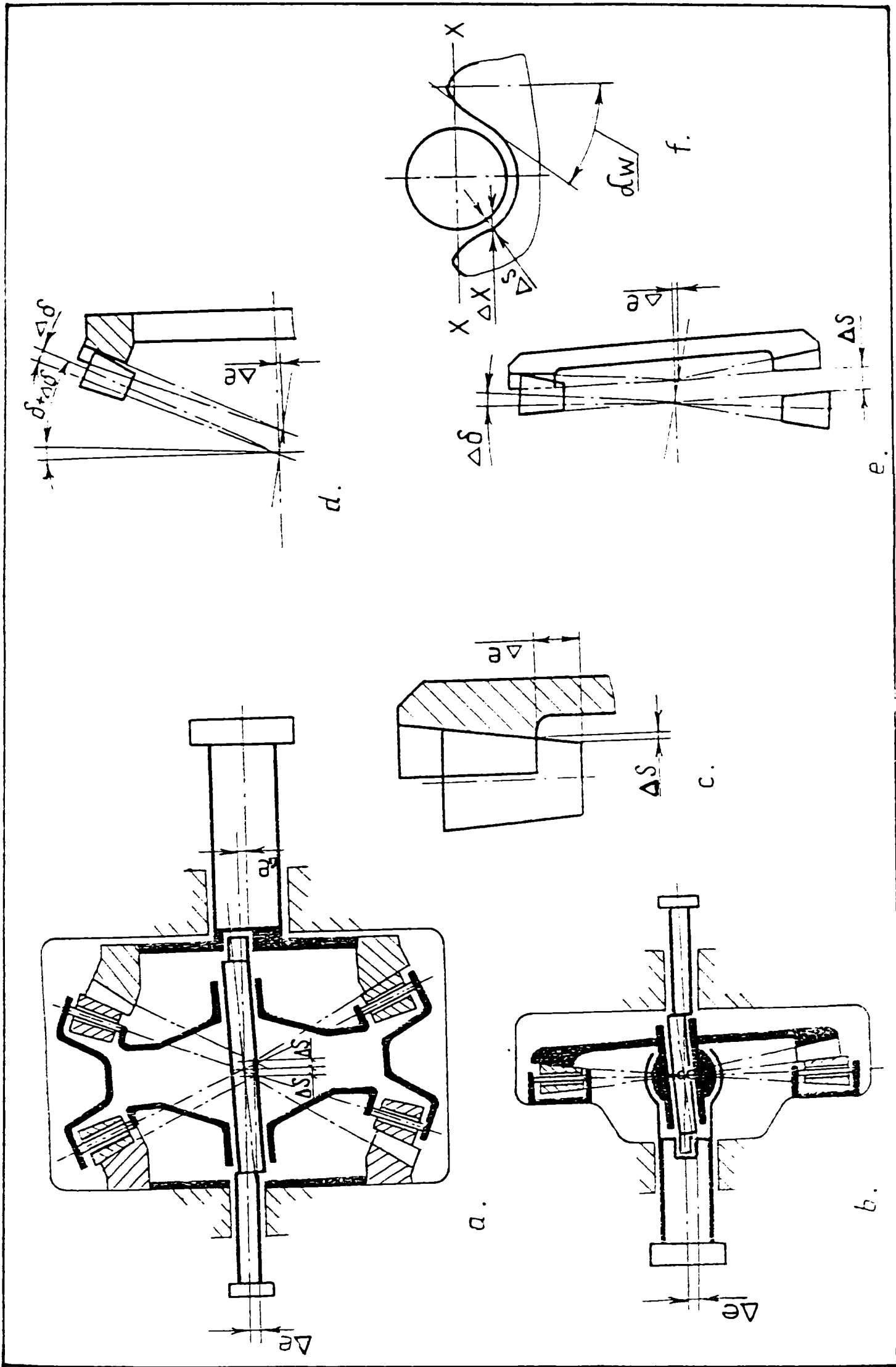


Fig. 3.6. Erorile geometrice și jocurile din ajustajele redueătoarelor precesionale [38]

Jocul total „ $\Delta s$ ” în planul perpendicular pe planul coroanei danturate a satelitului este:

$$\Delta s = \Delta s' + \Delta s'' = R_e \sin \Delta \delta + R_e \sin^2 \Delta \delta \cdot \operatorname{tg}(\beta_r/2) = R_e \sin \Delta \delta [1 + \sin \Delta \delta \operatorname{tg}(\beta_r/2)]; \quad (18)$$

Jocul total între dinți „ $\Delta X$ ”, în direcție circulară, este : [38].

$$\Delta X = 2\Delta s / \operatorname{tg} \alpha_w = 2R_e \cdot \frac{\sin \Delta \delta + \sin^2 \Delta \delta \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\beta_r}{2}\right)}{\operatorname{tg} \alpha_w} = 2R_e \cdot \frac{\sin \Delta \delta \left[1 + \sin \Delta \delta \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\beta_r}{2}\right)\right]}{\operatorname{tg} \alpha_w}; \quad (19)$$

[38].

Jocul din angrenaj generat de eroarea de pas „ $\Delta p$ ” este egal cu „ $\Delta X$ ”.

$$\Delta p = \Delta X \quad (20)$$

(în angrenaj se află o singură pereche de dinți).

În cazul angrenajului multiplu, influența erorilor de pas se reduc de  $1/\sqrt{z_\epsilon}$  ori. Atunci, jocul în angrenajul multiplu, generat de erorile de pas, se determină cu relația:

$$\Delta X = \Delta p / [z_\epsilon]^{1/2}; \quad [38]. \quad (21)$$

Analizând relațiile obținute, jocul care apare în angrenajul precesional, datorită bătăii radiale și axiale a blocului satelit și a roților dințate centrale, depinde de unghiul de antrenare „ $\alpha_w$ ” și de unghiul de conicitate a roților „ $\beta_r$ ”.

Deci, jocul total este egal cu suma jocurilor generate de diferitele erori, iar abaterea poziției arborelui condus, corespunzătoare acestei erori este:

$$\Delta \varphi'' = \frac{\Delta X}{d_{m_1}}; \quad [38]. \quad (22)$$

unde :  $d_{m_1}$  - este diametrul mediu al roții conice conduse, care este solidară cu arborele de ieșire.

### 3.4. Concluziile autorului privitoare la geometria și precizia cinematică a reductoarelor precesionale de tip 2K – H.

■ Capitolul privind geometria angrenajelor precesionale stabilește o metodă analitică care permite comparația între capacitățile portante, la solicitările hertziane, a două cazuri de profile utilizate la angrenajele precesionale.

■ Se observă că profilele rectiliniare și circular-cu bolțuri (cazul b) este mai adecvat și prezintă capacități portante mai avantajoase decât profilele rectiliniare și arc de cerc cu centru nedeplasat (cazul c).

■ Au fost demonstrate relațiile de calcul a jocului „ $\Delta X$ ” din angrenajele precesionale și a erorii cinematice „ $\Delta \varphi$ ”, parametri care depind de unghiul de antrenare „ $\alpha_w$ ” și de unghiul de conicitate al roților satelitului „ $\beta_r$ ”, conform Fig. 3.6.



## CAPITOLUL 4

### CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII TEORETICE PRIVIND CINEMATICA REDUCTOARELOR PRECESIONALE

#### 4.1. Determinarea raportului de transmitere al reductoarelor precesionale de tip K-H-V.

Raportul de transmitere al reductorului planetar precesional de tip K-H-V (Fig. 2.1), obținut prin fixarea roții centrale (solare) (3), fusul înclinat (1) fiind elementul conducător și satelitul (2) elementul condus al reductorului, inclusiv continuarea calculelor este după [4];[20];[34];[158]:

$$i_{12}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_3}{z_3 - z_2} ; \quad [4] \quad (23)$$

Dacă se introduce formula (1) în relația (23) se obține o formă generalizată:

$$i_{12}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_3}{N} ; \quad N = \pm(1, 2, 3, \dots); \quad [158] \quad (24)$$

Rezultă că raportul de transmitere maxim posibil al reductorului planetar precesional de obține pentru  $N = 1$ .

Pentru  $N > 1$  se obțin rapoarte de transmitere micșorate.

Dacă în construcția reductorului precesional din Fig.2.1, cuplajul (5) este homocinetic (sincron), atunci viteza unghiulară a arborelui (4) de ieșire  $\omega_4$  este identică cu  $\omega_2$  cea a satelitului (2), adică relația (24) dă și raportul de transmitere al întregului reductor când planetara (3) este fixă.

#### 4.2 Determinarea raportului de transmitere al reductoarelor precesionale de tip 2K-H.

Pentru ca angrenajul planetar precesional de tip 2K-H cu notațiile din Fig. 2.2, să funcționeze, între numerele de dinți ale roților conice, trebuie să existe următoarea corelație:

$$z_6 - z_7 = \pm N; \quad z_3 = z_6 - 1; \quad z_4 = z_7 - 1; \quad N = 1, 2, 3 \dots ; \quad [34]. \quad (25)$$

Raportul de transmitere al reductorului precesional de tip 2K-H are expresia:

$$i_{14}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_4} = -\frac{z_3 \cdot z_7}{z_6 \cdot z_4 - z_3 \cdot z_7} ; \quad [34]. \quad (26)$$

### 4.3 Aspecte relevate de autor cu privire la generalizarea formulelor de calcul al raportului de transmitere la angrenajele precesionale, [20].

Pentru o singură treaptă de reducere raportul de transmitere al reductorului precesional de tip 2K-H, are domenii largi:  $i = 8 \div 3600$ .

Raportul de transmitere se poate exprima în funcție de numărul de dinți ai uneia din cele două danturi ale satelitului (2) din Fig.2.2. De exemplu, în funcție de „ $z_7$ ” și „ $N$ ” în acest caz se procedează astfel:

a) Se generalizează prima relație din formulele (25) sub forma:

$$z_7 = z_6 - N; N = 1, 2, 3 \dots \quad (27)$$

b) Numerele de dinți ale celorlalte danturi se scriu în funcție de „ $z_6$ ”, introducând expresia (27) în a treia formulă a relației (25), rezultă:

$$z_4 = z_7 - 1 = z_6 - N - 1 \quad (28)$$

c) Se introduc expresiile (27), (28) și a doua formulă din relația (25) în (26) și se obține:

$$i_{14}^3 = \frac{(z_6 - 1) \cdot (z_6 - N)}{z_6 \cdot (z_6 - N - 1) - (z_6 - 1) \cdot (z_6 - N)} \quad (29)$$

Relația generalizată (29) se poate particulariza dând valori recomandate pentru  $N$ .

$$N=1 \quad i = \frac{(z_6 - 1) \cdot (z_6 - 1)}{z_6 \cdot (z_6 - 2) - (z_6 - 1) \cdot (z_6 - 1)} \quad (30)$$

$$N=2 \quad i = \frac{(z_6 - 1) \cdot (z_6 - 2)}{z_6 \cdot (z_6 - 3) - (z_6 - 1) \cdot (z_6 - 2)} \quad (31)$$

$$N=3 \quad i = \frac{(z_6 - 1) \cdot (z_6 - 3)}{z_6 \cdot (z_6 - 4) - (z_6 - 1) \cdot (z_6 - 3)} \quad (32)$$

Metoda de exprimare a raportului de transmitere al angrenajului planetar precesional în funcție de numărul de dinți „ $z_6$ ” și „ $N$ ” se poate aplica în mod similar.

$$z_6 = z_7 + N \text{ și } z_3 = z_6 - 1 = z_7 + N - 1 \quad (33)$$

Cu formula a doua din relațiile (25) și expresiile (33), introduse în relația (26), raportul de transmitere al angrenajului precesional ia forma:

$$i_{14}^3 = \frac{(z_7 + N - 1) \cdot z_7}{(z_7 + N) \cdot (z_7 - 1) - (z_7 + N - 1) \cdot z_7} \quad (34)$$

Relația generalizată (34) se particularizează făcând:  $N = 1, 2, 3, \dots$ , deci:

$$N=1 \quad i = \frac{z_7 \cdot z_7}{(z_7 + 1) \cdot (z_7 - 1) - z_7 \cdot z_7} \quad (35)$$

$$N=2 \quad i = \frac{(z_7 + 1) \cdot z_7}{(z_7 + 1) \cdot (z_7 - 1) - (z_7 + 1) \cdot z_7} \quad (36)$$

$$N=3 \quad i = \frac{(z_7 + 2) \cdot z_7}{(z_7 + 3) \cdot (z_7 - 1) - (z_7 + 2) \cdot z_7} \quad (37)$$

Formulele generalizate ale reductorului precesional de tip 2K-H, obținute sunt:

$$i_{14}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{(z_6 - 1) \cdot (z_6 \mp N)}{z_6 \cdot (z_6 \mp N) - (z_6 - 1) \cdot (z_6 \mp N)} ; \quad (38)$$

[20]

$$i_{14}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{(z_7 \pm N - 1) \cdot z_7}{(z_7 \pm N) \cdot (z_7 - 1) - (z_7 \pm N - 1) \cdot z_7} ; \quad (39)$$

Cu relațiile generalizate (38) și (39) proiectantul poate face sinteza numerică a unui angrenaj reductor precesional, alegând inițial  $z_6$  sau  $z_7$  cu valori întregi și cu  $N = 1, 2, 3 \dots$  se pot găsi o mulțime de mărimi ale raportului de transmitere din care se alege pe cel convenabil – conform Anexa 1.

#### 4.3.1. Analiza comparativă prin calcul a raportului de transmitere cu relațiile generalizate și propuse de autor. [20].

Să se stabilească numerele de dinți și să se determine rapoartele de transmitere la un angrenaj planetar precesional dacă se dau:

$$z_6 = 31 \text{ dinți}; \quad N = 1, 2, 3.$$

Cu relațiile (30), (31), (32) se obțin mărimile rapoartelor de transmitere:

$$N = 1; \quad i = \frac{30 \cdot 30}{31 \cdot 29 - 30 \cdot 30} = -900 ;$$

$$N = 2; \quad i = \frac{30 \cdot 29}{31 \cdot 28 - 30 \cdot 29} = -435 ;$$

$$N = 3; \quad i = \frac{30 \cdot 28}{31 \cdot 27 - 30 \cdot 28} = -280 .$$

Rapoartele de transmitere posibile au trepte de realizare destul de mari și scad cu creșterea lui  $N$ . Semnul “ – ” arată că sensul de rotație al arborelui condus este invers în raport cu cel al arborelui conducător.

De asemenea se observă că decalajul rapoartelor de transmitere succesive este mare.

Relațiile generalizate (38) și (39) se programează pe un calculator cu medie performanță și sarcina proiectantului se reduce numai la alegerea mărimilor convenabile, luând în considerare alte criterii de optimizare (gabarit, tehnologia de danturare accesibilă, condiții rezultate din calcule de rezistență), conform anexei nr. 1, în care autorul a efectuat aceste calcule.

#### 4.4 Contribuțiile autorului privind determinarea analitică a parametrilor de poziționare a satelitului în spațiu la reductoarele precesionale de tip 2K-H, [19];[32];[35].

Se consideră un reductor precesional de tip 2K-H care este reprezentat în raport cu un sistem triortogonal de coordonate conf. Fig. 4.1.(axa elementului 2 nu este în planul desenului).

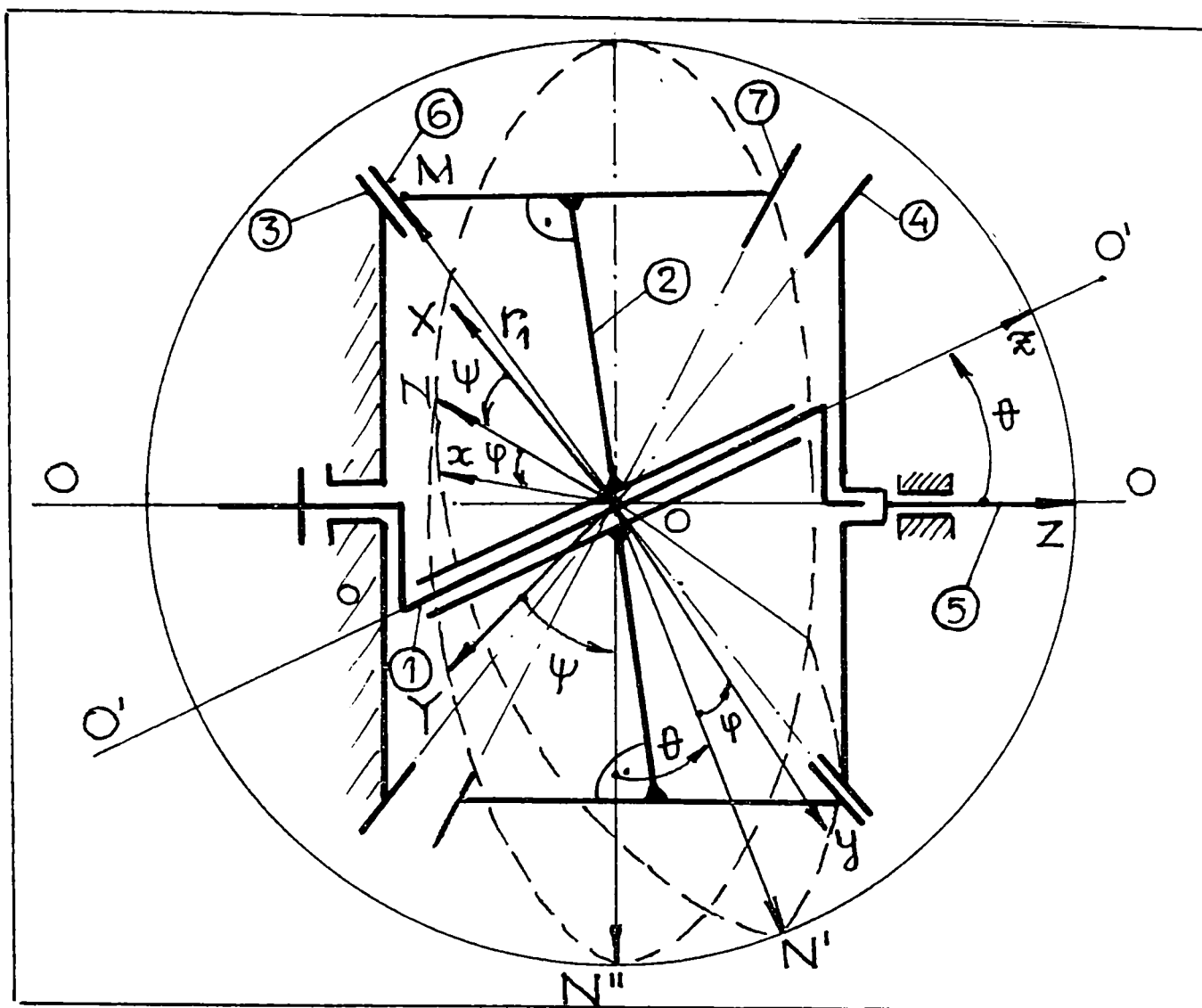


Fig. 4.1 Schema reductorului precesional de tip 2K-H, reprezentat în raport cu un sistem triortogonal de coordonate, [19].

Dacă se notează  $\varphi = \varphi(t)$  unghiul de rotație a satelitului (2), el este format, pe schemă, între linia ON și axa Ox și între axa ON' și axa Oy.

Unghiul de nutație „ $\theta$ ” se găsește între OZ și Oz.

Unghiul de precesie „ $\psi$ ” este format de axele OX și ON și el se află și între axele OY și ON”.

Unghiurile  $\varphi$ ,  $\theta$  și  $\psi$  se numesc unghiurile lui Euler și corespund la cele trei grade de libertate ale satelitului (2), aflat într-o mișcare sferică.

Cu cele trei valori ale acestor unghiuri, autorul a găsit [19] un mod univoc de exprimare a poziției spațiale a satelitului (2). Introducem  $i, j, k$  –vectori unitari pentru axele OX, OY, OZ și  $i_1, j_1, k_1$  pentru axele Ox, Oy, Oz (conform Fig. 4.2. ).

Cu notațiile din Fig. 4.1 și Fig. 4.2 ., trecerea de la sistemul triortogonal de axe de coordonate fix XOYZ în superpoziția de axe de coordonate mobil xOyz se poate obține prin trei rotații elementare în jurul originii O.

a) Rotația în jurul axei OZ → unghiul „ $\psi$ ”: este dată de matricea finită de rotație:

$$R_{\psi} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \sin \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} ; \quad [19] \quad (40)$$

b) Rotația cu unghiul  $\theta$  în jurul axei ON este dată de matricea de rotație finită:

$$R_{\theta} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} ; \quad [19] \quad (41)$$

c) Rotația cu unghiul  $\varphi$  în jurul axei Oz este dată de matricea de rotație finită:

$$R_{\varphi} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} ; \quad [19] \quad (42)$$

În relațiile (40), (41), (42) s-au notat :

$\psi$  – unghi de precesie ;

$\theta$  – unghi de rotație;

$\varphi = \varphi(t)$  – rotație proprie a satelitului în jurul direcției înclinate a arborelui de intrare a transmisiei precesionale, ca o funcție variabilă de timpul „ $t$ ”.

Între vectorii unitari ai axelor mobile și fixe a sistemului de axe de coordonate există matricea de legătură:

$$\begin{bmatrix} \bar{i}_1 & \bar{j}_1 & \bar{k}_1 \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \end{bmatrix} ; \quad [19] \quad (43)$$

În relația (43), matricea rotației totale „ $R$ ” are expresia:

$$R = R_{\psi} \cdot R_{\theta} \cdot R_{\varphi} ; \quad [19] \quad (44)$$

Cu relațiile (40), (41), (42) introduse în (44), vom obține:

$$R = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{23} & a_{33} \end{bmatrix} ; \quad [19] \quad (45)$$

unde:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta; \\ a_{12} &= -\sin \varphi \cos \psi - \sin \psi \cos \theta \cos \varphi; \\ a_{13} &= \sin \varphi \sin \theta; \\ a_{21} &= \sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \cos \theta \sin \varphi; \\ a_{22} &= -\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \theta \cos \varphi; \\ a_{23} &= -\cos \psi \sin \theta; \\ a_{31} &= \sin \theta \sin \varphi; \\ a_{32} &= \sin \theta \sin \varphi; \\ a_{33} &= \cos \theta; \end{aligned} \quad [19] \quad (46)$$

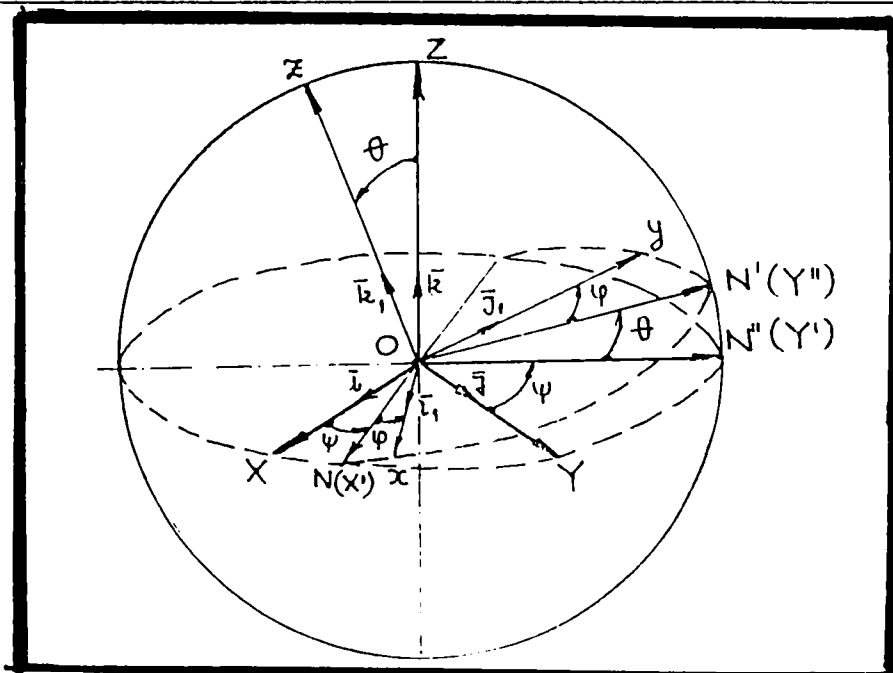


Fig. 4.2 Schema de calcul pentru determinarea analitică a parametrilor de poziționare a satelitului în spațiu pentru reductoarele precesionale de tip 2K-H, [19];[32];[35].

După aceasta, autorul a calculat:  $\det R = 1$  ; [19]

Matricea R este nesingulară și admite inversa sa. Inversa matricei R este  $R^{-1}$  care poate fi scrisă:

$$R^{-1} = \frac{1}{\det R} \cdot R^t \quad (47)$$

și

$$R^{-1} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_{21} & a_{22} & a_{32} \\ a_{31} & a_{23} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (48)$$

unde am folosit notațiile din relația ( 46 ).

În cele ce urmează autorul consideră un punct M care este situat la mijlocul lățimii dinților (6) a roții satelitului (2) și cu  $r_1$  este notată distanța de la O la M și este raza vectoare a punctului M și implicit a sferei mobile ce trece prin M. (conf. Fig. 4.1.).

Coordonatele punctului M în planul fix ( sau mobil ) ale sistemului XOYZ ( $xOyz$ ) au expresia dată de relația :  $\bar{r}_1 = \overline{OM}$

Atunci:

$$\begin{bmatrix} X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{bmatrix} = R^{-1} \cdot \begin{bmatrix} x_M \\ y_M \\ z_M \end{bmatrix} \quad (49)$$

Introducând în ( 49 ) relația ( 46 ) și ( 48 ) ;după calcule se obține:

$$\begin{aligned} x_M &= (\cos\psi\cos\varphi - \sin\psi\cos\varphi\cos\theta)x_M + (\sin\psi\cos\varphi + \cos\psi\sin\varphi\cos\theta)y_M + \sin\theta\sin\varphi z_M; \\ y_M &= (-\sin\varphi\cos\psi - \sin\psi\cos\varphi\cos\theta)x_M + (\cos\psi\cos\theta\cos\varphi - \sin\psi\sin\varphi)y_M + \sin\theta\cos\varphi z_M; \\ z_M &= \sin\psi\sin\theta x_M - \cos\psi\sin\theta y_M + \cos\theta z_M. \end{aligned} \quad (50)$$

Relațiile (50) dau poziția satelitului la momentul „t” a transmisiei precesionale de tip 2K-H.



#### 4.5. Calculul parametrilor cinematici ai reductoarelor precesionale, [32]; [34]; [35]; [130].

Mișcarea relativă a coroanei danturate a satelitului și a roții dințate centrale, poate fi reprezentată drept rostogolire a generatoarelor roților coroanei danturate pe generatoarele dinților roții centrale. Pentru cercetarea cinematicii autorul folosește sistemele de coordonate:  $S(x,y,z)$ ,  $S_1(x_1,y_1,z_1)$ ,  $S_2(x_2,y_2,z_2)$  (conf. Fig. 4.3.).

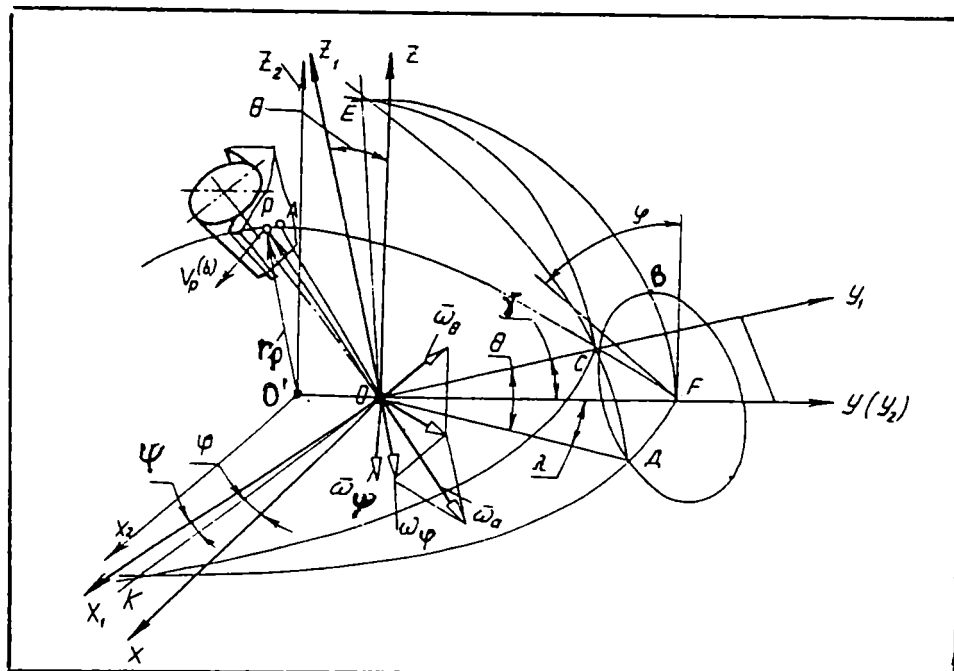


Fig. 4.3 Schema de calcul pentru determinarea parametrilor cinematici ai reductorului precesional de tip 2K-H

Sistemul de coordonate „S” este fix. Axa OY coincide cu axa transmisiei precesionale, iar planul XOZ trece prin centrul de precesie O al satelitului.

Sistemul de coordonate „S<sub>1</sub>” este solidar cu blocul satelit, iar axa OY<sub>1</sub> coincide cu axa satelitului și este înclinată de la axa OY sub unghiul  $\gamma$ .

Sistemul „S<sub>2</sub>” este amplasat în așa fel ca planul X<sub>2</sub>OZ<sub>2</sub> trece prin baza conului divizor al roții centrale, iar axa OZ<sub>2</sub> se află în planul YOZ.

Stabilind poziția sistemului de coordonate „S<sub>1</sub>” solidar cu blocul satelit al transmisiei precesionale, în raport cu sistemul fix de coordonate cu unghiurile Euler ( $\theta, \psi, \varphi$ ), considerăm că OK este linia de intersecție a planelor OXY și OX<sub>1</sub>Y<sub>1</sub>.

$\theta$  – este unghiul de nutație format între OY și OY<sub>1</sub>;

$\psi$  – este unghiul de precesie;

$\varphi$  – unghiul de rotație proprie a satelitului în jurul direcției înclinate a arborelui de intrare a transmisiei precesionale.

Unghiurile Euler sunt funcții ale parametrului  $\varphi = \omega_1 t$ . De aceea, mișcarea satelitului este caracterizată de un grad de mobilitate. Folosind relațiile trigonometriei sferice, autorul determină valorile unghiurilor  $\theta, \varphi$  și  $\psi$ :

$$\begin{aligned}\theta &= \arcsin(\sin j \cos \omega_1 t) \\ \varphi &= \arcsin(\sin j \sin \omega_1 t) \\ \psi &= \arcsin\left[\left(1 - \cos j \cdot \frac{\sin \theta \cdot \sin \omega_1 t}{\sqrt{1 + \sin^2 j \cdot \sin^2 \omega_1 t}}\right)\right]\end{aligned}\quad (51)$$

Analizând relațiile (51), se demonstrează că mișcarea spațială a satelitului este determinată de trei parametri- unghiuri Euler, care, de altfel, sunt funcție de unghiul de rotire a arborelui conducător  $\varphi = \omega_1 t$ .

Deci, mobilitatea satelitului este determinată de unghiul de rotire a arborelui conducător, adică are un grad de mobilitate (ceea ce era de așteptat după studiul structural – capitolul 2).

La o rotire infinit de mică, vectorul vitezei absolute urmează să fie considerat o totalitate a trei rotații consecutive infinit de mici cu vitezele unghiulare:

$$\begin{aligned}\omega_\psi &= \dot{\psi} \\ \omega_\theta &= \dot{\theta} \\ \omega_\varphi &= \dot{\varphi}\end{aligned}\quad (52)$$

În conformitate cu proprietatea cunoscută a vectorilor rotitori infinit de mici, putem considera  $\overline{\omega}_a$  drept sumă a trei vectori separați ai vitezelor unghiulare (v.Fig.4.3.)

$$\overline{\omega}_a = \overline{\omega}_\theta + \overline{\omega}_\varphi + \overline{\omega}_\psi \quad (53)$$

Vectorul  $\omega_\varphi$  este orientat de-a lungul axei mobile  $Z_1$ , vectorul  $\omega_\theta$  este orientat pe linia de intersecție OK, iar vectorul  $\omega_\psi$  este orientat de-a lungul axei fixe OZ.

Determinăm proiecțiile vectorului vitezei unghiulare absolute (ecuațiile cinematice ale lui Euler):

$$\begin{aligned}\omega_x &= \dot{\theta} \cos \psi + \dot{\varphi} \sin \theta \sin \psi \\ \omega_y &= \dot{\theta} \sin \psi - \dot{\varphi} \sin \theta \cos \psi \\ \omega_z &= \dot{\varphi} \cos \theta + \dot{\psi}\end{aligned}\quad (54)$$

Modulul vitezei unghiulare absolute se determină cu relația:

$$|\overline{\omega}_a| = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2} = \sqrt{\dot{\theta}^2 + \dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2 + 2\dot{\varphi} \cdot \dot{\psi} \cdot \cos \theta} \quad (55)$$

Modulele vectorilor vitezelor unghiulare:

$$\begin{aligned}\dot{\psi} &= \omega_\psi, \\ \dot{\theta} &= \omega_\theta, \\ \dot{\varphi} &= \omega_\varphi, \text{ se determină prin derivarea expresiilor (51):}\end{aligned}$$

$$\omega_{\varphi} = \frac{\omega_1 \sin j \cos \omega_1 t}{1 + \sin^2 j \sin \omega_1 t}$$

$$\omega_{\theta} = -\frac{\omega_1 \sin j \sin \omega_1 t}{\sqrt{1 - \sin^2 j \cos^2 \omega_1 t}} \quad (56)$$

$$\omega_{\psi} = \frac{\omega_1 (1 - \cos j) \sin j \cos \omega_1 t}{(1 + \sin^2 j \sin^2 \omega_1 t) \cdot \sqrt{1 + \sin^2 j \sin^2 \omega_1 t} (2 \cos j - \cos^2 j)}$$

După înlocuirea expresiilor ( 55 ) și ( 56 ) și după efectuarea unor transformări, se obține:

$$\omega_a = \omega_1 \sin j \sqrt{\frac{1 - \sin^2 j \cdot \cos^2 \omega_1 t}{1 + \sin^2 j (1 - 3 \cos 2 \omega_1 t)}} +$$

$$+ \frac{\cos^2 \omega_1 t (1 - \cos j)}{(1 + \sin j \sin 2 j \sin^2 \omega_1 t) \cdot (1 - \cos j + 2 \sqrt{\sin 2 j \sin j \sin^2 \omega_1 t + \cos^2 j})} \quad (57)$$

În relația ( 57 ) factorii care conțin  $\sin j$ , pot fi neglijați fiind practic infinit mici.

Deci se obține:

$$\omega_1 t = 0; \omega_a = \omega_1 \sin j \sqrt{(1 - 2 \sin^4 j) \cdot (1 - 2 \sin^2 j)}$$

$$\omega_1 t = \pi/2; \omega_a = \omega_1 \sin j \sqrt{1/(1 + 2 \sin^2 j)} \quad (58)$$

Luând în considerare că  $j < 3^\circ$  și  $\sqrt{1/(1 + \sin^2 j)} \approx 1$ ;  $\sqrt{(1 - 2 \sin^4 j) \cdot (1 - 2 \sin^2 j)} \approx 1$ , rezultă că expresia ( 57 ) poate fi scrisă sub forma:

$$|\omega_a| = \omega_1 \sin j \quad (59)$$

Analizăm mișcarea sfero-spațială a satelitului. Cunoscând valoarea și direcția vectorului vitezei unghiulare instantanee, determinăm viteza liniară absolută a satelitului (în particular a punctului de contact care aparține satelitului). Viteza liniară absolută a mijlocului segmentului de contact – punctul P din fig. 4.3. se determină cu relația:

$$|\vec{v}_{LP}| = \omega_{\theta} \cdot \vec{r} + \omega_{\varphi} \cdot \vec{r} + \omega_{\psi} \cdot \vec{r} = \omega_a \cdot \vec{r} \quad (60)$$

Modulul vitezei punctului de contact al satelitului în momentul dat se determină cu egalitatea :

$$|\vec{v}_{LP}| = |\omega_a| \cdot r = \omega_a \cdot PA \quad (61)$$

în care :

PA – este perpendiculara coborâtă din punctul de contact pe axa instantanee de rotație.

Pentru determinarea valorii lui PA găsim coordonatele punctelor P și A în sistemul de coordonate „S” utilizând matricele de ordinul patru, cu introducerea coordonatelor omogene.

Ecuția transformării în forma prescurtată este:

$$M_0 = L_{02} \cdot M_2 \quad (62)$$

în care:

$L_{02}$  – este matricea de transfer ;

$M_0$  și  $M_2$  – sunt matricele coloană ale razelor vectoriale a punctului P în sistemele de coordonate  $S_1$  și  $S_2$ .

Adoptând coordonatele omogene egale cu unu, matricea coloană a razei vector  $r$ , în sistemul de coordonate  $S_2$  și matricea de transfer care consideră deplasarea originii și rotirea sistemului de coordonate, pot fi exprimate în forma :

$$M_2 = \begin{pmatrix} r \cdot \sin \varphi \\ 0 \\ r \cdot \cos \varphi \\ 1 \end{pmatrix} ; \quad L_{02} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & r \cdot \operatorname{tg} \xi \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (63)$$

Introducând matricele ( 63 ) în expresia ( 62 ) autorul obține :

$$M_0 = \begin{pmatrix} r \cdot \sin \varphi \\ r \cdot \operatorname{tg} \xi \\ r \cdot \cos \varphi \\ 1 \end{pmatrix} \quad (64)$$

Rezultă coordonatele punctului de contact P în sistemul de coordonate S:

$$\begin{aligned} x_P &= r \cdot \sin \varphi \\ y_P &= r \cdot \operatorname{tg} \xi \\ z_P &= r \cdot \cos \varphi \end{aligned} \quad (65)$$

Ecuția axei instantanee de rotație în formă canonică este :

$$\frac{x}{\omega_x} = \frac{y}{\omega_y} = \frac{z}{\omega_z} \quad (66)$$

Pentru determinarea coordonatelor punctului A, (este punctul aparținător elementului fix, peste care este suprapus momentan punctul P) trasăm un plan perpendicular pe axa instantanee de rotație, care trece prin punctul P( $x_P, y_P, z_P$ ). Ecuția planului trasat are forma:

$$A(x - x_P) + B(y - y_P) + C(z - z_P) = 0 \quad (67)$$

în care :

$$A = \omega_x ; B = \omega_y ; C = \omega_z ;$$

Introducând valorile coeficienților A, B, C în ecuația ( 67 ), autorul obține:

$$x \cdot \omega_x + y \cdot \omega_y + z \cdot \omega_z - (x_P \cdot \omega_x + y_P \cdot \omega_y + z_P \cdot \omega_z) = 0 \quad (68)$$

Rezolvând ecuațiile ( 66 ) și ( 68 ) în raport de coordonatele punctului A, din Fig. 4.3. autorul obține :

$$\begin{aligned} x_A &= \frac{\omega_x}{\omega_a} \cdot (x_P \cdot \omega_x + y_P \cdot \omega_y + z_P \cdot \omega_z) \\ y_A &= \frac{\omega_y}{\omega_a} \cdot (x_P \cdot \omega_x + y_P \cdot \omega_y + z_P \cdot \omega_z) \\ z_A &= \frac{\omega_z}{\omega_a} \cdot (x_P \cdot \omega_x + y_P \cdot \omega_y + z_P \cdot \omega_z) \end{aligned} \quad ( 69 )$$

Autorul determină lungimea segmentului  $P\bar{A}$  în funcție de coordonatele punctelor P și A:

$$PA = \sqrt{(x_P - x_A)^2 + (y_P - y_A)^2 + (z_P - z_A)^2} \quad ( 70 )$$

Introducând valorile coordonatelor punctului P din relația ( 65 ) și a punctului A din relația ( 69 ) autorul obține :

$$PA = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi - \frac{(\omega_x \cdot \sin \varphi + \omega_y \cdot \operatorname{tg} \xi + \omega_z \cdot \cos \varphi)^2}{\omega_0^2}} \quad ( 71 )$$

în care:

$\xi$  – este egal cu jumătate din unghiul care completează unghiul axoidului conic curent al coroanei satelitului până la  $2\pi$ .

Din analiza angrenajului precesional autorul obține:

$$\xi = \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \beta_r / 2 \right) \cdot \sin \alpha_w + \delta \quad ( 72 )$$

în care :

$\beta_r$  – este unghiul de conicitate al rozelor;

$\alpha_w$  – este unghiul de angrenare în zona de mijloc a dintelui;

$\delta$  – este unghiul de amplasare a rozelor conice.

Luând în considerare expresiile ( 54 ), ( 59 ), ( 69 ), ( 72 ) și efectuând unele transformări, obținem:

$$PA = \frac{2 \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\pi} \cdot \left[ \frac{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos 2\varphi - \sin \varphi \cdot \sin^2 2\theta \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta}{2} \right) \cdot \sin \alpha_w}{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos^2 2\varphi} - \frac{\sin^2 2\theta \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta}{2} \right) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \varphi}}{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos 2\varphi} \right] \quad ( 73 )$$

Luând în considerare ecuația ( 59 ), viteza punctului P ținând cont de (73), va fi:

$$|\bar{V}_{LP}^{(g)}| = \frac{2 \cdot r \cdot \omega_1 \cdot \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\pi} \cdot \left[ \frac{1 - \frac{\sin \varphi \cdot \sin^2 \theta \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta_r}{2} \right) \cdot \sin \alpha_w}{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos 2\varphi}}{\frac{\sin^2 2\theta \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta_r}{2} \right) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \varphi}}{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos 2\varphi}} \right] \quad (74)$$

Viteza liniară absolută a mijlocului segmentului de contact – punctul P care aparține blocului – satelit, poate fi exprimată prin relația :

$$|V_{LP}^{(g)}| = |\omega_g| \cdot |\bar{r}_g| \quad (75)$$

Întrucât relația (74) și ( 75) reprezintă același parametru, prin egalarea lor se obține:

$$\omega_g = \frac{|V_{LP}^g|}{r_g} = \frac{2 \cdot \omega_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\pi} \cdot \left[ \frac{1 - \frac{\sin \varphi \cdot \sin^2 \theta \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta_r}{2} \right) \cdot \sin \alpha_w}{1 - \sin^2 \theta \cos 2\varphi}}{\frac{\sin^2 \theta \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\beta_r}{2} \right) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \varphi}}{1 - \sin^2 \theta \cdot \cos 2\varphi}} \right] \quad (76)$$

în care :

$r_g$  – este raza medie a coroanei danturate a blocului satelit.

În expresiile ( 73 ) și ( 76 ) se pot neglija factorii care conțin termenul  $\sin^2 \theta$ , el fiind practic un infinit mic de ordinul 2. Astfel relația ( 76 ) exprimă dependența vitezei unghiulare a blocului satelit și a arborelui condus în funcție de unghiul de rotire „ $\varphi$ ” a arborelui conducător și de parametrii geometrici ai transmisiei precesionale: unghiul de angrenare „ $\alpha_w$ ”, unghiul de nutație „ $\theta$ ”, unghiul de conicitate al rozelor „ $\beta_r$ ”, unghiul axoidului conic „ $\delta$ ”.



#### **4.6. Concluziile autorului privitoare la cinematica reductoarelor precesionale de tip 2K – H.**

Din cele prezentate în capitolul patru rezultă următoarele concluzii:

■ Autorul a stabilit o metodă de sinteză a angrenajului precesional bazată pe relațiile propuse referitoare la raportul de transmitere al acestor tipuri noi de angrenaje.

■ Autorul pune la îndemâna proiectanților o metoda expeditivă de stabilire a numărului de dinți, pentru toate danturile angrenajului precesional, când se admite numărul de dinți pentru una dintre cele două danturi ale satelitului.

■ Autorul arată o modalitate de reprezentare a reductorului precesional de tip 2K-H, în raport cu două sisteme de axe triortogonale.

■ Autorul a determinat analitic relațiile care dau pozițiile satelitului în spațiu a reductoarelor precesionale de tip 2K-H și parametrii cinematici, viteze și accelerații.

■ Relațiile de calcul a poziției satelitului la transmisia planetară precesională, au o aplicație specifică acestui tip de transmisie. Relațiile sunt exprimate în funcție de timp și pot fi folosite la determinarea parametrilor cinematici ai reductoarelor precesionale (viteze și accelerații ale punctelor satelitului).

■ Dacă se aleg puncte de pe profilul dinților roții planetare (satelit) prin relațiile obținute din acest capitol se pot determina profile conjugate ale dinților roților solare (centrale).

■ Pe baza relațiilor obținute de autor în acest capitol, se poate stabili legătura între câmpul de toleranță al roților transmisiei și precizia cinematică a acesteia.

## CAPITOLUL 5

### STUDIUL DISTRIBUȚIEI SARCINILOR PE ELEMENTELE PORTANTE ȘI CALCULUL DE PROIECTARE A REDUCTOARELOR PRECESIONALE

#### 5.1. Expresiile forțelor din angrenajele precesionale de tip K-V-H [22];[35];[45];[130].

Forțele rezultante care acționează în reductoarele precesionale de tip K-V-H se analizează pentru cupla dinte-rolă, amplasată în planul YOZ, sub unghiul „ $\varphi$ ” în raport cu axa Z a rolei maxim angrenate.

Valoarea unghiului „ $\varphi$ ” depinde de gradul de acoperire al angrenajului „ $\varepsilon$ ” [%] și de solicitarea transmisiei; „ $\varphi$ ” - unghiul de rotație al satelitului în jurul axei proprii O'O'.

În Fig.5.1. este prezentată schema de calcul a unghiului „ $\varphi$ ” pentru reductorul precesional de tip K - V - H.

Pe baza cercetărilor efectuate de autor, se recomandă ca unghiul „ $\varphi$ ” să fie determinat cu relația :

$$\varphi = 120 \cdot \frac{z_\varepsilon}{z_2} \quad (77)$$

unde :

$$z_\varepsilon = \frac{z_2 - 1}{2} \cdot \frac{\varepsilon}{100} \quad (78)$$

în care :

$z_\varepsilon$  - este numărul perechilor de dinți aflați simultan în sarcină ;

$\varepsilon$  - gradul de acoperire al angrenajului [%] , care se alege din graficele din Fig. 5.2., 5.3., 5.4., 5.5., și 5.6. ;

$z_2$  - numărul de dinți al roții considerate ( 2 ).

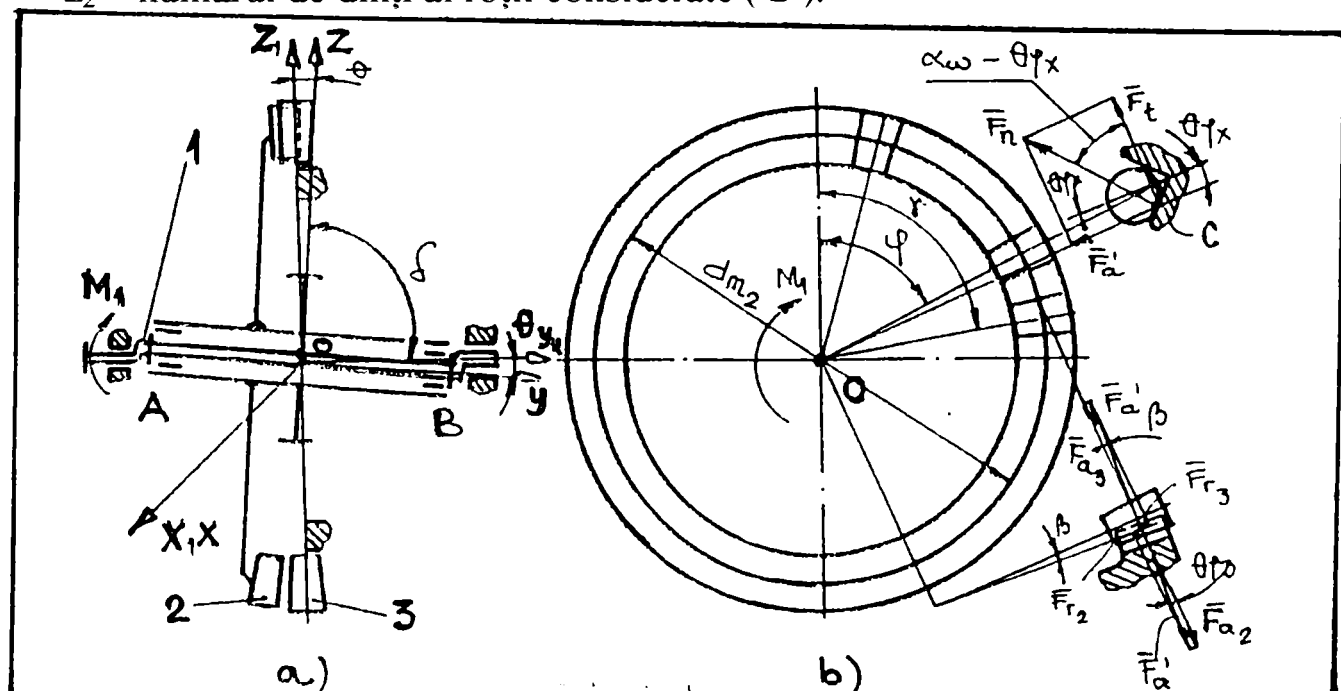


Fig. 5.1 Schema pentru calculul forțelor din angrenajele precesionale de tip K-H-V; [130].

În Fig. 5.1. :

$\delta$  – este semiunghiul la vârf al conului principal mediu (unghiul axoidului conic) al roții conice (3) ;  $\beta$  – semiunghiul la vârf al roților conice (al roții conice) (3) ;  $\theta$  – unghiul de nutație;  $\varphi$  – este unghiul de poziționare oarecare, la o angrenare particulară dintre dintele roții (2) și rolele conice a roții (3); XOYZ – sistemul de axe de coordonate fix ;  $X_1OY_1Z_1$  – sistemul de axe de coordonate mobil.

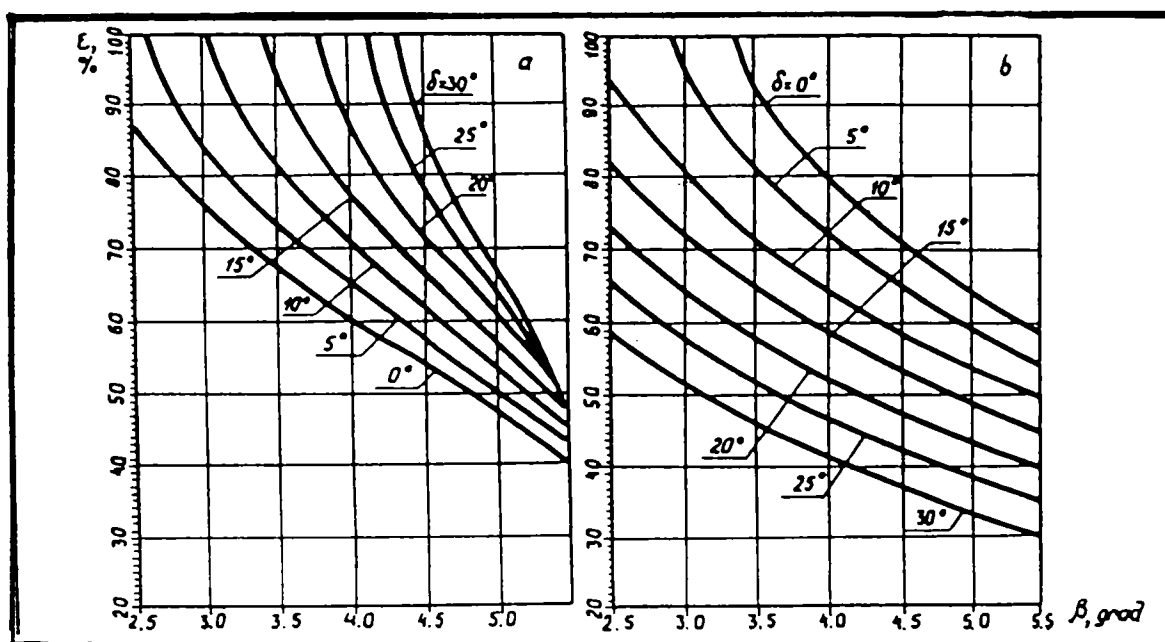


Fig. 5.2 Dependenta gradului de acoperire al angrenajului  $\epsilon$  de unghiul axoidului  $\delta$  la diferite valori ale unghiului de conicitate a roților  $\beta$  și corelații ale numărului de dinți:  $z_1 = z_2 - 1$  ( a ) și  $z_1 = z_2 + 1$  ( b ) ;  $z_1 = 24$  ( a ), 20 ( b ) ;  $z_2 = 25$  ( a ), 19 ( b ) ;  $\theta = 2^\circ 30'$  ( a, b ) ; [45].

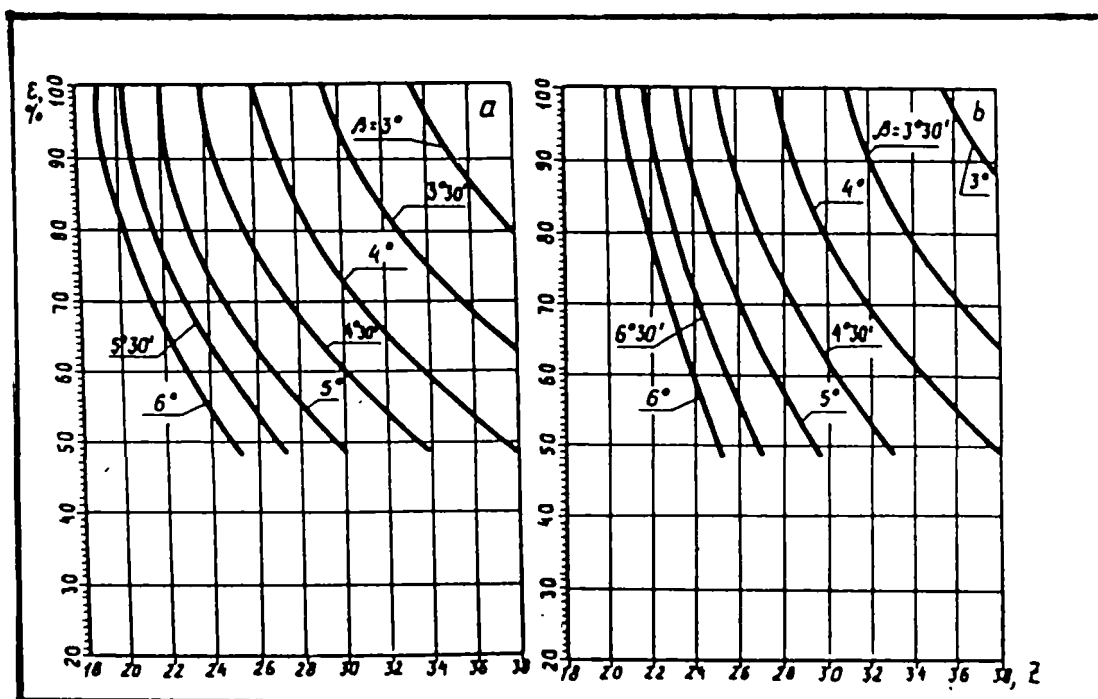


Fig 5.3 Dependenta gradului de acoperire al angrenajului  $\epsilon$  de unghiul de nutație la diferite valori ale numărului de dinți și corelații ale numărului de dinți:  $z_1 = z_2 - 1$  ( a ) și  $z_1 = z_2 + 1$  ( b ) ,  $\delta = 22^\circ 30'$  ( a ) ,  $0^\circ$  ( b )  $z_2 = z_1 + 1$  ( a ) și  $z_2 = z_1 - 1$  ( b )  $\beta = 3^\circ$  ( a,b ) ; [45].

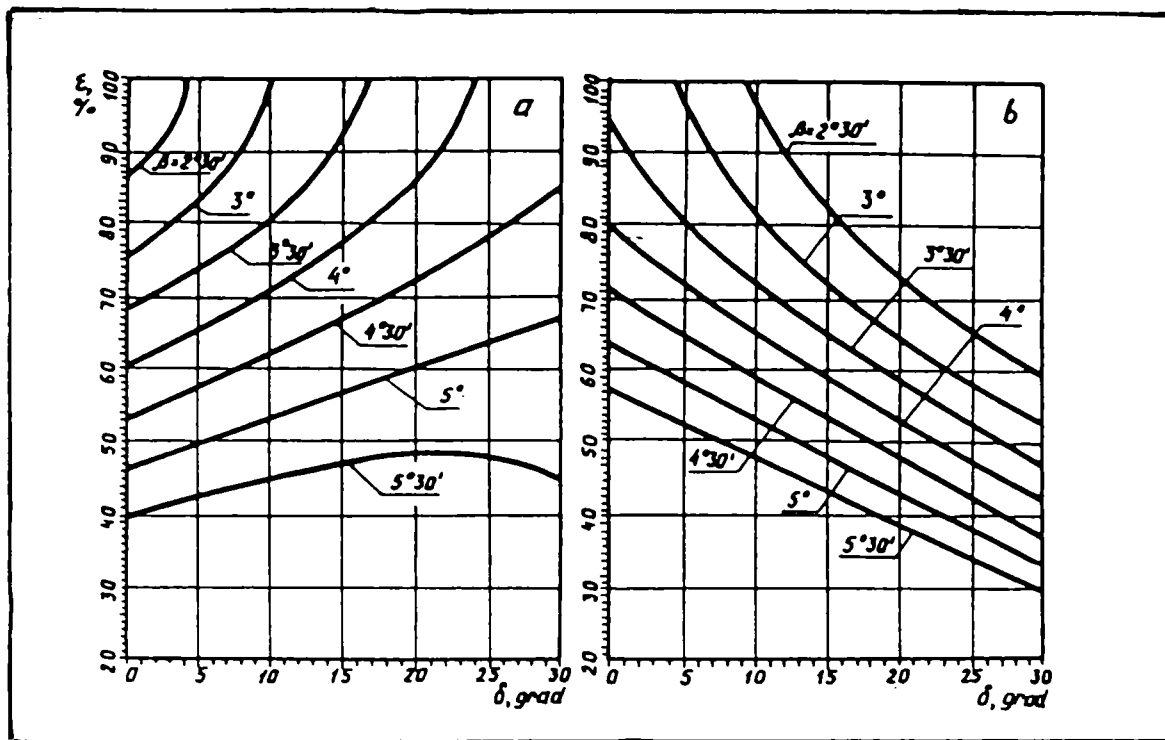


Fig. 5.4 Dependența gradului de acoperire al angrenajului  $\varepsilon$  de unghiul de conicitate a roților  $\beta$  la diferite unghiuri ale axoidului  $\delta$  și corelații ale numărului de dinți:  $z_1 = z_2 - 1$  ( a ) și  $z_1 = z_2 + 1$  ( b );  $z_1 = 24$  ( a ), 20 ( b );  $z_2 = 25$  ( a ), 19 ( b );  $\theta = 2^\circ 30'$  ( a, b ); [45].

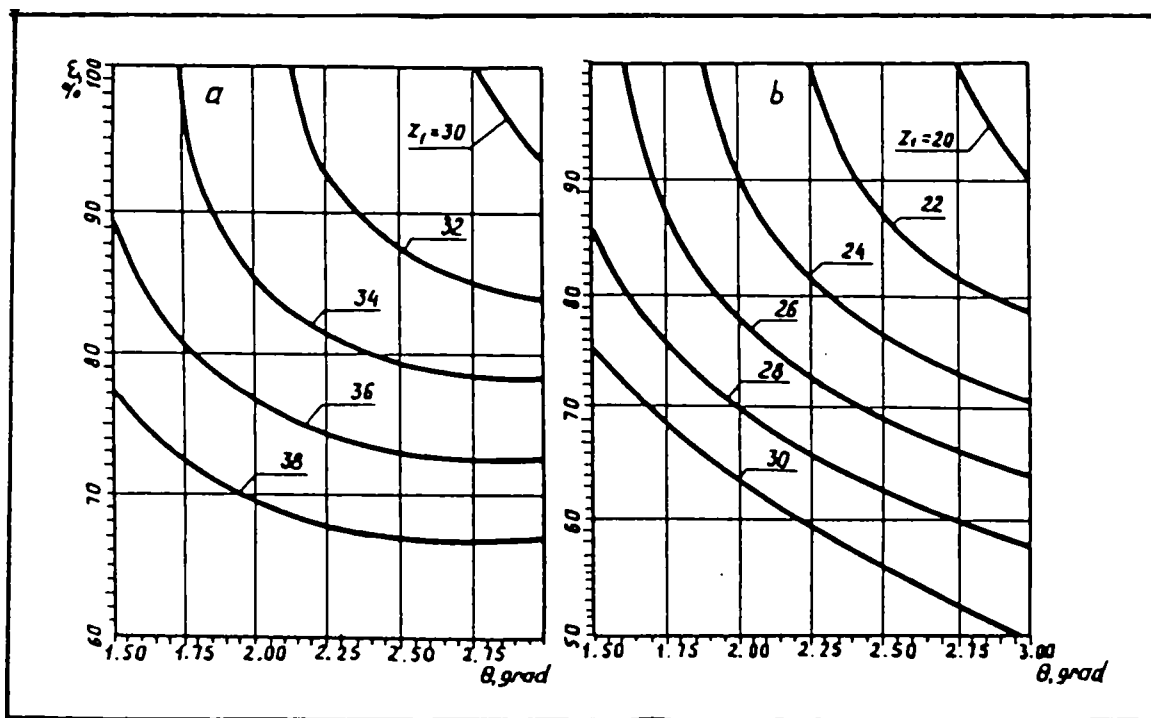


Fig. 5.5 Dependența gradului de acoperire al angrenajului  $\varepsilon$  de  $z_1$  la diferite unghiuri a roților  $\beta$  și corelații ale numărului de dinți:  $z_1 = z_2 - 1$  ( a ) și  $z_1 = z_2 + 1$  ( b )  $\delta = 22^\circ 30'$  ( a, b );  $\theta = 2^\circ 30'$  ( a ),  $2^\circ$  ( b ); [45].

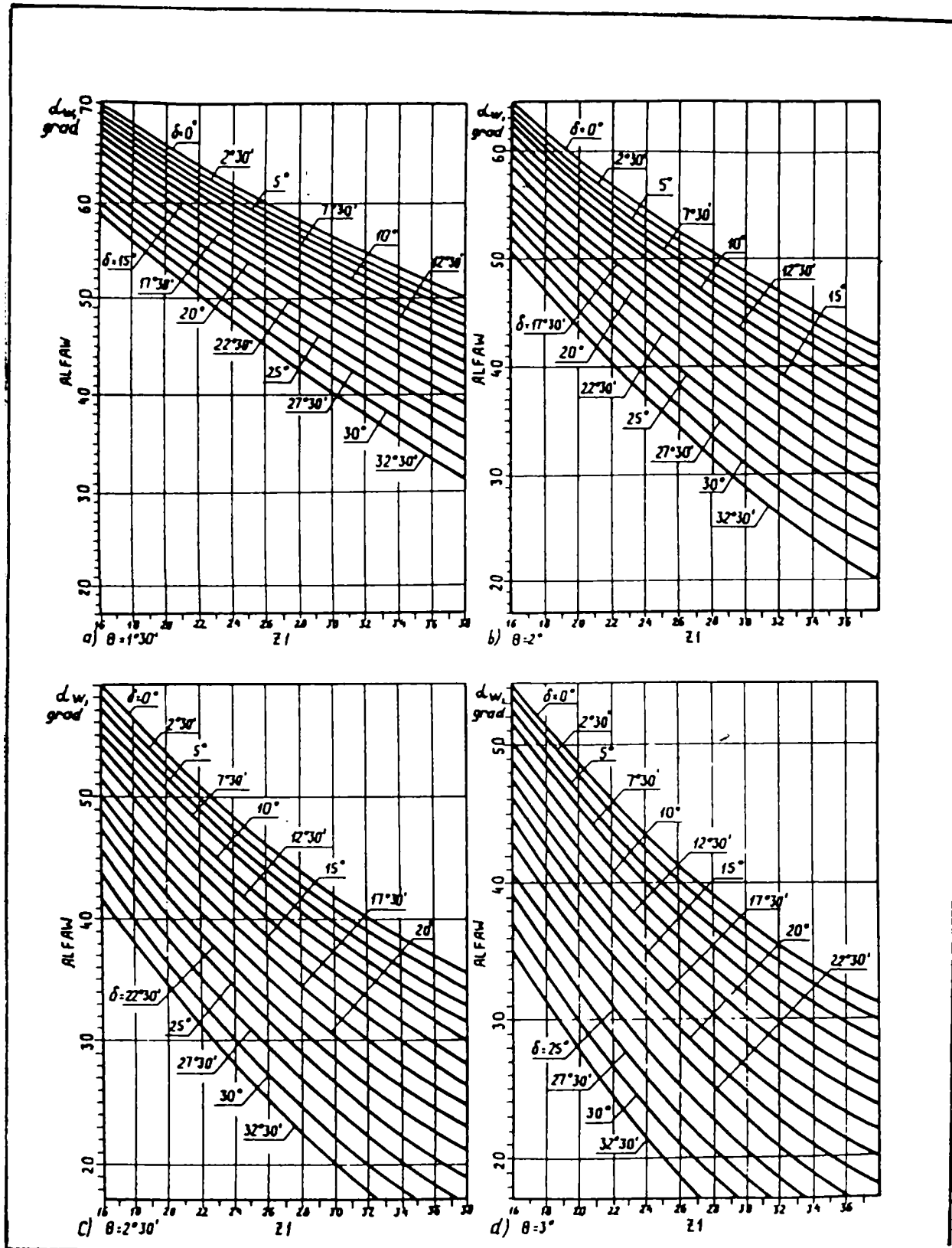


Fig. 5.6. Dependența unghiului de angrenare  $\alpha_w$  de numărul dinților  $z_1$  la diferite unghiuri ale axoidului  $\delta$  de rotație  $\theta$  și corelații ale numărului de dinți :  $z_1 = z_2 + 1$  ;  $\theta = 1^\circ 30'$  ( a ) ,  $2^\circ$  ( b ) ,  $2^\circ 30'$  ( c ) ,  $3^\circ$  ( d ) ; [45].

*Cap.5. Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare a reductoarelor precesionale*

Pe normala la linia de contact a cuplei examinate acționează forța normală „ $F_n$ ”, care se descompune în forța axială „ $F_a$ ”, și în forța tangențială „ $F_t$ ”.

Din Fig. 5.1 rezultă :

$$\begin{aligned} \bar{F}_n &= \bar{F}_t + \bar{F}'_a \\ \bar{F}_t &\perp \bar{F}'_a \end{aligned} \quad (79)$$

$$\bar{F}'_a = \bar{F}'_{a_1} + \bar{F}'_{r_1}$$

$$\bar{F}'_a = \bar{F}'_{a_2} + \bar{F}'_{r_2}$$

În funcție de valorile date ale momentului de torsiune „ $M_t$ ” și a diametrului „ $d_{m2}$ ” se poate calcula forța tangențială „ $F_t$ ” cu relația:

$$F_t = \frac{2M_t}{d_{m2}} \quad (80)$$

unde: „ $d_{m2}$ ” – este diametrul mediu al satelitului ( 2 )

Forța normală „ $F_n$ ” se calculează cu relația:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \quad (81)$$

în care : „ $\alpha_w$ ” – este unghiul de angrenare .

Forța axială „ $F_a$ ” care acționează în planul perpendicular pe linia de contact se determină cu relația:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad (82)$$

Creșterea unghiului de angrenare „ $\alpha_w$ ” condiționează reducerea componentei tangențiale, iar creșterea gradului de acoperire „ $\varepsilon$ ” al angrenajului asigură reducerea forțelor maxime din angrenaj.

Componentele axială „ $F_a$ ” și radială „ $F_r$ ” se analizează de autor pentru ambele roți, deoarece ele sunt necesare pentru calculul rulmenților portsatelitului și satelitului, acestea fiind elementele componente cele mai sollicitate.

Pentru roata dințată centrală, forța radială poate fi exprimată prin relația:

$$F_{r2} = F'_a \sin(\beta' + \theta_{\varphi z}) \quad (83)$$

unde:  $\beta'$  – este unghiul care determină poziția liniei de contact a dinților în planul XOY $\varphi$  :

$$\beta' = \arcsin \left( \frac{d_{mr}}{d_{m2}} \right) \quad (84)$$

în care :  $d_{mr}$  – este diametrul mediu al rolei;

$\theta_{\varphi z}$  – este unghiul de înclinare al rolei, la care se aplică forțele rezultate de la planul  $Z_1OX_1$ , conform Fig . 5.1.

$$\theta_{\varphi z} = \arcsin \frac{2\gamma_\varphi}{d_{m1}} \quad (85)$$

unde:  $\gamma_\varphi$  – este abaterea punctului C al rolei de la planul  $Z_1OX_1$ , situat sub unghiul  $\varphi$ .

$$\gamma_\varphi = A \cdot \cos \varphi = A \cdot \cos 120^\circ \cdot \left( \frac{Z_\varepsilon}{Z_2} \right) \quad (86)$$



**Cap.5. Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare a reductoarelor precesionale**

Înlocuind relația ( 86 ) în relația (85) rezultă :

$$\theta_{\alpha} = \arcsin \frac{A \cos \left( 120^{\circ} \cdot \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{\varepsilon}_2} \right)}{R_{m1}} = \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \left( 120^{\circ} \cdot \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{\varepsilon}_2} \right) \quad (87)$$

Introducând relația ( 84 ) în ( 83 ) și ținând cont de ( 85 ) și ( 87 ), obținem :

$$F_{r3} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wn} \cdot \sin (\beta' + \theta_{\varphi z}) \quad (88)$$

Folosind relația (82) , se poate determina forța axială care acționează asupra roții centrale :

$$F_{a3} = F'_a \cdot \cos (\beta' + \theta_{\varphi z}) = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wn} \cdot \cos (\beta' + \theta_{\varphi z}) \quad (89)$$

Pentru roata satelit cu role, avem :

$$F_{r2} = F'_a \cdot \sin \beta' = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wn} \cdot \sin \beta' \quad (90)$$

$$F_{a2} = F'_a \cdot \cos \beta' = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wn} \cdot \cos \beta' \quad (91)$$

De remarcat este că forța axială care acționează asupra rolei  $F_{a3}$  este egală cu forța radială a roții  $F_{r2}$  , adică  $F_{a3} = F_{r2}$  ;  $F_{a2} = F_{r3}$

**4. 2 . Expresiile forțelor din angrenajele precesionale de tip 2K – H [22];[35];[45];[130].**

Schema pentru calculul forțelor reductorului precesional de tip 2K – H este redată în Fig. 5.7.:

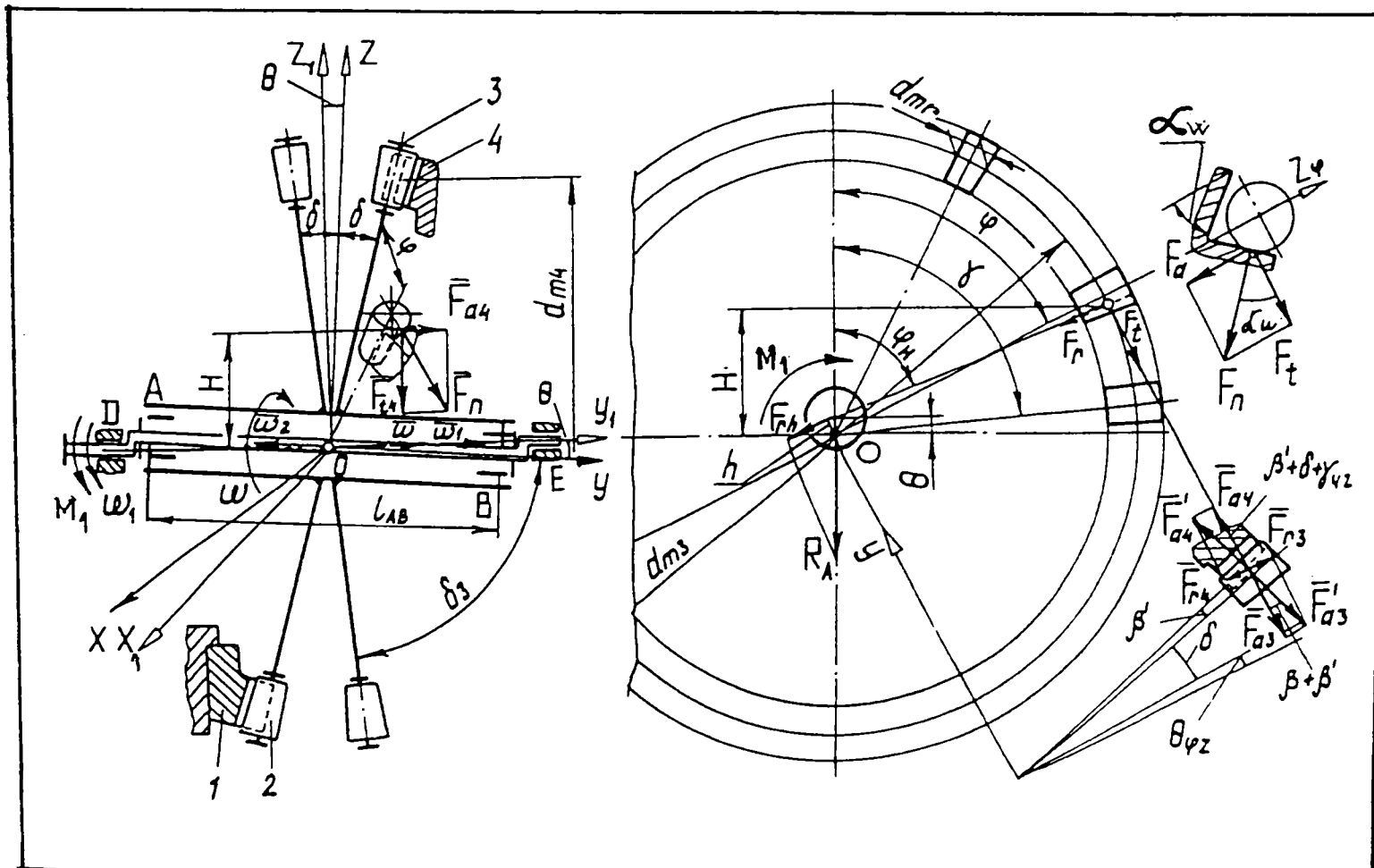


Fig. 5.7 Schema pentru calculul forțelor din angrenajele precesionale de tip 2K – H.

După cum rezultă din Fig. 5.7., rolele sunt amplasate în blocul – satelit, pe conurile a două roți cu unghiuri la vârf egale sau diferite :

$$\delta_3 = \frac{\pi}{2} - \delta \quad (92)$$

În reductorul precesional de tip 2K-H, rolele blocului satelit angrenează simultan cu dinții roților centrale periferice, formând două zone de angrenare diametral opuse .

Analizăm interacțiunea forțelor numai în unul din angrenaje, de exemplu al cuplei roților 3 și 4. Analog angrenajului din transmisia tip K – H – V , rezultantele forțelor le aplicăm în cupla dinte – rolă , amplasate în planul YOZφ , sub unghiul φ față de axa Z a rolei maxim angrenate .

Forța normală „F<sub>n</sub>” se descompune în componentele :

- tangențială „F<sub>t</sub>”
- axială „F<sub>a</sub>”
- radială „F<sub>r</sub>”

Pentru ușurarea efectuării calculelor practice, forțele se determină pentru ambele roți. Unele unghiuri, datorită influenței neînsemnate, nu sunt incluse în relațiile de calcul.

Forța normală „F<sub>n</sub>” se descompune în :

$$F_{t_4} = \frac{2M_4}{d_{m_4}} \quad (93)$$

$$F'_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{w_4} \quad (94)$$

La rândul său, forța „F'<sub>a</sub>” se descompune în forța axială „F<sub>a</sub>” și radială „F<sub>r</sub>”

Astfel, pentru roata dințată centrală avem :

$$F_{a_4} = F'_a \cdot \cos(\delta + \beta' + \theta_{\varphi x}) = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos(\delta + \beta' + \theta_{\varphi x}) \quad (95)$$

$$F_{r_4} = F'_a \cdot \sin(\delta + \beta' + \theta_{\varphi x}) = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin(\delta + \beta' + \theta_{\varphi x}) \quad (96)$$

pentru roata – satelit cu role , admițând că F<sub>a3</sub>' = F<sub>a4</sub>' , obținem :

$$F_{a3} = F_{a4}' \cdot \cos(\delta + \beta') = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos(\delta + \beta') \quad (97)$$

$$F_{r3} = F_{a4} \cdot \sin(\delta + \beta) = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin(\delta + \beta) \quad (98)$$

În angrenajul precesional de tip 2K – H unde rolele sunt amplasate pe conurile cu unghiul la vârf  $\pi/2 - \delta$ , trebuie să determinăm și forța axială care acționează asupra rolei :

$$F_{a_r} = F_{r3} \cdot \cos\beta \quad (99)$$

Pentru considerarea neuniformității distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați, în relațiile de calcul a angrenajelor precesionale se utilizează factorul distribuției sarcinilor „ $K_F$ ”.

Studiile teoretice efectuate [35];[45] au permis precizarea valorilor factorului  $K_F$  cât și alegerea argumentată a valorii lui. În caz general, valoarea factorului neuniformității distribuției sarcinii „ $K_F$ ” se determină cu relația :

$$k_F = \frac{F_{t \max}}{F_{t \text{ med}}} \quad (100)$$

unde :

$$F_{t \text{ med}} = \frac{\sum F_t}{z_\varepsilon} \quad (101)$$

Analiza relațiilor obținute și a calculelor efectuate demonstrează că asupra factorului „ $K_F$ ” exercită o influență deosebită numărul perechilor de dinți care participă simultan în angrenaj „ $z_\varepsilon$ ” și gradul de acoperire al angrenajului „ $\varepsilon$ ”.

Cu creșterea numărului de dinți „ $z_\varepsilon$ ”, factorul repartiției sarcinii între dinți crește conform Fig. 5.80, atingând valoarea  $k_F = 2,75$  pentru  $z_\varepsilon = 20$  și  $\varepsilon = 100\%$  ( conf. Fig. 5.8. d ).

Forțele din angrenajul precesional sunt influențate de parametrii geometrici ai reductorului precesional de tip 2K-H. Conform relațiilor obținute și a calculelor efectuate, au fost construite graficele funcțiilor:  $F = f(z_\varepsilon)$ , conf. Fig. 5.8.a;  $F = f(\theta)$ , conf. Fig. 5.8.b;  $F = f(\alpha_{wi})$ ;  $F = f(\varepsilon)$ , conf. Fig. 5.8.b.

Analiza graficelor obținute demonstrează o dependență puternică a distribuției sarcinii în funcție de numărul perechilor de dinți aflate simultan în angrenare. (conf. Fig. 5.8.a ).

Reducerea unghiului de nutație a arborelui port-satelit condiționează creșterea bruscă a forțelor din angrenajul precesional. De exemplu, reducerea unghiului de nutație  $\theta$  de la  $3^\circ$  la  $1^\circ 30'$  conduce la dublarea forțelor din angrenaj (conf. Fig. 5.8.b ).

Creșterea unghiului de angrenaj  $\alpha_{wi}$  condiționează reducerea componentei tangențiale a forței normale, iar creșterea gradului de acoperire  $\varepsilon$  al angrenajului precesional asigură reducerea forțelor maxime din angrenaj (conf. Fig. 5.8.c ).

### **5.3 Distribuția sarcinii în angrenajul precesional cu considerarea erorilor de execuție .**

În angrenajul precesional, teoretic pot participa la angrenare simultan toți dinții coroanelor danturate ale satelitului și roților centrale. Între rolele satelitului și dinții roților centrale sunt jocuri condiționate de erorile de execuție, asamblare și încărcare .

Să admitem că sub acțiunea momentului de torsiune aplicat la arborele conducător, satelitul, în limita jocului se va roti cu unghiul  $\varphi_\theta$  în raport cu centrul de precesie O și va ocupa poziția indicată pe Fig. 5.9.c. cu linii groase.

Celelalte role și dinți roților centrale vor avea joc. În momentul inițial al funcționării angrenajului precesional cu joc, în contact se află o pereche de dinți (rolă-dinte) și cu creșterea momentului de torsiune, jocurile se vor reduce .

Notăm jocurile între dinți și role cu:  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3 \dots \Delta_{ZE}$  .

Pentru prima pereche de dinți care se află în contact,  $\Delta_1 = 0$ . În timpul acționării momentului de torsiune, un număr stabilit de dinți și role se deformează, pentru a asigura contactul .

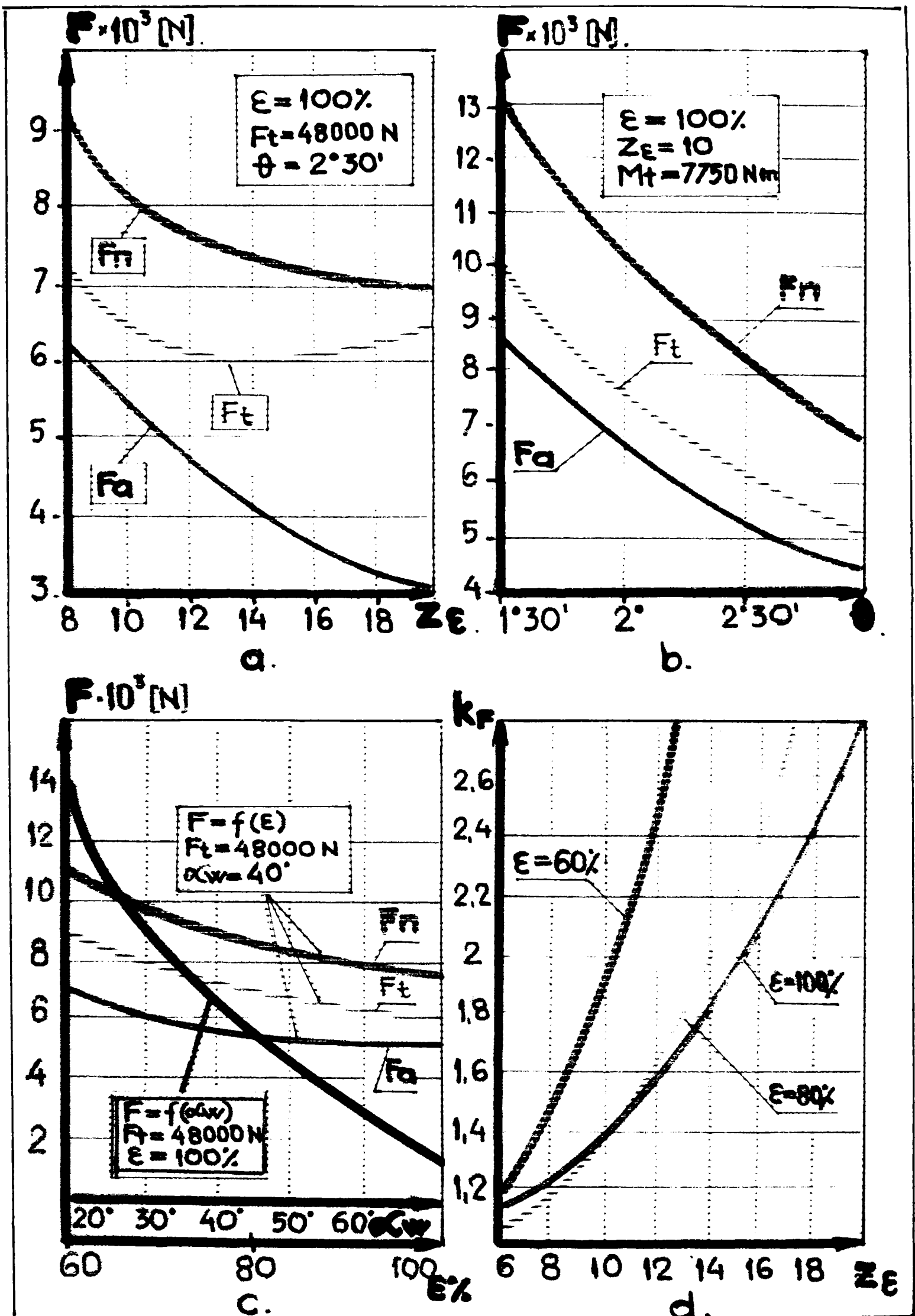


Fig. 5.8. Diagramele de variație a forțelor din angrenajul precesional în funcție de parametrii geometrici (a, b, c) și dependența  $k_F$  de  $z_\epsilon$  (d); [130].





Deformația, după intrarea cuplei, rolă-dinte în contact, este proporțională cu brațele forțelor normale în raport cu centrul de precesie .

Cu considerarea jocurilor, legea de distribuție a deformațiilor în angrenajul precesional, conf. Fig. 5.9.va lua forma:

$$\begin{aligned}
 W_1 &= W \cdot \sin(\varphi_0 + \alpha_{z\varepsilon}) ; \\
 W_2 &= W \cdot \sin(\varphi_0 + \alpha_{z\varepsilon} - 1) - \Delta_2 - \Delta\alpha_{z\varepsilon} - 1 ; \\
 W_3 &= W \cdot \sin(\varphi_0 + \alpha_{z\varepsilon} - 2) - \Delta_3 - \Delta\alpha_{z\varepsilon} - 2 ; \quad [32];[35]. \quad (102) \\
 W_i &= W \cdot \sin[\varphi_0 + \alpha_{z\varepsilon} - (i-1)] - \Delta_i - \Delta\alpha_{z\varepsilon} - (i-1)
 \end{aligned}$$

în care:

$W$ - este valoarea maximă de deplasare a rolei, cu considerarea jocului și deformației;

$\alpha_{z\varepsilon} - (n-1)$ - este unghiul suplimentar de rotire al satelitului condiționat de deformarea cuplei rolă-dinte, antrenate anterior în contact;

$\Delta\alpha_{z\varepsilon} - (n-1)$ - este valoarea de reducere a jocului între rola satelitului și dintele roții, în urma rotirii satelitului la unghiul  $\alpha_{z\varepsilon} - (n-1)$ ;

$z_{\varepsilon} - (n-1)$ -numărul roletelor care se află în contact până la intrarea în angrenare a perechii următoare.

Considerînd că deformațiile  $W_1, W_2 \dots W_{z\varepsilon}$ , sunt proporționale cu forțele care acționează în cuplele rolă-dinte, legea distribuției sarcinii va avea forma:

$$F_{nzi} = c_r \{ W \sin(\varphi_0 + \alpha_{z\varepsilon} - (i-1)) - \Delta_i - \Delta\alpha_{z\varepsilon} - (i-1) \} ; \quad [32] \quad (103)$$

în care :  $c_r$  - coeficient de rigiditate al angrenajului precesional.

Analog se determină:

$$F_{tzi} = F_{nzi} \cdot \cos\alpha_{wi} = c_r \{ W \sin(\varphi_0 + \alpha_{z\varepsilon} - (i-1)) - \Delta_i - \Delta\alpha_{z\varepsilon} - (i-1) \} \cdot \cos\alpha_{wi} \quad (104)$$

Luând în considerare că forța tangențială transmisă de satelit este egală cu suma forțelor componente, transmise de fiecare rolă aflată în angrenaj, obținem:

$$F_{te} = \sum_{i=1}^{i=z_{\varepsilon}} c_r \cdot \{ W \cdot \sin(\varphi_0 + \alpha_{z\varepsilon} - (i-1)) - \Delta_i - \Delta\alpha_{z\varepsilon} - (i-1) \} \cdot \cos\alpha_{wi} \quad (105)$$

Relațiile obținute se pot utiliza la calculul și proiectarea reductoarelor precesionale.

#### 5.4. Determinarea săgeții dintelui aflat sub sarcină la angrenajele precesionale [32];[35];[45];[130].

Analiza angrenajului precesional, arată că unghiul de angrenare „ $\alpha_w$ ” în fiecare angrenaj este diferit. Interacțiunea tuturor dinților ce se află concomitent în angrenare, în diferite faze de angrenare, poate fi analizată, de exemplu pentru o pereche de dinți. Pe profilul dintelui prezentat în Fig. 5.10 sunt indicate direcțiile forțelor în fiecare angrenaj.

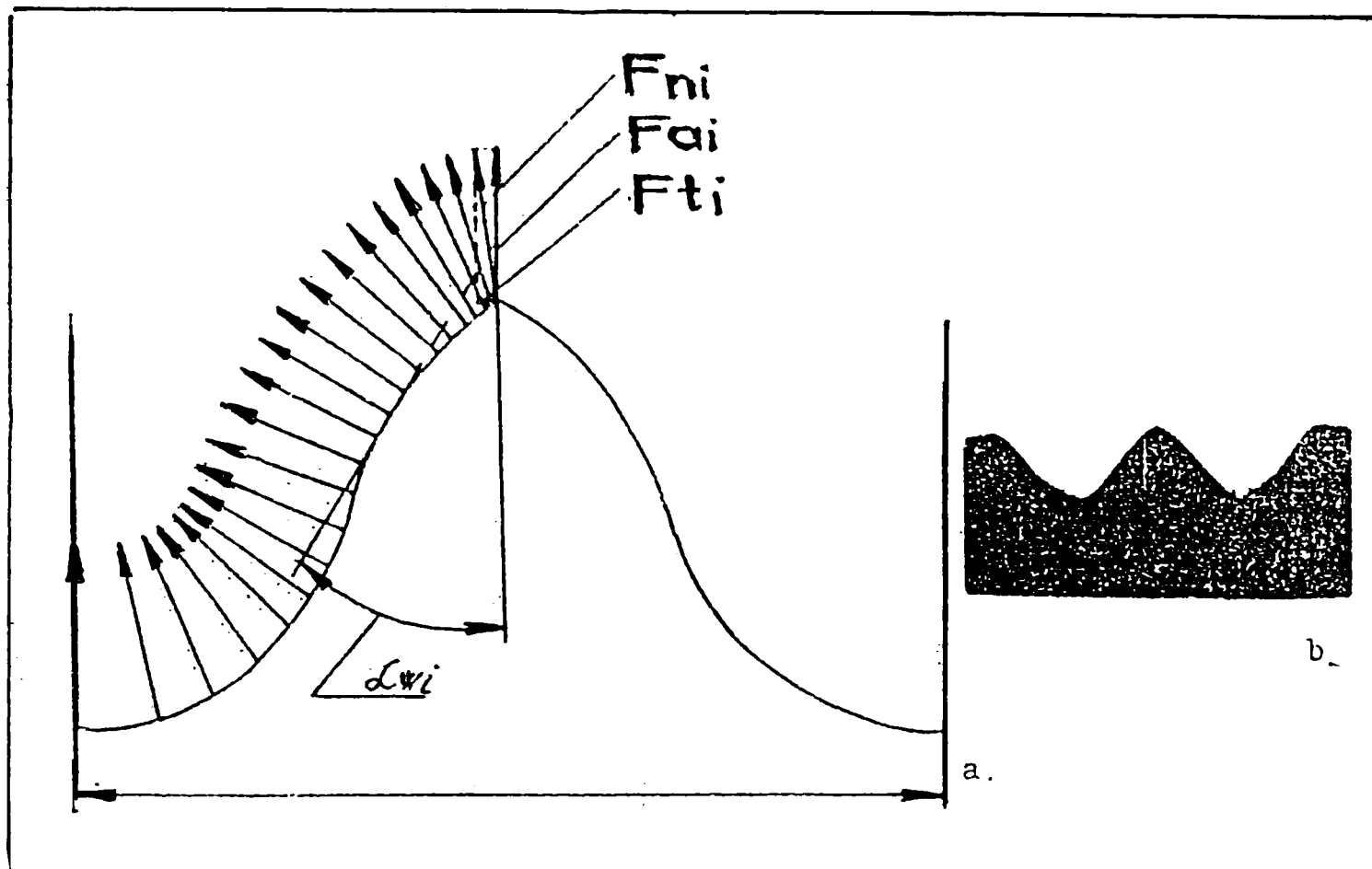


Fig. 5.10 Direcțiile forțelor în angrenajele precesionale pe profilul dintelui.

În Fig. 5.11.a. este prezentată epura forțelor normale construită pe flancul dintelui.

Pe profilul dintelui, unghiul de rotire al arborelui conducător „ $\varphi$ ” corespunde segmentului AB apropiat de vârful dintelui. Acest fapt este ilustrat pe epura forțelor normale, construită pe flancul activ al dintelui (Fig. 5.11.a).

Pentru a ameliora starea de tensiune a dinților, este necesară deplasarea zonei maxim angrenate spre zona de mijloc a dintelui, segmentul CD, care este o porțiune a flancului dintelui cu unghi minim de angrenare. Pentru soluționarea acestei probleme este necesară cunoașterea comportamentului dintelui sub acțiunea sarcinii aplicate în diferite zone ale flancului dintelui.

Teoretic, flancul activ al dintelui este împărțit într-o serie de elemente transversale cu secțiuni trapezoidală (Fig. 5.11.b)

Fiecare secțiune este notată cu indicele „i”.

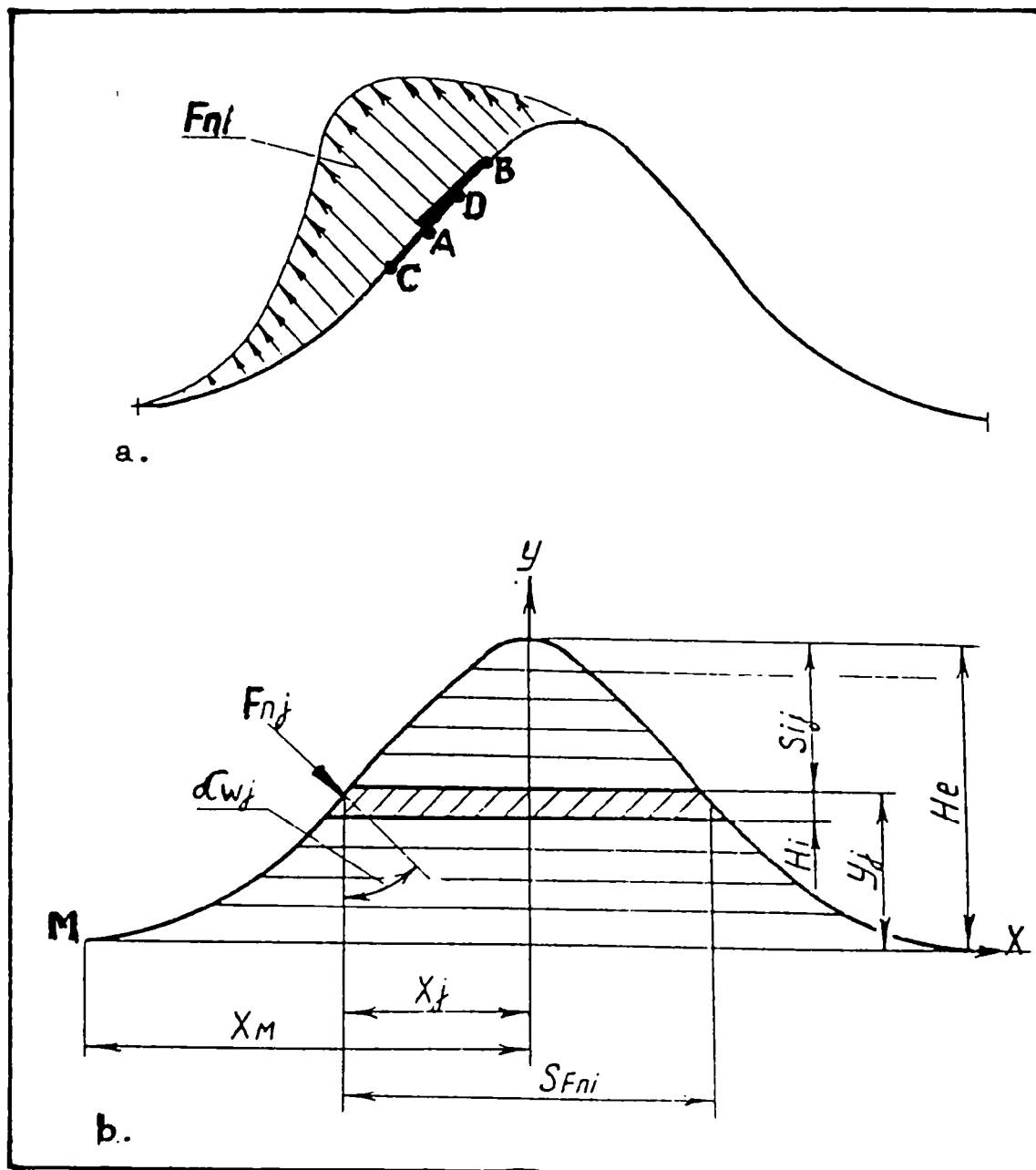


Fig. 5.11 Epura forțelor construită pe flancul dintelui angrenajului precesional [32];[35];[130].

Pentru fiecare element de arie, înălțimea, aria secțiunii și momentul de inerție al secțiunii se consideră egale cu valorile medii ale acestor mărimi. Pentru calcul se consideră fiecare segment, ca o bară în consolă încastrată la un capăt (partea inferioară) și liberă la celălalt.

Săgeata la solicitarea de înconvoiere a dintelui provocată de forța  $F_{n_i}$  se determină cu relația :

$$W_{F_{n_i}} = \frac{F_{n_i} \cdot \cos \alpha_{w_i}}{2 \cdot E \cdot I_i} \cdot (2 \cdot H_i^3 + 3 \cdot H_i^2 \cdot S_{y_j}) \quad (106)$$

Săgeata la solicitarea de înconvoiere, determinată de momentul înconvoietor se determină cu relația:

$$W_{M_i} = \left| \frac{F_{n_i} \cdot (S_{y_j} \cdot \cos \alpha_{w_i})}{2 \cdot E \cdot I_i} \right| \cdot (H_i^2 + 2 \cdot H_e \cdot S_{y_j}) \quad (107)$$

în care: E-modulul de elasticitate longitudinal.

Săgeata totală a dintelui aflat sub sarcină va fi :

$$W_i = \sum (W_{Fni} + W_{Mi}) \cos \alpha_{wi} \quad (108)$$

Coeficientul de deformare elastică „ $Q_i$ ” în urma acțiunii parametrilor prezentați se determină cu relația:

$$Q_i = W_i / F_{ni} \quad (109)$$

Relația obținută permite determinarea săgeții la încovoiere în orice punct pe înălțimea dintelui.

### 5.5. Prezentarea metodei elementului finit „MEF” utilizată de autor în studiul teoretic a stării de tensiune la angrenajele precesionale, [128];[130].

Metodele clasice de calcul a stării de tensiune în angrenajele precesionale și-au pierdut universalitatea. Apărută ca o sinteză interdisciplinară a gândirii intuitive ingineresti, a matematicii și informaticii, metoda elementelor finite “M.E.F.” asigură trecerea de la un sistem nedeterminat la o schemă de calcul discretă-sistem cu elemente finite caracterizat de următoarele proprietăți:

- forme geometrice simple;
- grade de libertate pentru fiecare nod al elementului;
- deplasări liniare și unghiulare.

Sistemul de ecuații canonice se alcătuește în urma examinării constructive a tuturor elementelor finite din care este alcătuită schema de calcul. Pentru fiecare element se construiește matricea de rigiditate în sistemul comun de coordonate.

Dintele roții centrale a transmisiei precesionale are o secțiune variabilă care se află sub acțiunea unui sistem de forțe. Pentru simplificare, se consideră că dintelui are secțiunea transversală constantă pe lungimea dintelui.

Schema de împărțire a dintelui în elemente finite este prezentată în Fig. 5.12.

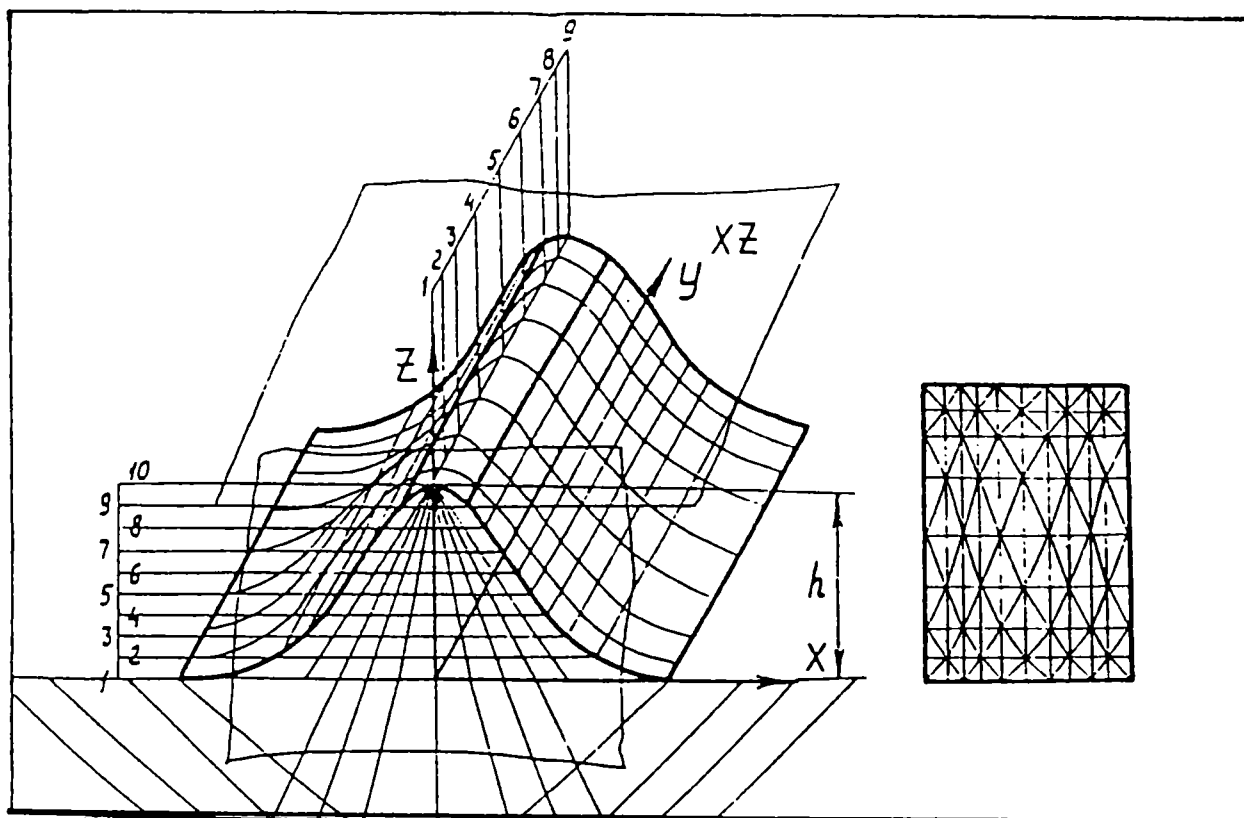


Fig. 5.12 Schema de împărțire a dintelui angrenajului precesional în elemente finite [130].

Se prezintă în continuare un model matematic de determinare a stării de tensiune în dintele angrenajului precesional bazat pe teoria elasticității.

În vederea integrării sistemelor de ecuații rezultate din aplicarea elementelor de teoria elasticității pe cale numerică, utilizând calculatoare digitale, se utilizează metoda elementului finit "M.E.F."

În cazul de față se acceptă starea plană de deformații, iar pentru stabilirea matricei de rigiditate a elementului finit triunghiular se acceptă un sistem cartezian ( Fig. 5.13. ).

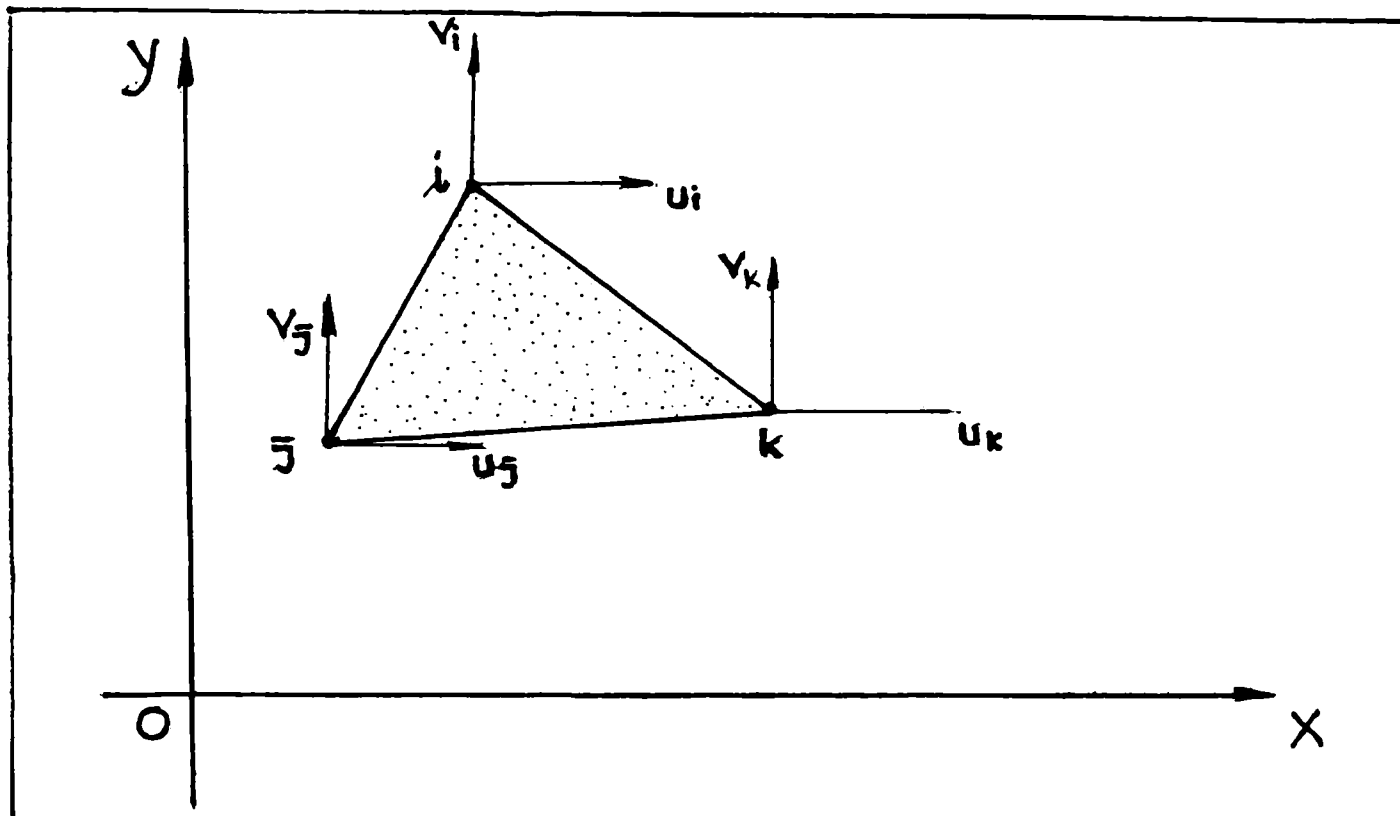


Fig. 5.13 Schema elementului finit triunghiular în sistem cartezian [130].

S-au reprezentat componentele deplasărilor  $u$  și  $v$  (necunoscutele) în nodurile elementului finit. Pentru fiecare componentă se acceptă ca funcție de aproximație un poligon de interpolare de gradul întâi :

$$\begin{aligned} u &= \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X + \alpha_3 \cdot Y \\ v &= \alpha_4 + \alpha_5 \cdot X + \alpha_6 \cdot Y \end{aligned} \quad (110)$$

Coefficienții ( $\alpha_i, i = 1...6$ ), numiți coordonate generalizate se determină ținând seama de deplasările nodurilor:

$$\begin{aligned} \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X_i + \alpha_3 \cdot Y_i &= u_i & \alpha_4 + \alpha_5 \cdot X_i + \alpha_6 \cdot Y_i &= v_i \\ \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X_j + \alpha_3 \cdot Y_j &= u_j & \alpha_4 + \alpha_5 \cdot X_j + \alpha_6 \cdot Y_j &= v_j \\ \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X_k + \alpha_3 \cdot Y_k &= u_k & \alpha_4 + \alpha_5 \cdot X_k + \alpha_6 \cdot Y_k &= v_k \end{aligned} \quad (111)$$

unde:  $X_i, Y_i, X_j, Y_j, X_k, Y_k$  sunt coordonatele nodurilor .

Se pune în continuare problema determinării deplasărilor  $u$  și  $v$  ținând seama de funcțiile de aproximație liniară care s-au acceptat.

$$\mathbf{u} = \frac{1}{2 \cdot A_e} [(\mathbf{a}_i + \mathbf{b}_i \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_i \cdot \mathbf{y}) \cdot \mathbf{u}_i + (\mathbf{a}_j + \mathbf{b}_j \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_j \cdot \mathbf{y}) \cdot \mathbf{u}_j + (\mathbf{a}_k + \mathbf{b}_k \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_k \cdot \mathbf{y}) \cdot \mathbf{u}_k] \quad (112)$$

$$\mathbf{v} = \frac{1}{2 \cdot A_e} [(\mathbf{a}_i + \mathbf{b}_i \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_i \cdot \mathbf{y}) \cdot \mathbf{v}_i + (\mathbf{a}_j + \mathbf{b}_j \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_j \cdot \mathbf{y}) \cdot \mathbf{v}_j + (\mathbf{a}_k + \mathbf{b}_k \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_k \cdot \mathbf{y}) \cdot \mathbf{v}_k] \quad (113)$$

unde:  $A_e$  – este aria elementului finit;

$\mathbf{a}_i, \mathbf{b}_i, \mathbf{c}_i, \mathbf{a}_j, \mathbf{b}_j, \mathbf{c}_j, \mathbf{a}_k, \mathbf{b}_k, \mathbf{c}_k$  - sunt coeficienți care se determină cu relațiile:

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_i &= \begin{vmatrix} x_j & y_j \\ x_k & y_k \end{vmatrix}; & \mathbf{a}_j &= \begin{vmatrix} x_k & y_k \\ x_i & y_i \end{vmatrix}; & \mathbf{a}_k &= \begin{vmatrix} x_i & y_i \\ x_j & y_j \end{vmatrix}; \\ \mathbf{b}_i &= \begin{vmatrix} y_j & 1 \\ y_k & 1 \end{vmatrix}; & \mathbf{b}_j &= \begin{vmatrix} y_k & 1 \\ y_i & 1 \end{vmatrix}; & \mathbf{b}_k &= \begin{vmatrix} y_i & 1 \\ y_j & 1 \end{vmatrix}; \\ \mathbf{c}_i &= \begin{vmatrix} 1 & x_j \\ 1 & x_k \end{vmatrix}; & \mathbf{c}_j &= \begin{vmatrix} 1 & x_k \\ 1 & x_i \end{vmatrix}; & \mathbf{c}_k &= \begin{vmatrix} 1 & x_i \\ 1 & x_j \end{vmatrix}; \end{aligned} \quad (114)$$

$$A_e = \frac{1}{2} \cdot \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_k & y_k \end{vmatrix} \quad (115)$$

În cazul stării plane, matricele funcțiilor (114);(115) au expresiile:

$$N_i = \frac{\mathbf{a}_i + \mathbf{b}_i \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_i \cdot \mathbf{y}}{2 \cdot A_e}; \quad N_j = \frac{\mathbf{a}_j + \mathbf{b}_j \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_j \cdot \mathbf{y}}{2 \cdot A_e}; \quad N_k = \frac{\mathbf{a}_k + \mathbf{b}_k \cdot \mathbf{x} + \mathbf{c}_k \cdot \mathbf{y}}{2 \cdot A_e} \quad (116)$$

Vectorul funcției necunoscute se scrie matriceal conform relației :

$$\{\mathbf{d}\}_e = [\mathbf{N}] \cdot \{\mathbf{d}_N\}_e \quad (117)$$

unde :

$\{\mathbf{d}\}_e$  – deplasarea unui punct din interiorul elementului finit;

$[\mathbf{N}]$  - matricea funcțiilor de formă;

$\{\mathbf{d}_N\}_e$  – vectorul deplasărilor nodale ale elementului finit.

$$\{\mathbf{d}\}_e = \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{v} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_k \\ v_k \end{Bmatrix} = [\mathbf{N}] \cdot \{\mathbf{d}_N\}_e \quad (118)$$



Deformațiile specifice se exprimă conform relației :

$$\{\varepsilon\} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{pmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} \Rightarrow \{\varepsilon\} = [L] \cdot \{d\} \quad (119)$$

unde: L – operator de derivare.

$$\{\varepsilon\}_e = [L] \cdot \{d\}_e = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{pmatrix} \cdot \begin{vmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{vmatrix} \cdot \{d\}_e = [B] \cdot \{d_N\}_e \quad (120)$$

Matricea [ B ] este compusă din constante, care reprezintă coordonatele elementului finit.

$$[B] = [L] \cdot [N] = \frac{1}{2 \cdot Ae} \cdot \begin{vmatrix} b_i & 0 & b_j & 0 & b_k & 0 \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_k \\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_k & b_k \end{vmatrix} = \quad (121)$$

$$\frac{1}{2 \cdot Ae} \cdot \begin{vmatrix} y_i - y_k & 0 & y_k - y_i & 0 & y_i - y_j & 0 \\ 0 & x_k - x_j & 0 & x_i - x_k & 0 & x_j - x_i \\ x_k - x_j & y_j - y_k & x_i - x_k & y_k - y_i & x_j - x_i & y_i - y_j \end{vmatrix}$$

Matricea de rigiditate a elementului se scrie :

$$\begin{aligned} [K]_e &= \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV = \\ &= [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot \int_{A_e} h \cdot dA = h \cdot A_e \cdot [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \end{aligned} \quad (122)$$

unde:  $A_e$  – este aria elementului finit

$h$  – este grosimea constantă a elementului finit (considerăm  $h = 1 \text{ mm}$ )

Matricea de rigiditate a elementului finit se poate pune și sub următoarea formă :

$$[K]_e = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} & K_{ik} \\ K_{ji} & K_{jj} & K_{jk} \\ K_{ki} & K_{kj} & K_{kk} \end{bmatrix} \quad (123)$$

unde:  $K_{ij} = h \cdot A_e \cdot [B_i]^T \cdot [E] \cdot [B_j]$  (124)

Legea lui Hooke stabilește legătura între tensiuni și deformații :

$$\{\sigma\}_e = [E] \cdot \{\varepsilon\}_e \quad (125)$$

unde:  $\{\sigma\}_e$  – este tensorul tensiunilor;  
 $[E]$  - matricea constantelor elastice ;  
 $\{\varepsilon\}$  – tensorul deformațiilor specifice.

Pentru determinarea prin metoda elementului finit stării de tensiune în angrenajul precesional se parcurg următoarele etape: elaborarea modelului de calcul; stabilirea ecuațiilor elementelor finite; asamblarea ecuațiilor elementare a structurii elastice.

Se face o descompunere a modelului de analiză într-un număr de elemente finite (de exemplu de tip triunghiular). Comportarea dinamică a fiecărui element finit este descrisă prin ecuațiile care se obțin prin aplicarea teoremei energiei potențiale minime. Asamblarea ecuațiilor elementare în sistemul de ecuații al structurii elastice constă în asamblarea matricelor de rigiditate a modelului  $\{K\}$ , precum și asamblarea încărcărilor pe elemente  $\{p\}_e$  în vectorul încărcării pe tot modelul  $\{P\}$ . Matricea de rigiditate a modelului de analiză se formează conform principiului de suprapunere a influenței fiecărui element, astfel încât în nodurile comune elementelor funcția de deplasare să aibă aceiași valoare. Pentru modelul reuniunii tuturor elementelor se obține sistemul de ecuații din care se determină deplasările în nodurile modelului dacă se cunoaște vectorul forțelor exterioare  $\{P\}$  :

$$\{P\} = [K] \cdot \{d\} \quad (126)$$

Cunoscând deplasările nodale, pe baza relațiilor (126) și (125) se poate trece la calculul deformațiilor specifice și al tensiunilor în sistemul global de coordonate.

Tensiunile principale în centrul elementului finit triunghiular se determină cu relațiile :

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\sigma_{xy}^2} \quad (127)$$

$$\sigma_1 = \max(\sigma_{12})$$

$$\sigma_2 = \max(\sigma_{12})$$

Energia potențială „ $\Pi$ ” este diferența dintre energia de deformație a sistemului „ $W$ ” și lucrul mecanic al forțelor exterioare „ $L$ ”.

$$\Pi = W - L \quad (128)$$

În teoria elasticității, formularea diferențială în deplasări se obține acceptând principiul minimului energiei potențiale.

În conformitate cu metoda elementului finit, domeniul de analiză se descompune în subdomenii simple, astfel încât reuniunea acestora să reprezinte cât mai fidel întregul domeniu.

Pentru fiecare element finit se consideră un anumit număr de puncte în care se calculează valorile deplasărilor.

În fiecare punct din interiorul elementului finit și de pe frontiera acestuia deplasările se exprimă cu ajutorul valorilor nodale și a unor funcții de interpolare  $[N]$  specifice fiecărui element finit:

$$\{d\}_e = [N] \cdot \{d_N\}_e \quad (129)$$

Energia de deformație pentru un element finit de volum „ $V_e$ ”, fără a se lua în considerare energia de deformație corespunzătoare tensiunilor inițiale, este:

$$\begin{aligned} W_e &= \frac{1}{2} \int_{V_e} \{\varepsilon\}^T \cdot \{\sigma\} \cdot dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} \{\varepsilon\}^T \cdot [E] \cdot \{\varepsilon\} \cdot dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} ([L] \cdot \{d\}_e) \cdot [E] \cdot ([L] \cdot \{d\}_e) \cdot dV = \\ &= \frac{1}{2} \int_{V_e} ([L] \cdot [N] \cdot \{d_N\}_e)^T \cdot [E] \cdot ([L] \cdot [N] \cdot \{d_N\}_e) \cdot dV \\ &= \frac{1}{2} \int_{V_e} (\{d_N\}_e^T \cdot ([L] \cdot [N])^T) \cdot [E] \cdot ([L] \cdot [N] \cdot \{d_N\}_e) \cdot dV \end{aligned} \quad (130)$$

Integrala făcându-se pe volumul unui element finit definit, matricea deplasărilor nodale ale elementului finit  $\{d_N\}_e$  și matricea transpusă a deplasărilor nodale ale elementului finit  $\{d_N\}_e^T$  nu depind de punctul curent de integrare și pot fi scoase în afara integralei ca niște constante:

$$W_e = \frac{1}{2} \cdot \{d_N\}_e^T \cdot \left( \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV \right) \cdot \{d_N\}_e \quad (131)$$

unde s-a notat :

$$[B] = [L] \cdot [N] \quad (132)$$

Lucrul mecanic al forțelor exterioare (de volum, de suprafață și concentrate), pentru un element finit, este:

$$L_e = \{d_N\}_e^T \cdot \int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} \cdot dV + \{d_N\}_e^T \cdot \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS + \{d_N\}_e^T \cdot \{P\}_e \quad (133)$$

Funcționala potențialului total pentru un element finit considerat se obține înlocuind în relația ( 128 ) ultimii doi termeni ținând cont de relațiile ( 131 ) și (133 ):

$$\begin{aligned} \Pi = W_e - L_e = & \frac{1}{2} \cdot \{d_N\}_e^T \cdot \left( \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV \right) - \{d_N\}_e^T \cdot \int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} \cdot dV - \\ & - \{d_N\}_e^T \cdot \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS - \{d_N\}_e^T \cdot \{P\}_e \end{aligned} \quad (134)$$

Dacă considerăm sistemul elastic divizat în n elemente finite, potențialul total este suma potențialelor elementelor finite:

$$\begin{aligned} \Pi = \sum_1^n \Pi_i = & \frac{1}{2} \cdot \{d_N\}_e^T \cdot \left( \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV \right) \cdot \{d\} - \\ & - \{d_N\}_e^T \cdot \sum_1^n \left( \int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} \cdot dV + \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS \right) - \sum_1^n \{d\}^T \cdot \{P\}_e \end{aligned} \quad (135)$$

unde :

$\{d\} = \sum \{d_N\}_e$  - deplasările nodale ale întregii structuri elastice

$\{p\} = \sum \{p\}_e$  - forțele nodale pentru întreaga structură

Aplicarea teoriei energiei potențiale minime înseamnă minimizarea funcționalei exprimată de relația ( 135 ), adică anularea derivatelor în raport cu toate deplasările nodale.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial d_i} = 0 \quad ; \quad i = 1, \dots, m \quad (136)$$

unde:

m - numărul gradelor de libertate ale structurii .

Se obține :

$$\left( \sum_1^n \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV \right) \cdot \{d\} = \sum_1^n \left( \int_{V_e} [N] \cdot \{F\} \cdot dV + \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS \right) + \{p\} \quad (137)$$

Această expresie ( 137 ) este un sistem cu n ecuații. În membrul stâng al sistemului de ecuații se notează cu [K] matricea de rigiditate a structurii:

$$[K] = \sum_1^n \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV = \sum_1^n [K] \quad (138)$$

unde :

$$[K]_e = \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV - \text{este matricea de rigiditate a elementului}$$

finit.

Membrul stâng al ecuației ( 137 ) se pune sub forma :

$$\sum_1^n \left( \int_{V_e} [N] \cdot \{F\} \cdot dV + \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS \right) + \{p\} = \sum_1^n \{r\}_e + \{p\} = \{R\} \quad (139)$$

unde:  $\{r\}_e$  – forțele aplicate pe elementul finit;

$\{p\}$  – vectorul forțelor aplicate în nodurile structurii.

Sistemul de ecuații liniare se poate scrie sub formă concentrată:

$$\{K\} \cdot \{d\} = \{p\} \quad (140)$$

### **5.6 Analiza efectuată de autor prin metoda elementului finit a tensiunilor și deformațiilor danturii roților dințate ale angrenajului precesional**

Starea de tensiune în dintele roții dințate a angrenajului precesional este legată de starea de deformație a acestuia.

Orice model matematic pornește de la un model fizic care reprezintă o schematizare a elementului real.

Cu cât modelul fizic reproduce mai fidel elementul real, cu atât precizia calculului este mai exactă.

În Fig. 5.14. se prezintă modelul elementului finit al dintelui roții centrale cu  $z_1 = 29$ , a reductorului precesional având parametrii:

$$P = 1,1 \text{ kW} ; i = -79,75 ; z_1 = 29 ; z_2 = 30 ; z_3 = 22 ; z_4 = 21 .$$

Dintele este împărțit în 149 de elemente triunghiulare cu 92 de noduri .

Linia elementelor 1-6 a fost luată la o distanță suficientă de la baza dintelui pentru a asigura atenuarea esențială a deformațiilor .

Forța normală a fost aplicată în cinci puncte caracteristice ale profilului dintelui.

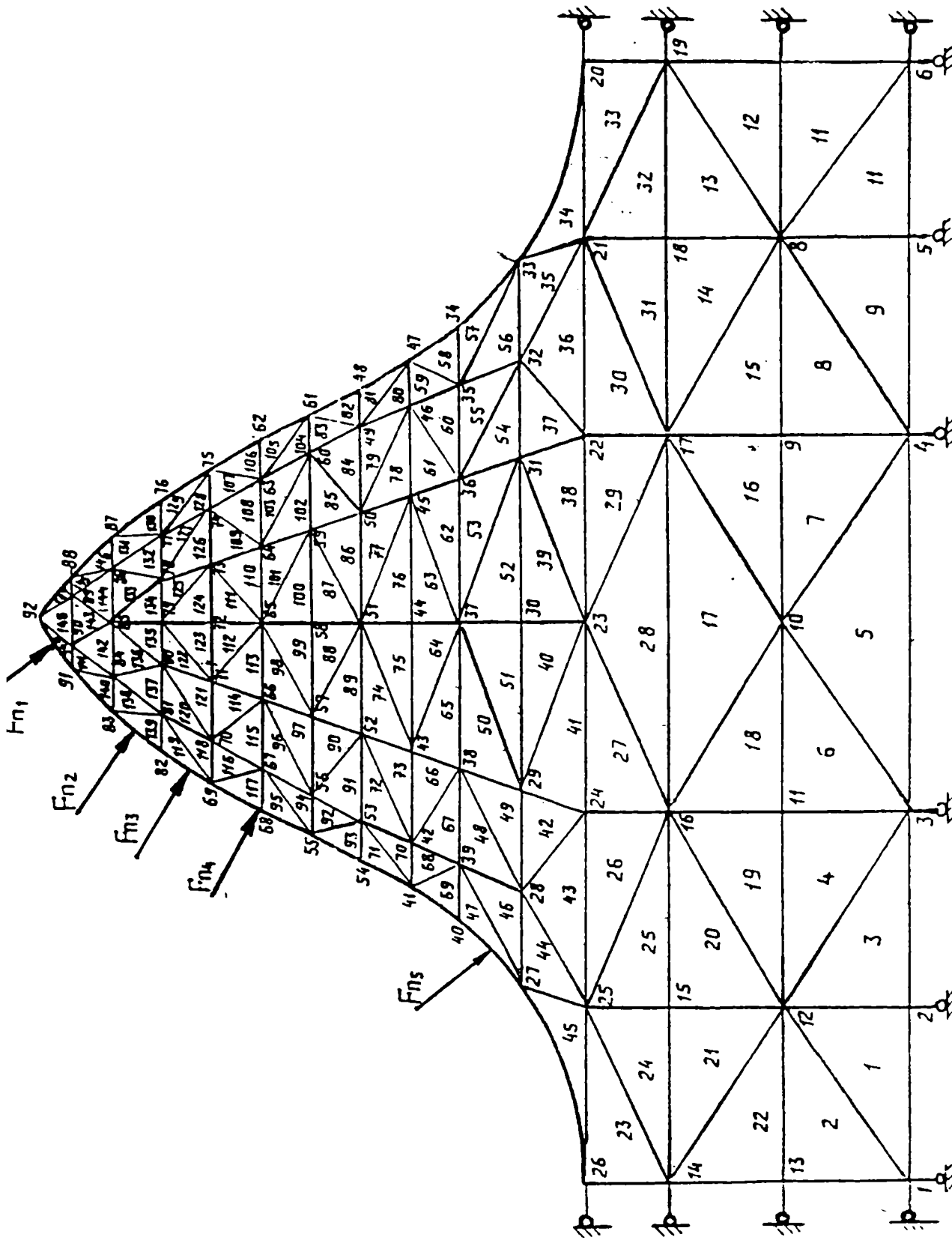


Fig. 5.14 Modelul elementului finit a dintelui roții centrale al angrenajului precesional.



În Fig. 5.15a,b și 5.16a,b sunt prezentate patru ipoteze de încărcare a dintelui. Forțele  $F_{n1} \dots F_{n4}$  au fost determinate la calculator, din relațiile anterioare, și reprezintă forțele cu care acționează rolele satelitului asupra dinților roții centrale în pozițiile respective. Analiza graficelor tensiunilor principale pe flancul activ (tensiunea de întindere) și pasiv (tensiuni de comprimare) a dintelui, pentru ipotezele de încărcare 1, 2 și 3, demonstrează că tensiunile maxime sunt generate în zona apropiată de vârful dintelui (aproximativ 1/3 de la vârf).

Valoarea maximă a tensiunilor principale este:  $\sigma_{pmax} = 80 \text{ [N/mm}^2 \text{]}$

Analiza modelelor arată că secțiunea periculoasă în fiecare caz de încărcare se află puțin mai jos de punctul de aplicare al forței. La aplicarea forței normale, în zona piciorului dintelui, tensiunile sunt minime, fapt ce demonstrează rigiditatea înaltă a dinților.

În secțiunile periculoase au fost construite, de asemenea, graficele tensiunilor principale  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  și a componentei  $\sigma_y$ .

Distribuția componentelor tensiunii este caracterizată de liniile tensiunilor egale (izolinii), care se construiesc pe baza interpolării liniare, deoarece sunt cunoscute tensiunile în centrele de greutate ale elementelor finite.

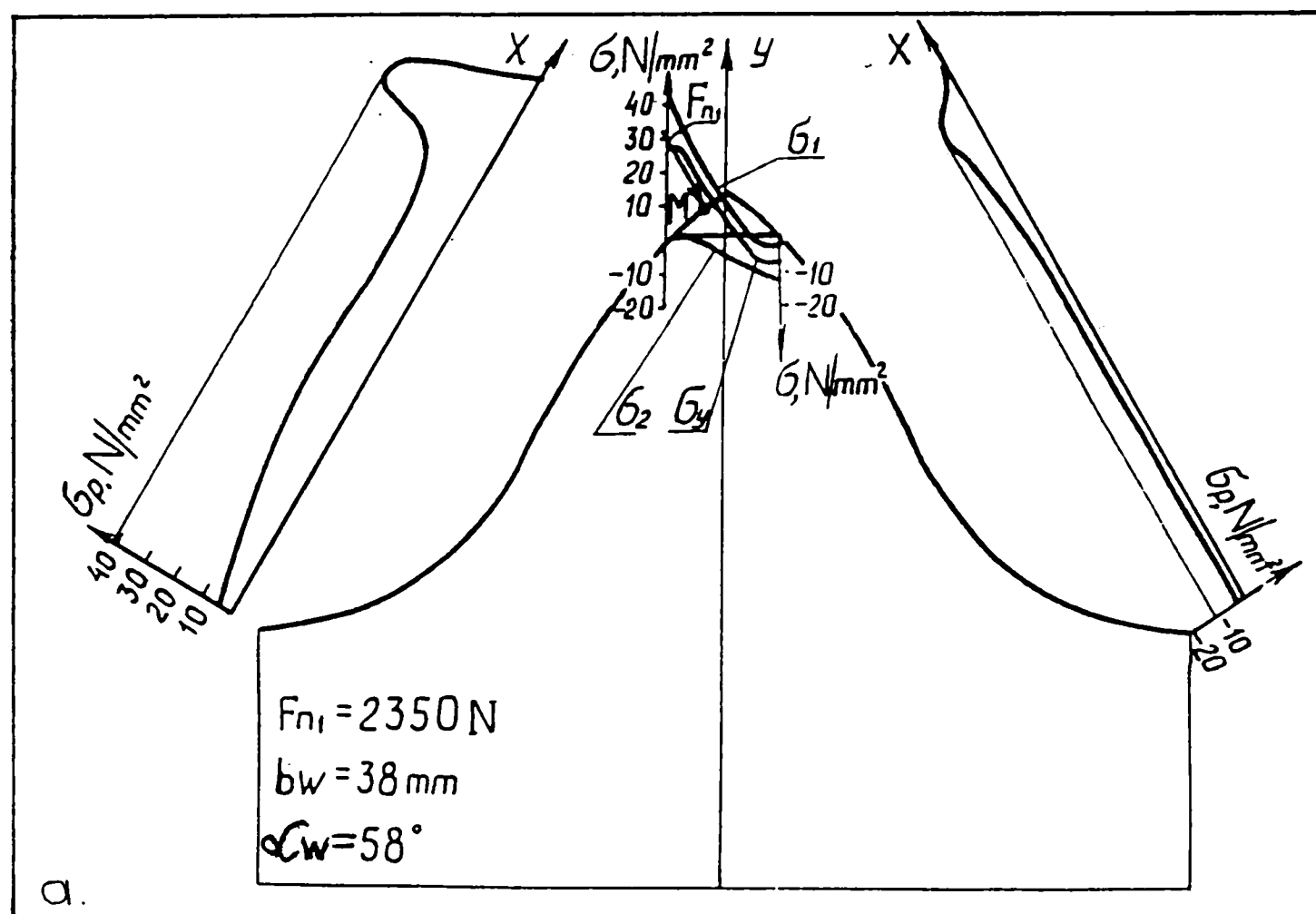


Fig. 5.15a. Ipoteză de încărcare a dintelui angrenajului precesional și graficele tensiunilor principale pe flancul activ și pasiv.

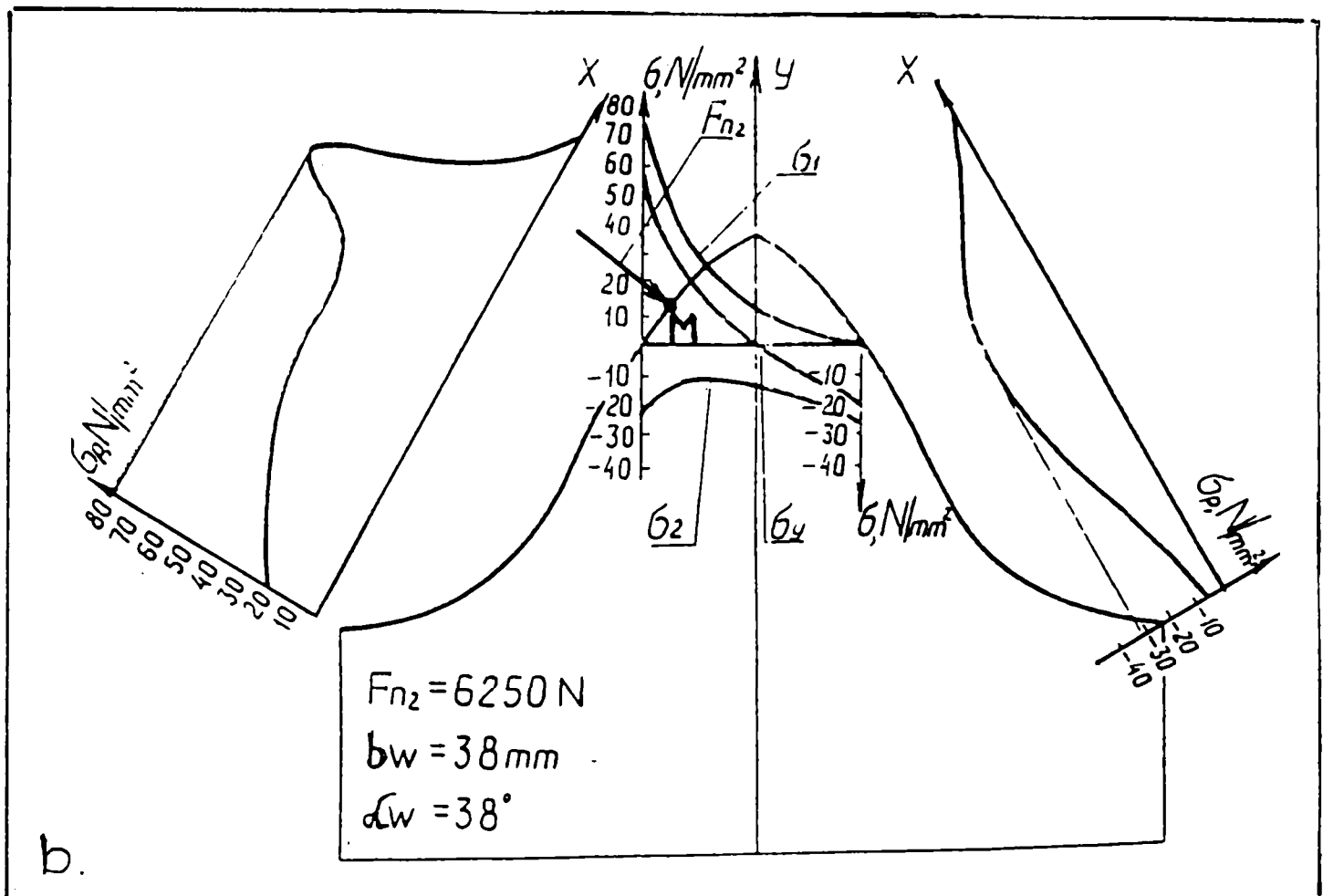


Fig 5.15b. Ipoteză de încărcare a dintelui angrenajului precesional și graficele tensiunilor principale pe flancul activ și pasiv.

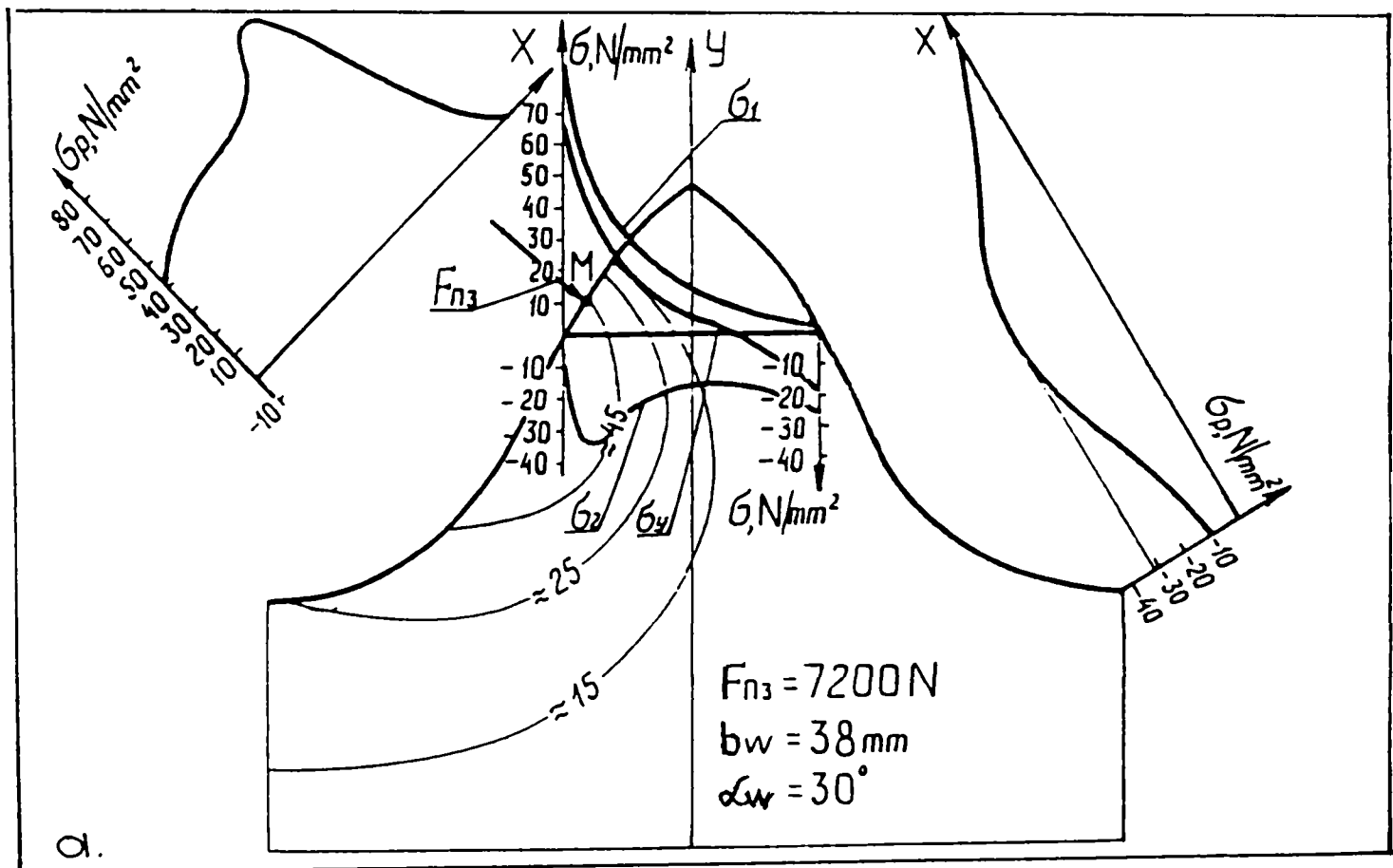


Fig. 5.16a. Ipoteză de încărcare a dintelui angrenajului precesional și graficele tensiunilor principale pe flancul activ și pasiv.

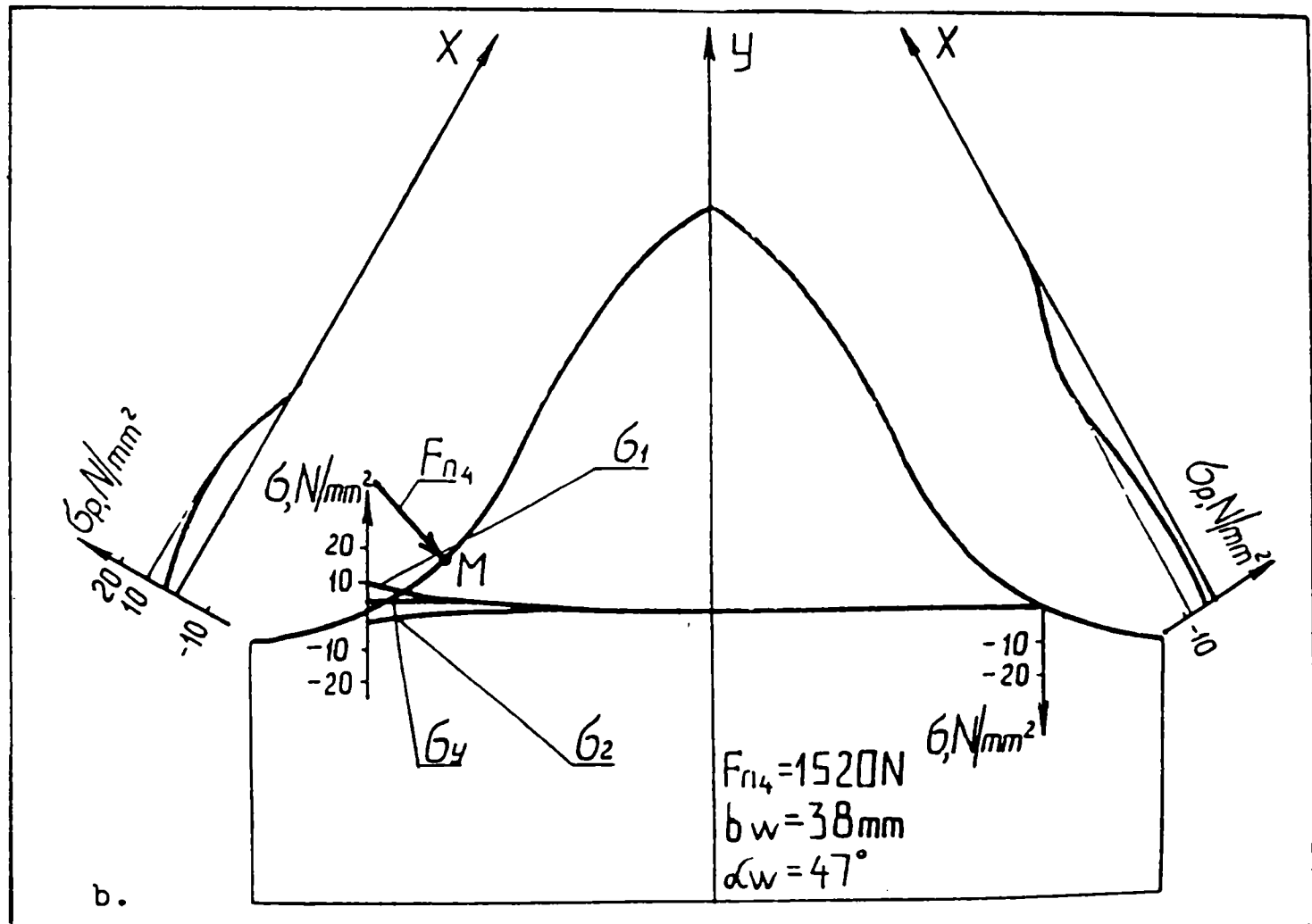


Fig. 5.16.b. Ipoteză de încărcare a dintelui angrenajului precesional și graficele tensiunilor principale pe flancul activ și pasiv.

Câmpul liniilor, tensiunilor de întindere, fiind construite pentru ipoteza de încărcare  $F_{n3} = 7200 \text{ [N]}$  arată că zona cea mai tensionată se află mai jos de punctul de aplicare al forței, la aproximativ  $45 \text{ N/mm}^2$ . Izolinia  $\sigma = 15 \text{ N/mm}^2$  se întinde până la mijlocul dintelui .

Tensiunile de întindere maxime  $\sigma_1 = 680 \text{ [N/mm}^2]$  sunt amplasate spre vârful dintelui, la fel și tensiunile de comprimare  $-\sigma_c = 280 \text{ [N/mm}^2]$ . Zona cea mai solicitată se află în interiorul izoliniei  $= 200 \text{ [N/mm}^2]$ .

Tensiunile cu valoarea  $20 \text{ [N/mm}^2]$  de întindere și compresiune, sunt extinse aproximativ în întreaga masă a dintelui .

Graficele tensiunilor  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_y$  au aproximativ același caracter ca și în cazul precedent, fapt ce permite o generalizare .

Forțele aplicate în punctele ce se depărtează de vârful dintelui se micșorează, tensiunile superficiale maxime scad, iar rigiditatea dintelui crește (conf. Fig. 5.17a,b ; Fig. 5.18a,b).

De exemplu, forța nominală  $F_{n2} = 12\,500 \text{ [N]}$  (cu numai  $1000 \text{ N}$  mai mică), aplicată la  $2 \text{ mm}$  de la punctul de aplicare al forței,  $F_{n1} = 13\,500 \text{ [N]}$ , generează tensiuni de două ori mai mici.

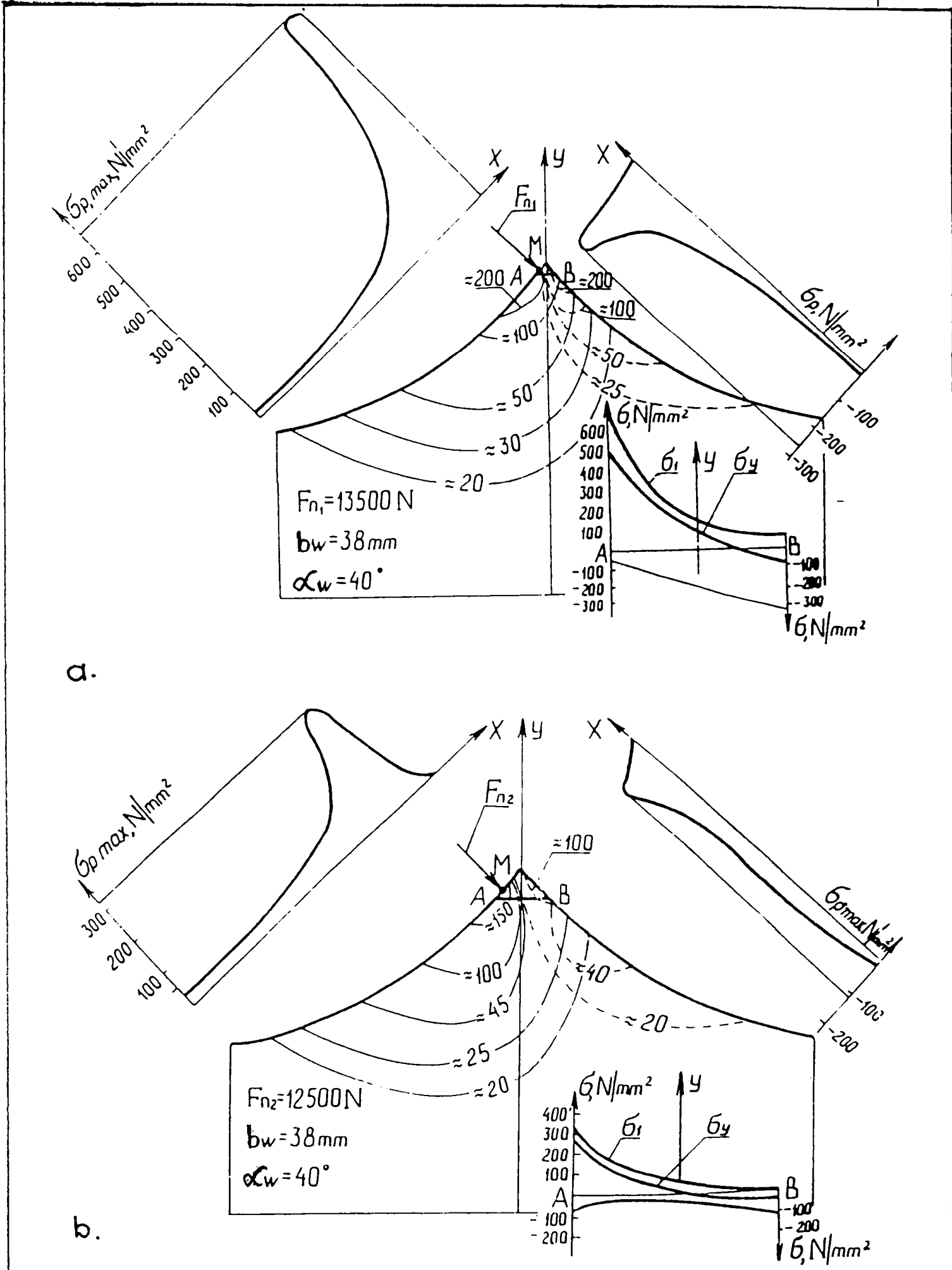


Fig. 5.17 Tabloul tensiunilor în dintele angrenajului precesional.

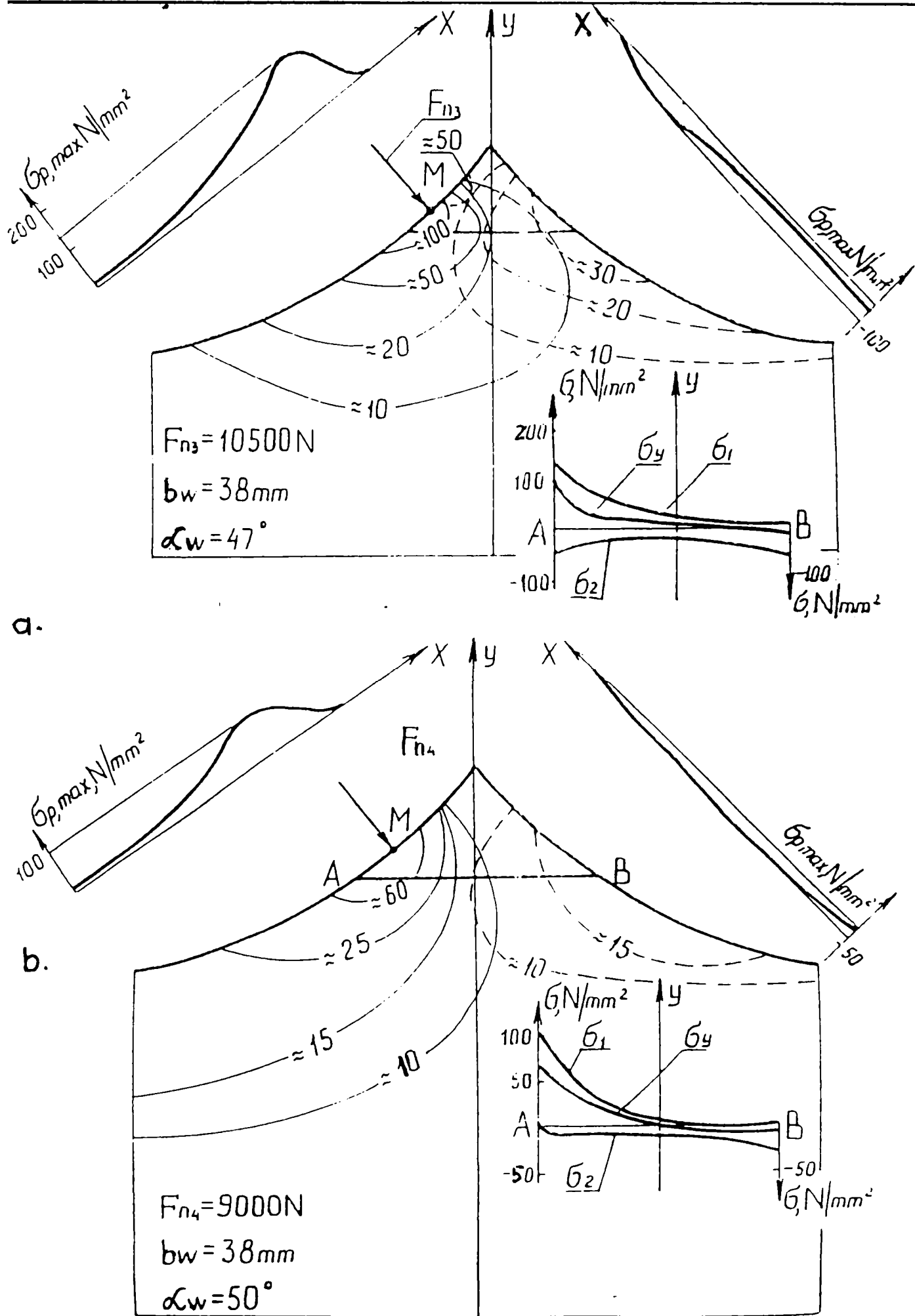


Fig. 5.18 Tabloul tensiunilor în dintele angrenajului precesional.

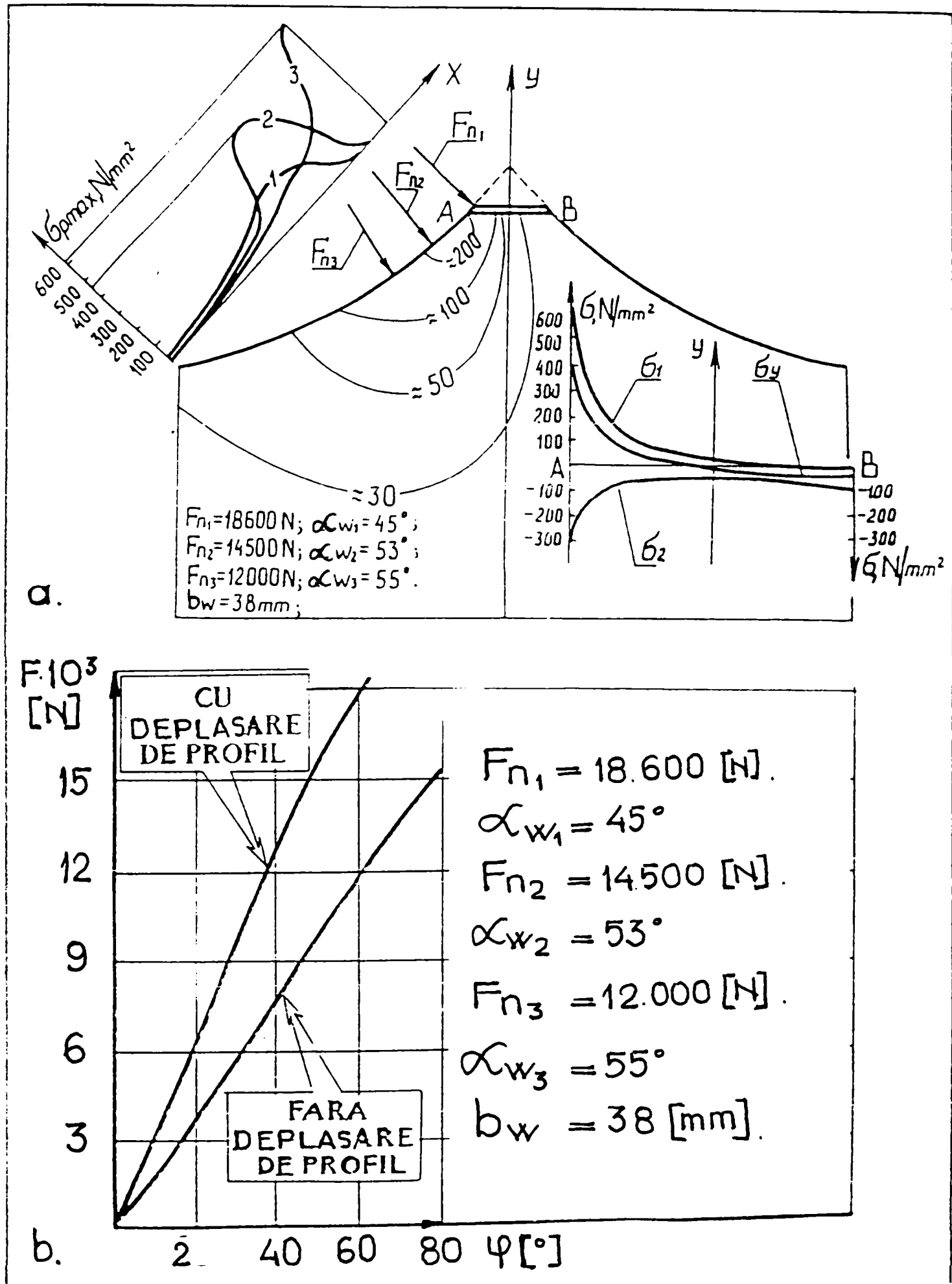


Fig. 5.19 Tabloul tensiunilor în dintele cu vârf teșit (a) și diagrama distribuției forțelor (b).



Tensiunile mari în vârful dintelui ( pentru  $z_1 > z_2$  ) impun necesitatea elaborării unor procedee constructive și tehnologice pentru minimizarea lor. Pentru a evita transmiterea forței maxime din vârful dintelui a fost realizat modelul dintelui cu vârf teșit. Profilul obținut cu forțele  $F_{n1}$ ,  $F_{n2}$ ,  $F_{n3}$  aplicate în punctele respective, este prezentat în Fig. 5.19.a. Forța maximă (determinată din graficul distribuției sarcinii între dinți, conf. Fig. 5.19.b.) este aplicată în vârful teșiturii.

Valoarea tensiunilor maxime la vârf scade puțin, iar deplasările în noduri se reduc simțitor. Câmpul izoliniilor ne arată că tensiunile ( $\approx 30$  [N/mm<sup>2</sup>]) cresc în direcția dintelui și nu spre flancul opus. Analiza câmpului tensiunilor în dinți conf. Fig.5.15 și Fig.5.16. demonstrează necesitatea efectuării corijării profilului, pentru a reduce solicitarea vârfului dintelui și respectiv nivelul tensiunilor în vârf.

În Fig.5.20a se prezintă profilul deplasat și nedeplasat al dintelui cu forțele aplicate  $F_{n1}$ ,  $F_{n2}$ ,  $F_{n3}$ , iar în Fig. 5.20.b – diagrama distribuției forțelor în dinte angrenajului precesional.

Pentru comparație, au fost construite graficele tensiunilor principale maxime de întindere pentru cazul cu deplasare și nedeplasare a profilului dintelui și trei ipoteze de încărcare. Analiza lor argumentează oportunitatea efectuării corijării profilului, deoarece tensiunile maxime la vârf s-au redus de aproximativ 5 – 6 ori .

Deplasarea de profil asigură reducerea deplasărilor nodale de 3,5 ori pentru ipoteza 1 de încărcare, de 1,5 ori pentru ipoteza 2 de încărcare, iar pentru ipoteza 3 de încărcare, deplasările se măresc doar de 1,1 ori (forța  $F_{n3}$  este mai mare decât în cazul profilului nedeplasat) .

Metoda elementului finit “M.E.F” aplicată de autor în acest caz permite determinarea deplasărilor în noduri modelând diferite valori de corijare a profilului, respectând continuitatea contactului.

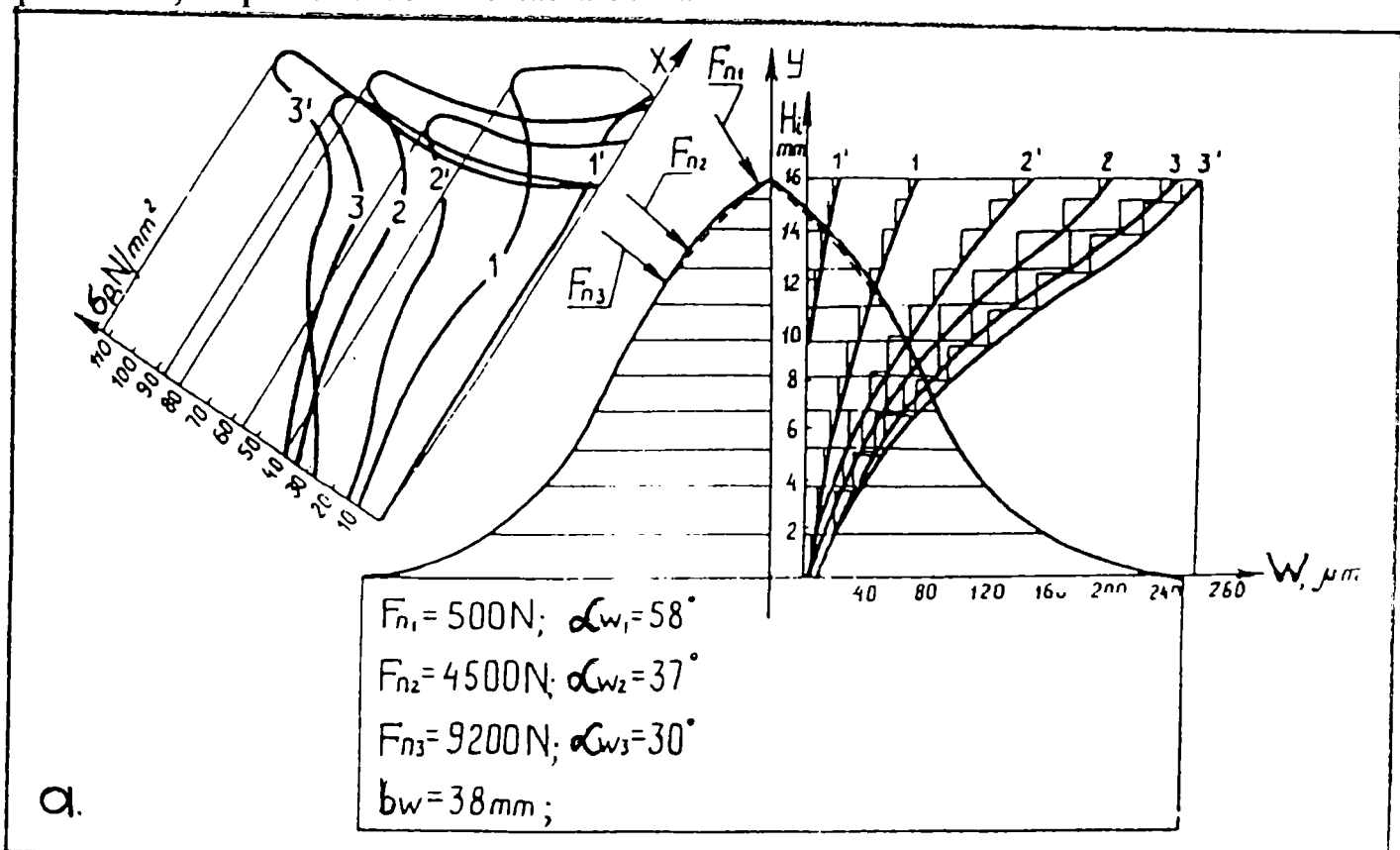


Fig. 5.20.a Tabloul tensiunilor și deplasărilor în dinte angrenajului precesional.

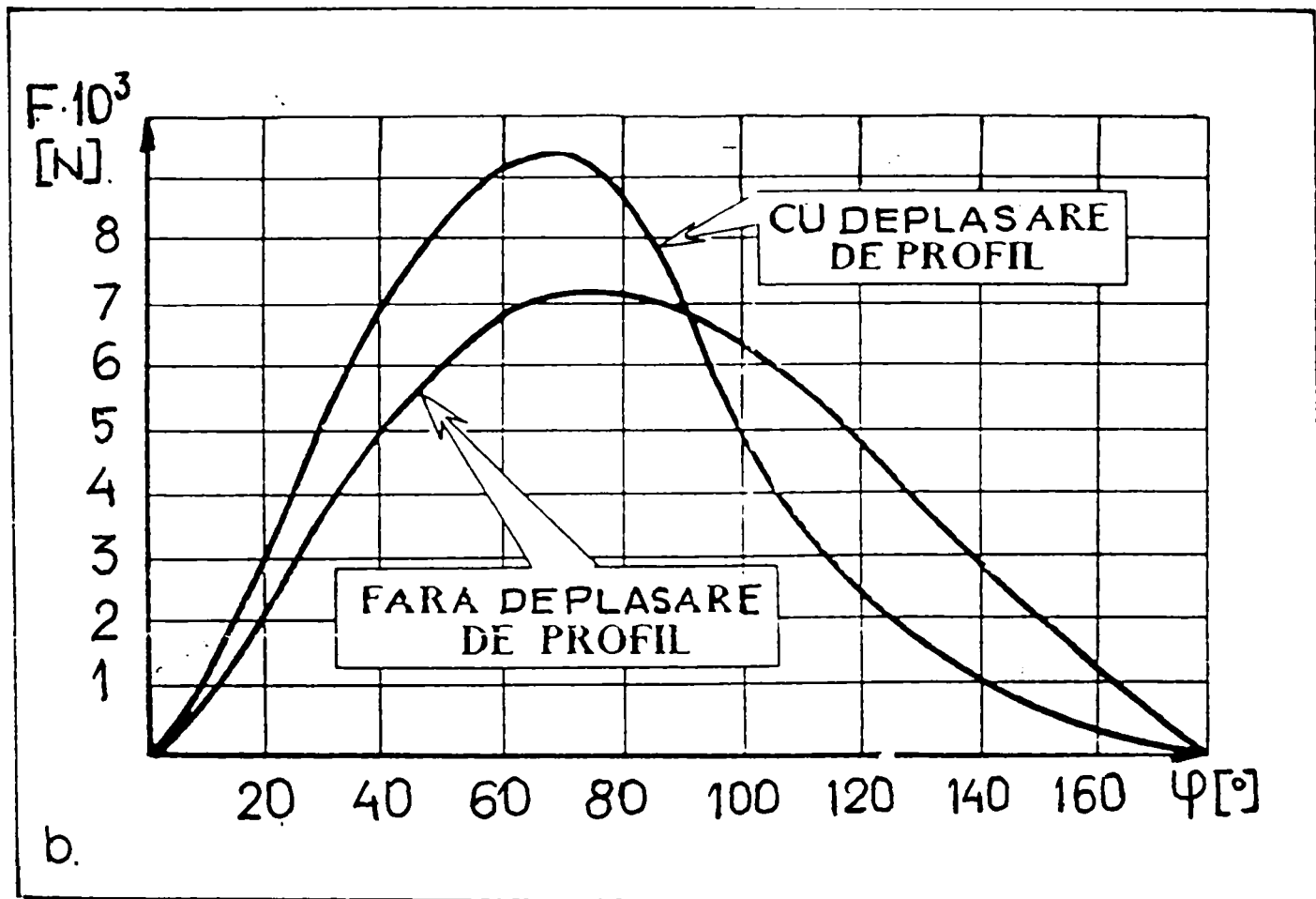


Fig. 5.20.b Diagrama distribuției forțelor în dintele angrenajului precesional cu profil deplasat

### 5.7. Calculul de rezistență al reductorului precesional de tip 2K-H cu roată satelit cu role [130].

Structura relațiilor de calcul a reductoarelor precesionale depinde de schema lor structurală și de varianta constructivă a angrenajului.

Reductoarele precesionale cu roată – satelit cu role pot fi elaborate atât după schema 2K – H, cât și după schema K – H – V, precum și a combinațiilor lor cu unghiul de amplasare al roților  $\delta > 0$  sau  $\delta = 0$ .

La reductoarele precesionale de tip 2K – H în funcție de raportul de transmitere și de sensul rotirii arborelui condus se stabilește numărul de dinți necesar la roata fixă  $z_1$ , danturile blocului satelit  $z_2$ ,  $z_3$  și dantura la roata mobilă  $z_4$ , care este solidară cu arborele condus.

Corelarea preferențială a numărului de dinți are la bază relațiile :

$$\begin{aligned} z_1 &= z_2 - 1 \\ z_4 &= z_3 - 1 \\ z_2 &> z_3 \end{aligned} \quad (141)$$

$$i = - \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4 - z_1 \cdot z_3} \quad (142)$$

În acest caz, sensurile de rotație a arborilor, motor și condus nu coincid .

*Cap.5. Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare a reductoarelor precesionale*

La reductoarele precesionale de tip K – H - V, raportul de transmitere „i” în funcție de numărul de dinți se determină utilizând relația :

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} \quad ( 143 )$$

Parametrii geometrici ai reductorului precesional de tip 2K-H sunt prezentați în schema din Fig. 5.21.a,b.

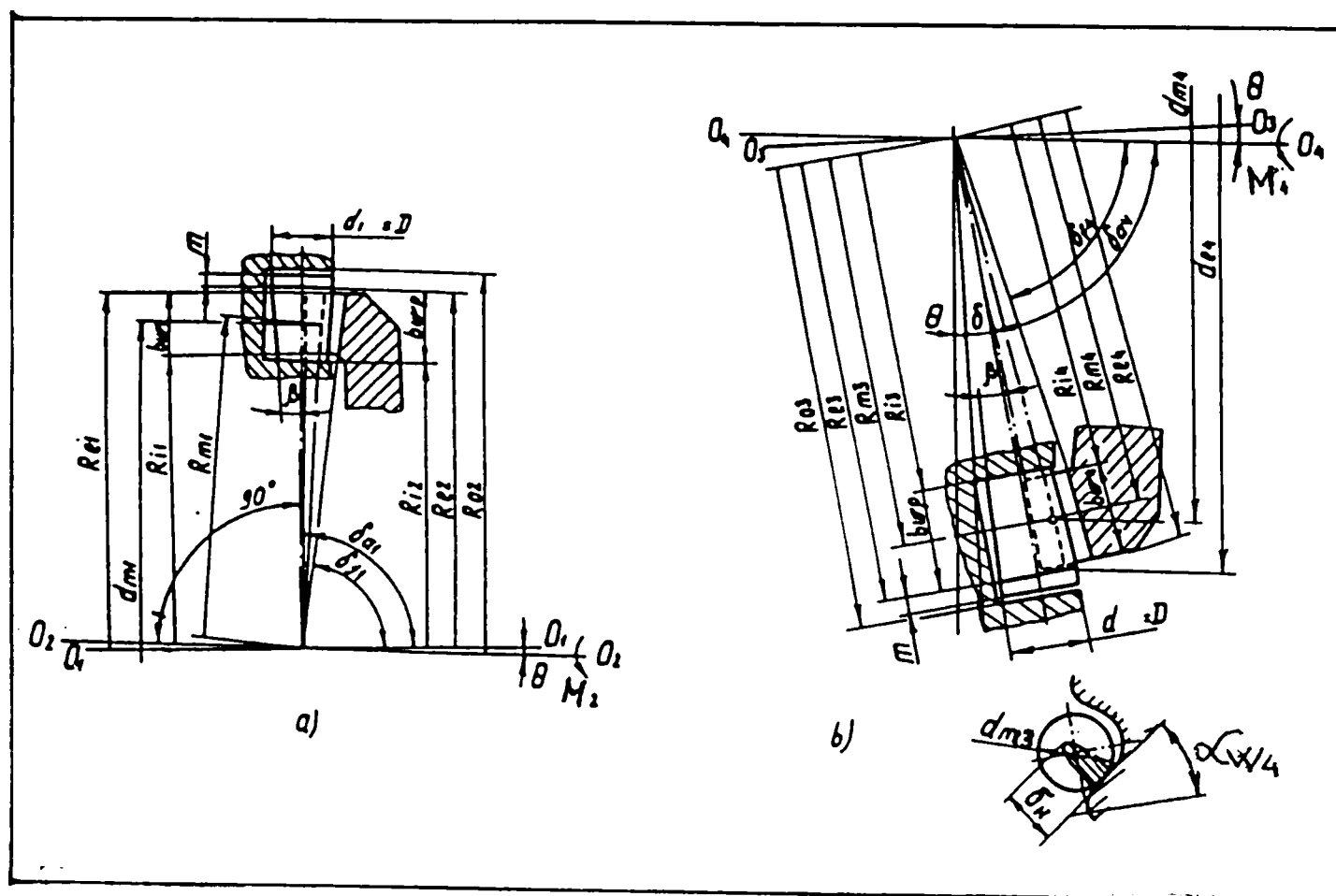


Fig. 5.21. Schema pentru calculul de rezistență – proiectare a reductorului precesional de tip 2K-H cu roată satelit cu role.

**5.7.1. Algoritmul propus de autor pentru proiectarea reductorului precesional cu roată – satelit cu role**

Tabelul 5.1.  
pentru reductorul precesional de tip 2K-H

Parametrul	Simbol	Relația de calcul
<p>♦Se aleg valorile unghiurilor de amplasare a roletelor <math>\delta</math> și de nutație <math>\theta</math> din tabelul 5.3. Din nomogramele prezentate în Fig. 5.22 se alege valoarea unghiului de conicitate a roletelor <math>\beta</math>, în funcție de numărul dinților roților centrale <math>z_1</math>, unghiul de nutație <math>\theta</math>, gradul de acoperire al angrenajului <math>\varepsilon</math> și unghiul de amplasare al roletelor <math>\delta</math>.</p> <p>♦Din nomogramele din Fig.5.23 se alege valoarea coeficientului de proporționalitate <math>\gamma</math> în funcție de <math>z_1</math>, <math>\delta</math> și <math>\theta</math>.</p> <p>♦ Din Fig.5.2. ; Fig. 5.3. ; Fig. 5.4. ; Fig. 5.5. ; Fig. 5.6. se alege valoarea unghiului de angrenare <math>\alpha_w</math> în funcție de <math>z_1</math>, <math>\beta</math> și <math>\theta</math>.</p>		
<b>Calculul de predimensionare</b>		
Diametrul mediu al roții dințate $d_m$ (prealabil)		<p>Calculul se efectuează pentru angrenajul cu număr mai mic de dinți ( deoarece este mai solicitat din cauza numărului mai mic de dinți din cei care transmit simultan sarcina). Să admitem că <math>z_4 &lt; z_1</math>. Atunci:</p> $d_{m4} = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_4(1-\gamma) \cdot \cos(\delta + \theta) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\sigma_{HP}^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot z_\varepsilon \cdot \text{tg}\beta \cdot \cos\alpha_w}}$ $z_\varepsilon = \frac{z_4 - 1}{2} \cdot \frac{\varepsilon}{100}$ <p>Pentru <math>\varepsilon = 100\%</math>, <math>z_\varepsilon = (z_4 - 1)/2</math></p>
Indicații privind alegerea valorilor $\Psi_{bd}$ , $K_{HP}$ , $K_{H\beta}$ și $K_{HV}$ sunt prezentate în cap. 3 și în finalul acestui subcapitol:		
Lungimea dintelui $b_{w4}$		$b_{w4} = \Psi_{bd} \cdot d_{m4}$
Lungimea rolei $b_{w3}$		$b_{w3} = b_{w4} + (2...5) \text{ mm}$
Diametrul rolei în secțiune medie $d_{mr}$		$d_{mr} = d_{m4} \cdot \text{tg}\beta / \cos(\delta + \theta)$
Diametrul rolei în secțiune frontală $d_{fr}$		$d_{fr} = d_{mr} \cdot b_{wr} \cdot \text{tg}\beta$
Diametrul axei rolei		$d_a = (0,7...0,8) \cdot (d_{m2} - b_{wr} \cdot \text{tg}\beta)$
Tensiunea de contact (hertziană) admisibilă la rostogolirea cu frecare		$\sigma_{aHP} = \sigma_{HP} \cdot (0,28 + 0,72 \cdot e^{-V_{al}/K_3})$ unde: $\sigma_{HP}$ – tensiunea de contact la rostogolire fără alunecare $K_3$ – coeficient dimensional, pentru oțel $K_3 = 3,15$ ; $V_{al}$ – viteza de alunecare la contactul dinte – rolă

$V_{al} = K_1 \cdot \ln \frac{f_{max}}{f_{max} - \frac{2K}{d_{mr}} [f_{d0} + 0,5(d_{fr} - d_a) \cdot \sin \alpha_w \cdot \sin(\delta + \beta) \cdot \cos \delta + 2K]} / d_{mr}$	
	<p><b>unde :</b>  <math>\beta = \arctg(d_{mr} - \sin \alpha_w / d_{m4})</math>, este unghiul care determină poziția liniei de contact în raport cu axa rotelor;  <math>K_1 = 2463</math> – coeficientul care depinde de condițiile de lucru a cuplei dinte – rolă;  <math>f_{max} = 0,04 \dots 0,05</math> – coeficientul de frecare maxim;  <math>K = 0,005</math> – coeficientul de frecare la rostogolire;  <math>f = 0,04</math> – coeficientul de frecare de alunecare ( axial și pe fața rolei ).</p>
<b>Calculul geometric</b>	
Diametrul mediu $d_{m4}$ al roții dințate (cu considerarea frecării la rostogolire )	$d_{m4} = 53 \cdot \sqrt{\frac{M_4 \cdot (1 - \nu) \cdot \cos(\delta + \theta) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\sigma_{HP} \cdot 2 \cdot \Psi \cdot z_\epsilon \cdot tg\beta \cdot \cos \alpha_w}}$
Raza medie a coroanei cu role $R_{m3}$	$R_{m3} = \frac{d_{m4}}{2 \cdot \cos(\delta + \theta) \cdot [1 - tg\beta \cdot \sin \alpha_w \cdot tg(\delta + \theta)]}$
Lungimea dinților $b_{w4}$	$b_{w4} = \Psi_{bd} \cdot d_{m4}$
Lungimea rotelor $b_{w5}$	$b_{w5} = b_{w4} + (2 \dots 5) \text{ mm}$
Diametrul rolei în secțiune medie $d_{mr}$	$d_{mr} = 2 \cdot R_{m3} \cdot tg\beta$
Diametrul rolei în secțiune frontală $d_{fr}$	$d_{fr} = d_{mr} + b_{wr} \cdot tg\beta$
Raza medie a roții dințate $R_{m4}$	$R_{m4} = \frac{d_{m4}}{2 \cdot \cos[\delta + \theta + \arctg(d_{m2} \cdot \sin \alpha_w) / 2 \cdot R_{m3}]}$
Raza exterioară a coroanei cu role $R_{e3}$	$R_{e3} = R_{m3} + 0,5 \cdot b_{w3}$
Raza interioară a coroanei cu role $R_{i3}$	$R_{i3} = R_{m3} - 0,5 \cdot b_{w3}$
Raza exterioară a roții dințate $R_{e4}$	$R_{e4} = R_{m4} + 0,5 \cdot b_{w4}$
Raza interioară a roții dințate $R_{i4}$	$R_{i4} = R_{m4} - 0,5 \cdot b_{w4}$
Unghiul conului de fund $\delta_{f4}$ al dinților	$\delta_{f4} = 90 - (\delta + \theta + \beta)$

**Cap.5. Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare a reductoarelor precesionale**

Unghiul conului de vârf $\delta_{a4}$ al dinților	$\delta_{a4} = \delta_{f4} + 20$
Raza suprafeței de sprijin a danturii cu role	$R_{s3} = \sqrt{(R_{e3} + m)^2 + (0,25 \cdot D)^2}$ unde: D și m sunt diametrul și grosimea șaipei care se adoptă constructiv .
<b>Calculul de verificare</b>	
Calculul de verificare al angrenajului la rezistența de contact	$\sigma_H = 275 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_d \cdot (1 - \nu) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m4} \cdot d_{mr} \cdot b_{w4} \cdot z_\varepsilon \cdot \cos \alpha_{wn}}}$
Ordinea de calcul din tabel este adecvată și reductoarelor precesionale cu unghiul de amplasare al roților $\delta = 0$	

Parametrii :  $d_{m1}$  ,  $d_{mr}$  ,  $d_{fr}$  ,  $R_{m1}$  ,  $R_{m2}$  ,  $\delta_{f1}$  ,  $\delta_{f2}$  se determină cu relațiile incluse în tabelul 5.2.

Tabelul 5.2.  
Pentru reductorul precesional de tip K-H

Parametrul - Simbol	Relația de calcul
Alegerea unghiurilor : $\delta$ , $\theta$ , $\beta$ și $\alpha$ se calculează conform primelor trei puncte din Tabelul 5.1.	
◆Calculul de dimensionare	
Diametrul mediu al roții dințate ( prealabil) $d_{m1}$	$d_{m1} = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot (1 - \nu) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\sigma_{HP}^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot \text{tg}\beta \cdot \cos \alpha_w - \cos^2 \delta}}$
◆Calculul geometric	
Diametrul rolei în secțiune medie $d_{mr}$	$d_{mr} = d_{m2} \cdot \text{tg}\beta / \cos \delta$
Diametrul rolei în secțiune frontală $d_{fr}$	$d_{fr} = d_{mr} + b_{wr} + \text{tg}\beta$
Diametrul mediu al roții dințate (cu considerarea frecării la rostogolire) $d_{m1}$	$d_{m1} = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (1 - \nu)}{\sigma_{HP}^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot z_\varepsilon \cdot \text{tg}\beta \cdot \cos \alpha_w \cdot \cos^2 \delta}}$
Raza medie a coroanei cu role $R_{m2}$	$R_{m2} = \frac{d_{m1} \cdot \cos \theta - d_{m2} \cdot \sin \alpha_w \cdot \sin \delta}{2 \cdot \cos \delta}$
Raza medie a roții dințate $R_{m1}$	$R_{m1} = \frac{d_{m1} \cdot \cos \theta}{2 \cdot \cos[\delta - \arctg(d_r \cdot \sin \alpha_w / 2 \cdot R_{mr})]}$
Unghiul conului de fund al dinților $\delta_{f1}$	$\delta_{f1} = 90^\circ - \beta - \theta - \delta$
Unghiul conului de vârf al dinților “ $\delta_{a1}$ ”	$\delta_{a1} = \delta_{f1}$



**Cap.5. Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare a reductoarelor precesionale**

La reductoarele precesionale există un grup de parametri geometrici ale căror valori influențează simțitor parametrii aplicativi .

Unghiul  $\theta$ , numit “unghi de nutație a roții satelit”, este unghiul de înclinare a axei manivelei în raport cu axa roții centrale. Acesta poate lua valori în limitele  $\theta = 1^{\circ}30'$ , ...,  $3^{\circ}$ .

Dependența unghiului de nutație „ $\theta$ ” de alți parametri este prezentată în Tabelul 5.3., iar unghiul conului generator „ $\delta$ ” se alege în limitele  $\delta = 0^{\circ} \dots 30^{\circ}$ , din Tabelul 5.3.

Tabelul 5.3.

$z_i$	$\beta$ [ grade ]	$\delta$ [ grade ]	$\theta$ [ grade ]
15 – 18	5 – 4	0 – 7,5	1,75 – 2,5
18 – 20	4 – 3		
20 – 27	3 – 2		
15 – 19	5 – 4	7,5 – 15	1,75 – 2,5
19 – 22	4 – 3		
22 – 29	3 – 2		
15 – 20	6 – 4,5	15 – 30	2 – 2,5
20 – 24	4,5 – 3,5		
25 – 31	3,5 – 2,5		
15 – 21	6 – 4,5	22,5 – 30	2 – 2,5
21 – 27	4,5 – 3,5		
27 – 35	3,5 – 2,5		
19 – 23	6 – 4,5	30 – 33	2 – 2,75
23 – 29	4,5 – 3,5		
29 – 45	3,5 – 2,5		

Pentru a analiza influența unor factori de exploatare asupra parametrilor geometrici ai reductoarelor precesionale, în relațiile de calcul se introduc coeficienții  $K_{HP}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{HV}$ .

- $K_{HP}$  este un coeficient experimental care ține seama de neuniformitatea distribuției sarcinii între dinții  $z_e$  aflați simultan sub sarcină; prin metode experimentale s-a stabilit: pentru reductoarele precesionale tip K – H – V,  $K_{HP} = 1,3 \dots 1,93$ , iar pentru reductoarele precesionale de tip 2K – H,  $K_{HP} = 1,45 \dots 1,93$ .
- $K_{H\beta}$  – reprezintă un coeficient care ia în considerare neuniformitatea distribuirii sarcinii pe lungimea dinților . Experimental s-a stabilit:  $K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,45$ .
- $K_{HV}$  – este un coeficient care ia în considerare caracterul dinamic al sarcinii:  $K_{HV} = 1 \div 1,05$ .

### 5.7.2. O utilizare de către autor a algoritmului de proiectare a reductorului precesional de tip 2K-H

Se dă :

- ◆ Puterea motorului electric de acționare :  $P = 1,1$  [ kW ] ;
- ◆ turația :  $n_m = 1000$  [ rot/min ] ;
- ◆ Raportul de transmitere :  $i = - 80$  .

În funcție de raportul de transmitere și de sensul rotirii arborelui condus ale reductoarelor precesionale de tip 2K – H, se stabilește numărul necesar de dinți la roata fixă  $z_1$ , danturile blocului satelit  $z_2$  și  $z_3$  și dantura la roata mobilă  $z_4$  care este solidară cu arborele condus.

Corelarea preferențială a numărului de dinți are la bază relațiile :

$$\begin{aligned} z_1 &= z_2 - 1; \\ z_4 &= z_3 - 1; \\ z_2 &> z_3. \end{aligned} \quad ( 144 )$$

În acest caz, sensurile rotirii arborilor motor și condus nu coincid .

Parametrii geometrici sunt prezentați în schema din Fig. 5.21. În funcție de raportul de transmitere  $i$  se va alege numărul de dinți pentru roțile dințate:  $z_1 = 29$  dinți ;  $z_2 = 30$  dinți ;  $z_3 = 22$  dinți ;  $z_4 = 21$  dinți.

Pentru verificarea raportului de transmitere se va folosi relația :

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4 - z_1 \cdot z_3} = \frac{29 \cdot 22}{30 \cdot 21 - 29 \cdot 22} = -79,75 \quad ( 145 )$$

Conform Tab. 5.3 se alege unghiul de nutație „ $\theta$ ” și unghiul axoidului conic „ $\delta$ ”.

$$\theta = 2^\circ ; \delta = 15^\circ ; \varepsilon = 100\% .$$

Din nomograma prezentată în Fig. 5.22 se alege valoarea unghiului de conicitate a roților  $\beta$  în funcție de numărul dinților roții centrale  $z_1$  la diferite unghiuri de nutație  $\theta$ , unghiuri ale axoidului conic “ $\delta$ ” și de gradul de acoperire al angrenajului “ $\varepsilon$ ”:  $\delta = 0^\circ$  ( a );  $\delta = 15^\circ$  ( b );  $\delta = 22^\circ 30'$  ( c );  $\delta = 30^\circ$  ( d ).

În Fig. 5.23 este prezentată dependența coeficientului de proporționalitate “ $\gamma$ ” în funcție de numărul de dinți  $z_1$  la diferite unghiuri ale axoidului conic  $\delta = 0^\circ$  și  $\delta = 15^\circ$  ( a ),  $\delta = 22^\circ 30'$  și  $\delta = 30^\circ$  ( b ), unghiuri de conicitate a roților  $\beta = 2 \dots 6^\circ$ , pentru unghiuri de nutație  $\theta = 2^\circ 30'$  și corelația între numărul de dinți  $z_1 = z_2 + 1$ .

Calculul de predimensionare se efectuează pentru angrenajul cu număr mai mic de dinți (deoarece este mai intens solicitat din cauza numărului mai mic de dinți din cei care transmit simultan sarcina) .

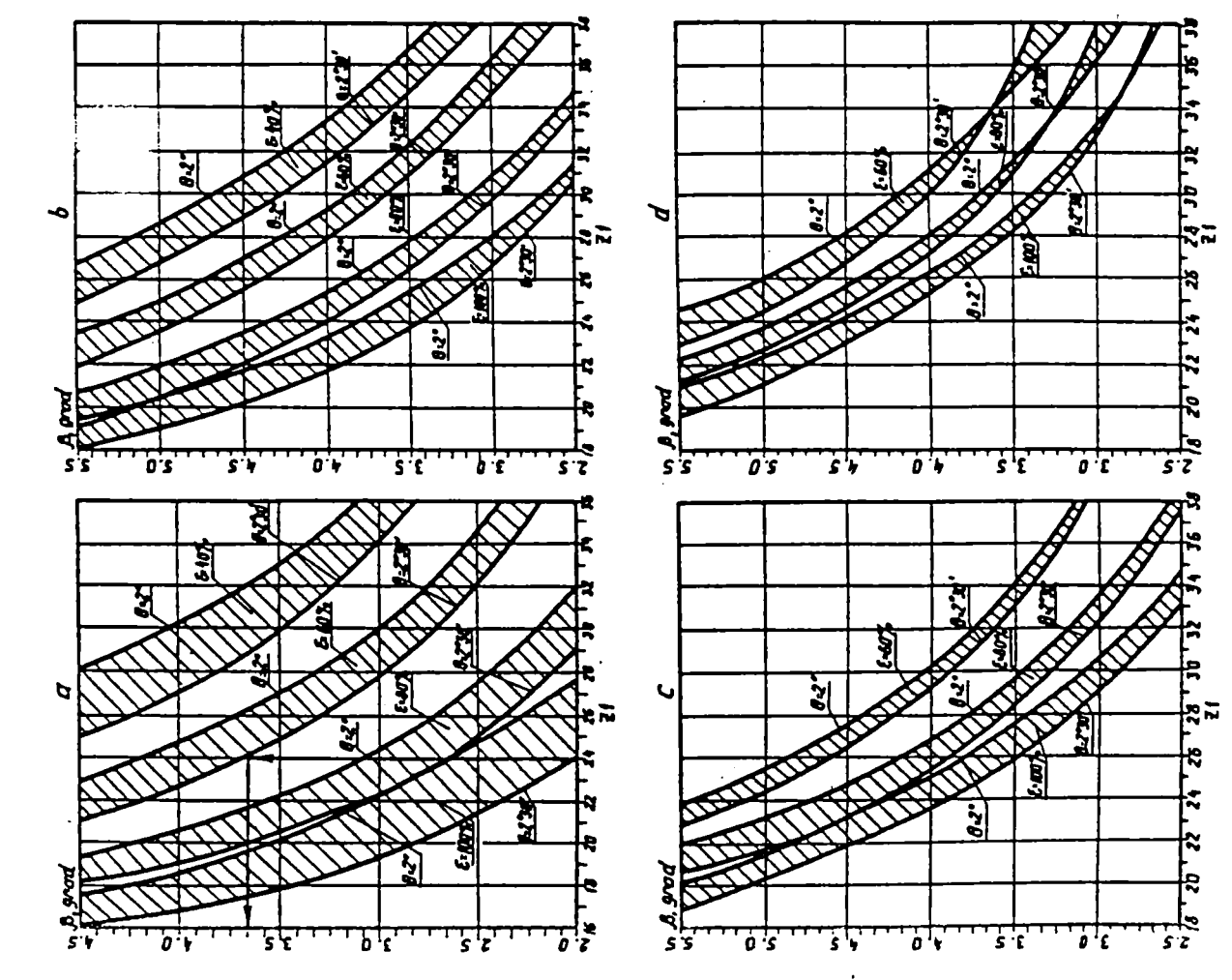


Fig. 5.22 Dependența unghiului de conicitate a rotelor ( $\beta$ ) la diferite unghiuri de nutați ( $\theta$ ), și grade de acoperire ( $\epsilon$ ) la A.P.

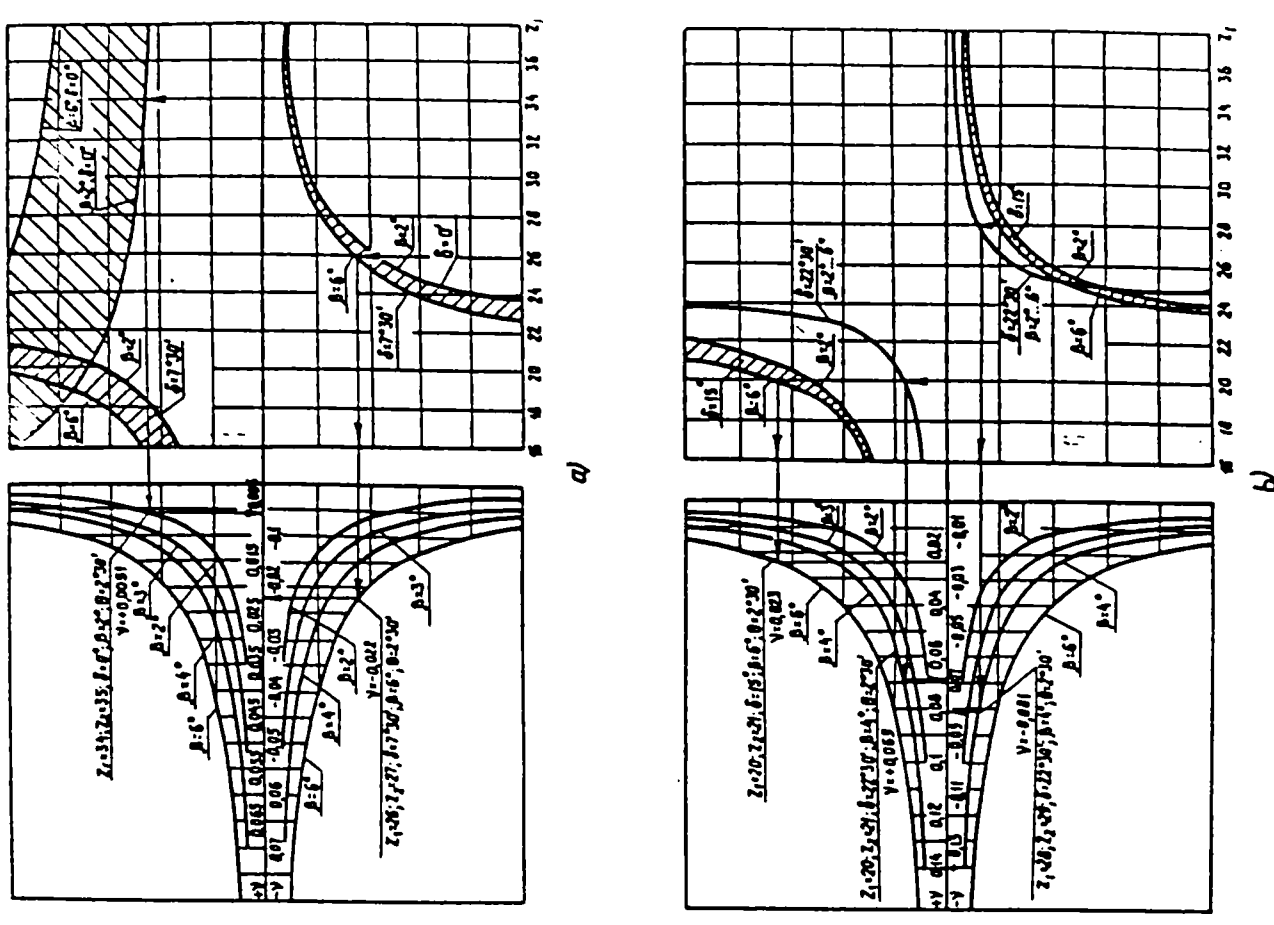


Fig. 5.23 Dependența coeficientului de proporționalitate  $\gamma$  de numărul dinților roții centrale a R. P. la diferite unghiuri ale axoidului conic (a) și unghiuri de conicitate a rotelor satelitelui (b).

*Cap.5. Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare a reductoarelor precesionale*

Prin alegerea unghiurilor „ $\beta$ ” și „ $\alpha_w$ ” din Fig. 5.2.; 5.6. și a coeficientului „ $\gamma$ ” din Fig. 5.23. se obține :

$$\beta = 3,5^\circ ; \quad \alpha_w = 48^\circ ; \quad \gamma = - 0,01 .$$

Calculul de predimensionare se face cu relația :

$$d_{m4} = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t4} \cdot (1 - \nu) \cdot \cos(\delta + \theta) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\sigma_{HP}^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot z_\epsilon \cdot \text{tg} \beta \cdot \cos \alpha_{w4}}} \quad (146)$$

în care:  $K_{HP}$  - este un coeficient experimental care ține seama de neuniformitatea distribuției sarcinii între dinți  $z_\epsilon$  aflați simultan sub sarcină; prin metode experimentale s-a stabilit pentru transmisiile precesionale de tip 2K – H :

$$K_{HP} = 1,93 \dots 1,45 , \text{ se acceptă :}$$

$$K_{HP} = 1,5$$

$K_{H\beta}$  – reprezintă un coeficient care ia în considerare neuniformitatea distribuției sarcinii pe lungimea dinților, legat de deformarea specifică a axei geometrice înclinată a manivelei sub acțiunea cuplului de forțe care acționează în angrenajul precesional; experimental s-a stabilit:

$$K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,5; \text{ se acceptă :}$$

$$K_{H\beta} = 1,2.$$

$K_{HV}$  – este un coeficient care ia în considerare caracterul dinamic al sarcinii;

$$K_{HV} = 1 \dots 1,05 ; \text{ se acceptă :}$$

$$K_{HV} = 1.$$

$z_\epsilon$  – numărul de dinți aflat simultan în angrenare

$$z_\epsilon = \frac{z_4 - 1}{2} \cdot \frac{\epsilon}{100}$$

pentru :

$$\epsilon = 100\% ; z_\epsilon = (z_4 - 1)/2 ;$$

$$z_\epsilon = (21 - 1)/2 = 10 \text{ dinți}$$

$\beta$  – unghiul de conicitate al roților

$$\beta = 3,5^\circ$$

$\alpha_{w4}$  – unghiul de angrenare

$$\alpha_{w4} = 48^\circ$$

$\delta$  – unghiul de înclinație al danturii

$$\delta = 15^\circ$$

*Cap.5. Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare a reductoarelor precesionale*

$\theta$  – unghiul de nutație

$$\theta = 2^\circ$$

$v$  – coeficient de proporționalitate

$$v = -0,01$$

$M_t$  – moment de torsiune

$$M_{t1} = \frac{10^3 \cdot P_1 \cdot 30}{\pi \cdot n_1} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (147)$$

$$M_{t4} = M_{t1} \cdot i \cdot \eta_t \quad (148)$$

$$\eta_t = \eta_1 \cdot \eta_2 = \eta_r^2 \cdot \eta_{a1} \cdot \eta_r^2 \cdot \eta_{a2} \quad (149)$$

$$M_{t1} = \frac{10^3 \cdot 1,1 \cdot 30}{\pi \cdot 1100} = 10,50 \quad [\text{N}\cdot\text{mm}]$$

$$\eta_t = 0,96$$

$$M_{t4} = 10,50 \cdot 80 \cdot 0,96 = 806,40 \quad [\text{N}\cdot\text{mm}]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_{HP}} \cdot z_N \cdot z_L \cdot z_R \cdot z_W \cdot z_X \quad (150)$$

în care :

$\sigma_{H \text{ lim}}$  – tensiunea limită admisibilă la oboseală pentru solicitarea de contact a dinților

$z_N$  – factorul durabilității ;

$z_L$  – factorul de influență al ungerii ;

$z_R$  – factorul de rugozitate a flancurilor dinților ;

$z_W$  – factorul de duritate a flancurilor dinților ;

$z_X$  – factorul de dimensiune ;

$S_{HP}$  – factor admisibil de siguranță ;

Se alege :

$$\sigma_{HP \text{ lim}} = 700 \quad [\text{MPa}] ;$$

$$z_N = 1 ; z_L = 0,8 ; z_R = 0,9 ; z_W = 1 ; z_X = 1 ; S_{HP} = 1,5 .$$

Se calculează  $\sigma_{HP}$  :

$$\sigma_{HP} = \frac{700}{115} \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 336 \quad [\text{MPa}]$$

Înlocuind toți coeficienții în relația ( 146 ) obținem :

$$d_{m4} = \sqrt[3]{\frac{806,40 \cdot (1 - 0,08) \cdot \cos(15 + 2) \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1}{336 \cdot 0,2 \cdot 10 \cdot \text{tg}3,5 \cdot \cos 48}} = 182,75$$

$$d_{m4} = 182,75 \quad [\text{mm}]$$

Calculăm ceilalți parametri :

a ) Lungimea dintelui  $b_{w4}$

$$b_{w4} = \Psi_{bd} \cdot d_{m4} = 0,15 \cdot 182,75 = 27,412 \quad [\text{mm}] \quad (151)$$

b ) Lungimea rolei  $b_{w3}$

$$b_{w3} = d_{w4} + (2 \div 5) = 27,412 + 2 = 29,412 [\text{mm}] \quad (152)$$

c ) Diametrul mediu al rolei  $d_{mr}$  :

$$d_{mr} = d_{m4} \cdot \text{tg} \beta / \cos(\delta + \theta) = 182,75 \cdot \text{tg} 3,5 / \cos(1,5 + 2) = 11,688 [\text{mm}] \quad (153)$$

d ) Diametrul rolei în secțiune frontală  $d_{fr}$ :

$$d_{fr} = d_{mr} + b_{wr} \cdot \text{tg} \beta = 11,688 + 36,511 \cdot \text{tg} 3,5 = 13,92 [\text{mm}] \quad (154)$$

e ) Diametrul osiei rolei  $d_o$ :

$$d_o = (0,7 \dots 0,8) \cdot (d_{m2} - b_{wr} \cdot \text{tg} \beta) = 0,8 (11,688 - 36,511 \cdot \text{tg} 3,5) = 7,563 [\text{mm}] \quad (155)$$

f) Tensiunea de contact ( Hertziană) admisibilă la rostogolire cu frecare  $\sigma_{aHP}$

$$\sigma_{aHP} = \sigma_{HP} (0,28 \cdot 0,72 \cdot e^{-V_{al} / K_3}) \quad (156)$$

în care:

$\sigma_{HP}$ - tensiunea de contact admisibilă la rostogolire fără alunecare ;

$K_3$  – coeficient dimensional ;

(pentru oțel :  $K_3 = 3,15$ )

$V_{al}$  – viteza de alunecare de contact (dinte-roată);

$$V_{al} = K_1 \ln \frac{f_{\max}}{f_{\max} - \frac{2K}{d_{mr}} [f_{d0} + 0,5(d_{fr} - d_o) \sin \alpha_w \sin(\delta + \beta') \cos \delta + 2K] / d_{mr}} \quad (157)$$

unde:

$\beta' = \arctg(d_{mr} - \sin \alpha_w / d_{m4})$ , este unghiul care determină poziția liniei de contact în raport cu axa rolelor;

$K_1 = 2463$  – coeficientul care depinde de condițiile de lucru a cuplei dinte – rolă;

$f_{\max} = 0,04 \dots 0,05$  – coeficientul de frecare maxim;

$K = 0,005$  – coeficientul de frecare la rostogolire ;

$f_{da} = 0,04$  – coeficientul de frecare de alunecare.

$$V_{al} = 2,463 \ln \frac{0,05}{0,05 - \frac{2 \cdot 0,005}{11,688} [0,04 + 0,5 \cdot (13,92 + 7,563) \cdot \sin 48^\circ \cdot \sin(15^\circ + 2,72^\circ) \cdot \cos 15 + 2 \cdot 0,005] / 11,688}$$

$$V_{al} = 1,342 [\text{m/s}].$$

$$\sigma_{aHP} = 18,33 \cdot \left( 0,28 + 0,72 \cdot e^{-\frac{1,34}{31,5}} \right) = 17,780 [\text{MPa}]$$

◆ **Calculul geometric**

a ) Diametrul mediu  $d_{m4}$  al roții dințate (cu considerarea frecării de rostogolire) :

$$d_{m4} = 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t4} \cdot (1 - \nu) \cdot \cos(\delta + \theta) \cdot K_{HP} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\sigma_{HP}^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot z_\varepsilon \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_{w4}}} = \quad (158)$$

$$= 53 \cdot \sqrt[3]{\frac{806,40 \cdot (1 + 0,01) \cdot \cos(15 + 2) \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1}{316 \cdot 0,15 \cdot 10 \cdot \operatorname{tg} 3,5 \cdot \cos 48}} = 179,364 \text{ [mm]}$$

b ) Raza medie a coroanei cu role  $R_{m3}$

$$R_{m3} = \frac{d_{m4}}{2 \cdot \cos(\delta + \theta) \cdot [1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \alpha_w \cdot \operatorname{tg}(\delta + \theta)]} = \quad (159)$$

$$= \frac{179,364}{2 \cdot \cos(15 + 2) \cdot [1 - \operatorname{tg} 3,5 \cdot \sin 48 \cdot \operatorname{tg}(15 + 2)]} = 96,5 \text{ [mm]}$$

c ) Lungimea dinților  $b_{w4}$ :

$$b_{w4} = \Psi_{bd} \cdot d_{m4} = 0,15 \cdot 179,364 = 26,90 \text{ [mm]} \quad (160)$$

d ) Lungimea rolelor  $b_{w5}$

$$b_{w5} = b_{w4} + (2 \div 5) = 28,90 \text{ [mm]} \quad (161)$$

e ) Diametrul rolei în secțiune medie  $d_{mr}$ :

$$d_{mr} = 2 \cdot R_{m3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2 \cdot 96,5 \cdot \operatorname{tg} 3,5 = 11,8 \text{ [mm]} \quad (162)$$

f ) Diametrul rolei în secțiune frontală  $d_{fr}$ :

$$d_{fr} = d_{mr} + b_w \cdot \operatorname{tg} \beta = 11,8 + 35,872 \cdot \operatorname{tg} 3,5 = 13,994 \text{ [mm]} \quad (163)$$

g ) Raza medie a roții dințate  $R_{m4}$ :

$$R_{m4} = \frac{d_{m4}}{2 \cdot \cos[\delta + \theta + \operatorname{arctg}(d_{m2} \cdot \sin \alpha_{w4}) / 2 \cdot R_{m3}]} = \quad (164)$$

$$= \frac{179,364}{2 \cdot \cos[15 + 2 + \operatorname{arctg}(11,688 \cdot \sin 48) / 2 \cdot 96,5]} = 95,184 \text{ [mm]}$$

h ) Raza exterioară a coroanei cu role  $R_{e3}$ :

$$R_{e3} = R_{m3} + 0,5 \cdot b_{w3} = 96,5 + 0,5 \cdot 29,412 = 116,433 \text{ [mm]} \quad (165)$$

i ) Raza interioară a coroanei cu role  $R_{i3}$ :

$$R_{i3} = R_{m3} - 0,5 \cdot b_{w3} = 96,5 - 0,5 \cdot 29,412 = 76,564 \text{ [mm]} \quad (166)$$

j ) Raza exterioară a roții dințate  $R_{e4}$

$$R_{e4} = R_{m4} + 0,5 \cdot b_{w4} = 95,184 + 0,5 \cdot 26,90 = 113,12 \text{ [mm]} \quad (167)$$

k ) Raza interioară a roții dințate  $R_{i4}$ :

$$R_{i4} = R_{m4} - 0,5 \cdot b_{w4} = 95,184 - 0,5 \cdot 26,90 = 77,284 \text{ [mm]} \quad (168)$$

l ) Unghiul conului de fund al dinților  $\delta_{f4}$ :

$$\delta_{f4} = 90 - (\delta + \theta + \beta) = 90 - (15 + 2 + 3,5) = 69,5^\circ \quad (169)$$



m ) Unghiul conului de vârf al dinților  $\delta_{a4}$ :

$$\delta_{o4} = \delta_{t4} + 2 \cdot \theta = 69,5 + 2 \cdot 2 = 73,5^\circ \quad (170)$$

◆ **Calculul forțelor din angrenajul precesional de tip 2K – H**

Cu relațiile de calcul: 99, 100, 101, 102, 103, 104 vom determina forțele din angrenajul precesional tip 2K – H:

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot M_d}{d_{m4}} = \frac{806,40 \cdot 2}{179,364} = 8,992 \text{ [N]}$$

$$F'_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{w4} = 8,992 \cdot \operatorname{tg} 3,5 = 2,915$$

◆ Pentru roata dințată centrală:

$$F_{a4} = F'_a \cdot \sin(\delta + \beta' + \theta_{\varphi z}) = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos(\delta + \beta' + \theta_{\varphi z}) =$$

$$= 8,992 \cdot \operatorname{tg} 48 \cdot \cos(15 + 2,721 + 0,01) = 9,08 \text{ [N]}$$

$$\theta_{\varphi z} = \operatorname{tg} \theta \cdot \cos(120 \cdot (Z_g/Z_2)) = \operatorname{tg} 2 \cdot \cos(120 \cdot (10/30)) = 0,01^\circ$$

$$F_{r4} = F'_a \cdot \sin(\delta + \beta' + \theta_{\varphi z}) = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin(\delta + \beta' + \theta_{\varphi z}) =$$

$$= 0,992 \cdot \operatorname{tg} 48 \cdot \sin(15 + 2,721 + 0,01) = 4,987 \text{ [N]}$$

Pentru roata – satelit cu role, admitând că  $F_{a3} = F_{a4}$ , obținem :

$$F_{a3} = F_{a4} \cdot \cos(\delta + \beta') = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos(\delta + \beta') = 8,992 \cdot \operatorname{tg} 48^\circ \cdot \cos(15 + 2,721)$$

$$= 10,368 \text{ [N]}$$

$$F_{r3} = F_{a4} \cdot \sin(\delta + \beta') = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin(\delta + \beta') = 8,992 \cdot \operatorname{tg} 48^\circ \cdot \sin(15 + 2,721)$$

$$= 4,978 \text{ [N].}$$

◆ Pentru angrenajul precesional cu un număr mai mare de dinți, calculul de dimensionare și geometric este identic cu cel al angrenajului precesional de tip K–H–V, conform tabelului 5.2.

### 5.8. Concluziile autorului privitoare la distribuția sarcinilor pe elementele portante și calculul de proiectare al reductorului precesional de tip 2K – H

■ Soluțiile constructive prezentate și utilizate de autor asigură reducerea distribuției sarcinii atât între coroanele danturate ale satelitului cât și între dinții simultan angrenați .

■ Algoritmul propus de autor pentru determinarea forțelor precum și stabilirea coeficientului  $k_F$  asigură o precizie mai ridicată a reductorului precesional de tip 2K – H .

■ Determinarea săgeții dintelui va permite realizarea tehnologică a deplasării de profil exprimată prin alegerea adecvată a valorii deplasării de profil în limitele săgeții, respectând principiul continuității contactului între dinții simultan angrenați.

■ Utilizarea “M.E.F.” asigură determinarea câmpurilor deformațiilor și tensiunilor la diferite adâncimi de la suprafața flancului sollicitat al dintelui, aceasta permite prognozarea stării de tensiune a dinților angrenajului precesional. Studiul de proiectare și elaborare a procedurilor constructive și tehnologice de reducere a tensiunilor permit optimizarea soluțiilor.

■ Autorul a elaborat un algoritm pentru calculul de rezistență al reductorului precesional de tip 2K – H.

■ Exemplul de calcul prezentat a servit la proiectarea și execuția unui reductor precesional de tip 2K – H.

■ În acest capitol autorul a sistematizat unitar calcule de proiectarea prezentate parțial..

## CAPITOLUL 6

### ASPECTE TEHNOLOGICE ȘI DE CONTROL ALE ANGRENAJELOR PRECESIONALE [32];[33];[35];[37];[45];[158].

#### 6.1 Prelucrarea profilului dinților roților dințate din angrenajul precesional

Profilul dinților roților dințate, utilizate în angrenajul precesional, se modifică în funcție de valorile unghiului axoidei conice  $\delta$ , unghiul de conicitate al roțelor  $\beta$ , unghiul de nutație  $\theta$ , numărul de dinți al roților dințate  $z_1$ ;  $z_2$  și de corelația între acești parametri.

Prelucrarea acestor profile, prin metode tradiționale, este practic imposibilă, deoarece pentru fiecare corelație între parametrii:  $\delta$ ;  $\beta$ ;  $\theta$ ; și  $z$  este necesară executarea sculei cu profilul respectiv.

O metodă care asigură realizarea unei mulțimi de profile a dinților, constă în utilizarea unei scule cu aceiași parametri geometrici.

Metoda constă în următoarele: sculei (frezei sau pietrei de rectificat) i se comunică o serie de mișcări, coordonate între ele, în raport cu axa semifabricatului rotitor, cu parametri care depind de profilul dinților.

Legătura cinematică a semifabricatului și sculei asigură rotirea semifabricatului cu un dinte, la un ciclu închis al tuturor mișcărilor comunicate sculei.

Sculei i se atribuie forma care permite prelucrarea oricărui profil din mulțimea posibilă, inclusiv cu deplasarea longitudinală de profil.

Suprafața descrisă de partea periferică a sculei față de semifabricatul rotitor, produce un corp oarecare, imaginabil, numit roata generatoare.

Cu ajutorul lanțului cinematic al mașinii – unelte, semifabricatul și scula sunt acționate într-o mișcare coordonată – mișcare de rulare.

La orice schimbare elementară a poziției în spațiu a sculei rotitoare în raport cu semifabricatul, de pe acesta se elimină o parte din material.

Ca rezultat, suprafața dintelui se obține ca înfășurătoarea unei serii de mișcări consecutive ale periferiei sculei rotitoare față de semifabricat.

Pentru realizarea mișcărilor necesare sculei, au fost realizate dispozitive de frezare și de rectificare a dinților roților dințate care pot fi folosite la mașinile – unelte de prelucrări roți dințate.

Ansamblul dispozitivului este prezentat în Fig. 6.1.a.; [32];[45]; profilul obținut al dintelui Fig. 6.1.b.; schema pozițională de formare a profilului dintelui roții solare Fig. 6.1.c.



Dispozitivul de prelucrat include: carcasa ( 1 ); traversa ( 2 ); arborele manivelă ( 3 ) montat 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 ) rigid de corpul (4) ; balansiera ( 11 ) în care se fixează capul de rectificat (6).

Sistemul de coordonate XYZ este fix, iar sistemul de coordonate  $X_1Y_1Z_1$  mobil este rigid de arborele manivelă ( 3 ).

$\psi$ ,  $\theta$ ,  $\delta$ , și  $\beta$  sunt respectiv unghiurile de precesie, nutație a conului generator și de conicitate al sculei.

La rotirea axului principal al M.U., cuplat cu arborele – manivelă ( 3 ) al sculei ( 7 ), i se comunică o serie de mișcări coordonate între ele, care se repetă la fiecare rotație a axului principal.

În Fig. 6.1.b este prezentat profilul obținut al dintelui ( variabil în funcție de diverși parametri geometrici ) echidistant față de traiectoria sculei.

În Fig. 6.1.c sunt prezentate schemele de poziționare și formare a profilului dinților roții centrale.

Pentru stabilirea traiectoriei mișcării centrului sculei se analizează interacțiunea dintre conturul sculei și dintele perforat în diferite faze de formare, respectând condiția

$$\omega_H/\omega_b = \text{const.}$$

în care:

$\omega_H$  – viteza unghiulară a axului principal “H”

$\omega_b$  - viteza unghiulară a semifabricatului “b”

Astfel, la rotirea axului principal “H” cu unghiul  $\varphi_H = 360^\circ/16$ , dintele prelucrat se deplasează din poziția 1 în poziția 2.

Partea periferică a sculei prelucrează profilul dintelui în punctul 2', iar centrul sculei se află în punctul 2". În continuare, procesul se repetă. La o rotație a axului principal, partea periferică a sculei efectuează prelucrarea în continuarea dintelui.

Centrul sculei va descrie traiectorii: 1", 2", 3", ..., 16" conf. Fig. 6.1.c.

Tensiunile mari în vârful dintelui impun necesitatea elaborării procedeelelor constructive și tehnologice de minimizare a lor.

Pentru reductoarele precesionale de putere autorul propune teșirea vârfului dinților roților dințate centrale, eliminând zona nefavorabilă transmiterii unor sarcini însemnate, iar în scopul evitării contactului de fund a cuplei dinte – rolă ( pentru a reduce încărcarea rulmenților ), autorul propune executarea unor canale cu lățimea “b” pentru roțile dințate centrale, Fig. 6.2.

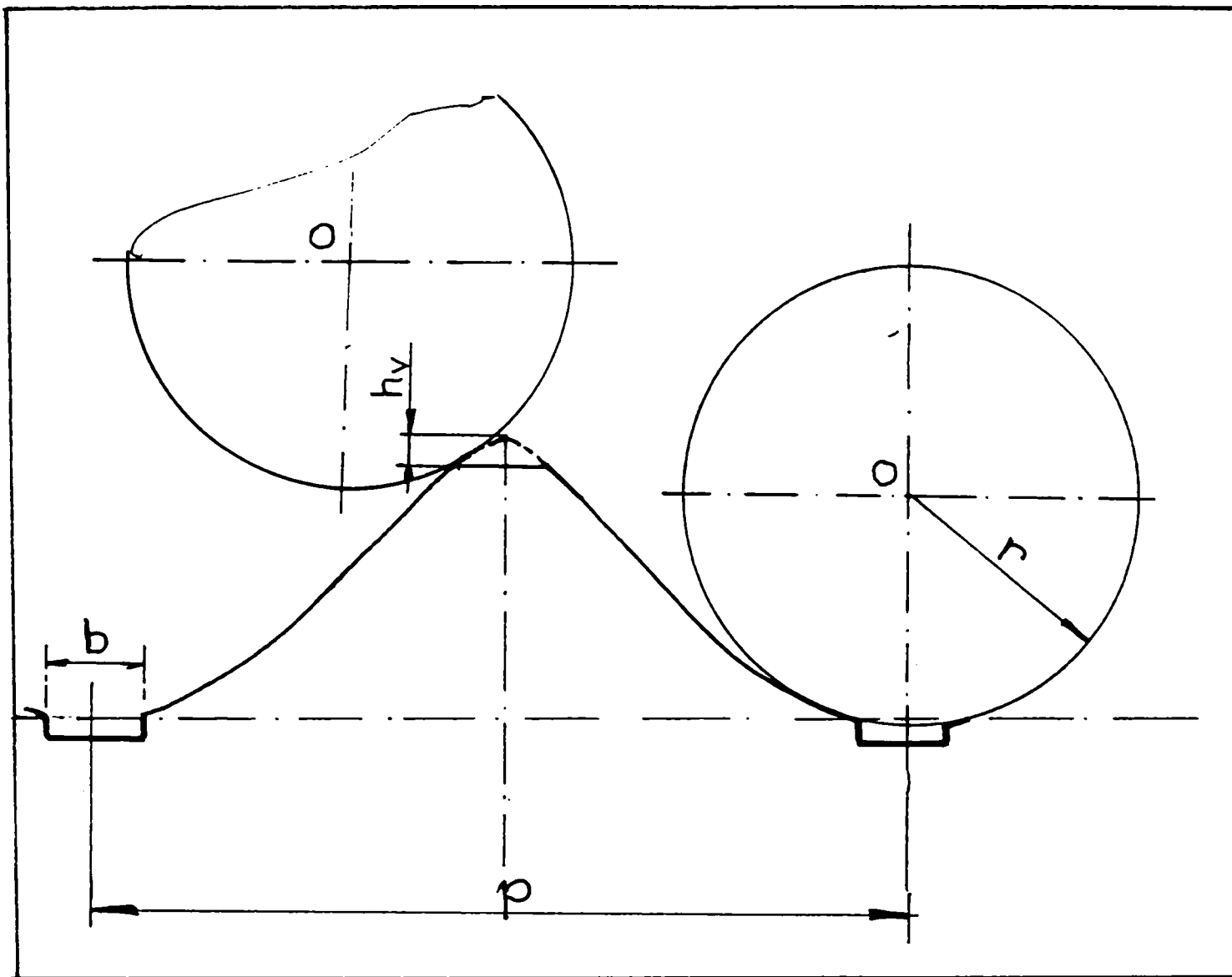


Fig. 6.2 Teșirea vârfului dintelui angrenajului precesional și executarea unor canale în scopul evitării contactului de fund a cuplei dinte – rolă, propusă de autor.

## 6.2. Procedee tehnologice de realizare a angrenajelor precesionale cu deplasare de profil [32];[34];[158].

Necesitatea unui număr mare de roți dințate, în perspectiva unei valorificări largi a reductoarelor precesionale, impune elaborarea unor metode noi de generare a profilurilor dinților.

Una din aceste metode noi de fabricare a roților dințate, la care formarea profilului dinților nu se face prin așchiere, este metoda prin rulare la rece sau la cald; prima variantă se aplică numai pentru fabricarea angrenajelor precesionale de putere mică. Metoda a doua oferă mai multe posibilități de utilizare, la care se adaugă, de asemenea, o creștere considerabilă a productivității.

Mașina - unealtă utilizată în acest scop este prevăzută cu o instalație universală pentru încălzirea semifabricatului prin inducție magnetică.

Metoda de rulare constă în următoarele:

- rularea suprafeței dinților este efectuată simultan de câteva role conice, care sunt amplasate pe circumferința semifabricatului, care efectuează o mișcare

sfero – spațială de rotație în jurul axei verticale a roții, similare mișcării de precesie a satelitului în reductorul precesional.

Dispozitivul pentru realizarea metodei prin rulare este prezentat în Fig. 6.3.

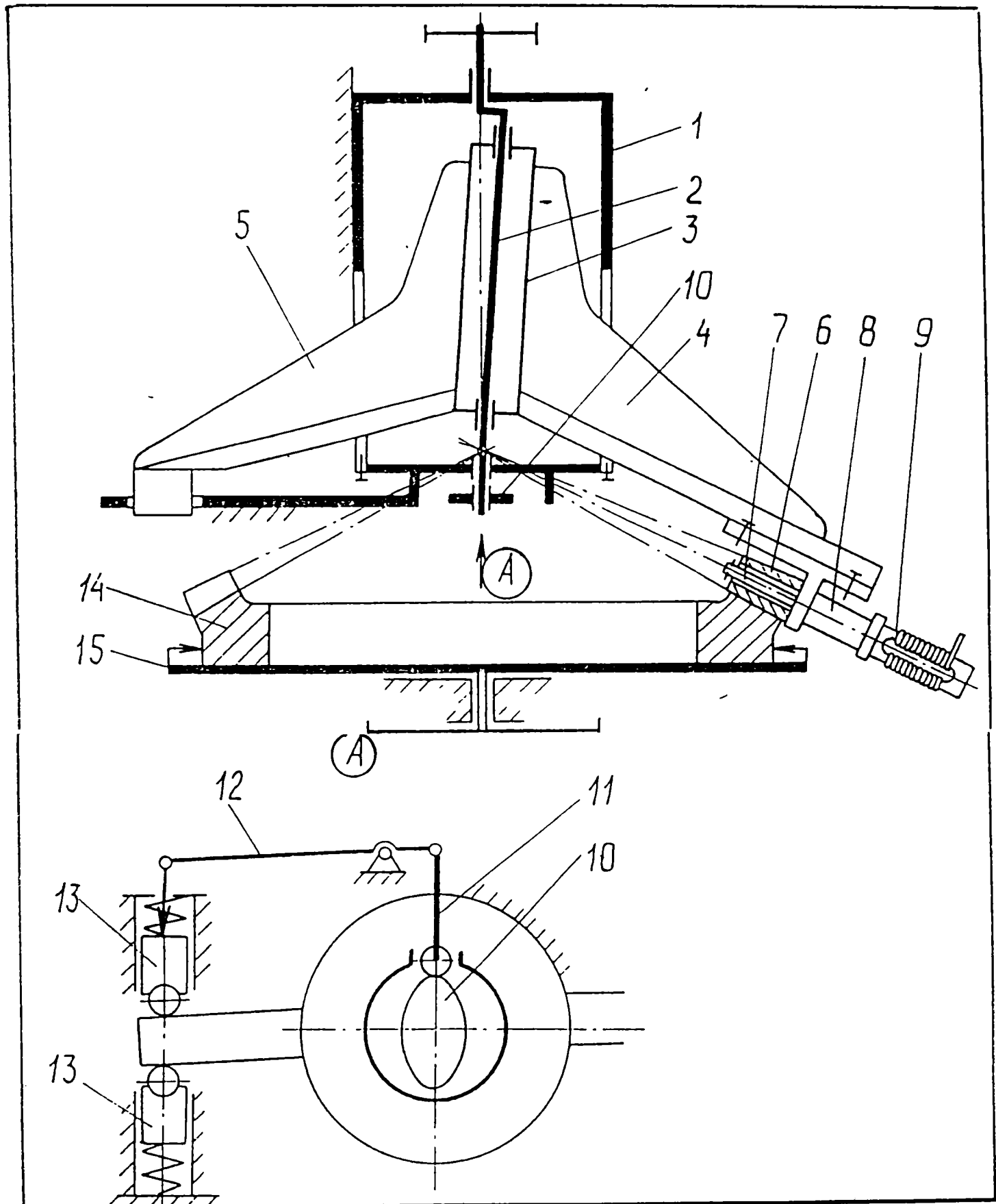


Fig. 6.3 Dispozitiv pentru execuția roților dințate ale angrenajelor precesionale prin rulare [131];[158].



În stadiul de finisare, rolelor–scule li se comunică de asemenea micromișcări de translație dute – vino, generate de un generator de unde ultrasonore.

Dispozitivul cuprinde următoarele părți componente: batiul imobil ( 1 ); pe arborele manivelă ( 2 ) este montat corpul ( 3 ) la care sunt fixate rigid nervurile ( 4 ) și ( 5 ). Pe nervura ( 4 ) este fixată rola conică ( 6 ), care este montată pe osia ( 7 ) cuplată cu ghidul ultrasonic ( 8 ) al generatorului de unde ( 9 ).

Pe arborele – manivelă ( 2 ) este montată cama ( 10 ) care este cuplată prin tchetul ( 11 ), brațul ( 12 ) și cursoarele arcuite ( 13 ) cu nervura ( 5 ). Rolele ( 6 ) sunt fixate pe nervura ( 4 ) cu posibilitatea reglării la diferite diametre ale roților conice. Semifabricatul ( 14 ) este fixat pe masa ( 15 ), cuplată cinematic cu arborele – manivelă ( 2 ) și cu lanțul cinematic al mașinii - unelte.

Pentru efectuarea procesului de rulare simultan cu mai multe role, pe corpul (3) se fixează câteva nervuri ( patru ).

Mișcarea de rotație se transmite de la lanțul cinematic al mașinii – unelte la arborele manivelă ( 2 ), prin intermediul căruia se transformă în mișcare sfero – spațială, mișcarea de rotație a nervurilor ( 4 ) și a rolelor ( 6 ).

Trebuie menționat că rolele – sculă efectuează aceeași mișcare sfero – spațială de precesie ca și rolele satelitului în transmisia planetară precesională.

Participarea la rulare a mai multor role – sculă mărește productivitatea procesului tehnologic. În același timp, în transmisia reală, nervurilor ( 4 ) și ( 5 ) li se transmit microdeplasări tangențiale suplimentare generate de cama ( 10 ), care se rotește cu frecvența de rotire a arborelui manivelă ( 2 ). Pentru durificarea suprafeței flancurilor dinților și ridicarea preciziei de prelucrare, rolelor – sculă li se transmit microdeplasări suplimentare de la generatorul de unde ultrasonore ( 9 ).

Dispozitivul proiectat [158] asigură precizie, productivitate înaltă de prelucrare, capacitate portantă ridicată datorită unui fibraj favorabil în lungul profilului dinților, a structurii fine în masa dinților și a durificării suprafeței flancurilor dinților.

În concluzie, principalele probleme care trebuie rezolvate pentru aplicarea procedurii de rulare la cald a danturii sunt:

- determinarea dimensiunilor semifabricatului inițial;
- alegerea corectă a regimului de încălzire;
- determinarea forțelor necesare deformării materialului în vederea dimensionării mecanismelor mașinii – unelte utilizate.

Alegerea corectă a dimensiunilor semifabricatului inițial constituie una din problemele principale, de rezolvarea căreia depinde calitatea roților obținute pentru angrenajul precesional.

Înălțimea semifabricatului se determină folosind condiția egalității volumului de metal care se deplasează din golurile dintre dinți spre vârfurile acestora în timpul rulării (conf. Fig . 6.4. )

$$H_s = \frac{H_v + H_f}{2} + (0,1 \div 0,5) \cdot d_r \quad (171)$$

în care :

$H_s$  – este înălțimea semifabricatului în secțiunea medie pe lungimea dintelui;

$H_v$  - înălțimea de vârf a roții dințate în aceeași secțiune;

$H_f$  – înălțimea de fund a roții dințate;

$d_r$  – diametrul rolei – sculă;

Pentru ca semifabricatul să nu se deformeze în timpul rulării danturii, este necesar ca încălzirea să se facă numai la exterior, pe o adâncime a înălțimii dintelui, prin inducție electromagnetică.

Grosimea stratului încălzit la exterior depinde de frecvența curentului, de permeabilitatea magnetică a materialului semifabricatului și de rezistența lui electrică.

Această grosime se poate determina utilizând relația :

$$g_i = 5030 \sqrt{\frac{\rho}{v \cdot \mu}} ; \quad [158] \quad (172)$$

în care :

$g_i$  – grosimea stratului încălzit;

$\rho$  - rezistivitatea electrică a semifabricatului;

$v$  – frecvența curentului electric;

$\mu$  – permeabilitatea magnetică.

În vederea dimensionării subansamblurilor mașinilor – unelte utilizate la executarea prin rulare la cald a danturii roților dințate, sunt necesari parametrii: presiunea specifică; forța de deformare; momentul de torsiune, care se produce în timpul rulării.

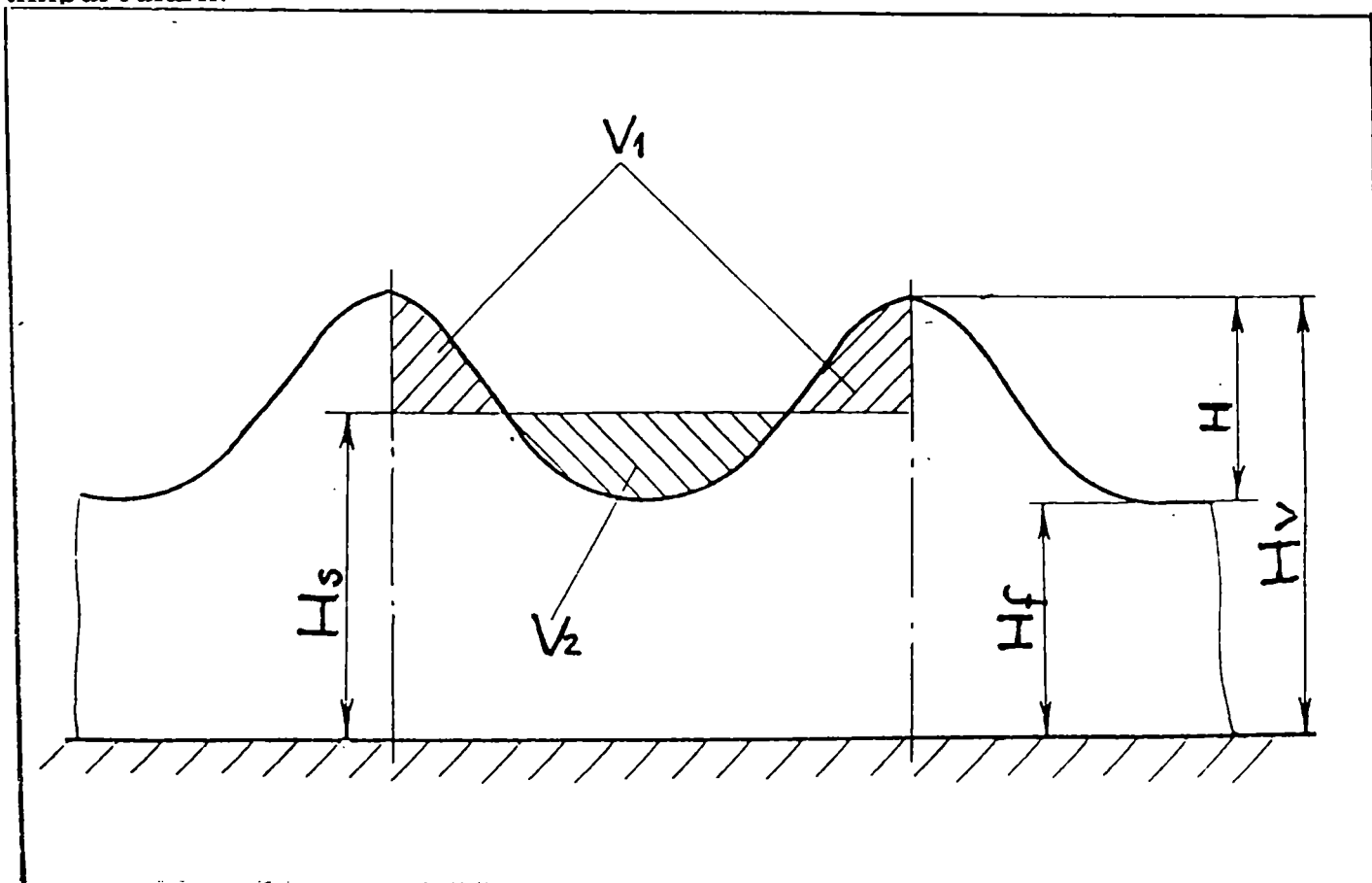


Fig. 6.4 Înălțimea semifabricatului în secțiune medie pe unghiimea intelui angrenajului precesional.

Forțele care acționează asupra semifabricatului când procesul de deformare este deja stabilizat, sunt reprezentate în Fig. 6.5.b

Asupra rolei – sculă acționează forța normală  $F_n$  și forța tangențială  $F_t$ , iar  $R$  este rezultanta.

Forța normală fiind suma forțelor elementare raportate la unitatea de suprafață a zonei de deformare, rezultă :

$$F_n = \Delta A \cdot p_{sm} \quad ; \quad [131];[158] \quad (173)$$

în care:

$\Delta A$  este suprafața de contact în zona de deformare

$p_{sm}$  – presiunea specifică medie în zona de deformare

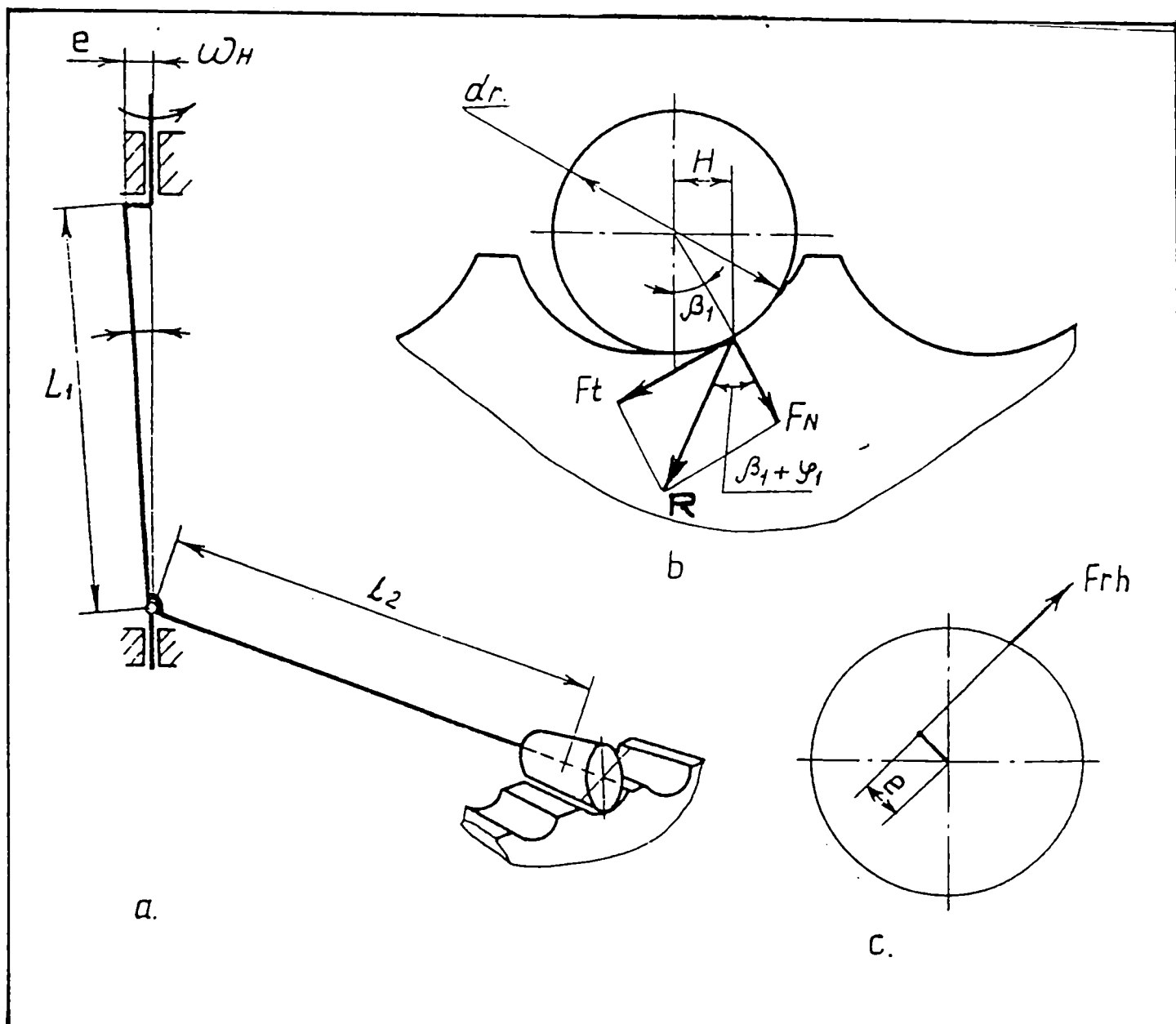


Fig. 6.5 Forțele care acționează asupra semifabricatului când procesul de deformare este stabilizat.

Din figură rezultă :

$$R = \frac{F_n}{\cos(\beta_1 + \varphi_f)} \quad (174)$$

Unghiurile  $\beta_1$  și  $\varphi_f$  având valoare mică, se poate aproxima:

$$R = F_n \Rightarrow F_n = \Delta A \cdot p_{sm} \quad (175)$$

Presiunea specifică medie, în cazul deformării la cald, cum este indicată în literatura de specialitate, variază în limite foarte largi:

$$p_{sm} = (0,5 \dots 8) \sigma_r \quad (176)$$

în care :

-  $\sigma_r$  este rezistența la tracțiune a materialului semifabricatului supus deformării.

Momentul de torsiune  $M_t$  necesar deformării materialului se determină cu relația:

$$M_t = R \cdot H = \Delta A \cdot p_{sm} \cdot \frac{d_r}{2} \cdot \sin(\beta_1 + \varphi_f) \quad (177)$$

Momentul de torsiune aplicat la arborele – manivelă se determină cu relațiile:

$$F_{rh} L_1 = R \cdot \cos(\beta_1 + \varphi_f) \cdot L_2 \quad (178)$$

de unde:

$$F_{rh} = \frac{R \cdot \cos(\beta_1 + \varphi_f) \cdot L_2}{L_1} \quad (179)$$

Din Fig. 6.5.a.c. rezultă:

$$\begin{aligned} M_{th} &= F_{rh} \cdot e \\ L_1 &= e / \operatorname{tg} \theta \end{aligned} \quad (180)$$

$$L_2 = R \cdot m_2$$

unde:

$Rm_2$  – raza conică medie a roții fabricate.

$$M_h = R \cdot [\cos(\beta_1 + \varphi_f)] \cdot Rm_2 \cdot \operatorname{tg} \theta \cong \Delta A \cdot p_{sm} \cdot Rm_2 \cdot \operatorname{tg} \theta \quad (181)$$

În perspectivă, acest procedeu se va extinde continuu și va căpăta caracterul unui procedeu de bază în fabricarea roților dințate ale angrenajelor precesionale.

Aceasta se explică prin cele trei avantaje esențiale pe care acest procedeu le prezintă față de metoda de execuție a roților dințate prin așchiere și anume: calitate superioară a produselor; productivitate înaltă; economii importante de material.

Calitatea îmbunătățită a roților dințate obținute prin rulare la cald se datorește unui fibraj foarte bun în lungul profilului dinților, rezultat din modul cum se desfășoară procesul deformării dinților, iar structura în masa dinților are un grad înalt de finețe.

Datorită structurii fine, fibrajului și realizării unei puternice tensiuni de compresiune superficiale asigurate de durificarea flancurilor dinților la stadiu de finisare cu unde ultrasonore, aceste roți dințate prezintă rezistență mare la oboseală și la solicitarea de încovoiere mult mai mare decât a roților dințate executate prin așchiere.

Productivitatea mult mai înaltă a acestui procedeu de execuție este rezultatul duratei scurte a procesului tehnologic de rulare realizat prin încălzirea inductivă, care poate fi ușor mecanizat. Timpul de încălzire a semifabricatului variază în funcție de dimensiune semifabricatului. Productivitatea acestui procedeu așa cum este indicată în literatura de specialitate [32];[34];[35];[158] este de cel puțin de 10 – 15 ori mai mare decât a celui convențional.

Economiile de material, apreciate uneori la 40% față de procedeul clasic, sunt deosebit de importante, dacă se ține seama că elementele angrenajului precesional sunt executate din oțeluri aliate. Precizia de execuție prin rulare la cald este corespunzătoare pentru o gamă largă de reductoare precesionale asigurată în special de rularea simultană cu mai multe scule de rulare. Pentru obținerea unei precizii mai ridicate dantura roților dințate este supusă unei prelucrări de finisare, pe mașini unelte echipate cu dispozitive speciale de rectificare, operație care se execută într-un timp relativ scurt, fapt ce nu reduce productivitatea procedeuului.

### **6.3. Realizarea danturii angrenajului precesional prin sinterizare în matrițe când materialul este pulbere metalică [158].**

Pulberile metalice permit realizarea mai completă a tendințelor moderne de producție, prezentând o serie de avantaje: consum relativ mic de energie la fabricarea pieselor de înaltă calitate, utilizarea completă a materialului inițial, automatizarea și introducerea controlului statistic al calității.

Pentru realizarea dispozitivelor (formelor de presare) au fost analizate elementele angrenajelor precesionale care pot fi obținute prin sinterizare din pulberi metalice.

Pentru reductoarele precesionale de putere:

- rolele conice ale coroanelor danturate ale blocului satelit.

Pentru reductoarele precesionale de putere mică:

- blocul satelit cu două coroane danturate;
- roțile dințate centrale;
- carcasa;
- capacele rulmenților.

Pentru presarea rozelor a fost realizat un dispozitiv de presare specială, Fig. 6.6, în care se disting următoarele părți componente: 1 – suport; 2 – matriță; 3 – poanson; 4 – miez; 5 – placă [34];[158].

Luând în considerare că masa rozelor este relativ mică, presarea se efectuează numai dintr-o parte, printr-o acționare unilaterală. Existența unghiului funcțional de conicitate al rozelor facilitează extragerea lor din formă.

Compozitul necesar se alege în funcție de condițiile de funcționare ale angrenajului. Pentru reductoarele cu funcționare în vid, compozitul din pulbere metalică conține material de antifricțiune – grafit. Pentru transmisiile precesionale care funcționează la temperaturi joase (de exemplu, multiplicatoarele precesionale din componența agregatelor electrooliene care funcționează la temperaturi joase), compoziția va conține grafit sau alte materiale antifricțiune.

Presarea blocului satelit cu două coroane danturate a reductorului precesional se poate efectua în dispozitive de presare, cu acțiune unilaterală, iar dozarea pulberii se face prin cântărire, deoarece blocul – satelit și roțile dințate centrale sunt elemente componente deosebit de complexe ale reductorului precesional [34];[158].

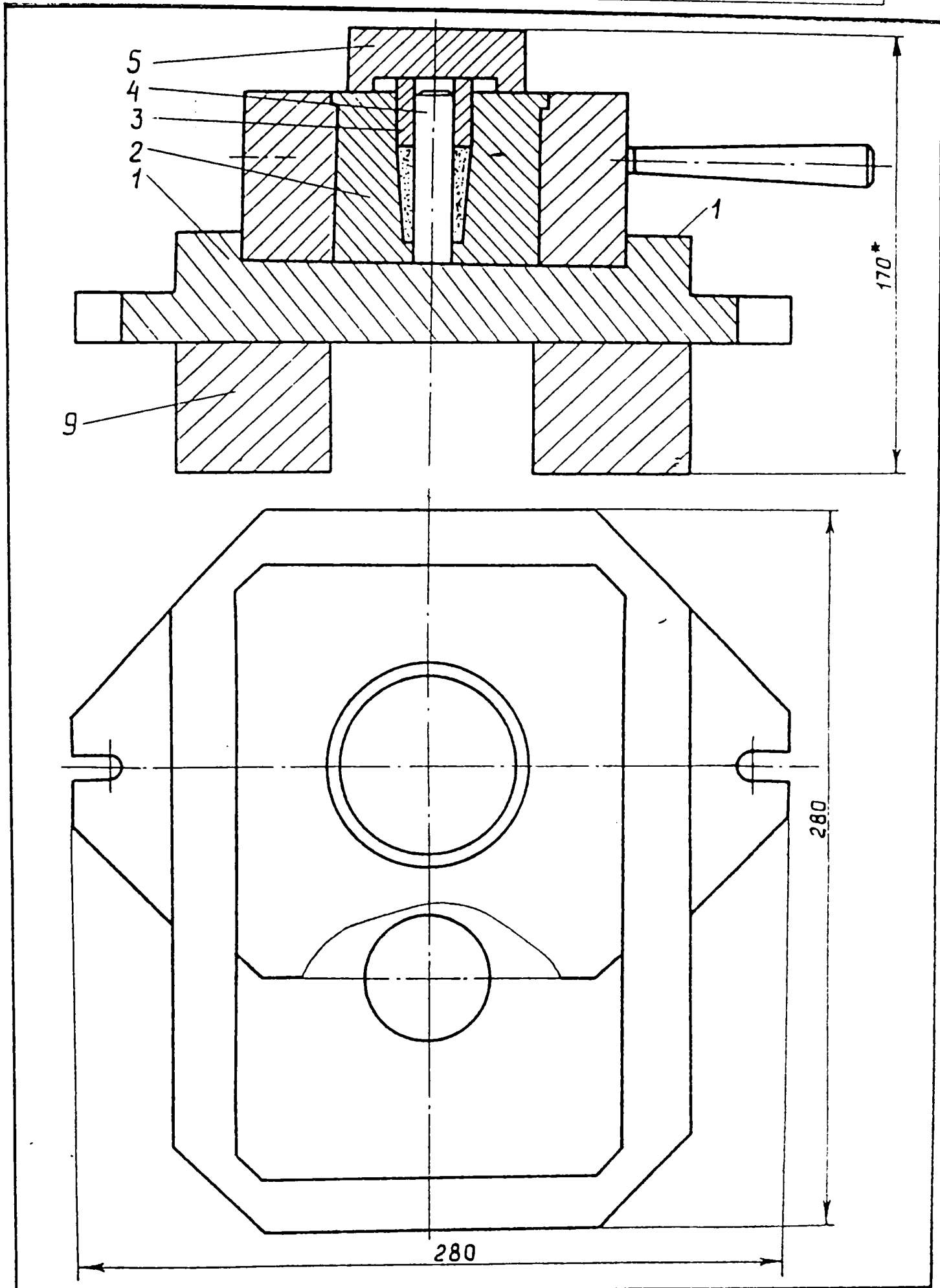


Fig. 6.6 Formă de presare specială pentru execuția rozelor satelitului angrenajului precesional [34];[35];[38].



La proiectarea blocului – satelit s-a luat în considerare ca centrul de greutate să coincidă cu punctul de intersecție al generatoarelor dinților cu axa geometrică a satelitului (centrul de precesie), condiție impusă de necesitatea reducerii sarcinilor dinamice care apar în funcționare.

Pentru asigurarea extragerii pieselor din forma de presare, elementele componente ale formei au fost executate cu unghiurile utile de conicitate necesare (cu excepția suprafețelor de ajustaj, poanson – miez).

După efectuarea încercării formei de presare - model, au fost elaborate, proiectate și executate forme de presare a sateliților angrenajului precesional cu diferiți parametri geometrici ( $z_1$ ,  $z_2$ ,  $\theta$ ,  $\delta$ ), utilizate ca modele de cercetare în construcții de mecanisme.

#### **6.4. Controlul roților dințate al angrenajelor precesionale [32];[34];[45];[158].**

Angrenajul, ca element de mașină, este un organ relativ simplu. În schimb, din punct de vedere funcțional, este un organ de mașină căruia i se impun multe condiții tehnice: rezistență, durabilitate, funcționare silențioasă și precizie în transmiterea mișcării. Funcționarea silențioasă și precizia în transmiterea mișcării sunt atribute legate de precizia de execuție – asamblare și funcționare a angrenajului.

Controlului preciziei roților dințate i se acordă o mare importanță, datorită creșterii vitezelor și sarcinilor.

Un aport deosebit în dezvoltarea bazelor controlului roților dințate l-au adus savanții: K. N. Weber, N. A. Kalasnikov, B. A. Tait, N. A. Arhanghelski.

Generarea suprafețelor dinților angrenajului precesional este realizată prin metoda de rulare, cu respectarea condițiilor de formă, dimensionale, de rugozitate și de poziția relativă a suprafețelor stabilite în limitele determinate de rolul funcțional al acestuia.

Aria și poziția petei de contact are o foarte mare importanță pentru caracterizarea angrenajului precesional după criteriul contactului între dinți.

Mărimea și poziția petei de contact furnizează indicații directe asupra comportării în exploatare a angrenajului precesional.

Pata de contact „ $P_c$ ” reprezintă porțiunea de pe flancul roții pe care se află urmele contactului cu flancul dintelui conjugat, când cele două roți angrenează cu joc, în poziția de funcționare.

Pata de contact se determină în procente prin dimensiunile sale relative față de dimensiunile flancului dintelui sub sarcină. Pentru aceasta, rolele satelitului sunt vopsite cu vopsea rezistentă la ulei, cum este sulfatul de cupru.

S-a constatat că, în general, sub sarcină, pata de contact are tendința de a se deplasa către suprafața conului interior, motiv pentru care, la mersul în gol, se consideră că pata de contact este corespunzătoare dacă se găsește spre suprafața conului exterior.

Principalii indicatori care caracterizează calitatea roții dințate și care se determină prin controlul complex, în angrenarea ei pe un singur flanc cu roata etalon sunt:

- eroarea cinematică „ $e_c$ ”
- eroarea ciclică „ $e_{c,c}$ ”, indici de precizie de bază, pentru stabilirea clasei de precizie a roții dințate și a funcționării silențioase .

Aceste erori sunt măsurate pe diagrama înregistrată în urma controlului, cu roata etalon de angrenare pe un singur flanc.

Există diferite metode și aparate de măsurare a erorii cinematice. În Universitatea Tehnică - Chișinău este realizat un stand de măsurare a erorii cinematice, a transmisiilor precesionale, utilat cu un aparat de control cinematic K H-7 U și înregistrator H-311.

Aparatul cinematic permite, folosind filtre de frecvență, examinarea erorii cinematice și ciclice .

În scopul ridicării preciziei de măsurare a erorii de profil, a pasului și a unghiului axoidului conic, a fost brevetat un dispozitiv de control al roților dințate conice [45].

Dispozitivul se bazează pe principiul urmăririi profilului real, cu un ac al indicatorului, (sau prin metode optice ) și compararea lui cu profilul teoretic, coordonatele căruia sunt calculate la calculator( de exemplu pe display se suprapun profilele reale și teoretice și se calculează diferența de profil).

Dispozitivul este prezentat în Fig 6.7. și cuprinde: suportul ( 1 ), pe care este montată sania (2), solidară cu suportul ( 1 ), cremaliera ( 3 ) prin intermediul îmbinări “coadă de rîndunică”. Pe sania ( 2 ) este montat electromotorul ( 4 ), reductorul ( 5 ) a cărui arbore condus este cuplat cu axul principal ( 6 ) pe care se află asamblat brațul (7 ).

Pe brațul ( 7 ) este fixat capul de măsurat ( 8 ) prin intermediul șurubului micrometric 9, palpatorul ( 10 ) și captorii deplasărilor liniare ( 11 ) și ( 12 ), iar pe axul principal este montat captorul de poziție unghiulară ( 13 ).

Dispozitivului îi poate fi atașat un microprocesor (15). Pe masa suportului (1) este fixată roata dințată de controlat (14). Cu ajutorul angrenajului-cremalieră (3) și a saniei (2), capul de măsurat (8) este adus la suprafața de măsurat a dintelui, asigurând contactul palpatorului cu dintele roții dințate. Cu șurubul micrometric (9), palpatorul ( 10 ) este adus la secțiunea de măsurare a dintelui.

Totodată, captorul ( 13 ) înregistrează cel mai jos punct A (  $x_{op}$  ;  $y_{op}$  ), care este luat în calitate de punct inițial de la care se va începe măsurarea. Se pornește electromotorul ( 4 ) a cărui turație este redusă de reductorul ( 5 ) care are raport de transmitere mare, pentru a asigura axului principal ( 6 ) o rotire lentă; concomitent se conectează și microprocesorul ( 15 ).

Rotirea axului principal ( 6 ) va provoca deplasări liniare ale palpatorului ( 12 ) pe suprafața profilului real al dintelui roții ( 14 ) – coordonata (  $y_{ip}$  ) – conf. Fig. 6.7.b este înregistrată de captorul ( 11 ) și se compară cu coordonata (  $y_{it}$  ) a punctului corespunzător B (  $x_{it}$  ;  $y_{it}$  ), memorizată de microprocesorul ( 15 ). Coordonata (  $y_{ip}$  ) a profilului real se obține indirect. Captorul de poziție unghiulară

( 13 ) înregistrează cu precizie înaltă unghiul de rotire „ $\varphi_i$ ” a capului de măsurat și transmite informația microprocesorului ( 15 ) în memoria căruia este introdusă distanța conică medie  $R_m$  a secțiunii de măsurat.

Atunci:  $Y_{ic} = 2 \cdot R_m \cdot \sin \frac{\varphi_i}{2}$ ; [32] ( 182 )

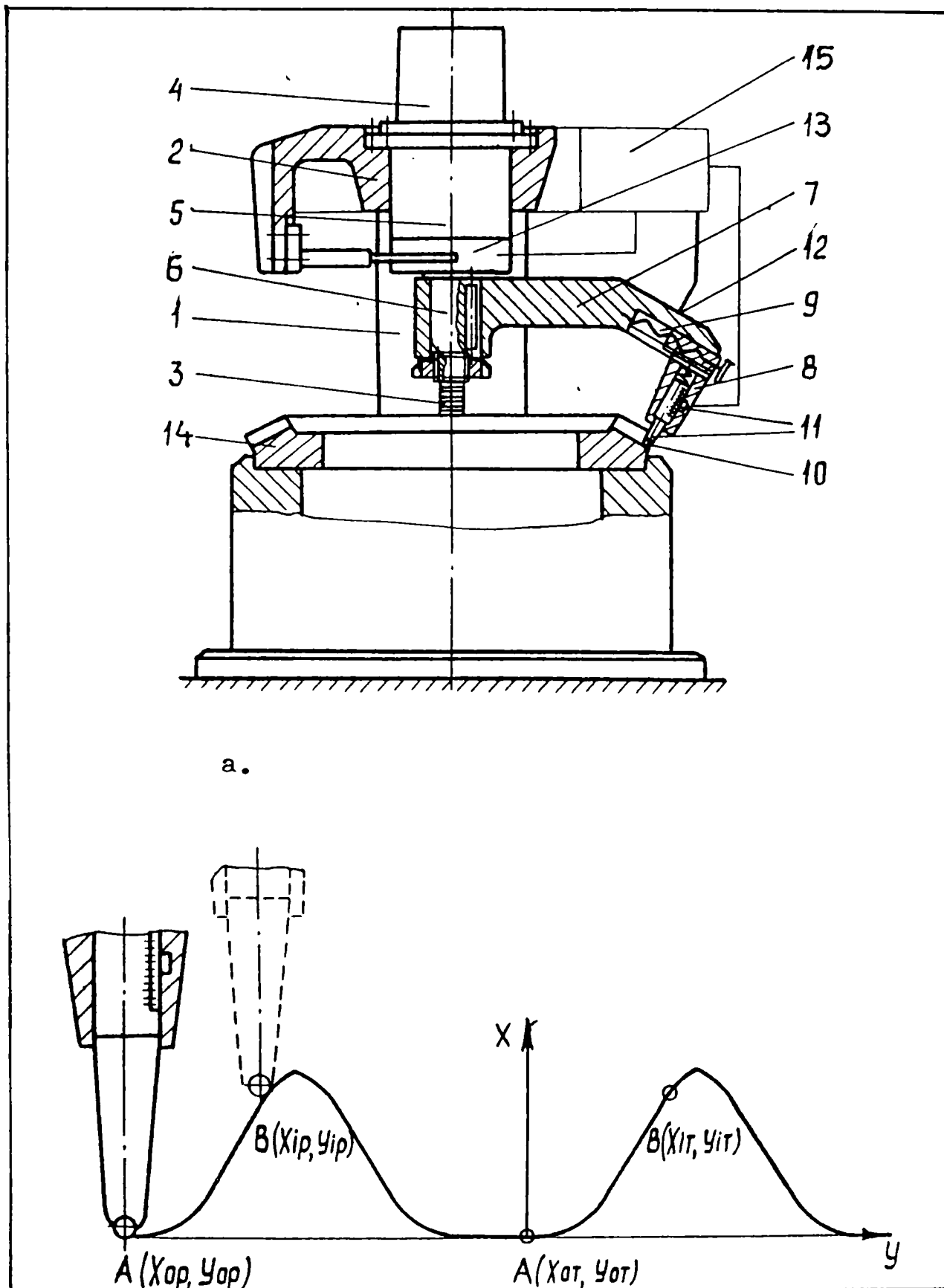


Fig 6.7. Dispozitiv de control (a) și deplasarea palpatorului pe suprafața profilului real al dintelui roții angrenajului precesional (b).

Luând în considerație că bila (sau suprafața sferică) a palpatorului contactează cu profilul dintelui  $i$ , diferite puncte ale sferei bilei, care au diferite coordonate  $X$  pentru ridicarea preciziei privind rezultatul obținut, este necesar de a adăuga la fiecare coordonată obținută  $X_{ip}$  a profilului real valoarea:

$$a_i = r (1 - \sin \alpha_{wi}) ; \quad [32] \quad (183)$$

în care :

$r$  – raza bilei palpatorului;

$\alpha_{wi}$  – unghiul curent de angrenare în punctul măsurat.

Pentru măsurarea erorii unghiului axoidului conic, capul de contact ( 10 ) se deplasează pe lungul bazei dintelui spre conul interior sau exterior. Atunci palpatorul se va deplasa în direcția axială, iar informația de la captorul ( 13 ) va ajunge la microprocesorul ( 15 ), în memoria căruia sunt introduse valorile teoretice ale unghiului axoidului, care se calculează cu relația:

$$\delta = \arctg ( H / l ) ; \quad [32] \quad (184)$$

în care:

$H$  – este valoarea deplasării palpatorului.

Valoarea unghiului axoidului conic a profilului se compară cu cel teoretic, iar abaterile se înregistrează.

Instalația permite, de asemenea, măsurarea erorii de pas. Pentru aceasta se măsoară coordonatele punctelor profilelor identice a dinților vecini și se compară cu aceeași distanță, de pe profilul teoretic. Diferența dintre aceste mărimi va reprezenta eroarea de pas.

Luând în considerare posibilitatea apariției contactului pe muchie în angrenajul precesional, datorită erorilor de execuție și montaj, dinții roților dințate a reductoarelor precesionale de putere, se deplasează longitudinal.

Dispozitivul de control analizat permite și controlul deplasării longitudinale a dinților.

Pentru aceasta palpatorul se aduce la conul exterior pe un punct al profilului dintelui (preferabil în zona mai solicitată), apoi se deplasează longitudinal, abaterile fiind înregistrate.

### **6.5. Concluziile autorului privitoare la aspecte tehnologice și de control al roților dințate ale angrenajului precesional.**

■ Pentru reducerea tensiunii maxime pe profilul danturii, autorul propune teșirea vârfului dintelui.

■ În scopul evitării contactului de fund a cuplei dinte – rolă (pentru a reduce încărcarea rulmenților), autorul propune executarea unor canale la baza dintelui, pentru roțile dințate centrale (solare).

■ Pentru îmbunătățirea condițiilor de funcționare și micșorarea uzării danturii se desprinde ca metodă de realizare a acesteia, sinterizarea în matrițe cu material sub formă de pulbere metalică. Introducerea grafitului într-o anumită concentrație volumetrică și cu particule de anumite dimensiuni în masa metalică, cu rezistența mecanică ridicată, asigură danturii un plus de rezistență ridicată la uzură abrazivă ( gripaj ).

■ Autorul a determinat relațiile pentru calculul forțelor care acționează asupra semifabricatului când procesul de deformare este stabilizat.

■ Autorul a prezentat dispozitivul și metodologia pentru controlul roților dințate ale angrenajelor precesionale.

# CAPITOLUL 7

## CONTRIBUȚII PRIVIND DINAMICA REDUCTOARELOR PRECESIONALE

O etapă importantă în proiectarea reductoarelor precesionale pentru viteze mari de funcționare este calculul precis al sarcinilor dinamice care acționează asupra dinților.

Oboseala roților dințate, la creșterea vitezei unghiulare „ $\omega$ ” a fost observată încă de la finele secolului trecut.

În anul 1868 – Woker a introdus coeficientul sarcinilor dinamice „ $K_{s,d}$ ” de reducere a capacității portante a angrenajelor la creșterea vitezei unghiulare. Astfel, în anul 1930 a fost examinată pentru prima dată problema sarcinilor dinamice în angrenaje.

Cercetarea sarcinilor dinamice a fost efectuată în două direcții, care au primit denumirile de teoria vibrațională și teoria de șoc a sarcinilor dinamice.

În conformitate cu teoria vibrațională, sarcinile dinamice sunt generate de erorile cinematice și de rigiditatea dinților. Conform teoriei de șoc, sarcinile dinamice sunt generate de șocul care apare între dinți în momentul intrării în angrenare.

Transmiterea forțelor între elementele angrenajului se efectuează, de obicei, prin cuple cinematice superioare, care, în majoritatea cazurilor, influențează esențial starea dinamică a angrenajelor.

O direcție importantă de reducere a sarcinilor dinamice în angrenajul precesional este mărirea gradului de acoperire al angrenajului.

Aceasta se manifestă în primul rând prin evitarea reangrenării dinților, deci evitarea șocurilor (deoarece la angrenajele precesionale aproape toți dinții se află permanent în angrenare).

### **7.1. Aspecte privind bazele teoretice ale cercetării sarcinilor dinamice în reductoarele precesionale [15];[16];[17];[22];[34];[35];[41];[45];[130];[132].**

Soluționarea efectivă a problemelor menționate este posibilă, numai în cazul elaborării unui model de calcul adecvat proceselor care au loc în reductorul precesional .

În Fig. 7.1. și 7.2. [132] este prezentat modelul de calcul al reductorului precesional elaborat cu considerarea tabloului fizic al procesului cinematic respectiv dinamic din angrenaj, cu următoarele aspecte:

- erorile de execuție și asamblare în angrenaj sunt nule;
- raza în zona de contact a tuturor dinților este constantă;
- rigiditatea dinților în fiecare fază de angrenare este constantă;
- centrul maselor satelitului coincide cu centrul de precesie “ O ”.



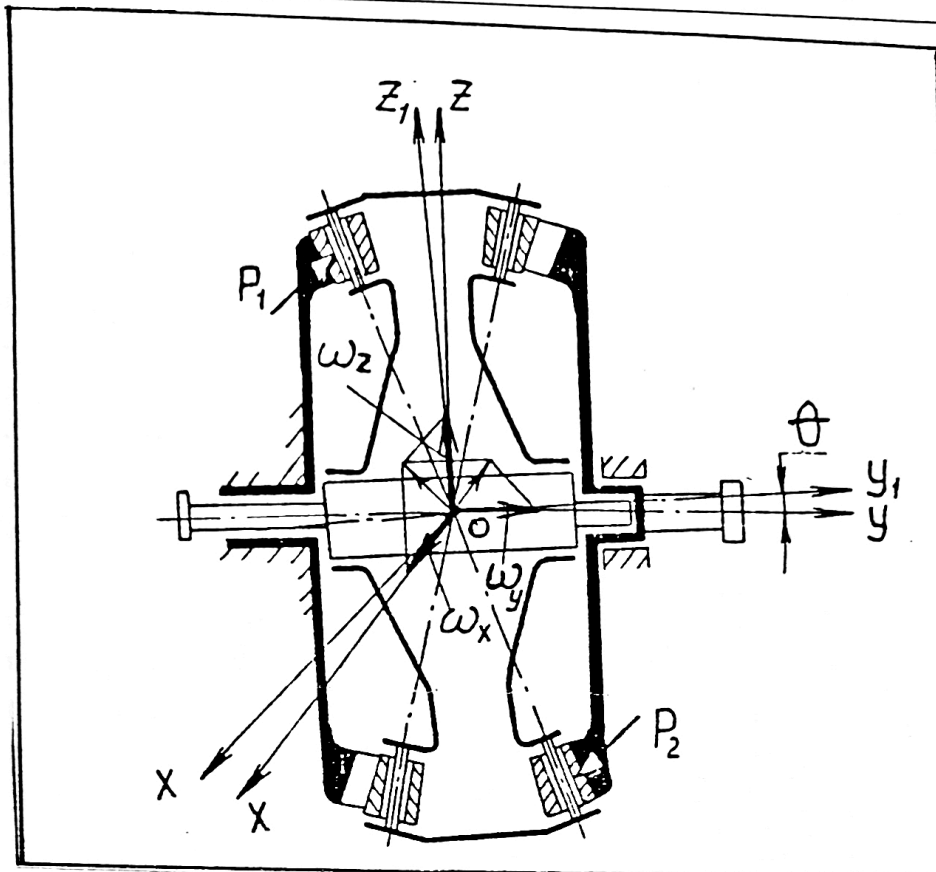


Fig. 7.1. Modelul de calcul al reductorului precesional elaborat cu considerarea tabloului fizic al procesului cinematic din angrenaj.

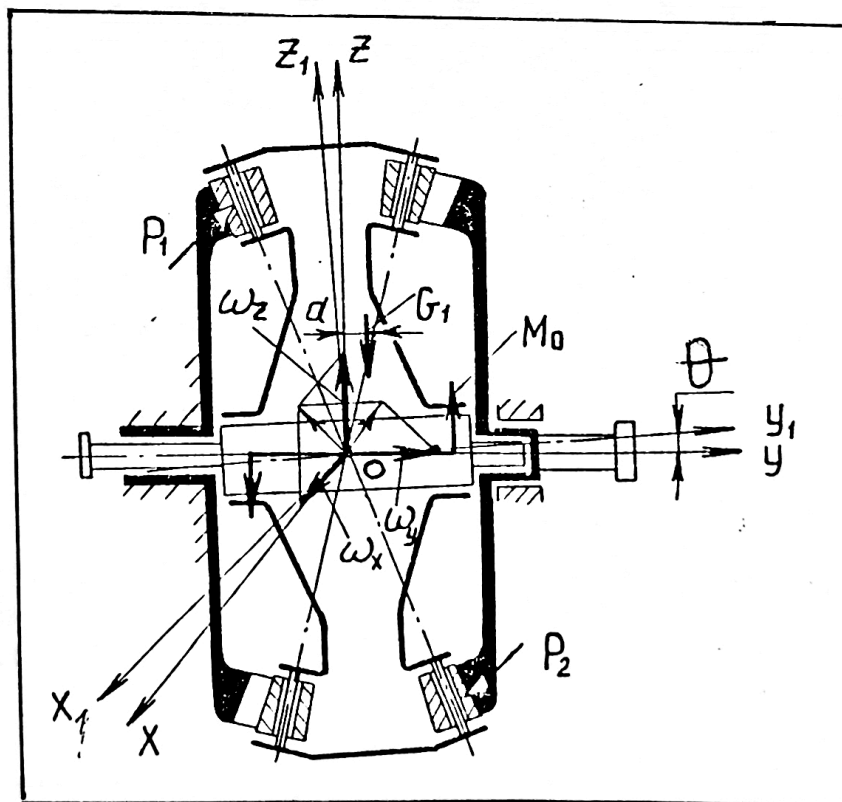


Fig. 7.2. Modelul de calcul al reductorului precesional elaborat cu considerarea tabloului fizic al procesului dinamic din angrenaj.



◆ Modelul de calcul presupune și alte ipoteze simplificatoare:

- roțile dințate posedă erorile de execuție și de asamblare ;
- dinții contactează pe toată lungimea lor ;
- butucii roții dințate centrale conduse și ai satelitelui se consideră rigizi;
- dinții coroanelor satelitelui, elaborați în formă de role conice, instalați pe axe, sunt rotativi;
- sistemul de coordonate OXYZ este solidar cu partea fixă a transmisiei, iar sistemul de coordonate  $OX_1Y_1Z_1$ , cu satelitul cu două coroane.

Poziția satelitelui în spațiu este stabilită de unghiurile Euler:  $\theta$  ;  $\psi$  și  $\varphi$ .

- $\theta$  – unghiul de nutație;
- $\psi$  – unghiul de precesie;
- $\varphi$  – unghiul de rotație.

Viteza unghiulară a satelitelui este exprimată pe desen prin proiecțiile ei pe axele sistemului imobil, de coordonate:  $\omega_x$  ;  $\omega_y$  ;  $\omega_z$ . Procesul sarcinilor dinamice în angrenajul precesional este descris de următoarele ecuații de bază:

◆ Mișcarea satelitelui este dată de ecuațiile diferențiale dinamice – Euler, iar a mișcării roții centrale este dată de ecuația diferențială de tipul:

$$I_{sx} \cdot \frac{\partial \omega_x}{dt} + (I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_y \cdot \omega_z = M_{tsc} - F_{1x} \cdot r_{1x} - F_{2x} \cdot r_{2x} - \dots - F_{ix} \cdot r_{ix}$$

$$I_{sz} \cdot \frac{\partial \omega_y}{dt} + (I_{sx} - I_{sz}) \cdot \omega_z \cdot \omega_x = M_{tsc} - F_{1y} \cdot r_{1y} - F_{2y} \cdot r_{2y} - \dots - F_{iy} \cdot r_{iy} \quad (185)$$

$$I_{sz} \cdot \frac{\partial \omega_z}{dt} + (I_{sy} - I_{sx}) \cdot \omega_x \cdot \omega_y = M_{tsc} - F_{1z} \cdot r_{1z} - F_{2z} \cdot r_{2z} - \dots - F_{iz} \cdot r_{iz} \quad [132]$$

$$I_c \cdot \frac{\partial \omega_2}{dt} = \mp M_{tsc} \mp F_1 \cdot r_{1c} \pm F_2 \cdot r_{2c} + \dots + F_i \cdot r_{ic} \quad (186)$$

în care :

$I_{sx}$  ;  $I_{sy}$  ;  $I_{sz}$  – sunt momente de inerție centrifugale ale satelitelui în raport cu axele X, Y, Z ;

$I_c$  – momentul de inerție a roții dințate conduse, care este solidară cu arborele condus ;

$\omega_x$  ;  $\omega_y$  ;  $\omega_z$  - proiecțiile vectorului vitezei unghiulare absolute a satelitelui ;

$\omega_2$  – viteza unghiulară a roții dințate conduse;

$M_{tsc}$  – momentul de torsiune pe satelit și roata condusă ;

$F_{ix}$  ;  $F_{iy}$  ;  $F_{iz}$  – proiecțiile forțelor normale ;

$r_{ix}$  ;  $r_{iy}$  ;  $r_{iz}$  – proiecțiile razelor de acțiune a forțelor  $F_{ix}$  ;  $F_{iy}$  ;  $F_{iz}$  ;

$r_{ic}$  - razele de acțiune a forțelor de pe roata centrală condusă. Semnul  $\pm$  depinde de sensul de rotire relativă a satelitelui și a roții conduse.

◆ Legătura între mișcarea satelit și a roții conduse este dată de:

$$\omega_1 \cdot r_{is} \pm \omega_2 \cdot r_{ic} = \frac{dW_i}{dt}; \quad [35] \quad (187)$$

În relația (187) se ia ca viteza unghiulară pentru satelit, viteza unghiulară a arborelui conducător  $\omega_1$ , deoarece satelitul efectuează mișcare de precesie cu frecvența  $\omega_1$  și deci punctul de contact se va deplasa cu aceeași viteză unghiulară. Semnul  $\pm$  depinde de direcția rotirii relative a satelitelui și a roții conduse.

Ținând cont că punctele de contact  $r_{is} = r_{ic}$  rezultă:

$$(\omega_1 - \omega_2) \cdot r_i = dW_i/dt \quad (188)$$

Pentru:  $W_i < 0$  (joc) are loc apropierea dinților, iar pentru  $W_i > 0$  – deformarea elastică.

În cazul rotirii arborelui de intrare în fază stabilizată există relațiile:

$$I_{sx} \cdot \frac{\partial \omega_x}{dt} = I_{sy} \cdot \frac{\partial \omega_y}{dt} = I_{sz} \cdot \frac{\partial \omega_z}{dt} = 0 \text{ și } I_c \cdot \left( \frac{\partial \omega_2}{dt} \right) = 0 \quad (189)$$

Înlocuind expresiile (189) în (185) și (186) obținem:

$$(I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_y \cdot \omega_z = M_{tsc} - F_{1x} \cdot r_{1x} - F_{2x} \cdot r_{2x} - \dots - F_{ix} \cdot r_{ix} \quad (190)$$

$$(I_{sy} - I_{sx}) \cdot \omega_x \cdot \omega_y = M_{tsc} - F_{1z} \cdot r_{1z} - F_{2z} \cdot r_{2z} - \dots - F_{iz} \cdot r_{iz} \quad (191)$$

În urma unor transformări și a eliminării factorilor nuli, obținem:

$$(I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_1^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \cos^2\varphi = M_{tsc} - F_{1x} \cdot r_{1x} - F_{2x} \cdot r_{2x} - \dots - F_{ix} \cdot r_{ix} \quad (192)$$

$$(I_{sy} - I_{sx}) \cdot \omega_1^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi = M_{tsc} - F_{1z} \cdot r_{1z} - F_{2z} \cdot r_{2z} - \dots - F_{iz} \cdot r_{iz} \quad (193)$$

Ținând cont că:

$$F_{ix} = F_{nzi} \cdot \cos\alpha_{wi}$$

$$F_{iz} = F_{nzi} \cdot \sin\alpha_{wi}$$

$$r_{ix} = r_{iz} = d_m \cdot \cos\theta/2 = r_{ic},$$

obținem:

$$(I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_1^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \cos^2\varphi = M_{tsc} - \frac{d_m \cdot \cos\theta}{2} \cdot \sum_{i=1}^{z_1} F_{nzi} \cdot \cos\alpha_{wi} \quad (195)$$

$$(I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_1^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi = M_{tsc} - \frac{d_m \cdot \cos\theta}{2} \cdot \sum_{i=1}^{z_1} F_{nzi} \cdot \sin\alpha_{wi} \quad (196)$$

Înlocuind partea dreaptă a expresiilor ( 195 ) și ( 196 ) cu  $M_x^d$  și  $M_z^d$  (momente dinamice), rezultă:

$$(I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_1^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \cos^2\varphi = M_x^d \quad (197)$$

$$(I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_1^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi = M_z^d \quad (198)$$

$I_{sz} = I_{sx}$ , deoarece satelitul este un element discoidal de rotație în raport cu axa Y.

Momentul dinamic total  $M_\Sigma^d$  se determină cu relația :

$$M_\Sigma^d = \sqrt{M_x^{(d)^2} + M_z^{(d)^2}} = (I_{sz} - I_{sy}) \cdot \omega_1^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \cos\varphi \quad (199)$$

Coeficientul sarcinii dinamice „ $k_{sd}$ ” pentru cupla satelit – roata centrală poate fi determinată cu relația:

$$k_{sd} = \frac{M_{st} + M_\Sigma^d}{M_{st}} \quad (200)$$

în care :

$M_{st}$  - momentul static;

$k_{sd}$  - coeficientul sarcinilor dinamice;

În baza rezultatelor obținute, au fost construite graficele funcțiilor :

$M_\Sigma^d = f(\omega_1)$  din Fig. 7.3 a, b;

$k_{sd} = f(\omega_1)$  din Fig. 7.4 a.

$k_{sd} = f(\theta)$  din Fig. 7.4 b.

Așa cum rezultă din graficele funcțiilor construite la calculator, în baza relațiilor și calculelor efectuate, momentul dinamic  $M_\Sigma^d$  crește simțitor cu creșterea vitezei unghiulare  $\omega$  și a unghiului de nutație „ $\theta$ ” (Fig. 7.3 a, b).

Caracter similar îl au și graficele din Fig. 7.4.a, b care vin în ajutorul proiectanților de reductoare precesionale, permițând alegerea adecvată a coeficientului sarcinilor dinamice „ $k_{sd}$ ” pentru parametri concreți de funcționare și diametrul satelitului.

Influența unghiului de înclinare „ $\theta$ ” a axei manivelei asupra coeficientului sarcinilor dinamice „ $k_{sd}$ ” la diferite diametre ale satelitului este prezentată în graficele din Fig. 7.5 a, b, c, d și Fig. 7.6 a, b, c, d (unde D este diametrul roții solare).

Din graficele obținute de auitor rezultă valoarea coeficientului sarcinilor dinamice:

$$k_{sd} = 1 \dots 1,05.$$

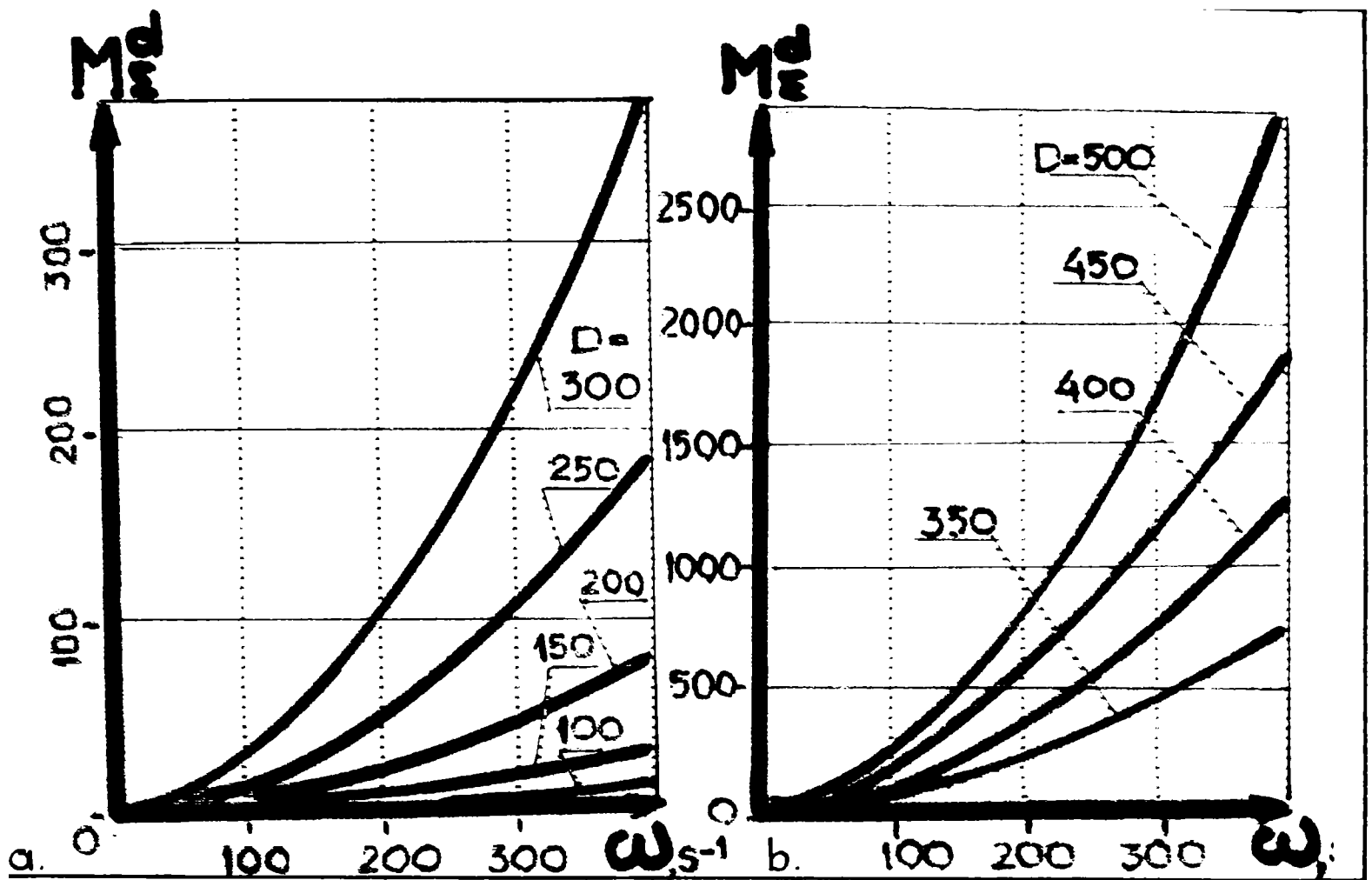


Fig. 7.3 Diagrama de variație a momentului dinamic în funcție de viteza unghiulară (a,b)

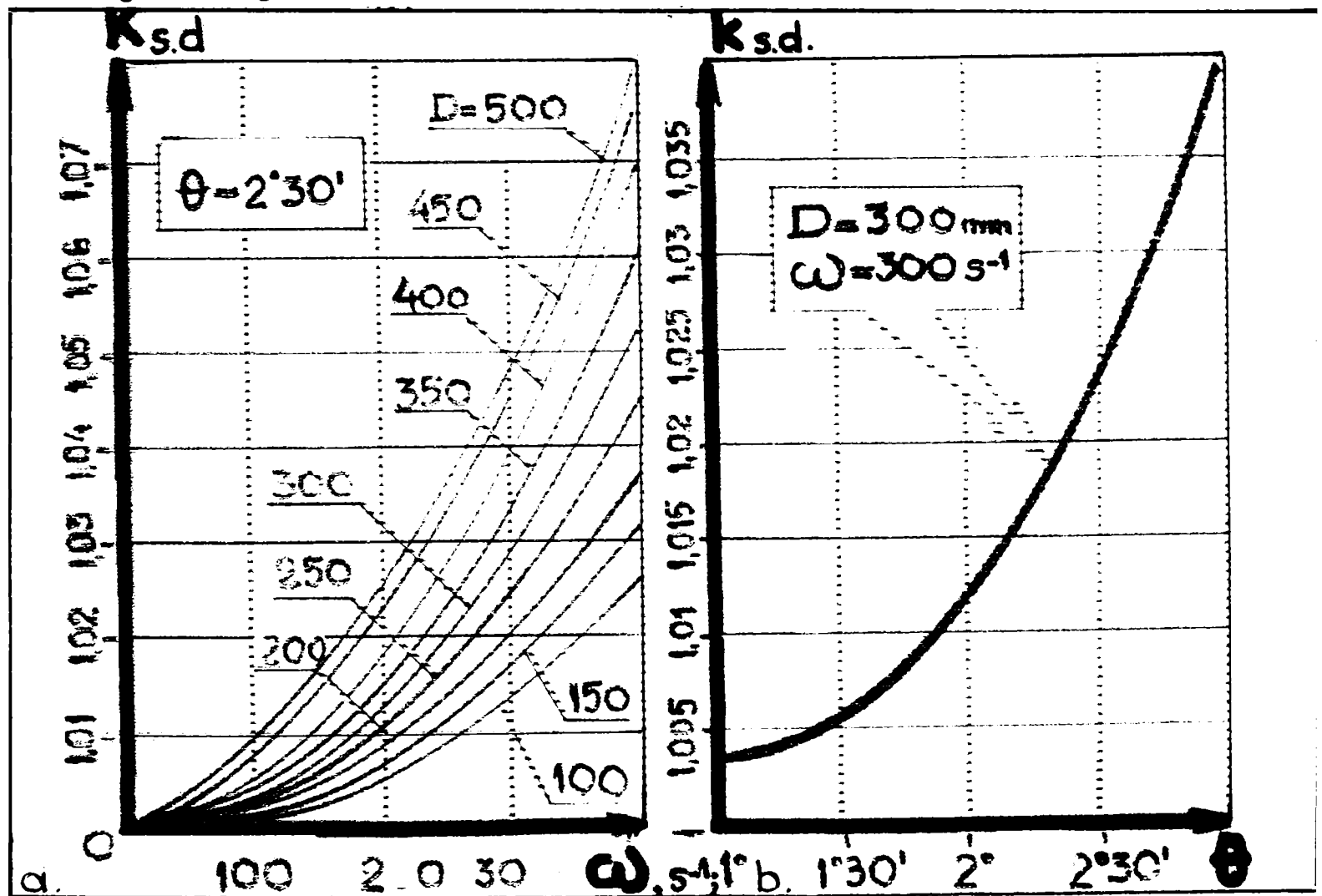


Fig. 7.4 Coeficientul sarcinii dinamice în funcție de viteza unghiulară (a) și unghiul de nutație (b)



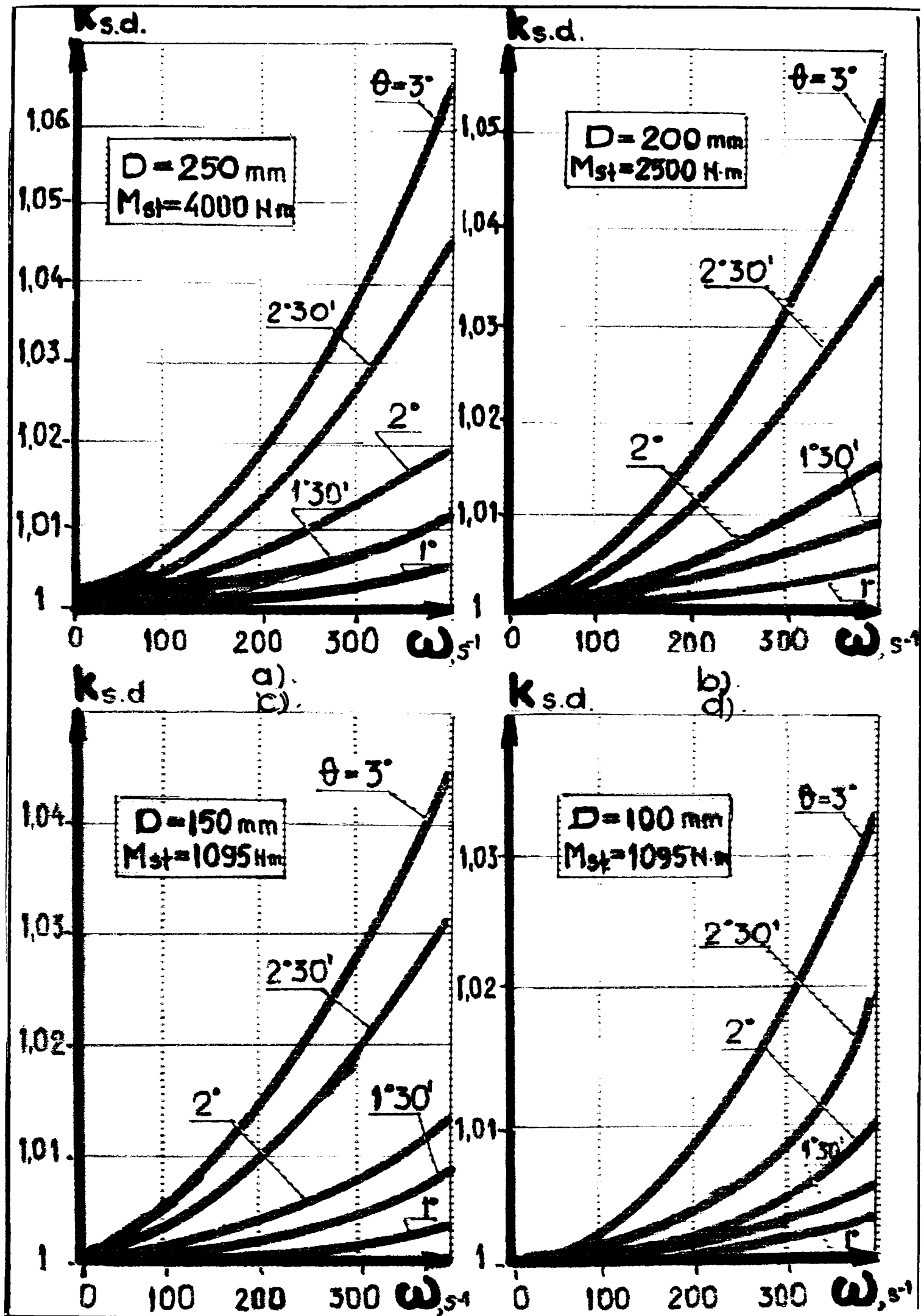


Fig. 7.5 Coeficientul sarcinii dinamice în funcție de viteza unghiulară la diferite diametre ale satelitului reductorului precesional (a; b; c; d).

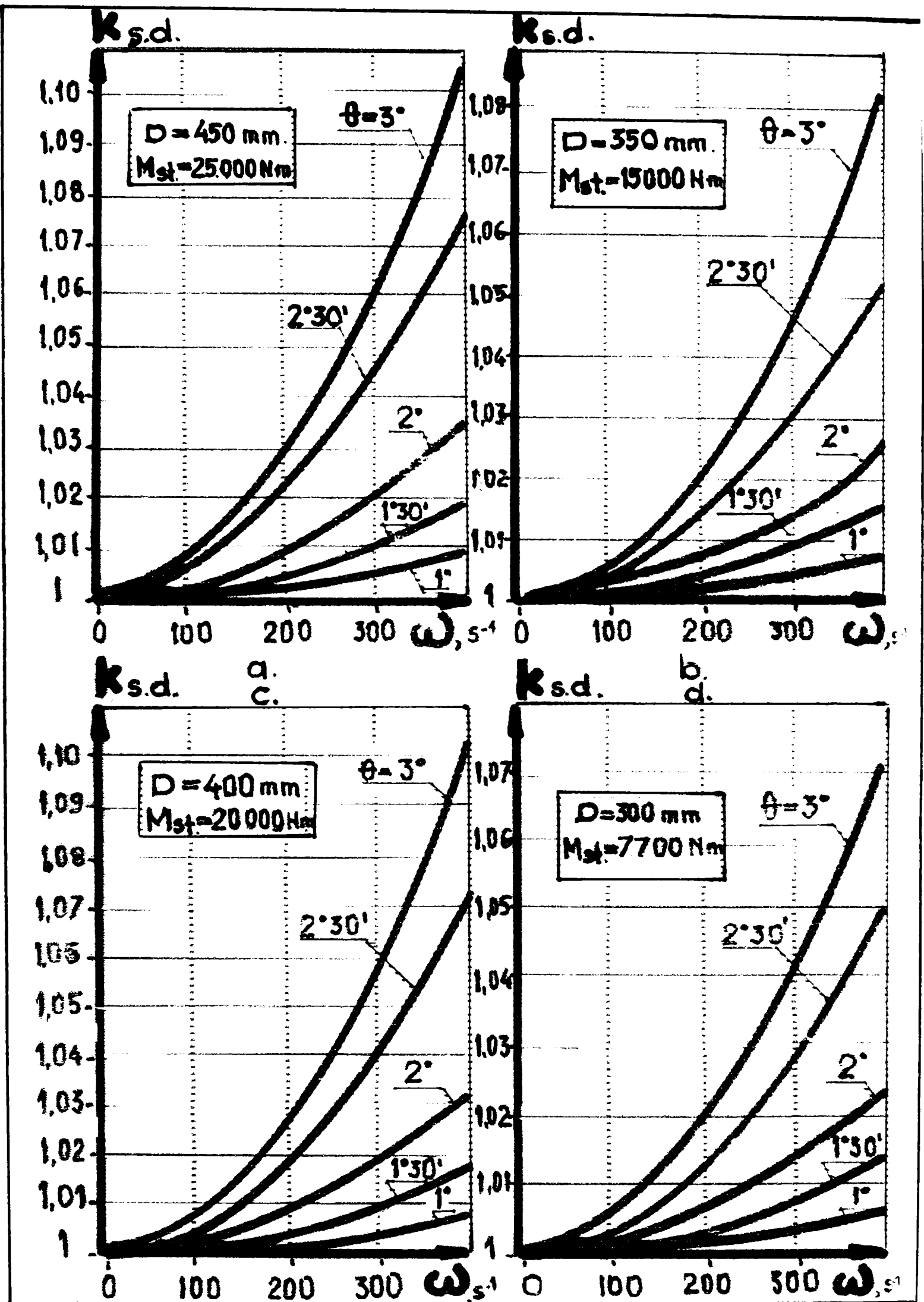


Fig. 7.6 Coeficientul sarcinii dinamice în funcție de viteza unghiulară la diferite diametre ale satelitelui reductorului precesional (a; b; c; d).

## 7.2. Propunerile autorului privind echilibrarea părților mobile ale reductoarelor precesionale.

Posedând o serie de avantaje esențiale, reductoarele precesionale prezintă în același timp surse de vibrații, rezultate din apariția sarcinii dinamice în angrenaj, generate de mișcarea sfero – spațială a satelitului reductorului precesional.

Reductoarele precesionale includ două elemente componente mobile, care exercită o influență simțitoare în acest sens .

Acestea sunt: arborele – port - satelit și blocul satelit.

### 7.2.1. Echilibrarea arborelui port – satelit [132]

Arborele manivelă prin construcția sa fiind o piesă dezechilibrată prezintă o sursă însemnată de perturbații dinamice. De remarcat că acesta este unicul element al reductorului precesional care se rotește cu viteza unghiulară „ $\omega_1$ ” de la intrare.

În Fig. 7.7.a. se prezintă o soluție constructivă propusă de autor care ar permite eliminarea completă a dezechilibrului arborelui – manivelă. În cazul proiectării juste a reductorului precesional, arborele – manivelă este elaborat cu dezechilibrare de moment, adică centrul maselor „S” se află pe axa de rotație, iar axa centrală principală de inerție J-J a arborelui – manivelă este înclinată în raport cu axa de rotație sub unghiul „ $\theta$ ”. În acest caz,  $I_{xz} \neq 0$  ;  $I_{yz} \neq 0$  ;

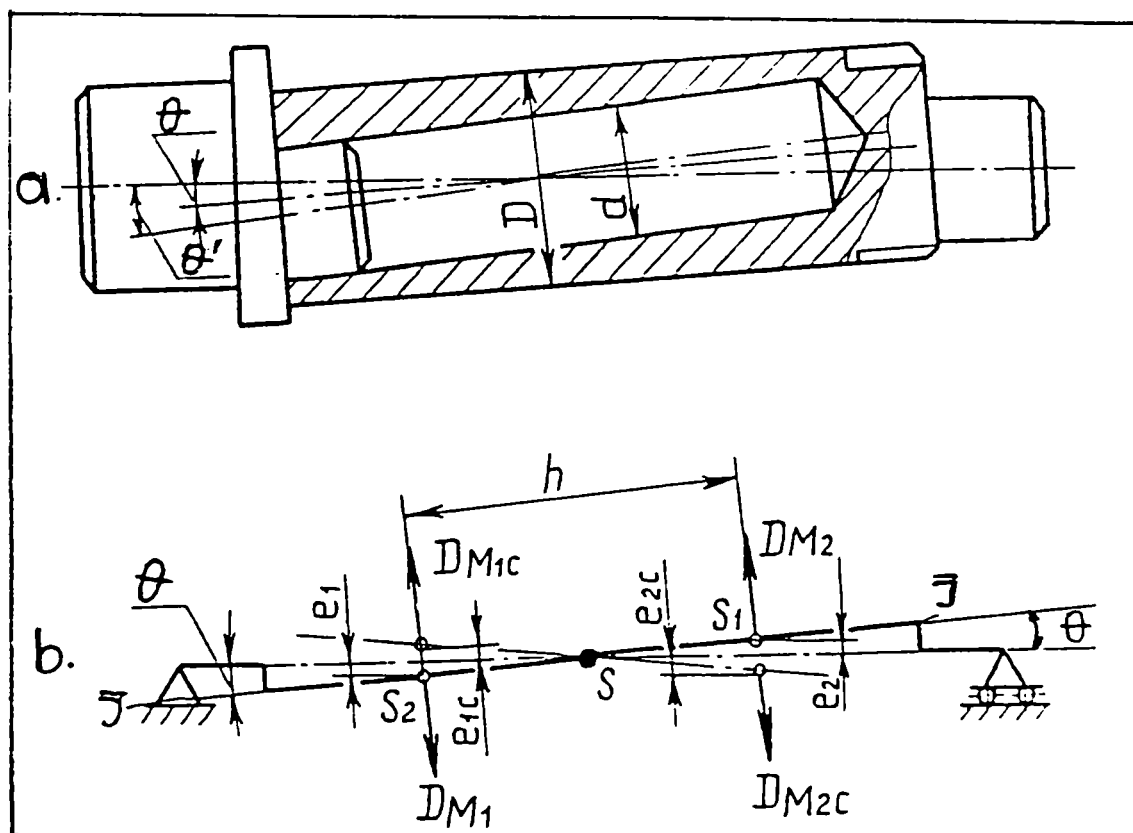


Fig. 7.7. Echilibrarea arborelui port-satelit al reductorului precesional de tip 2K - H.



Deci, dezechilibrul de moment se exprimă numai prin momentul principal „ $M_D$ ”, adică prin cuplul de debalanțe „ $D_{M1}$ ” ; „ $D_{M2}$ ”, care se rotește împreună cu arborele – manivelă.

Deoarece cuplul este echilibrat numai cu un alt cuplu artificial introdus, eliminarea dezechilibrării de moment poate fi efectuată utilizând cel puțin două mase de corecție .

Amplasarea lor în planele de corecție și valorile lor trebuie să fie astfel ca dezechilibrarea sa sa formeze un moment conf. Fig. 7.7.b.

$$M_{DC} = -M_D = D_{M1} \cdot h = D_{M2} \cdot h \quad (201)$$

adică orientat în direcția opusă momentului cuplului.

$$[ D_{M1} ; D_{M2} ] ; D_{M1} = - D_{M1C} = m_1 \cdot e_1 ; \quad (202)$$

$$D_{M2} = -D_{M2C} = m_2 \cdot e_2 ; \quad (203)$$

Echilibrarea arborilor este posibilă atât prin fixarea maselor de corecție, cât și prin eliminarea de material.

În arborele manivelă este executată o gaură a cărei axă este înclinată sub un unghi  $\theta'$  , care este mai mare decât unghiul „ $\theta$ ” de înclinare a axei manivelei .

Diametrul găurii se determină cu relația:

$$d = D \cdot \sqrt{\text{tg}\theta / \text{tg}\theta'} \quad ; \quad [132] \quad (204)$$

Această soluție constructivă va permite reducerea sarcinilor dinamice în reductoarele precesionale de putere.

### 7.2.2. Echilibrarea blocului satelit [132]

Una din condițiile de bază care trebuie să fie respectate la reductoarele precesionale este coincidența centrului de precesie „O” și centrul maselor „S” a satelitului.

De asemenea, este necesară minimizarea masei satelitului cu respectarea condițiilor de rezistență .

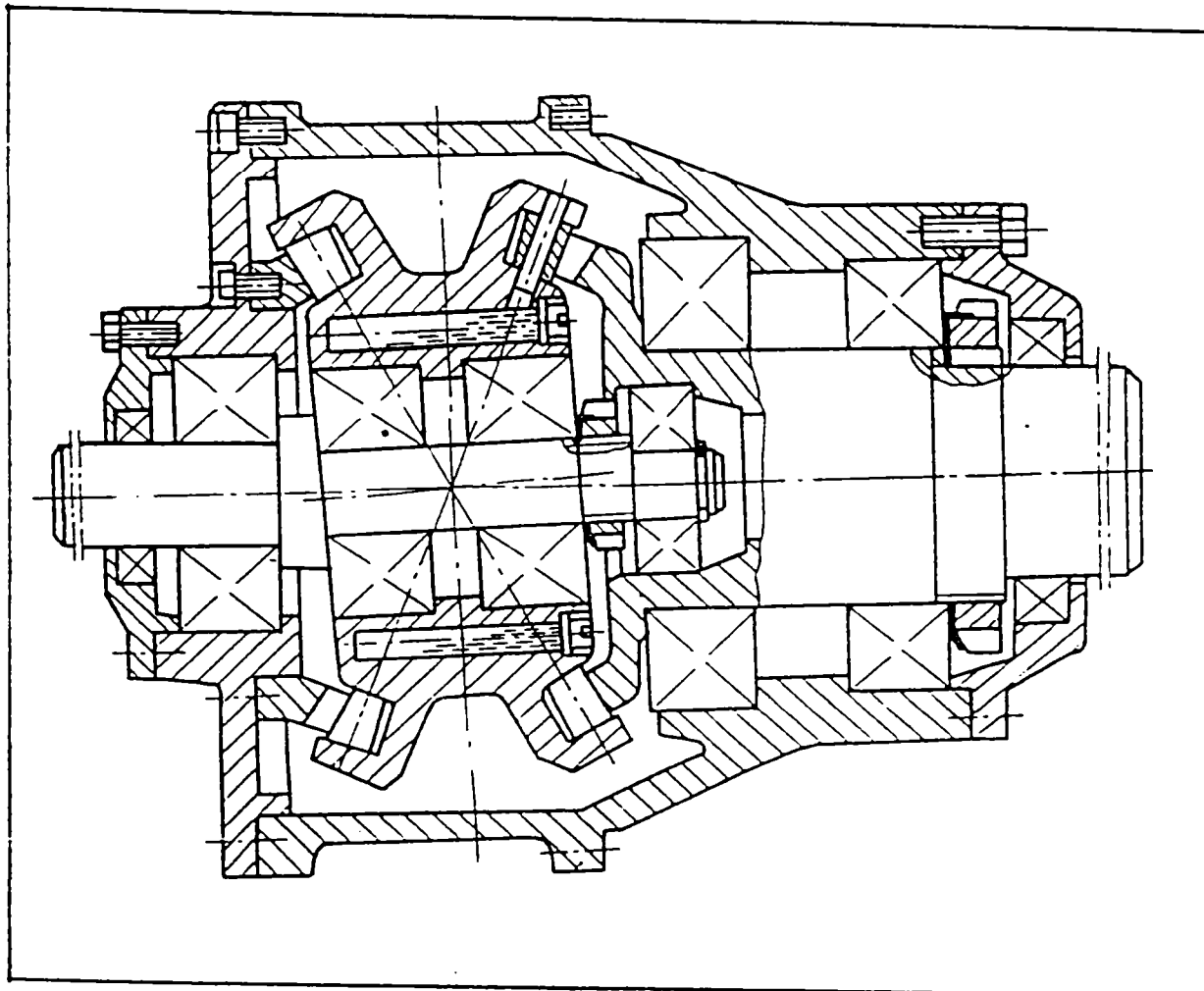


Fig. 7.8 Echilibrarea blocului satelit al reductorului precesional.

Astfel, pot fi executate găuri umplute în volum de  $50 \div 75$  % cu lichid (conf. Fig.7.8.).

În procesul mișcării sfero-spațiale a satelitului, lichidul se deplasează în direcție opusă direcției axiale a mișcării satelitului, generând un moment de echilibrare „ $M_e$ ” care asigură reducerea sarcinii dinamice generate de satelit .

### **7.3 Concluziile autorului privitoare la dinamica reductoarelor precesionale de tip 2K – H [132].**

Din documentarea autorului și a cercetărilor efectuate privind reducerea sarcinilor dinamice în reductoarele precesionale, a rezultat următoarele concluzii:

■ Îmbunătățirea parametrilor funcționali a reductoarelor precesionale, duce la reducerea sarcinilor dinamice ale satelitului și a arborelui port-satelit .

■ La creșterea frecvenței turației de intrare, se observă o sporire esențială a componentei dinamice, în angrenajele precesionale .

■ Soluțiile constructive aplicate au permis:

- stabilirea gradului de influență a parametrilor geometrici și cinematici asupra sarcinilor dinamice.

- elaborarea recomandărilor privind proiectarea dinamică a reductoarelor precesionale, fructificate în alegerea argumentată a coeficientului sarcinilor dinamice „ $k_{sd}$ ”, pentru cazuri concrete de funcționare.

■ Autorul a prezentat soluții constructive care au permis echilibrarea părților mobile (arbore port – satelit ; blocul satelit) al reductoarelui precesional de tip 2K-H.

# CAPITOLUL 8

## CONTRIBUȚII LA STUDIUL EXPERIMENTAL AL REDUCTOARELOR PRECESIONALE DE TIP 2K – H [16];[18];[19];[20];[22];[23];[35];[38];[41];[99];[128];[130]; [131];[132].

### 8.1. Prezentarea reductorului precesional proiectat și realizat de autor

Cercetările experimentale au fost efectuate în Laboratorul de Organe de Mașini și Mecanisme al Universității “Eftimie Murgu” – Facultatea de Inginerie – Reșița, confirmate/validate și completate în Laboratul de Încercări – Transmisii Mecanice – S.C. Institutul de Cercetare și Proiectare Tehnologică pentru Construcția de Mașini – S.A. București.

Cercetările efectuate permit determinarea parametrilor funcționali care caracterizează nivelul tehnic al reductorului precesional; de asemenea aprecierea metodelor tehnologice constructive și de control .

Cercetările s-au efectuat pe un reductor precesional de tip 2K-H, montat/demontat realizat de autor (conf. Fig. 8.1.), și conf. schemei cinematice din capitolul 2, Fig. 2.2. cu următorii parametri:

$$P_n = 1,1 \text{ kW};$$

$$n_m = 1000 \text{ [rot / min]};$$

$$i = 79,75;$$

$$z_3 = 29 \text{ dinți};$$

$$z_6 = 30 \text{ dinți};$$

$$z_7 = 22 \text{ dinți};$$

$$z_4 = 21 \text{ dinți};$$

care vin să completeze stadiul actual al cercetărilor reductoarelor precesionale.

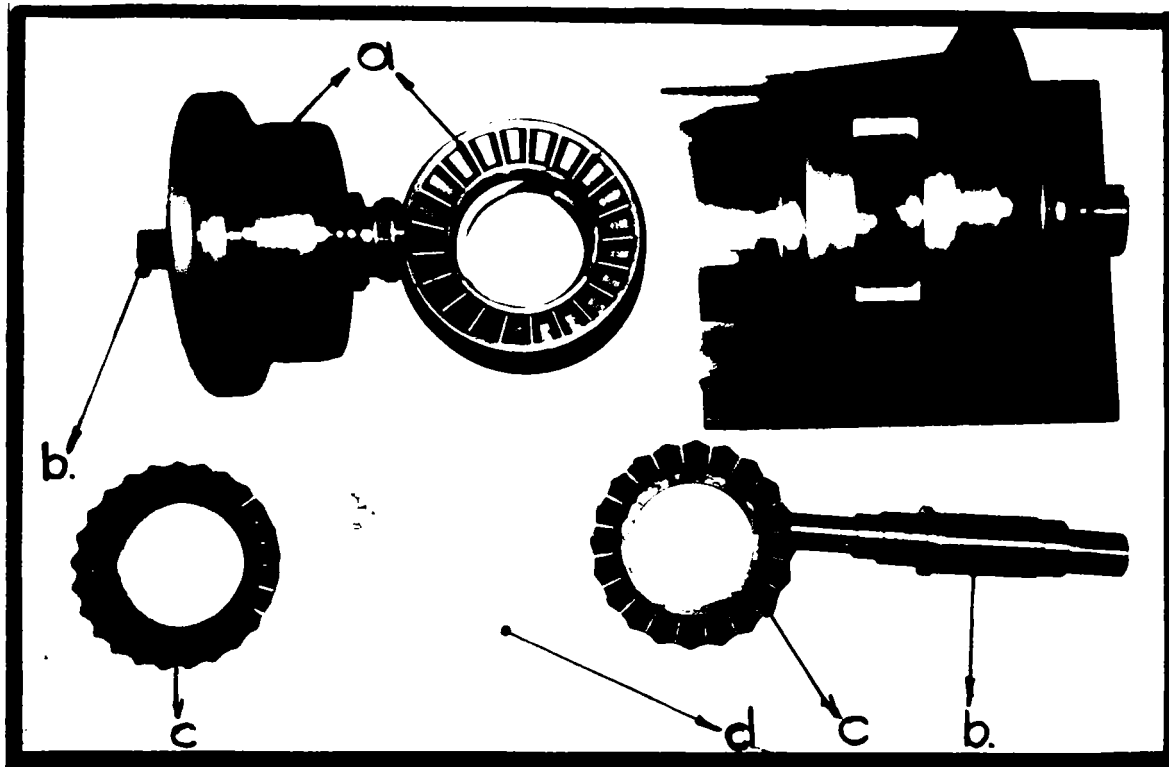


Fig. 8.1. Reductor precesional de tip 2K – H parțial montat/demontat: satelit (a); arbore port-satelit (b); roata solară (c); schema cinematică a reductorului precesional de tip 2K – H, ( $z_3=29$ ;  $z_6= 30$ ;  $z_7= 22$ ;  $z_4= 21$ ) (d).

## 8.2 Determinarea experimentală a parametrilor cinematici și dinamici principali ai reductorului precesional de tip 2K-H.

### 8.2.1 Stand universal conceput de autor pentru determinarea experimentală a parametrilor cinematici și dinamici ai reductorului precesional de tip 2K – H realizat de autor.

Schema bloc a instalației experimentale pentru determinarea experimentală a parametrilor cinematici și dinamici este prezentată în Fig. 8.2.

Aționarea se face de la un motor electric ( 1 ) de curent continuu cu carcasa oscilantă, având turația reglabilă în limite largi.

Prin intermediul unui cuplaj elastic ( 2 ), mișcarea de rotație a arborelui motorului electric este transmisă arborelui de intrare al reductorului precesional ( 3 ). Pe arborele condus (de ieșire) a reductorului precesional se află fixat un tambur cilindric ( 4 ) pe care se aplică saboții de frânare ( 5 ). Pe saboții de frânare se află capătul liber al lamelei dinamometrice ( 6 ), iar celălalt capăt este încastrat în suportul ( O ) al standului experimental.

Cu ajutorul unui șurub, saboții frânei pot fi strânși treptat, iar un ceas comparator ( 9 ) indică săgeata  $f_{4i}$  [mm] a lamelei dinamometrice a frânei ( 6 ).

Pe carcasa oscilantă a motorului electric de curent continuu este fixat un braț ( 7 ) care apasă pe capătul liber al lamelei dinamometrice ( 8 ). Celălalt capăt al lamelei dinamometrice este încastrat în suportul standului ( O ).

Instalația experimentală propusă face parte din cadrul standurilor cu circuit mecanic deschis (sau cu flux energetic deschis). Acest tip de stand are simplitate constructivă, se utilizează pentru încercări de scurtă durată și se aplică la viteze, turații, momente și puteri mici de acționare, deoarece fiind mari consumatoare de energie, nu sunt indicate la încercări de lungă durată și care preiau puteri mari.

Aparatura folosită și metoda de măsurare a reductoarelor precesionale de tip 2K-H, trebuie să satisfacă următoarele condiții: simplitate și universalitate; precizie ridicată a măsurărilor; necesitatea funcționării continue a R.P., deoarece staționările provoacă apariția unor jocuri sau strângeri în angrenaj care introduc erori însemnate în datele măsurate.

Testările au fost efectuate cu reductorul precesional de tip 2K-H, Fig. 8.1., pe standul din Fig. 8.16, conceput de autor.

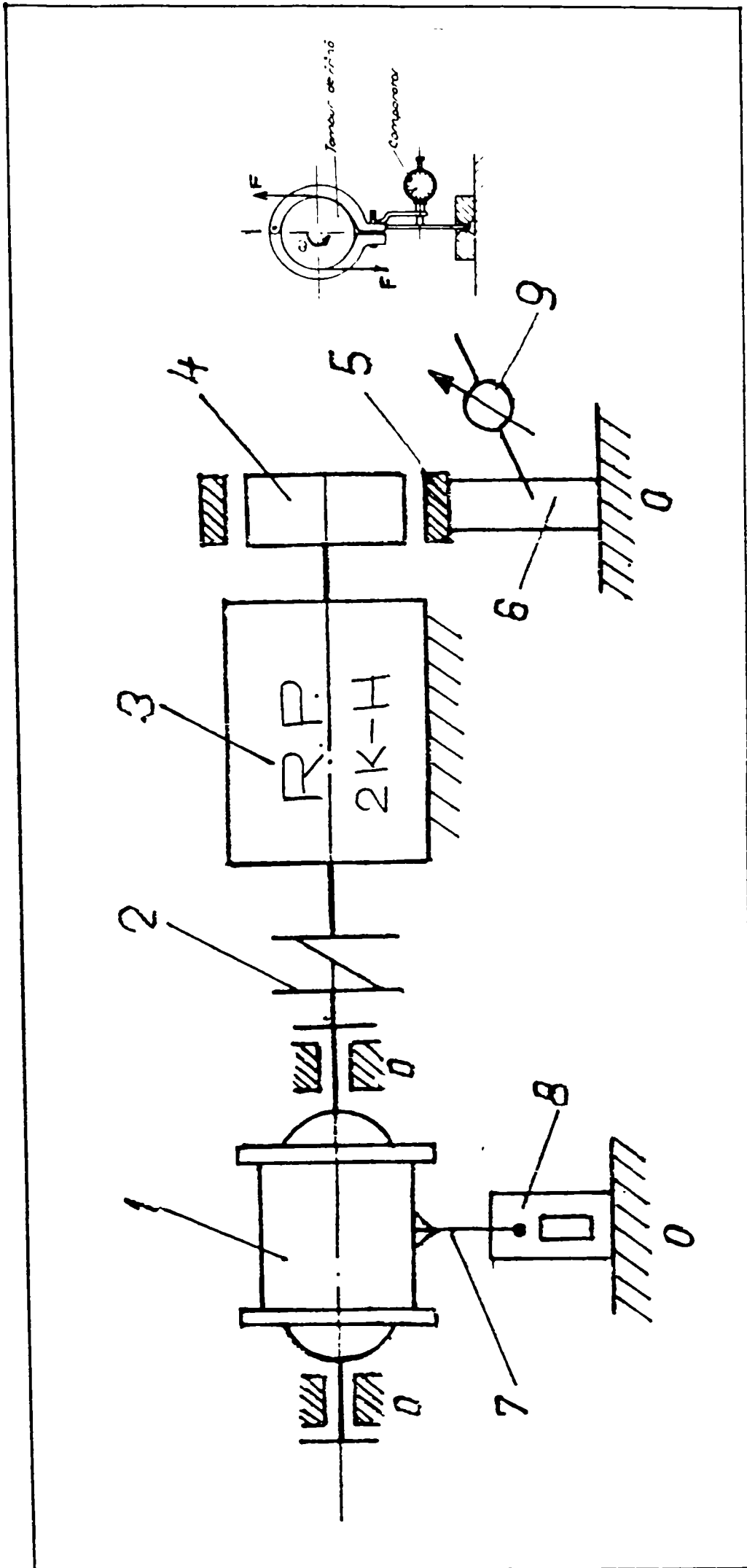


Fig. 8.2. Schema bloc a instalației pentru determinarea experimentală a parametrilor cinematici și dinamici ai reductorului precesional de tip 2K-H, concepută de autor.



### 8.2.2 Metodologia de determinare experimentală a parametrilor cinematici și dinamici ai reductorului precesional de tip 2K – H.

Conform schemei cinematice din Fig. 2.2 a reductorului precesional de tip 2K-H, realizat de autor numerele de dinți ale roților sunt:

$$z_3=29 ; z_6=30 ; z_7=22 ; z_4=21.$$

Funcțional, între numerele de dinți ale roților se impune corelația:

$$z_3=z_6-1 ; z_4=z_7-1 ; z_6-z_7=+ N; N=1,2,3.. \quad (205)$$

Raportul de transmitere se calculează cu relația :

$$i_{1,4}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{z_3 \cdot z_7}{z_6 \cdot z_4 - z_3 \cdot z_7} = \frac{n_1}{n_4} \quad (206)$$

în care:

$\omega_1, \omega_4$  [rad/s] și  $n_1, n_4$  [rot/min] - sunt vitezele unghiulare și respectiv turațiile arborilor conducător (1) și condus (4).

Randamentul mecanic al reductorului precesional se determina cu relația:

$$\eta_i = \frac{M_{4i} \cdot n_{4i}}{M_{1i} \cdot n_{1i}} ; i = 1, 2, 3, \dots \quad (207)$$

în care:

$M_{1i}$  [N·mm]- reprezintă momentele motoare la arborele motorului electric de antrenare, citite de  $i$  ori;

$n_{1i}$  [rot/min]- reprezintă turațiile arborelui motorului de antrenare a standului.

Momentele motoare la arborele motorului electric de antrenare se calculează în funcție de mărimile  $f_{1i}$  ale săgeților lamei dinamometrice (8) din Fig. 8.2., cu relația:

$$M_{1i} = c_{M1} \cdot f_{1i} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (208)$$

unde:

$c_{M1} \left[ \frac{\text{N} \cdot \text{mm}}{\text{mm}} \right]$  - este constanta de moment a lamei dinamometrice (8), aleasă de autor și etalonată în prealabil;

$$c_{M1} = 1200 \left[ \frac{\text{N} \cdot \text{mm}}{\text{mm}} \right].$$

Momentele rezistente realizate prin frânare se determină în funcție de mărimile săgeților lamei dinamometrice a frânei  $f_{4i}$  cu formula:

$$M_{4i} = c_{M2} \cdot f_{4i} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (209)$$

în care :

$c_{M2} \left[ \frac{\text{N} \cdot \text{mm}}{\text{mm}} \right]$  - este constanta de moment a lamei dinamometrice (6), aleasă de autor, etalonată în prealabil și montată pe frâna (4);

$$c_{M2} = 35120 \left[ \frac{N \cdot mm}{mm} \right].$$

Metoda de încercare a reductorului precesional, presupune parcurgerea următoarei succesiuni de etape pe instalația experimentală:

1°. Cu instalația concepută, descărcată, se pun la „zero” indicațiile ceasului comparator (9) și a punții tensiometrice.

2°. Se pornește motorul electric, se mărește treptat turația sa și se măsoară simultan turațiile arborelui conducător și condus al reductorului precesional.

Mărimile  $n_{1i}$  și  $n_{4i}$   $\left[ \frac{rot}{min} \right]$  se trec în Tabelul 8.1.

3°. Cu partea finală a relației (206) se determină raportul de transmitere experimental și se compară cu cel teoretic, calculat în funcție de numerele de dinți ale roților dințate.

Mărimile găsite se centralizează pe ultimele două coloane ale Tab. 8.1.

4°. Se reiau încercările citind simultan  $n_{1i}$  și  $n_{4i}$   $\left[ \frac{rot}{min} \right]$ , săgețile  $f_{1i}$  [mm] ale lamelei dinamometrice (8) și  $f_{4i}$  [mm] ale lamelei dinamometrice (6), indicate de ceasul comparator (9) la diferite încărcări. Mărimile obținute se trec în Tab 8.2.

5°. Cu relațiile (208) și (209) se calculează momentele de torsiune  $M_{1i}$  respectiv  $M_{4i}$  [N·mm].

6°. Randamentul mecanic se determină cu formula (207) și se completează ultima coloană a Tab. 8.2.

7°. Se trasează diagrama  $\eta_i = \eta_i(M_{4i})$  și se interpretează rezultatele obținute.

Metoda de încercare a reductorului precesional de tip 2K-H, propusă, se poate aplica oricărui tip de reductor.

Instalația experimentală concepută este de minimă configurație constructivă și apelează la o aparatură de măsură accesibilă și tipizată.

În continuare se prezintă relațiile de calcul și tabelele de date strict necesare determinării raportului de transmitere și a diagramei de variație a randamentului mecanic al reductorului precesional.

Acești parametrii cinematici și dinamici sunt esențiali la utilizarea reductorului precesional.

**8.2.3. Culegerea și interpretarea rezultatelor**

Tabelul 8.1.

Mărimile turațiilor și ale raportului de transmitere  
ale reductorului precesional de tip 2K-H

Nr. crt.	Turațiile arborilor [rot/min]		Raportul de transmitere	
	$n_{1i}$	$n_{2i} = n_{4i}$	experimental	teoretic
1.	500	6.27	79.75	79.75
2.	600	7.52	79.75	
3.	700	8.78	79.74	
4.	800	10.04	79.72	
5.	900	11.30	79.70	
6.	1000	12.55	79.68	
7.	1100	13.81	79.68	
8.	1200	15.06	79.66	
9.	1300	16.32	79.66	
10.	1400	17.58	79.65	
11.	1500	18.83	79.65	
12.	1600	20.10	79.65	
13.	1700	21.35	79.64	
14.	1800	22.60	79.64	
15.	1900	23.86	79.64	
16.	2000	25.12	79.63	
17.	2100	26.37	79.63	
18.	2200	27.63	79.62	
19.	2300	28.90	79.62	
20.	2400	30.14	79.62	

Tabelul 8.2.

Datele numerice culese și prelucrate pentru determinarea randamentului mecanic al reductorului precesional de tip 2K – K

Nr. crt.	$n_{1i}$ [rot/min]	$n_{4i}$ [rot/min]	$f_{1i}$ [mm]	$f_{4i}$ [mm]	$M_{1i}$ [N·mm]	$M_{4i}$ [N·mm]	$\eta_i$
1.	500	6.27	7.3	19.2	8760	674.1	0.965
2.	600	7.52	6.9	18.0	8280	629.2	0.953
3.	700	8.78	6.7	17.3	8040	607.1	0.947
4.	800	10.04	6.5	16.6	7800	582.0	0.936
5.	900	11.30	6.2	15.7	7440	550.2	0.928
6.	1000	12.55	6.0	15.0	7200	526.0	0.917
7.	1100	13.81	5.8	14.3	6960	503.5	0.908
8.	1200	15.06	5.6	13.7	6720	480.1	0.897
9.	1300	16.32	5.4	13.0	6480	456.8	0.885
10.	1400	17.58	5.1	12.2	6120	427.9	0.878
11.	1500	18.83	4.8	11.3	5760	396.3	0.864
12.	1600	20.10	4.4	10.3	5280	360.4	0.857
13.	1700	21.35	4.0	9.2	4800	322.6	0.844
14.	1800	22.60	3.7	8.4	4440	293.8	0.831
15.	1900	23.86	3.3	7.3	3960	256.0	0.812
16.	2000	25.12	2.5	5.5	3000	192.3	0.805
17..	2100	26.37	2.3	5.0	2760	175.8	0.800
18.	2200	27.63	2.1	4.6	2520	160.1	0.798
19..	2300	28.90	1.9	4.1	2280	144.3	0.795
20.	2400	30.14	1.1	2.3	1320	81.9	0.780

În baza calculelor și a rezultatelor teoretice și experimentale, a fost construită pe calculator diagrama funcției  $\eta_i = \eta_i (M_{4i})$ , care ne demonstrează că randamentul reductorului precesional crește până la 92% - 96%, odată cu creșterea momentului de torsiune și cu reducerea turației.

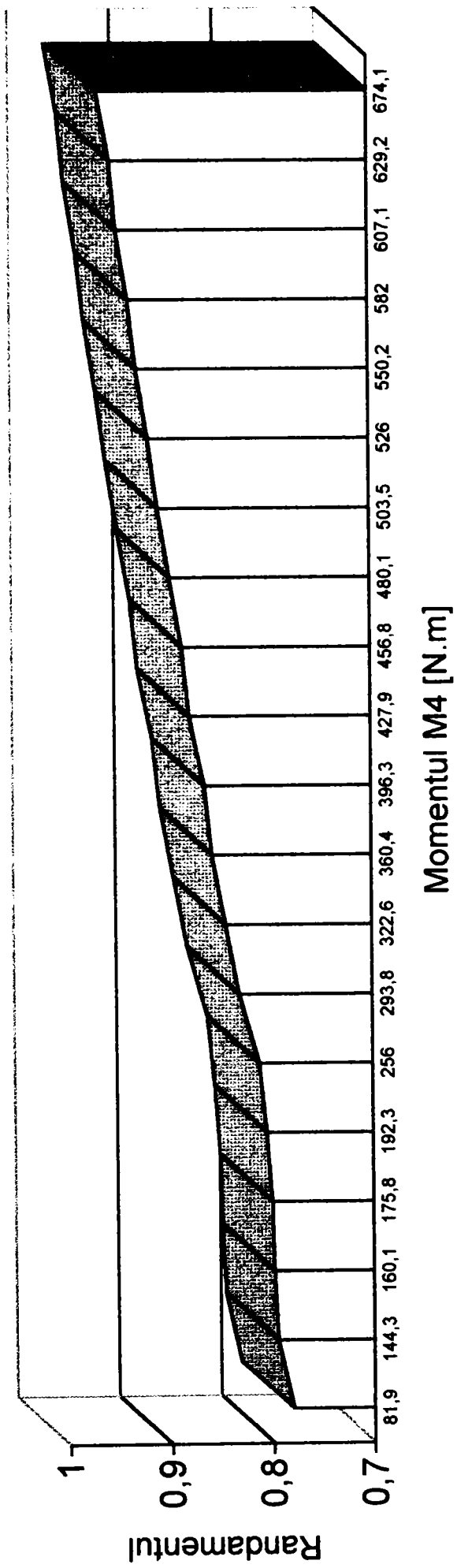


Fig. 8.3. Diagrama de variație a randamentului în funcție de momentul de ieșire.

### 8.3. Determinarea experimentală a preciziei cinematice a reductorului precesional de tip 2K – H

[23];[38];[99];[131].

#### 8.3.1. Stand pentru măsurarea preciziei cinematice a reductorului precesional de tip 2K – H

Având în vedere complexitatea determinării prin calcul a erorii cinematice a reductoarelor precesionale, datorită diversității factorilor ce o determină și a ipotezelor simplificatoare ce trebuiesc acceptate, se impune necesitatea determinării ei pe cale experimentală. Pentru determinarea experimentală a erorii cinematice a reductorului precesional de tip 2K – H, s-a utilizat un stand experimental a cărui schemă constructivă este prezentată în Fig.8.4, iar în Fig.8.5 se prezintă fotografia acestui stand.

Acest stand cu circuit energetic deschis, prezintă simplitate constructivă și se poate folosi pentru încercări de scurtă durată, la care datele se culeg rapid și numai pentru puteri mici de acționare.

Antrenarea este asigurată de motorul electric “M.E.”, cu turația reglabilă, prin intermediul transmisiei prin curea trapezoidală “T.C.”. Pe arborele port-satelit este marcată o scală gradată cu valoarea diviziunii: 1 div = 0.02 mm.

Arborele este cuplat cu un traductor incremental de poziție “T.I.” prin intermediul unui cuplaj elastic special “C.E.”, care nu permite transmiterea vibrațiilor la traductorul incremental de poziție “T.I.”, tip R.O.D.I./457 CU 7854 impulsuri/rotație, produs în Germania.

Arborele condus de reductorului precesional de tip 2K – H, solidar cu roata centrală mobilă, este cuplat cu frâna mecanică cu saboți “F.M.”, prevăzută cu un disc divizat din grad în grad.

Schema bloc a instalației pentru determinarea preciziei cinematice a reductorului precesional de tip 2K - H cuprinde următoarea aparatură:

- M.E. – motor electric de curent continuu pentru acționare, având posibilitatea reglării turației ;
- T.C. – transmisie prin curea trapezoidală ;
- C.E. – cuplaj de construcție specială ce nu permite transmiterea vibrațiilor la traductorul incremental de poziție ;
- F.M. – frână mecanică cu saboți ;
- D.- dinamometru pentru determinarea momentului de torsiune la ieșirea din R.P.;
- T.I. – traductor incremental de poziție ;
- R.P. – reductor precesional de tip 2K – H, cu raportul de transmitere:  $i = 79.75$   
( $z_3 = 29$ ;  $z_6 = 30$ ;  $z_7 = 22$ ;  $z_4 = 21$ );
- S.O.<sub>1</sub> - sistem optic pentru vizualizarea poziției inițiale a arborelui de intrare ;
- S.O.<sub>2</sub> - sistem optic de citire a unghiului de rotire la arborele de ieșire  
(1 div. = 6” ; Carl Zeiss Jena ) ;
- S.G. – scală gradată ( 1 div. = 0,02 mm ) montată pe arborele de intrare;

S.M. – sistem mecanic de frânare ce realizează un moment de frecare mai mare decât momentul de frecare și de inerție ce apare la arborele motorului electric M.E. la pornire.

Momentul de frânare la arborele condus în condiții de măsurare, nu trebuie să depășească  $1/20 \div 1/10$  din momentul nominal, iar frecvența de rotire a arborelui condus trebuie să se afle între  $0.3 \div 1$  [rot/min].

Prin determinările experimentale s-a urmărit :

- influența variației momentului de torsiune de la arborele de ieșire asupra raportului de transmitere, respectiv unghiul de defazaj între arborele de intrare și cel de ieșire ;
- influența opririlor repetate și apoi continuarea mișcării asupra erorii cinematice de orientare ;
- mărimea erorii cinematice la arborele de ieșire din R.P. , când arborele de intrare a revenit la poziția inițială, la diferite momente de torsiune ce solicită arborele de ieșire .

### 8.3.2. Metodologia de determinare experimentală a preciziei cinematice a reductorului precesional de tip 2K-H

Schema bloc a instalației pentru determinarea experimentală a preciziei cinematice este prezentată în Fig.8.4., iar standul pentru încercări în Fig.8.5.

Momentul rezistent, realizat cu frâna mecanică cu saboți “F.M.”, se aplică în trepte cu ajutorul unei cuple elicoidale șurub-piuliță. Mărimile momentului se pot citi pe cadranul comparatorului care măsoară săgeata dinamometrului “D”. Mărimea momentului realizat de frâna mecanică cu saboți “F.M.” se calculează cu relația:

$$M_4 = c \cdot f \quad (210)$$

în care :

- $c$  [ N·m/div ] – este coeficientul de rigiditate al lamelei dinamometrice ;  
 $f$  [ div ] - săgeata indicată de comparatorul dinamometrului “D” .

Sistemul mecanic de frânare al arborelui conducător a transmisiei precesionale realizează un moment de frecare mai mare decât momentul de inerție ce apare la arborele motorului electric “M.E.”, la oprirea acestuia.

Cele două sisteme optice “SO<sub>1</sub>” și “SO<sub>2</sub>” permit citirea cu precizie mărită a unghiurilor de rotire a arborilor transmisiei precesionale.

La încercarea reductorului precesional autorul a parcurs următoarele etape :

1°. Se calculează raportul de transmitere al reductorului precesional cu relația (206).

2°. Se stabilesc  $i = 1, 2, \dots, 5$  trepte de momente  $M_4$  [N·m] ale arborelui condus a transmisiei precesionale, inferioare momentului maxim  $M_4=50$  [N·mm] și se completează linia respectivă din Tab. 8.3.



3°. Se verifică starea tehnică a instalației experimentale și se pornește motorul electric “M.E.”, cu turația minimă permisă, când transmisia este descărcată, lăsând să funcționeze 5...10 minute pentru încălzirea stabilizată .

4°. Se reglează turația motorului electric “M.E.” la treapta de turație minimă

$n_1 = 100$  [rot/min] și se pune ceasul comparator la zero .

5°. La mers în gol, pentru un anumit unghi de rotire „ $\varphi_1$ ” al arborelui conducător, se citește unghiul de rotire „ $\varphi_4$ ” al arborelui condus al reductorului precesional, care se trec în Tab. 8.3.

6° Se repetă măsurătorile în mod similar pentru celelalte patru trepte ale momentului „ $M_4$ ” , când se măsoară unghiul „ $\varphi_4$ ” pentru același unghi de rotire „ $\varphi_1$ ” al arborelui conducător și se completează linia corespunzătoare din Tab. 8.3.

7°. Se modifică treptele de turație  $n_1 = 200 \div 500$  [rot/min] și se repetă măsurările pentru fiecare treaptă a momentului „ $M_4$ ” , rezultatele obținute trecându-se în Tab. 8.3.;

8°. Folosind relația (22) se determină precizia cinematică de orientare a reductorului precesional  $\Delta\varphi$  și se completează ultima linie a Tab.8.3.

9°. Se trasează diagrama  $\Delta\varphi = \Delta\varphi( n_1 , M_4 )$  și se compară rezultatele obținute .

Treptele de turație au fost:  $n_1 = 100 ; 200$  și  $500$  [rot/min]; și treptele de moment au fost:  $M_4 = 0 ; 5 ; 10 ; 15 ; 20$  [ N·m ].

### 8.3.2.1. Metode moderne de măsurare și condițiile efectuării măsurărilor propuse de autor

Metoda și aparatura de măsurare trebuie să satisfacă următoarele condiții:

- precizie înaltă a măsurărilor; nu depășește 15% din eroarea cinematică;
- necesitatea excluderii influenței factorilor secundari (excentricitate și înclinare la montarea captatorilor de rotire, intrare și ieșire);
- necesitatea funcționării continue a reductorului precesional, deoarece staționările provoacă apariția unor jocuri sau strângeri în angrenaj, care introduc erori însemnate în schema de măsurare.

Metodele moderne utilizate de autor la măsurarea erorii cinematice sunt bazate pe utilizarea sistemelor de impulsuri. O răspândire largă a obținut metoda cu impulsuri de fază, care se bazează pe transformarea unghiurilor de rotire a elementelor transmisiei în semnale electrice și măsurarea decalajului între ele.

Măsurările erorii cinematice se efectuează atât în condiții de măsurare, cât și în condiții de funcționare.

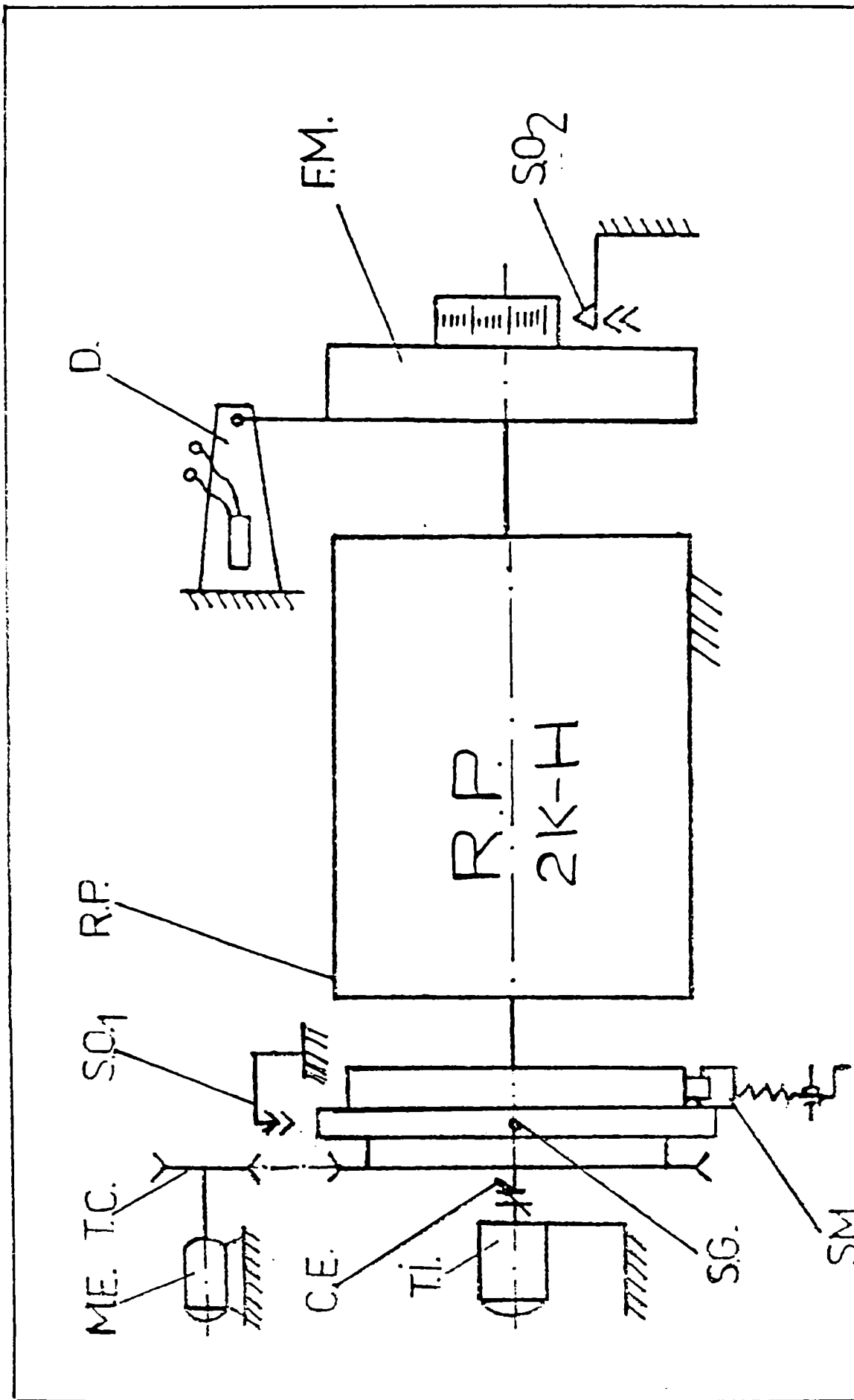


Fig. 8.4. Schema bloc a instalației pentru determinarea experimentală a preciziei cinemătice a reductorului precesional concepută de autor



Fig. 8.5. Stand pentru determinarea experimentală a preciziei cinematice a reductorului precesional de tip 2K – H.

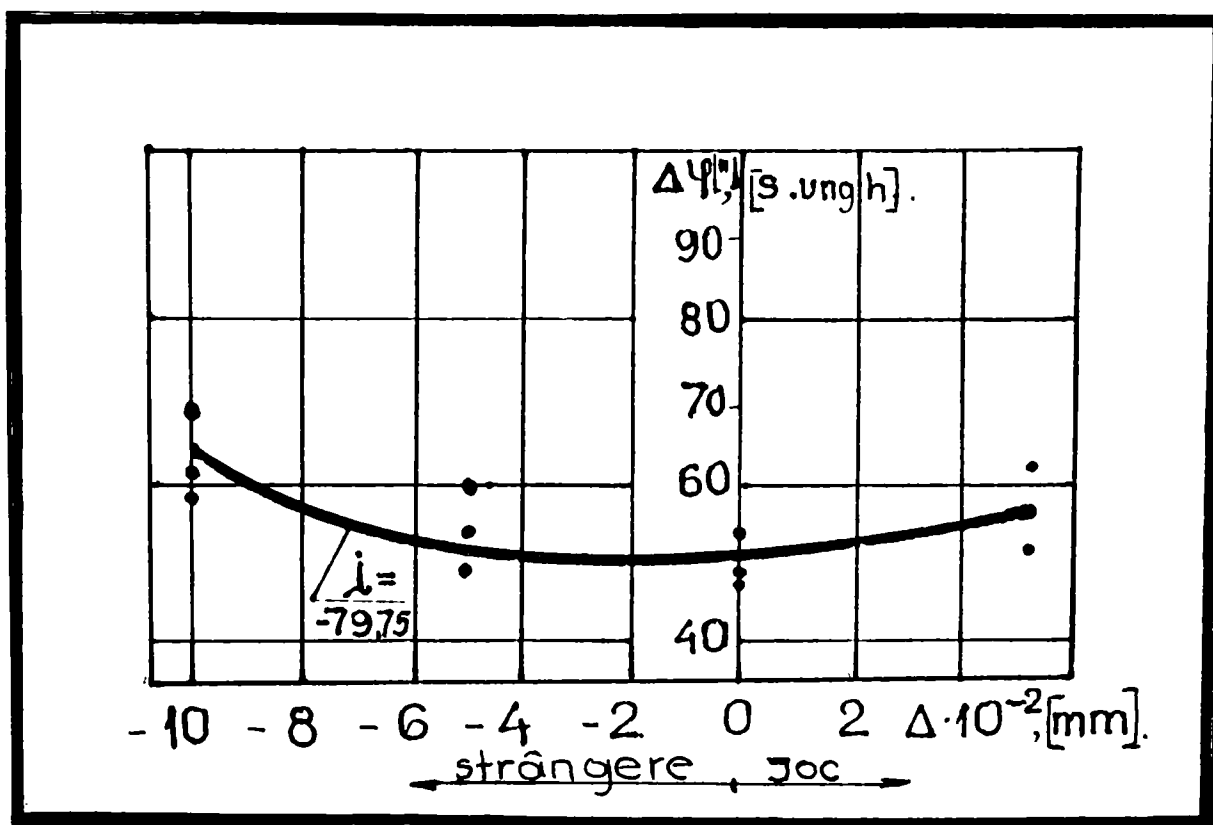


Fig. 8.5 . Diagrama preciziei cinematice în funcție de jocul din angrenaj.

### 8.3.2.2. Prelucrarea rezultatelor experimentale. Spectrul FOURIER pentru eroarea cinematică

Compararea înregistrării erorii cinematice a unei turații complete a arborelui condus al reductorului precesional la o viteză unghiulară constantă ne arată că aceste înregistrări practic se repetă.

Pentru efectuarea analizei amplitudine-frecvență a erorii cinematice au fost luate înregistrări ale unei turații complete a arborelui condus.

Pentru separarea frecvenței parazitare purtătoare „ $f_{\text{purt}}$ ” a semnalului erorii cinematice estimate, este necesar ca frecvența filtrului  $f_f$  să fie egală cu frecvența superioară a semnalului permisă de aparat, iar frecvența de reținere este mai mică decât frecvența purtătoare.

Frecvența purtătoare „ $f_{\text{purt}}$ ” se determină cu relația:

$$f_{\text{purt}} = \frac{z_{g1}}{60 \cdot i} \text{ [Hz]} \quad (211)$$

în care:  $\eta$  și  $z_{g1}$  sunt numărul de turații ale rotorului, respectiv numărul de reperi a captorului de ieșire.

Cu relația (211) se obține valoarea frecvenței purtătoare:

$$f_{\text{purt}} = 1,8 \div 0,26, \text{ adică } f_{\text{purt,max}} \cong 2n.$$

Deci, frecvența superioară a erorii cinematice și frecvența purtătoare a captorului sunt aproximativ egale.

Sarcina controlului cinematic a reductorului precesional se face prin determinarea valorii și spectrului erorii cinematice, adică stabilirea numărului armonicii care provoacă această eroare.

În caz general, ecuația erorii cinematice a reductorului precesional este:

$$F' = A_0 \cdot \sin \varphi + \sum_{i=1}^n \frac{A_{1n}}{i} \cdot \sin i \varphi + \sum_{i=1}^n \frac{A_{2n}}{i} \cdot \sin i \varphi \quad (212)$$

în care:  $A_0$  este amplitudinea componentei armonice a arborelui de ieșire;

$A_{1n}$  și  $A_{2n}$  – amplitudinile componentei armonice a coroanelor roții satelit.

Deoarece funcția este periodică, metoda cea mai adecvată de analiză armonică a funcției (212) este descompunerea în serie Fourier. De asemenea, prezentarea erorii funcționale a reductorului precesional prin serie Fourier este dependentă de următoarele circumstanțe: posibilități nelimitate de prezentare a erorii cinematice a oricărui mecanism real; simplitatea stabilirii cauzelor erorii cinematice; posibilitatea descompunerii erorii cinematice într-o serie de componente armonice; posibilitatea stabilirii gradului de influență a abaterilor elementelor componente ale reductorului precesional prin compararea seriei Fourier cu eroarea cinematică a reductorului precesional.

Funcția erorii cinematice, exprimată prin serie Fourier în limitele  $0 \leq x \leq 2$  are forma:

$$F_{ec} = A_0 + \sum_{k=1}^n (a_k \cdot \cos kx + b_k \cdot \sin kx) \quad (213)$$

în care coeficienții se determină cu relațiile:

$$\begin{aligned} a_k &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cdot \cos kx \cdot dx ; \\ b_k &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cdot \sin kx \cdot dx ; \\ A_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} y_2 \cdot \sin kx_2 \cdot dx . \end{aligned} \quad (214)$$

Utilizând metoda analizei numerice, coeficienții Fourier se determină aproximativ cu relațiile:

$$a_k = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N y_i \cdot \cos kx_i ; \quad b_k = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N y_i \cdot \sin kx_i . \quad (215)$$

Componenta  $A_0 = a_0 / 2$ , unde  $a_0$  se determină similar lui  $a_k$  pentru  $k=0$ . Luând în considerare particularitățile factorilor  $\cos kx$  și  $\sin kx$ , se ia deseori egal cu 12 sau 24. În caz de necesitate a unei precizii cinematice înalte,  $N$  se ia egal cu 48.

### 8.3.3. Culegerea și interpretarea rezultatelor

Corelația bună a rezultatelor teoretice și experimentale confirmă corectitudinea concepțiilor adoptate, a metodelor de calcul elaborate și a metodelor moderne de măsurare.

Rezultatele obținute în urma măsurărilor și calculelor efectuate au fost trecute în Tab.8.3., iar la calculator a fost construită diagrama de variație a preciziei cinematice în funcție de turație și moment:  $\Delta\varphi'' = f(n_1 ; M_1)$ , Fig.8.6.

Analiza funcției demonstrează că această creștere a momentului de torsiune până la 20[N·m] asigură o oarecare reducere a erorii cinematice.

Utilizarea aparaturii de control, măsurări moderne și a metodelor avansate de prelucrare a datelor experimentale au permis efectuarea analizei amplitudine-frecvență armonică, a diagramei erorii cinematice care asigură depistarea și eliminarea surselor de erori cinematice în reductorul precesional de tip 2K-H.

În Fig.8.7. se prezintă diagrama erorii cinematice înregistrată în urma controlului reductorului precesional de tip 2K-H. Analiza armonică a acestei diagrame demonstrează că, componentele de frecvență înaltă alcătuiesc 50% din spectrul general al erorii cinematice.

Analiza diagramei din Fig.8.7. ne arată că numărul amplitudinilor de frecvență înaltă nu coincide cu numărul dinților roților centrale. Această observație trebuie privită sub două aspecte: în primul rând, în angrenaj, datorită gradului înalt de acoperire, practic participă simultan aproape toate perechile de dinți, care angrenează fără a ieși din contact și în al doilea rând, existența unor amplitudini cu frecvența înaltă este cauzată de erorile de pas și profil care, într-o măsură oarecare, sunt supuse medierii.

Tabelul 8.3.

Precizia cinematică a reductorului precesional de tip 2K-H

Nr. de încercări		1	2	3	4	5
Momentul la ieșire, $M_4$	[N.m]	0	5	10	15	20
	div.	0	100	200	300	400
Turația la intrare, $n_1$	[rot/min]	100	200	100	200	500
		200	500	100	500	100
Precizia cinematică, $\Delta\varphi$	[ " ]	69	67	64	60	54
		65	62	59	53	47
		61	58	49	45	40

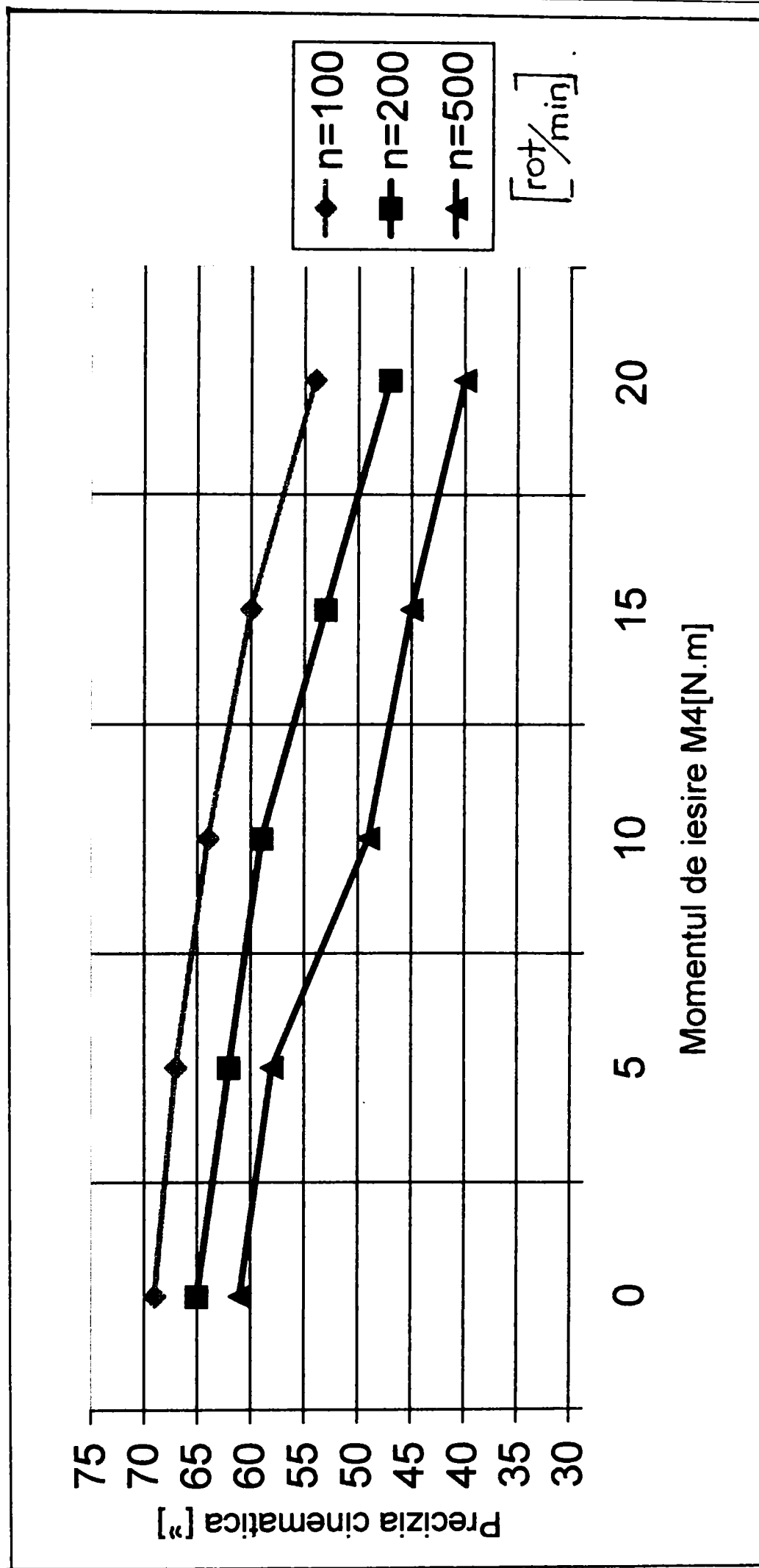


Fig. 8.6. Diagrama de variație a preciziei cinematice în funcție de turația „n<sub>i</sub>” și momentul de iesire „M<sub>4</sub>”



Folosirea filtrelor corespunzătoare în schema electronică a aparatului de control permite extragerea din diagrama erorii cinematice a diferitelor erori individuale așa cum sunt, de exemplu, bătaia radială și frontală (conf. Fig.8.7b), respectiv eroarea ciclică (conf. Fig.8.7c) extrase din diagrama din Fig.8.7a.

Analiza diagramei erorii cinematice prezentată în Fig.8.7. demonstrează că variația erorii cinematice la câteva turații se repetă. Eroarea pe diagrama obținută este de  $55''$ .

În scopul descrierii autentice a semnalului este necesară prelucrarea lui, folosind diferite metode existente. Prin metoda descrisă în paragraful 8.3.2.2 a fost obținută funcția pentru determinarea erorii cinematice.

Rezultatul analizei armonice efectuate s-a fructificat cu elaborarea funcției erorii cinematice, care permite eliminarea neajunsurilor depistate conf. relației (213). Cercetările efectuate au arătat că eroarea cinematică a R.P. de tip 2K-H este influențată de erorile geometrice, cum sunt: bătaia radială și frontală a roților generate de erorile de execuție, de asamblare și de pas.

În baza relațiilor obținute și a calculelor efectuate, au fost construite graficele funcțiilor:  $\Delta\varphi'' \Delta_e = f(\alpha_w)$  și  $\Delta\varphi'' \Delta_e = f(\varepsilon)$ , conf. Fig.8.8.a;

$\Delta\varphi'' \Delta\delta = f(\alpha_w)$  și  $\Delta\varphi'' \Delta\delta = f(\varepsilon)$ , conf. Fig.8.8.b.

Analiza graficelor  $\Delta\varphi'' \Delta_e = f(\alpha_w)$  și  $\Delta\varphi'' \Delta_e = f(\varepsilon)$ , ne arată că odată cu creșterea gradului de acoperire „ $\varepsilon$ ” al angrenajului precesional și a unghiului de angrenare „ $\alpha_w$ ”, eroarea cinematică provocată de excentricitatea „ $\Delta_e$ ” scade.

De exemplu, creșterea gradului de acoperire al angrenajului de la 40% până la 100%, asigură reducerea erorii cinematice cu 40-45%.

În cazul bătaii frontale, eroarea cinematică crește odată cu creșterea unghiului de angrenare „ $\alpha_w$ ” și cu reducerea gradului de acoperire „ $\varepsilon$ ” al angrenajului precesional, (conf. Fig.8.8.b). Unghiul de conicitate al roților „ $\beta_r$ ” exercită implicit influență asupra erorii cinematice, generată de excentricitatea „ $\Delta_e$ ”. Eroarea generată de înclinarea roții satelit sau centrale depinde într-o măsură mai mică de unghiul de conicitate al roților. S-a stabilit că unghiul de nutație „ $\theta$ ” influențează indirect asupra erorii cinematice.

Graficele obținute dau o informație cu amplitudine caracter cantitativ și calitativ, despre eroarea cinematică a reductoarelor precesionale de tip 2K-H.

Suplimentar, s-a stabilit influența jocului – prestrângerii în angrenaj asupra preciziei cinematice. În baza cercetărilor efectuate a fost construit graficul erorii cinematice „ $\Delta\varphi$ ” al reductorului precesional de tip 2K-H, în funcție de jocul/strângerea „ $\Delta$ ” din angrenaj, conf. Fig.8.5’.

Analiza graficului ne demonstrează că o oarecare prestrângere în angrenajul precesional reduce simțitor eroarea cinematică.

Cercetările s-au efectuat cu scopul stabilirii gradului de influență a erorilor de execuție și asamblare asupra preciziei cinematice.

Au fost elaborate metode de reducere și prognozare a erorii cinematice pentru studiul de proiectare a reductoarelor precesionale de tip 2K-H.

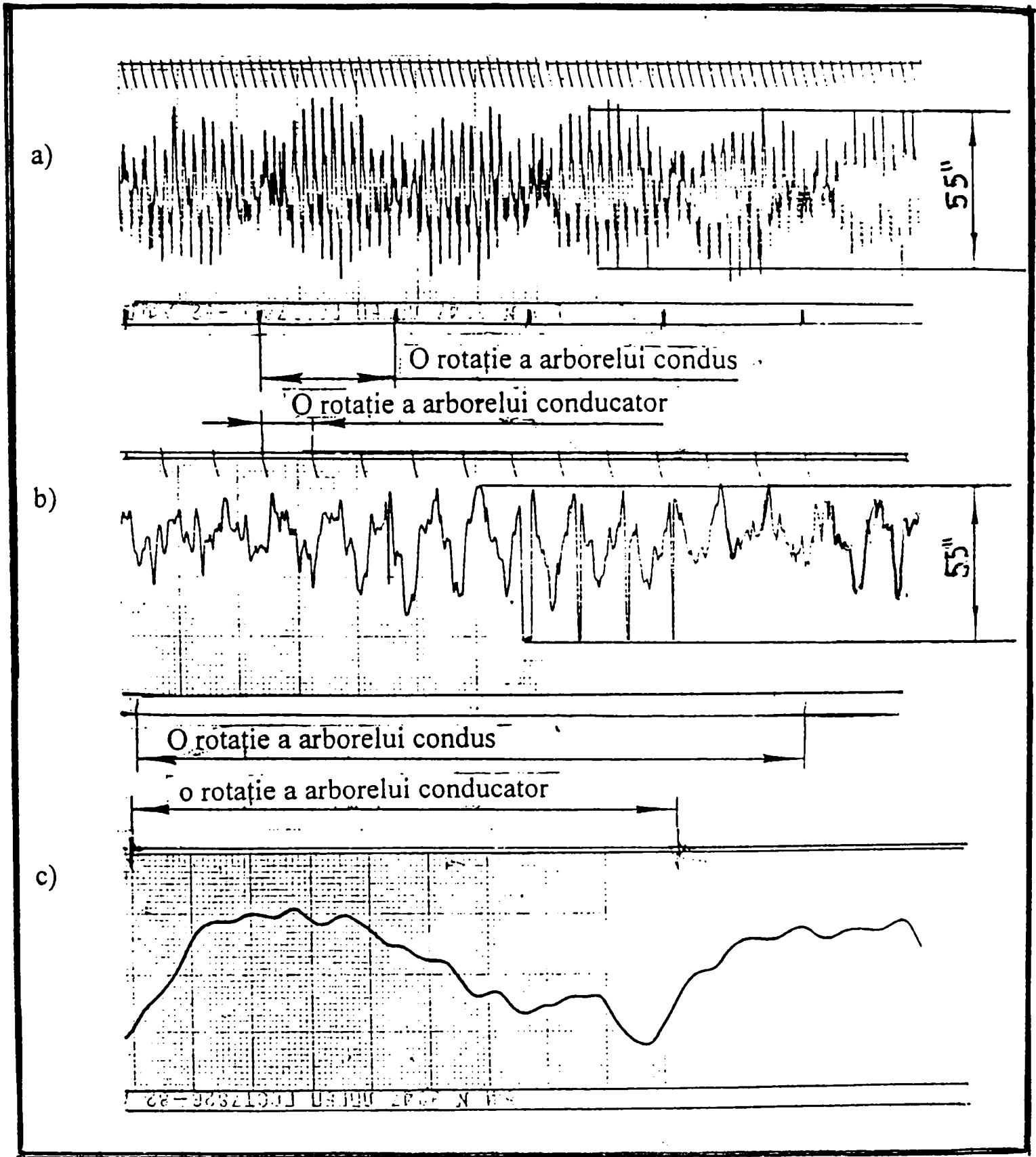


Fig. 8.7. Diagrama erorii cinematice a reductorului precesional de tip 2K - H (a) : bătaia radială și frontală (b); eroarea ciclică (c).

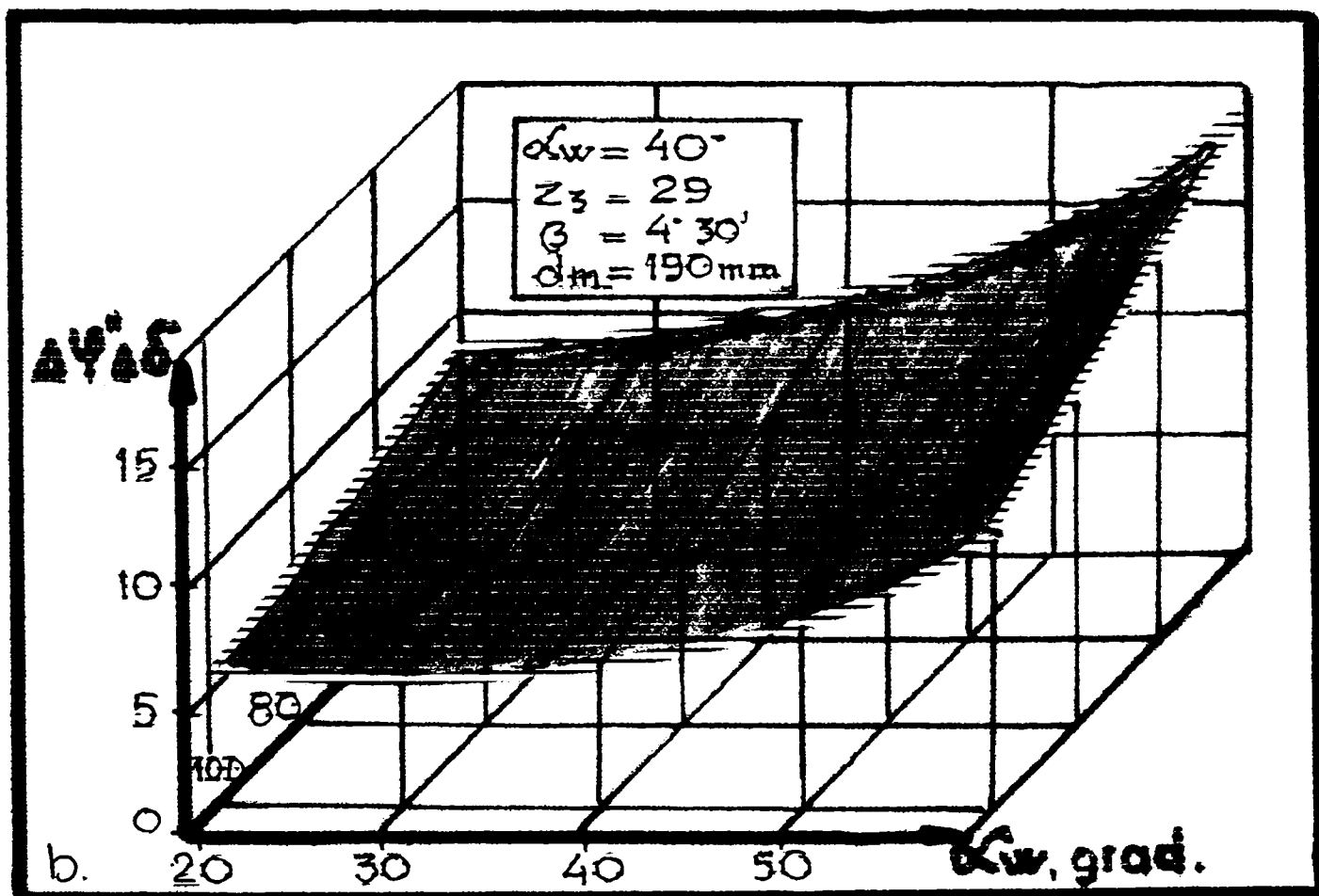
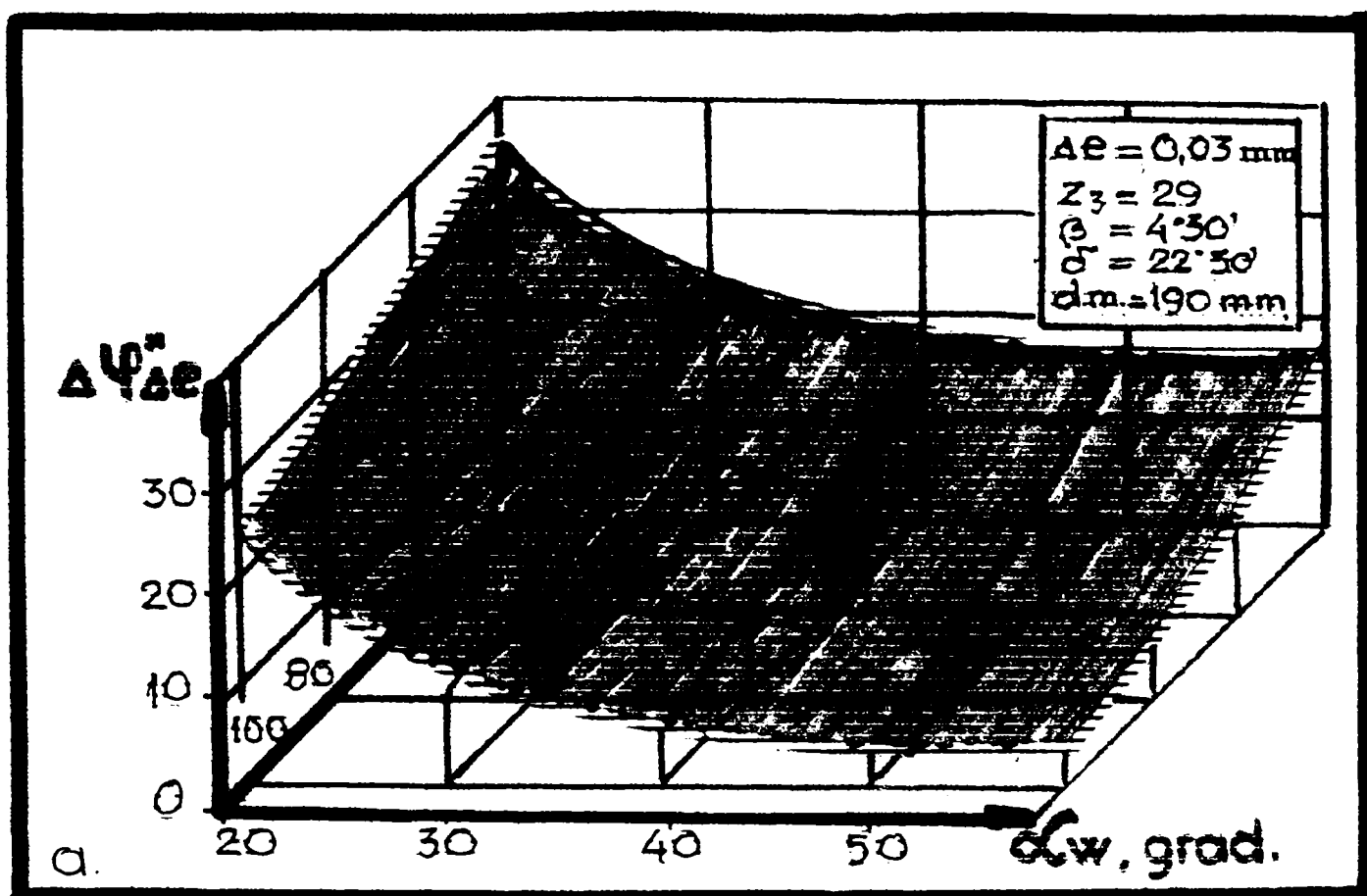


Fig.8.8. Diagramele funcțiilor erorilor cinematice ale reductoarelor precesionale de tip 2K – H.

#### **8.4. Determinarea experimentală a gradului de acoperire al reductorului precesional de tip 2K-H și caracterul distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați**

##### **8.4.1. Stand pentru determinarea experimentală a gradului de acoperire al reductorului precesional de tip 2K-H**

Gradul de acoperire al reductorului precesional de tip 2K-H și caracterul distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați s-a determinat pe standul din Fig.8.9. compus din electromotorul ( 1 ), reductorul precesional de tip 2K-H ( 2 ) și frâna electromecanică ( 3 ).

Reglarea turațiilor electromotorului ( 1 ) tensionarea frânei electromecanice ( 3 ) se efectuează cu ajutorul blocului pentru comandă ( 4 ) reprezentat în Fig.8.10.

Semnalul electric de la traductor se amplifică cu ajutorul unui amplificator tensometric (tip N 2302 și N 2301, poz.5) și se înregistrează pe hârtie fotosensibilă prin oscilograful (poz.6) și sistemul de achiziții de date S.A.D. (poz.7).

Alimentarea cu energie a punții tensometrice s-a efectuat cu sursa de alimentare S.A. (poz.8).

##### **8.4.2. Metodologia de determinare experimentală a gradului de acoperire al angrenajelor precesionale și caracterul distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați**

###### **8.4.2.1. Stabilirea metodei de determinare experimentală a gradului de acoperire și a caracterului distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați**

Pentru a elabora metoda de calcul a angrenajului precesional este necesară determinarea experimentală a gradului de acoperire al angrenajului precesional și caracterul repartizării sarcinii între dinții simultan angrenați.

Cu ajutorul unei perechi de traductori, lipiți pe dintele controlat poate fi determinat numărul dinților simultan angrenați și caracterul distribuției sarcinii între dinți.

La prelucrarea oscilogramelor se determină numărul dinților aflați simultan în angrenare conform oscilogramei deformării dintelui controlat după un ciclu total de funcționare (o rotație a arborelui conducător), conf. Fig.8.11. Aceasta corespunde deplasării cu un dinte a coroanei satelitului, iar perechea conjugată trece toată faza de angrenare.

După durata deformării dintelui controlat în timpul unei rotații a arborelui conducător, se determină numărul perechilor de dinți aflați simultan sub sarcină:

$$z_e = (B / l_0) \cdot z_b \cdot 100\% \quad (216)$$

în care:

B – sectorul care corespunde angrenării dintelui testat;

$l_0$  – sectorul care corespunde unei rotații a arborelui conducător;

$z_b$  – numărul de dinți ai roții centrale.

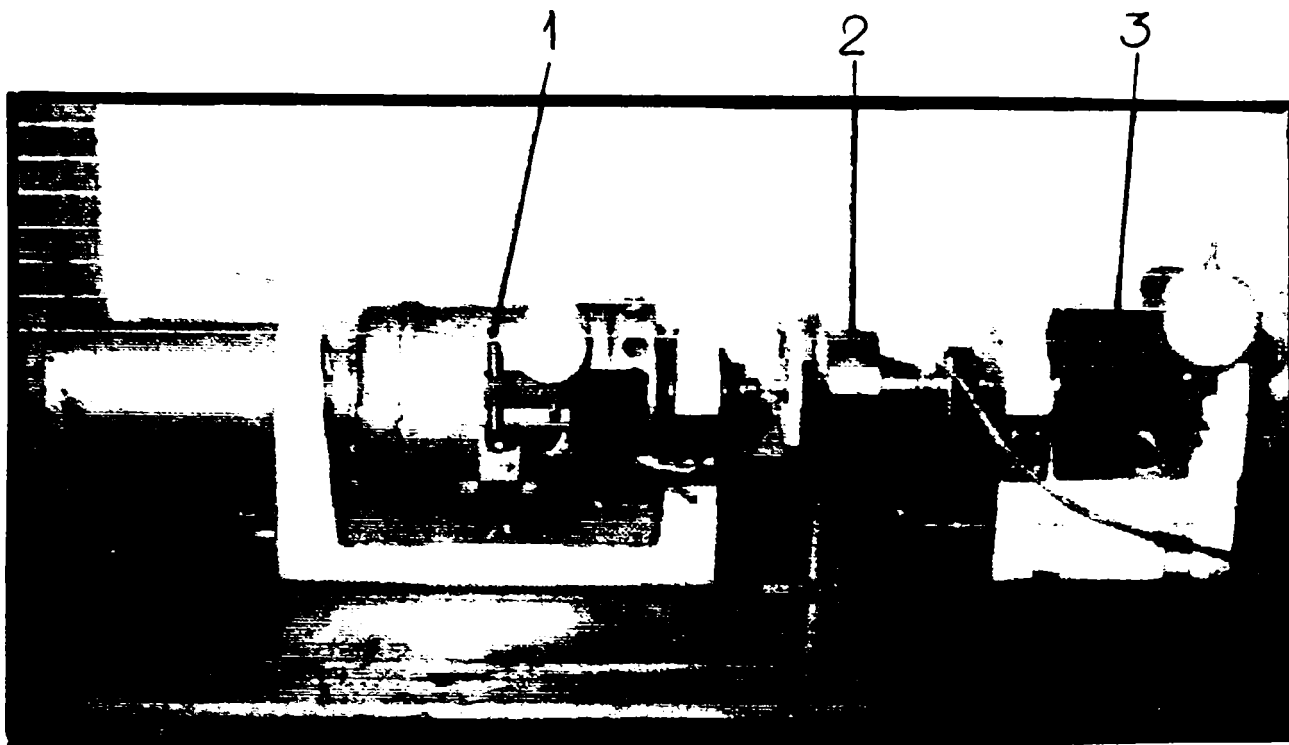


Fig. 8.9. Stand pentru determinarea gradului de acoperire al angrenajului reductorului precesional de tip 2K - H.

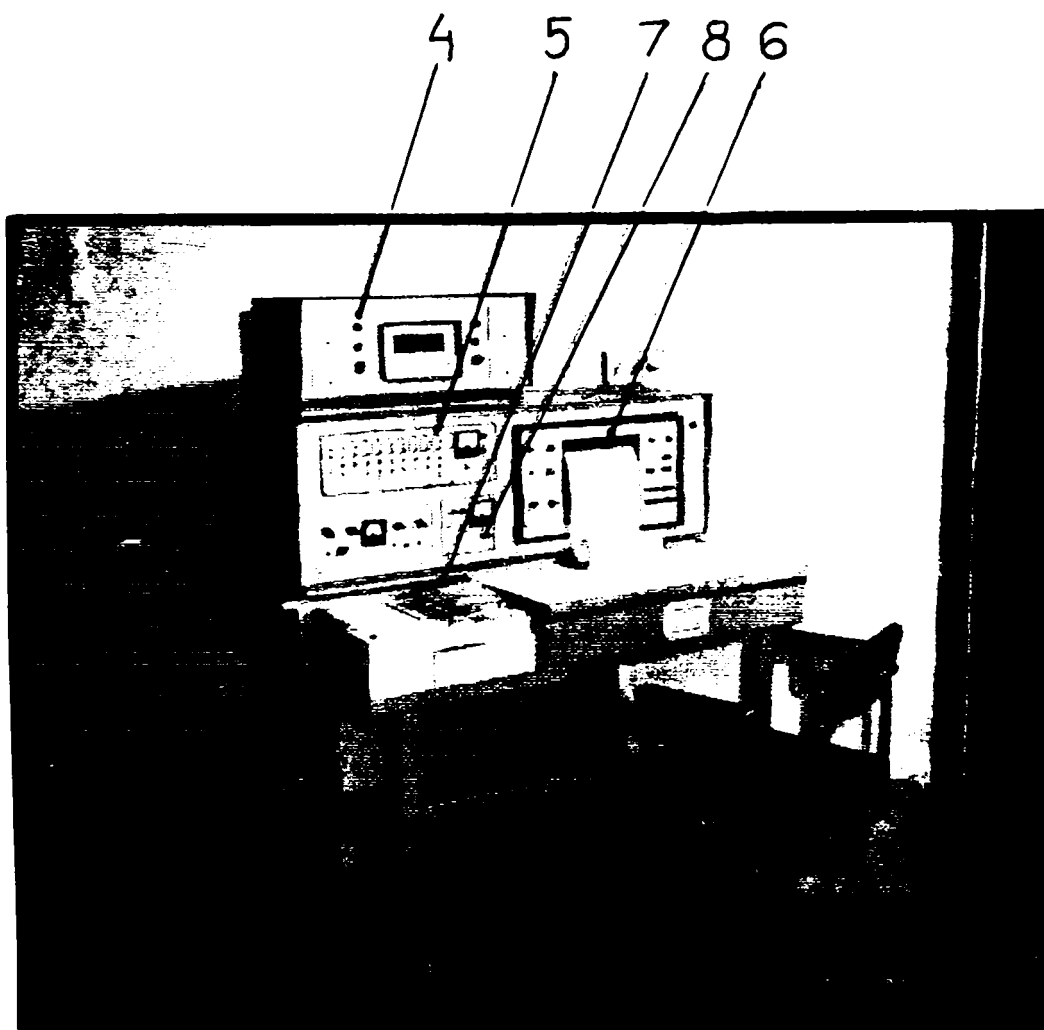


Fig. 8.10. Bloc pentru comandă și înregistrări.

Folosind metoda descrisă, pe oscilogramă se înregistrează o jumătate a dinților angrenați, adică dinții care transmit sarcina. Cealaltă jumătate a dinților nu participă la transmiterea sarcinii, dar influențează considerabil precizia cinematică a transmisiei. Astfel, din cercetările autorului gradul de acoperire al angrenajului precesional, după un ciclu de funcționare va fi:

$$\varepsilon = 2 \cdot z_{\varepsilon} \quad (217)$$

Caracterul distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați ai angrenajului precesional se determină cu ajutorul mărimii deformației dintelui controlat, care se înscrie pe axa verticală a oscilogramei.

Experimental s-a determinat că dintele testat participă în angrenare pe sectorul „B”. Unei rotații, pentru un pas pe dinte îi corespunde sectorul „l<sub>0</sub>” (conf. Fig.8.11).

În rezultatul încercărilor a fost determinată dependența numărului de dinți care transmit simultan sarcina „z<sub>ε</sub>” și a gradului de acoperire a angrenajului precesional „ε”, de momentul de torsiune „M<sub>t</sub>” (conf. Fig.8.13).

Legătura între deformația dintelui controlat și forța care acționează asupra lui o obținem în felul următor.

Oscilogramele se înregistrează la încărcarea reductorului cu diferite momente de torsiune.

Încercările au demonstrat că suprafețele oscilogramelor sunt proporționale cu momentul de torsiune transmis (conf. Fig. 8.14.).

Înlocuind momentul cu forța tangențială, obținem dependența suprafeței oscilogramei A de forța tangențială F<sub>t</sub>.

$$A = A_0 + F_t / k_p \quad (218)$$

în care:

A<sub>0</sub> – suprafața oscilogramei în momentul mersului în gol (M<sub>t</sub> = 0);

k<sub>p</sub> – scara forței, ce poate fi exprimată cu relația:

$$k_p = \frac{F_t}{A - A_0} = \frac{2 \cdot M_{ti} \cdot 10^3}{d_m \cdot (A - A_0) \cdot \eta} \quad (219)$$

unde:

M<sub>ti</sub> – momentul de încărcare;

d<sub>m</sub> – diametrul mediul al roții satelit;

η - randamentul mecanic care ține cont de pierderile de la arborele condus până la roata cu dinte testat.

Pentru determinarea forței care acționează asupra dintelui testat este necesar de a înmulți suprafața oscilogramei care corespunde unui pas circular cu scara forței „k<sub>p</sub>”.

Conform oscilogramei pasul p este egal cu l<sub>0</sub> / z<sub>b</sub>, iar forța care acționează pe dinte într-o anumită fază a angrenării se determină cu relația:

$$F_t = \varepsilon_i \cdot k_p \cdot l_0 / z_b = \varepsilon_i \cdot 2M_{ti} \cdot l_0 / (A - A_0) \cdot z_b \cdot d_m \cdot \eta \quad (220)$$

în care:

ε<sub>i</sub> – indicațiile traductorului într-un anumit moment al angrenării [mm];

z<sub>b</sub> – numărul dinților roții testate.



Știind indicațiile traductorului la diferite faze de angrenare „ $\varepsilon_i$ ” a dintelui testat, putem determina sarcina pe orice dinte aflat la limitele arcului de angrenare. Pentru cercetare au fost analizate la fiecare valoare a momentului de torsiune câteva grafice în diferite faze ale dintelui angrenat. De regulă, sunt suficiente 4÷6 grafice înregistrate la 1/4÷ 1/6 rotații ale arborelui condus, pentru că graficele se repetă ciclic.

În cazul rezistenței angrenajului precesional, trebuie ținut cont de factorul neuniformității distribuției sarcinii între dinți „ $k_F$ ” care se determină cu relația:

$$k_F = \frac{F_{t\max}}{F_{tmed}} \quad (221)$$

în care:  $F_{t\max}$  – sarcina maximă pe dinte în zona angrenării;

$F_{tmed}$  - sarcina medie pe dinte în zona angrenării.

$$F_{tmed} = 2 M_t / d_m \cdot z_\varepsilon \quad (222)$$

în care:  $z_\varepsilon$  - numărul de dinți care transmit simultan sarcina.

Din relațiile (221) și (222) rezultă că:

$$k_F = \frac{F_{t\max}}{F_{tmed}} = \frac{\varepsilon_{\max} \cdot I_0 \cdot z_\varepsilon}{(A - A_0) \cdot \eta \cdot z_b} \quad (223)$$

în care:  $\varepsilon_{\max}$  – deformația maximă a dintelui testat.

#### 8.4.2.2. Determinarea gradului de acoperire al angrenajelor precesionale și a factorului neuniformității distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați

Oscilogramele deformării dintelui controlat al angrenajului precesional se reprezintă prin determinarea duratei în angrenare a dintelui de control la o rotație completă a arborelui conducător (conf. Fig.8.11).

După cum se vede pe oscilogramă, dintele controlat participă în angrenare pe sectorul „B”, care începe de la punctul „ $\psi_N$ ” până la „ $\psi_S$ ”. Unei rotații complete a arborelui conducător îi corespunde sectorul „ $l_0$ ”. Dintele controlat în sectorul „ $\psi_S$ ” până la „ $\psi_N$ ” nu participă în angrenare.

Numărul perechilor de dinți care participă simultan în angrenare pentru transmiterea momentului de torsiune se caracterizează prin determinarea duratei deformării dintelui controlat la o rotație pentru un pas pe dinte și se determină cu relația (216).

Experimental s-a determinat că numărul de dinți aflați simultan în angrenare depinde de valoarea momentului de torsiune transmis.

Tabelul 8.4.

Nr. Crt.	$z_\varepsilon$ [ % ]	$M_t$ [ N·m ]	$\varepsilon$ [ % ]
1.	37	1,5	74
2.	40	7,5	80
3.	46	15	92
4.	49	49	98
5.	47	47	97



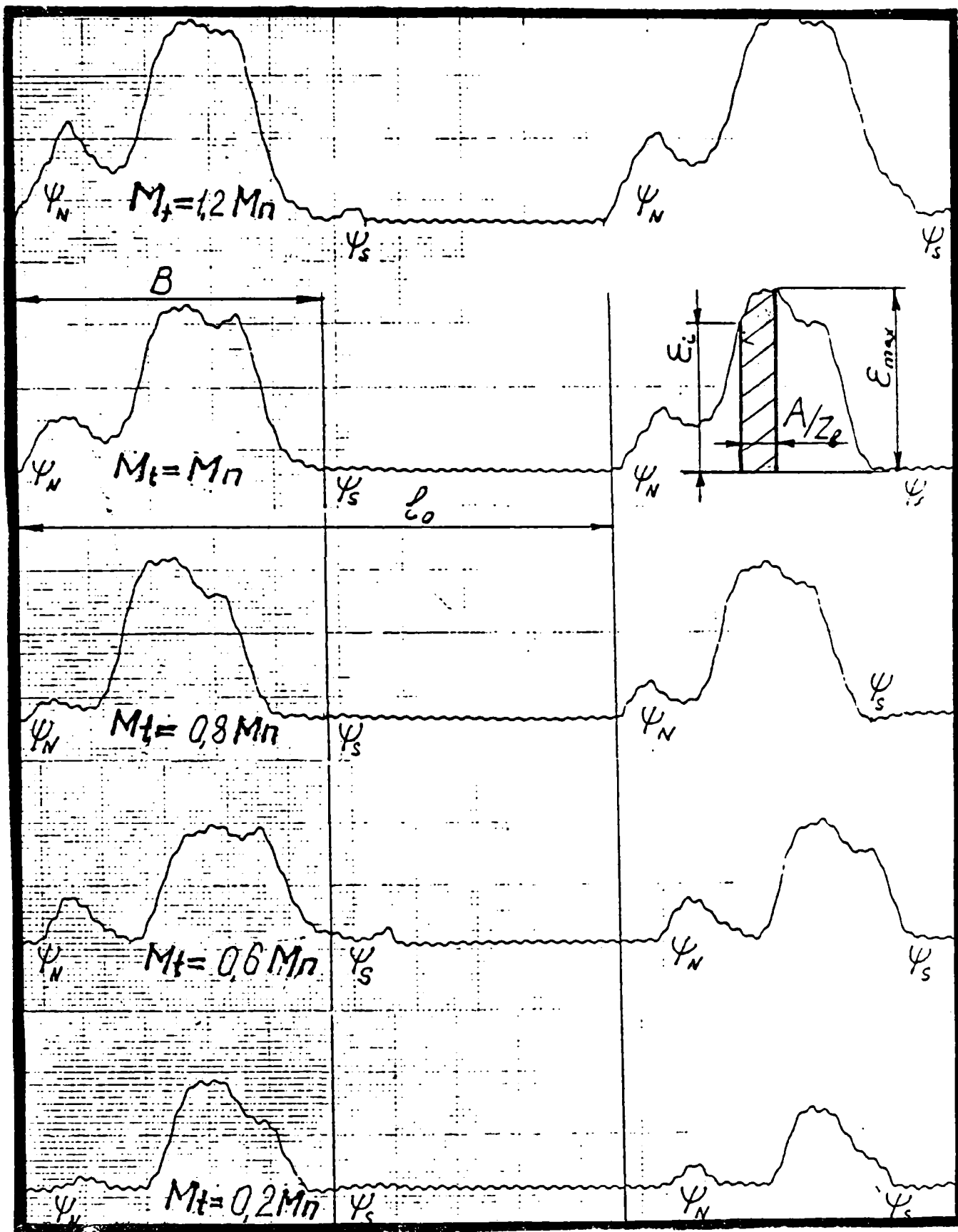


Fig. 8.11. Diagrama deformării dintelui de control la diferite momente de torsiune al reductorului precesional de tip 2K - H.

Cu rezultatele obținute în Tab.8.4. s-a construit graficul privind dependența numărului de dinți aflați simultan în angrenare „ $z_c$ ” și a gradului de acoperire al angrenajului precesional „ $\varepsilon$ ” de momentul de torsiune transmis „ $M_t$ ”, Fig.8.13, conform căreia gradul de acoperire al angrenajului crește până la o valoare  $\varepsilon = 97\%$ , apoi se micșorează.

Variația gradului de acoperire al angrenajului precesional este influențată de factori inevitabili, cum sunt: erorile de execuție, de montaj și de deformațiile elementelor angrenajului și a organelor de mașini care participă la transmiterea sarcinii.

După mărirea deformației dintelui de control se determină factorul distribuției sarcinii între dinți.

Experimental, s-a determinat că suprafața oscilogramei „A” sub curba de deformare a dintelui testat este proporțională cu momentul de torsiune (conf. Fig.8.14).

Suprafața oscilogramei „A” se determină cu relația (218). Sarcina medie pe dintele de controlat se determină după formula (222), iar factorul neuniformității distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați se determină cu relația (223).

Analizând rezultatele încercărilor și utilizând relația (223) a fost determinată valoarea factorului:  $k_F = 1,645 \dots 1,93$ .

În baza celor prezentate, aprecierea nivelului tensiunilor și a deformațiilor la baza dintelui poate fi efectuată conform schemei de măsurare, Fig.8.12.a.b., utilizând traductori de aluminiu galvanizați „t.a.g.” cu ajutorul aparatelor optice de mărire pentru a observa dacă au apărut pete întunecate.

Dacă petele n-au apărut, atunci încercările continuă până la apariția lor. Imediat ce traductorii au reacționat și pe suprafața lor au apărut pete întunecate (conf. Fig.8.12.c.), încercările se întrerup și se stabilește numărul de cicluri de încărcare N.

Dacă încercările continuă, atunci petele întunecate apărute pe „t.a.g.” se vor răspândi de-a lungul dinților.

După apariția primelor pete întunecate pe „t.a.g.”, încercările continuă și la fiecare următoare oprire a standului se înregistrează numărul ciclurilor și valoarea deplasării reacției pe „t.a.g.” în lungimea dintelui.

Măsurările coordonatelor se efectuează cu ajutorul microscopului cu o precizie de până la 0,1 mm, conform schemei de măsurare din Fig.8.12.a.b., apoi se calculează valoarea medie care caracterizează poziția sarcinii pe dinte cu deformația maximă, fapt care permite construirea diagramei privind dependența tensiunilor de numărul de cicluri de încărcare Fig.8.15.a.b.

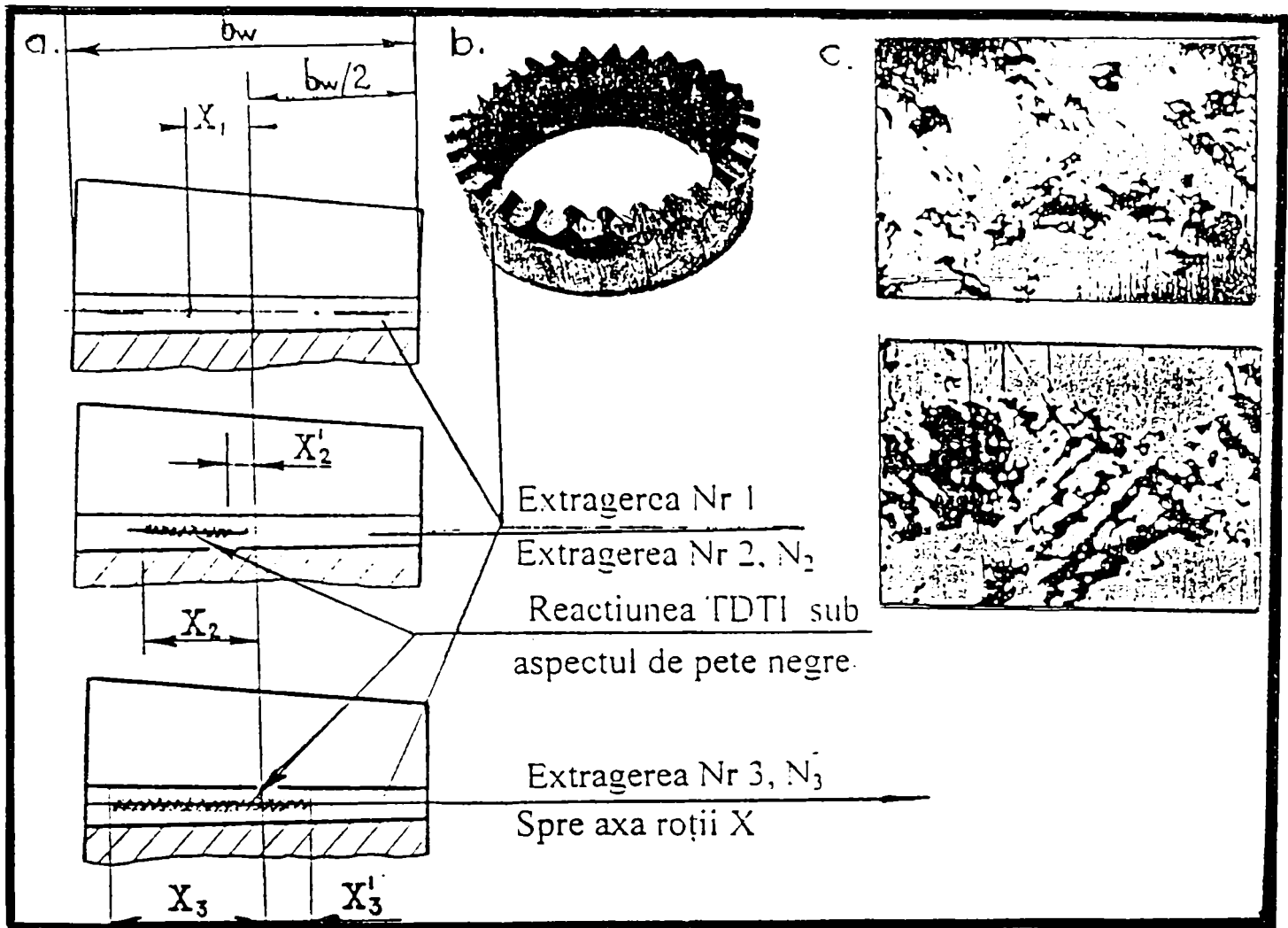


Fig.8.12. Schema de măsurare și semnalul „t.a.g.” la diferite cicluri de încărcare

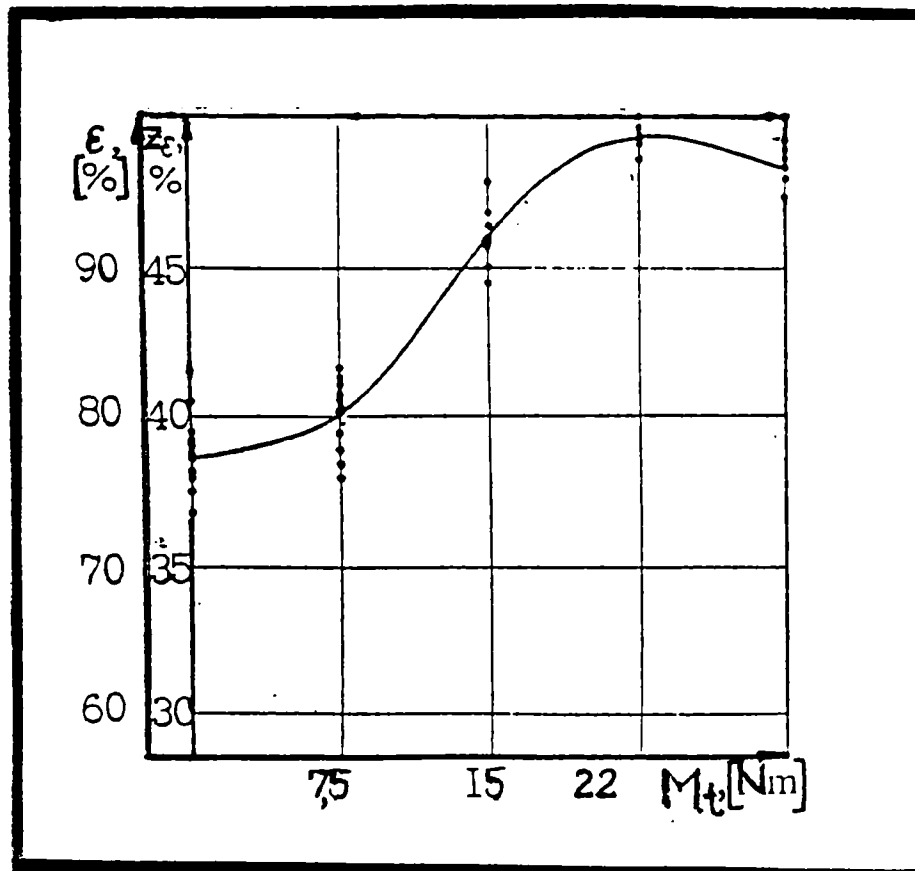


Fig. 8.13. Dependenta gradului de acoperire „ $\epsilon$ ” și a numărului de dinți „ $z_e$ ” de momentul de torsiune „ $M_t$ ” al reductorului precesional de tiop 2K – H.

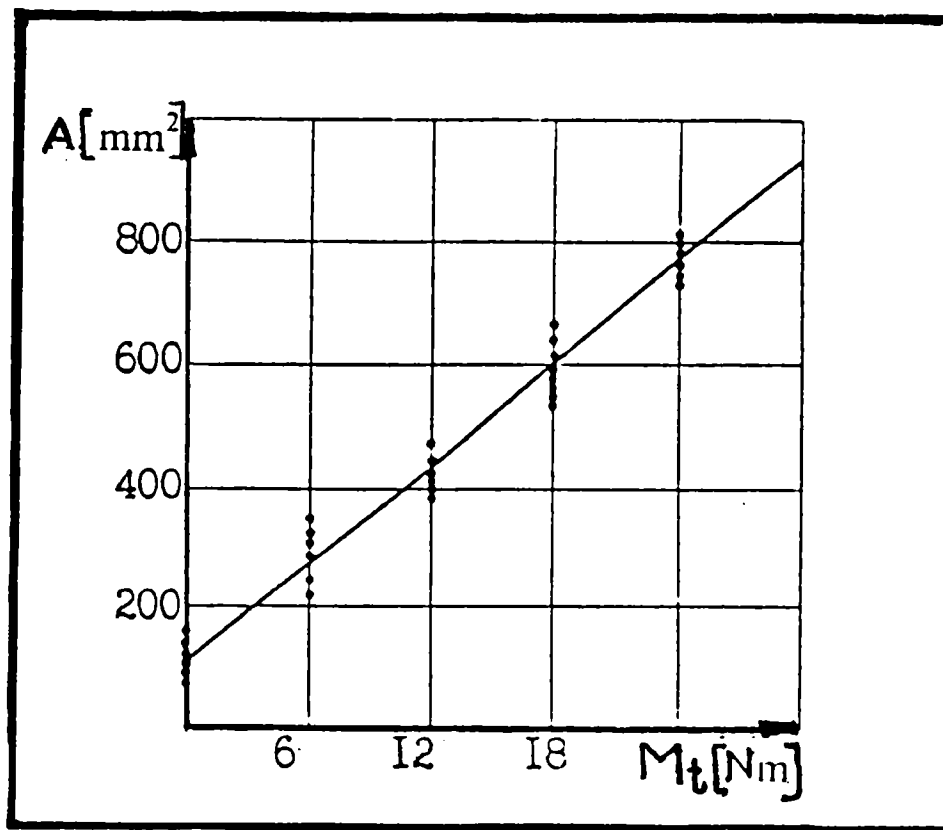


Fig.8.14. Dependența sarcinii convenționale a dintelui controlat, exprimată prin suprafața oscilogramei „A” de momentul de torsiune „ $M_t$ ”.

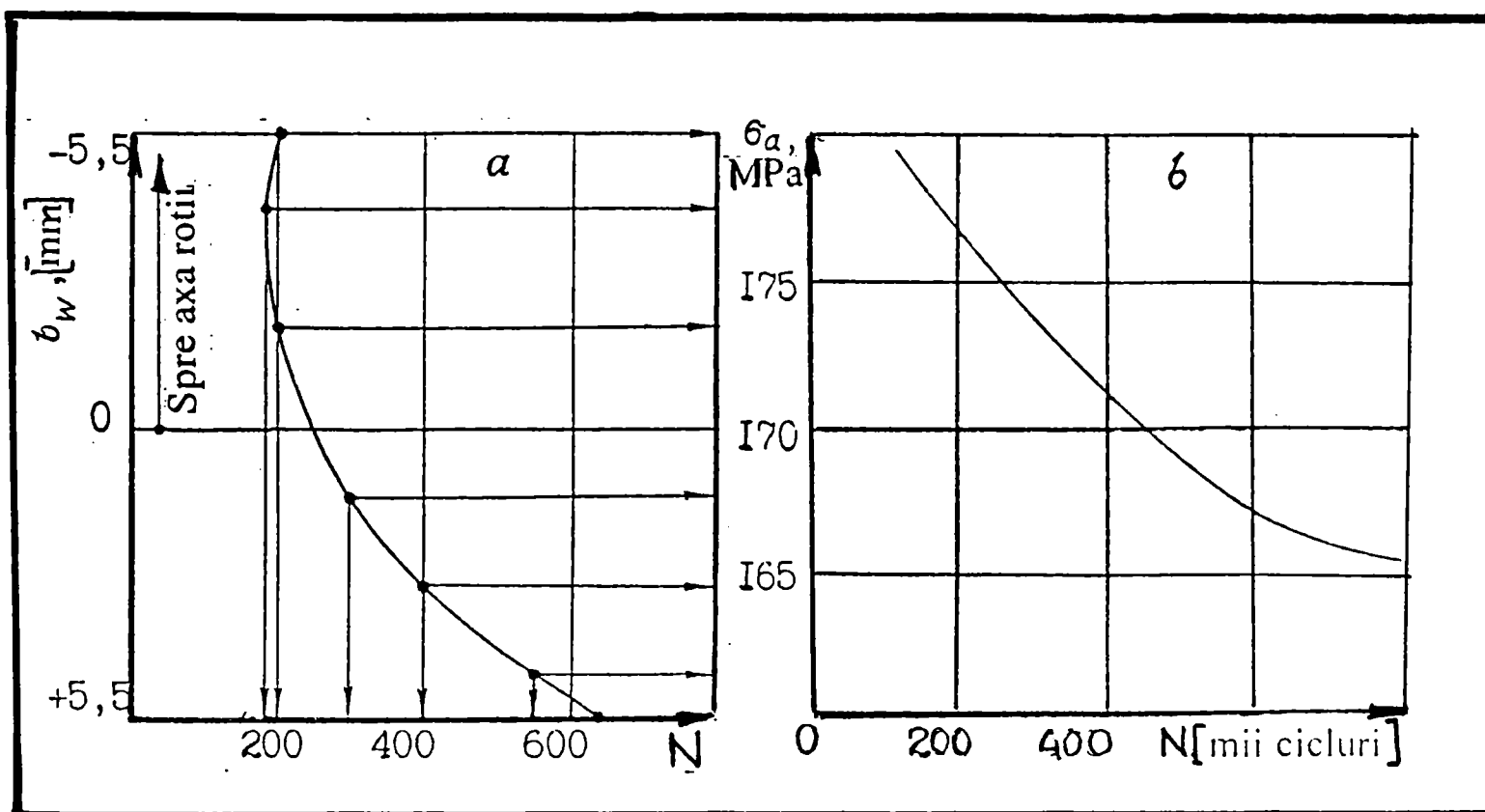


Fig.8.15. Dependența tensiunilor de numărul de cicluri de încărcare.

### 8.4.3. Concluziile și contribuțiile autorului privitoare la determinarea gradului de acoperire al reductorului precesional de tip 2K – H.

În urma cercetărilor experimentale rezultă următoarele concluzii:

■ S-a stabilit metodologia de determinare a gradului de acoperire al angrenajului precesional și caracteul distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați.

■ S-a determinat gradul de acoperire „ $\varepsilon$ ” al angrenajului precesional și factorul neuniformității distribuției sarcinii „ $k_F$ ” între dinții simultan angrenați.

■ Conform calculelor și măsurărilor efectuate, au fost construite diagramele:

- diagrama deformării dintelui de control la diferite momente de torsiune;
- dependența gradului de acoperire „ $\varepsilon$ ” și a numărului de perechi de dinți aflați simultan în angrenare „ $z_\varepsilon$ ”, de momentul de torsiune „ $M_t$ ”;
- dependența tensiunilor „ $\sigma_a$ ” de numărul ciclurilor de încărcare  $N$ ;

■ Corelația bună a rezultatelor teoretice și experimentale confirmă corectitudinea concepțiilor adoptate și a metodologiilor de calcul elaborate.

### 8.5. Determinarea experimentală a momentului de pornire și a coeficientului de rigiditate torsională, al reductorului precesional de tip 2K-H

#### 8.5.1. Stand pentru determinarea experimentală a momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K-H

Momentul de pornire al reductorului precesional este una din cele mai importante caracteristici calitative care permite alegerea argumentată a electromotorului la stadiul de proiectare al mecanismelor de acționare.

Determinarea momentului de pornire s-a efectuat la reductorul precesional de tip 2K-H cu raportul de transmitere  $i = 79,75$ , pe standul din Fig.8.16 reutilizat, care include reductorul pentru încercări ( 1 ), cuplajul elstic ( 2 ), frâna electromagnetică ( 3 ) și sistemul de pârghii ( 4 ) fixat pe arborele frânei.

#### 8.5.2. Metodologia de determinare experimentală a momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K-H

Valoarea momentului de pornire al reductorului precesional depinde de valoarea strângerii în angrenaj și de calitatea execuției și asamblării elementelor componente ale reductorului.

Pentru obținerea valorii reale a momentului de pornire este necesar să efectuăm un număr suficient de măsurări.

Luând în considerare posibilitățile de realizare a angrenajelor precesionale fără joc, în procesul încercărilor s-a determinat gradul de influență asupra momentului de pornire, a jocului și a strângerii.

Reductorul precesional a fost cercetat în 5 variante de asamblare, care asigură:

- jocul „ $\Delta$ ”:  $\Delta = 0,05$  [mm];  
 $\Delta = 0,025$  [mm];  
 $\Delta = 0$  [mm];
- strângerea „ $\Delta'$ ”:  $\Delta' = - 0,025$  [mm];  
 $\Delta' = - 0,5$  [mm];

Pentru cercetarea momentului de pornire, pe arborele de intrare s-a montat un scripete cu un cablu, cu ajutorul căruia a fost creat momentul de torsiune. Unghiurile de rotire s-au măsurat cu un sistem optic fixat pe carcasa reductorului.

Se încarcă cu moment de torsiune arborele de intrare, iar arborele condus se blochează.

Procesul de pornire a reductorului precesional prin aplicarea unui moment de torsiune la arborele de intrare poate avea loc printr-o rotire bruscă la un unghi mare, printr-o rotire lină sau printr-o rotire intermediară.

S-a adoptat momentul sub acțiunea căruia arborele se va roti la unghi egal cu pasul măsurărilor. Momentul s-a aplicat lin prin mărirea masei greutăților standard cu 20-30 g. Momentul de pornire a fost măsurat în 12 puncte echidistante a unei rotații complete a arborelui de intrare. În fiecare punct au fost efectuate 7 măsurări, iar ca valoare s-a adoptat media aritmetică.

### 8.5.3. Culegerea și interpretarea rezultatelor.

În baza rezultatelor cercetărilor au fost construite graficele funcțiilor:

- Dependența momentului de pornire „ $M_p$ ” al reductorului precesional de tip 2K-H, de jocul/strângerea din angrenaj, conf. Fig.8.17.

Analiza diagramei obținute demonstrează că momentul de pornire este mai mic în cazul angrenajelor cu joc. O mică creștere este depistată la reductoarele precesionale cu raport de transmitere mai mare.

În general, momentul de pornire al reductoarelor precesionale este mai redus. Astfel, valoarea maximă a momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K-H cu raport de transmitere  $i = 79,75$ , asamblat cu strângere în angrenaj  $\Delta = - 0,05$  mm, este:  $M_p = 0,23$  [N·m], pentru momentul nominal

$$M_n = 300 \text{ [N·m]}.$$

- Dependența coeficientului de rigiditate torsională „ $c_r$ ” de momentul de torsiune „ $M_t$ ”, conf. Fig.8.18.

Analiza diagramei obținute ne demonstrează că reductoarele precesionale de tip 2K-H cu raportul de transmitere  $i = 79,75$ , au un coeficient de rigiditate torsională ridicat. Valoarea maximă a coeficientului rigidității torsionale pentru momentul de torsiune  $M_t = 300$  [N·m], reprezintă  $c_r = 1,15 \cdot 10^5$  [N·m/rad].

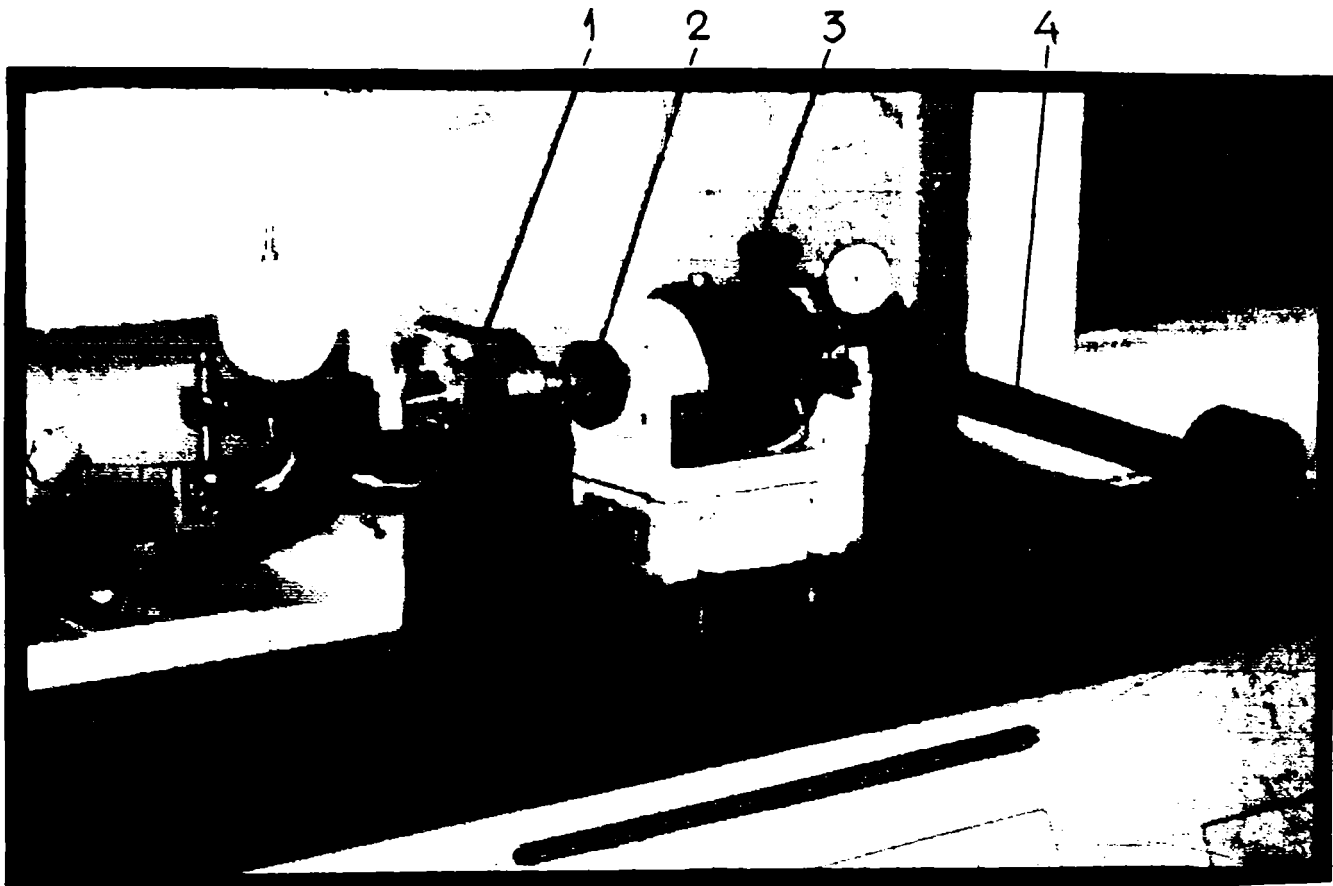


Fig. 8.16. Stand pentru determinarea momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K - H.

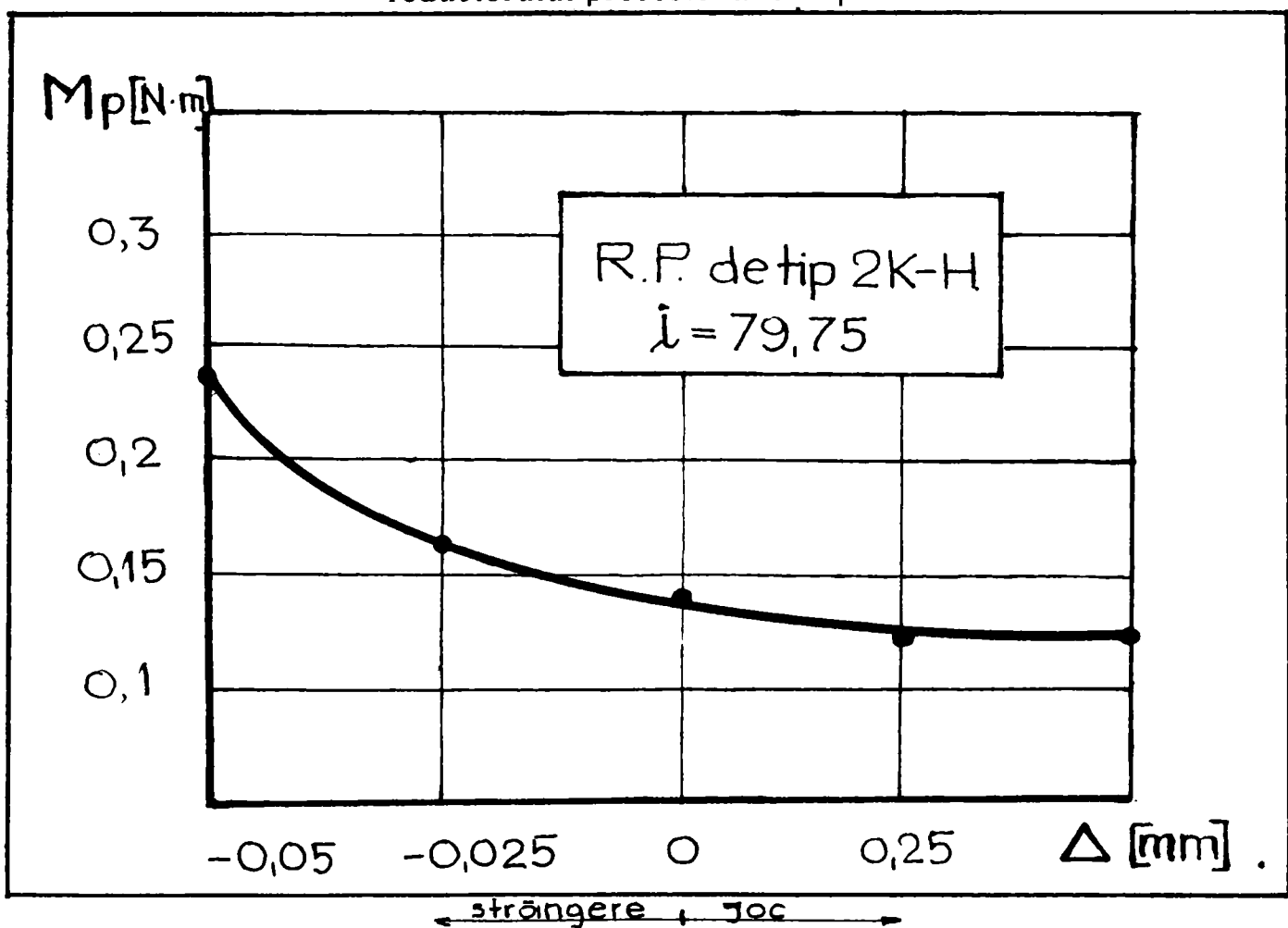


Fig. 8.17. Diagrama momentului de pornire al reductorului precesional de tip 2K - H în funcție de jocul/strângerea din angrenaj.



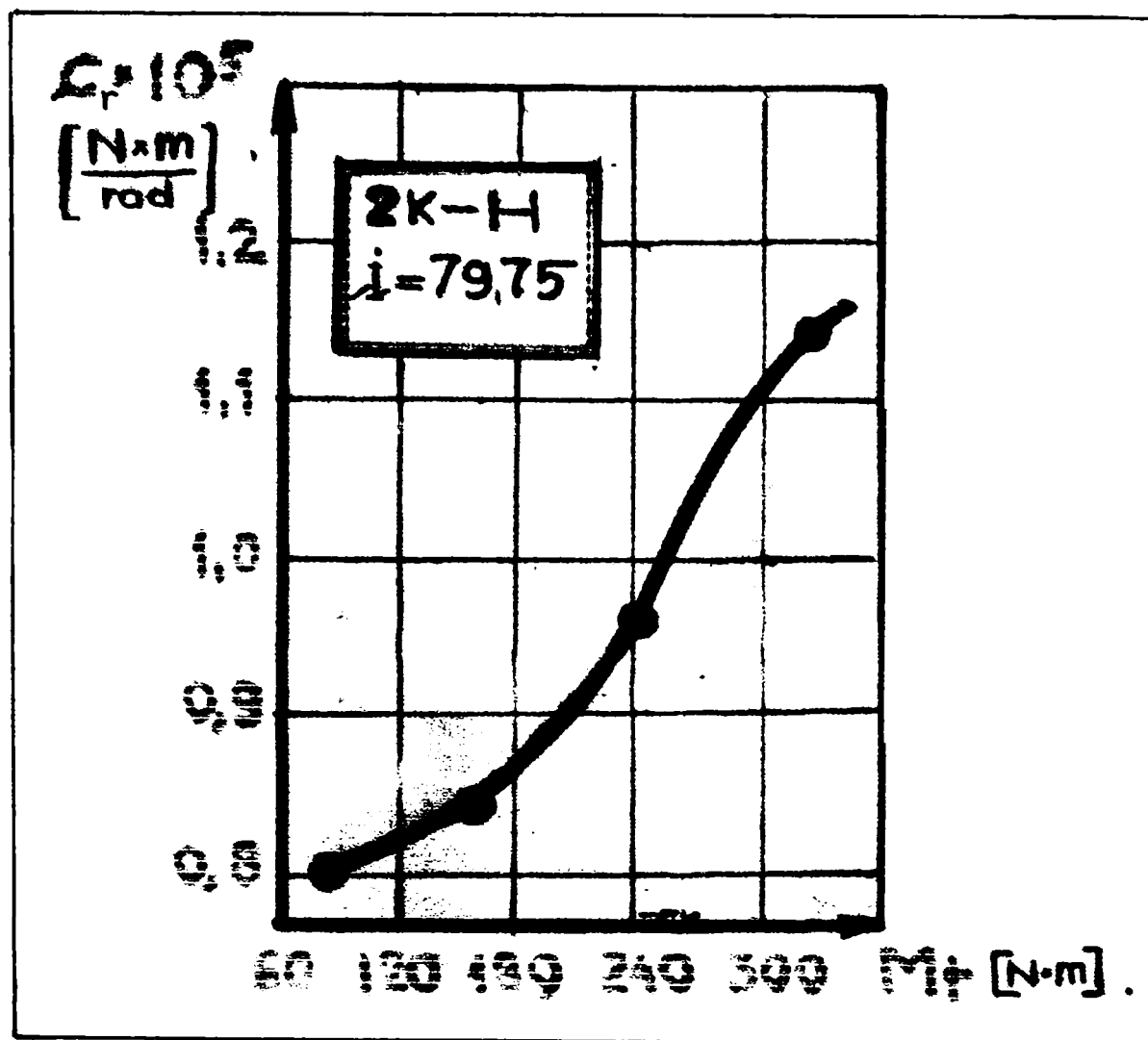


Fig.8.18. Diagrama coeficientului de rigiditate torsională „ $c_r$ ” în funcție de momentul de torsiune „ $M_t$ ” al reductorului precesional de tip 2K – H.

# CAPITOLUL 9

## CONCLUZII GENERALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI DIRECȚIILE ULTERIOARE DE CERCETARE

Lucrarea cuprinde cercetări teoretice și experimentale care au avut următoarele obiective:

1. Elaborarea bazelor teoretice de cercetare a cinematicii reductoarelor precesionale de tip 2K-H.
2. Elaborarea teoriei preciziei cinematice și a distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați ai reductorului precesional de tip 2K-H.
3. Studiul cinetostatic și dinamic a reductorului precesional de tip 2K-H.
4. Bazele determinării stării de tensiune în elementele portante ale reductorului precesional de tip 2K-H.
5. Algoritmii de proiectare al reductorului precesional de tip 2K-H.
6. Proiectarea și realizarea reductorului precesional de tip 2K – H.
7. Cercetări aplicative și experimentale a reductorului precesional de tip 2K-H.
8. Aspecte privind implementarea reductoarelor precesionale de tip 2K-H în tehnica actuală.

Cercetările efectuate au permis atingerea obiectivelor propuse, pe baza acestora rezultând următoarele concluzii generale „●”, contribuții originale „◆”, și direcții ulterioare de cercetare „■”.

- Ca urmare a cercetărilor teoretice efectuate, R.P. de tip 2K-H prezintă următoarele avantaje în raport cu cele clasice:
  - raport de transmitere într-o treaptă extins pe un domeniu larg ( $i = 8 \div 3600$ );
  - fiabilitate ridicată datorită lipsei elementelor flexibile; capacitate portantă înaltă, asigurată de gradul de acoperire al angrenajului (în angrenaj se pot afla între  $95 \div 100\%$  perechi de dinți care transmit simultan sarcina);
  - precizie cinematică ridicată;
  - randament mecanic peste 0,96;
  - durabilitate ridicată;
  - gabarit redus;
  - nivel redus al zgomotului și vibrațiilor.
- ◆ Autorul a prezentat câteva modalități și aspecte privind mărirea capacității portante a reductoarelor precesionale de tip 2K-H:
  - s-a stabilit o metodă care permite comparația între capacitățile portante la sollicitările hertziene a două cazuri de profile;

- pe baza relațiilor și a calculelor efectuate rezultă că profilele rectiliniare și circular (cu bolțuri conice) este cel mai adecvat și prezintă capacități portante mai avantajoase decât profilele rectiliniare și în arc de cerc cu centrul nedepășat;

- aceste rezultate obținute dau posibilitatea proiectanților și utilizatorilor de reductoare precesionale să cunoască factorii principali de care depinde capacitatea portantă.

Astfel se pot face proiectări optimizate având ca principal obiectiv capacități portante maxime la gabarite și greutatea minime, dar cu fiabilități maxime.

◆ Autorul a elaborat modele matematice pentru cercetarea cinematicii și dinamicii reductoarelor precesionale de tip 2K-H:

- au fost stabilite relațiile de calcul a parametrilor cinematici și dinamici ai reductorului precesional;

- s-a stabilit o metodă de sinteză a angrenajului precesional bazată pe relațiile propuse referitoare la raportul de transmitere al acestor noi tipuri de angrenaje;

- se pune la îndemâna proiectanților o metodă expeditivă de stabilire a numărului de dinți pentru toate danturile angrenajului precesional, când se impune una din cele două danturi ale satelitului;

- au fost elaborate bazele analitice de determinare a parametrilor de poziționare a satelitului în spațiu, definite de unghiurile și parametrii Euler. Folosind M.U. cu comandă numerică, pot fi fabricați dinți pentru o precizie cinematică ridicată;

- a fost stabilită metodologia de determinare experimentală a parametrilor cinematici și dinamici ai reductorului precesional de tip 2K-H;

- pe baza rezultatelor teoretice și experimentale a fost construită la calculator diagrama  $\eta_i = \eta_i(M_{4i})$ , care ne arată că randamentul reductoarelor precesionale de tip 2K-H crește până la 0,96 odată cu creșterea momentului rezistent „ $M_4$ ”.

◆ Autorul a elaborat metode de reducere și prognozare a erorii cinematice a reductoarelor precesionale de tip 2K-H:

- s-a determinat gradul de influență a erorilor primare asupra erorii cinematice și stabilite relațiile de calcul a erorii cinematice, generate de bătaia radială și frontală a angrenajelor. Valoarea erorii cinematice rămâne relativ mică și este influențată de gradul de acoperire ridicat al reductorului precesional;

- a fost stabilită metodologia și metodica prelucrării datelor experimentale - spectrul FOURIER – pentru eroarea cinematică;

- pe baza rezultatelor teoretice și experimentale, a fost construită diagrama funcției  $\varphi'' = f(\eta_i)$  și de momentul rezistent care ne arată că prin creșterea momentului de torsiune se asigură o oarecare reducere a erorii cinematice;

- utilizarea aparaturii de control, măsurări moderne și a metodelor avansate de prelucrare a datelor experimentale au permis efectuarea analizei amplitudine-frecvență-armonică, care asigură depistarea și eliminarea surselor de erori din reductoarele precesionale de tip 2K-H;
- analiza diagramei erorii cinematice s-a fructificat cu elaborarea funcției erorii cinematice care permite eliminarea neajunsurilor depistate.

◆ Autorul a determinat relațiile de calcul a forțelor din angrenajul precesional și caracterul distribuției sarcinii între dinții angrenați care transmit simultan sarcina:

- s-a determinat săgeata dintelui care va permite realizarea tehnologică a deplasării de profil, exprimată prin alegerea adecvată a valorii deplasării de profil în limitele săgeții, respectând principiul continuității contactului între dinții simultan angrenați;
- s-a utilizat metoda elementului finit „M.E.F” care asigură determinarea deformațiilor și tensiunilor la diferite adâncimi de la suprafața flancului dintelui solicitat, fapt care permite prognozarea stării de tensiune a dinților din angrenajul precesional, pentru studiul de proiectare și elaborare a procedeelelor constructive și tehnologice de reducere a tensiunilor;
- s-a studiat comportamentul dintelui sub acțiunea sarcinii aplicate în diferite zone ale flancului dintelui;
- au fost elaborate procedee constructive și tehnologice de realizare a deplasării de profil.

◆ Autorul a elaborat algoritmul pentru calculul de proiectare al reductoarelor precesionale.

◆ Pentru reducerea tensiunii maxime pe profilul danturii, autorul a propus și executat teșirea vârfului danturii roților dințate centrale (solare).

◆ În scopul evitării contactului de fund (pentru a reduce încărcarea rulmenților), autorul a propus executarea unor canale la baza dintelui pentru roțile dințate centrale (solare).

◆ Pentru îmbunătățirea condițiilor de funcționare și micșorarea uzării danturii, se desprinde ca metodă de realizare, sinterizarea în matrițe cu materiale sub formă de pulbere metalică. Introducerea grafitului într-o anumită concentrație volumetrică și cu particule de anumite dimensiuni în masa metalică cu rezistență mecanică foarte bună asigură danturii în plus o rezistență ridicată la uzare.

◆ Autorul a stabilit metodologia de determinare experimentală a gradului de acoperire al angrenajelor precesionale și a factorului neuniformității distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați:

- pe baza rezultatelor obținute a fost construită diagrama privind dependența gradului de acoperire „ $\varepsilon$ ” și a numărului de dinți „ $Z_1$ ” de momentul de torsiune rezistent;
- a fost obținută diagrama deformării dintelui de control la diferite momente de torsiune;
- a fost construită diagrama privind dependența tensiunilor de numărul de cicluri de încărcare.

◆ Autorul a stabilit metodologia de determinare experimentală a momentului de pornire al reductorului precesional. Pe baza rezultatelor cercetărilor au fost construite diagramele:

- dependența momentului de pornire „ $M_p$ ” al reductorului precesional de tip 2K-H de jocul/strângerea din angrenaj „ $\Delta$ ”. Analiza diagramei demonstrează că momentul de pornire este mai mic în cazul angrenajelor cu joc. O mică creștere este depistată la reductoarele cu raport de transmitere mare;
- dependența coeficientului de rigiditate torsională „ $c_T$ ” de momentul de torsiune rezistent. Analiza diagramei ne demonstrează că reductoarele precesionale de tip 2K-H au un coeficient de rigiditate torsională ridicat.

◆ Cercetarea dinamicii reductoarelor precesionale a fost efectuată prin considerarea specificului mișcării sfero-spațiale a satelitului. În acest scop a/au fost:

- elaborat modelul de calcul al reductorului precesional de tip 2K-H cu considerarea tabloului fizic al procesului dinamic din angrenaj;
- stabilită influența parametrilor cinematici și geometrici asupra componentei dinamice;
- construite diagrame care permit alegerea argumentată a coeficientului sarcinii dinamice „ $k_{sd}$ ” în funcție de: viteza unghiulară la intrare, unghiul de nutație și de diametrul roților dințate;
- propuse și realizate soluții constructive de reducere a sarcinilor dinamice ale reductorului precesional (echilibrarea dinamică a arborelui port-satelit și a satelitului).

La creșterea turației de intrare, se observă o sporire esențială a componentei dinamice în angrenajele precesionale.

◆ Autorul a efectuat cercetarea experimentală a reductorului precesional de tip 2K-H, stabilind indici economici și de exploatare înalți. Comparând rezultatele calculelor teoretice cu cele experimentale obținute în rezultatul încercării, se constată o corelație bună a acestora, ceea ce confirmă corectitudinea concepțiilor adoptate și a metodelor de calcul elaborate.

◆ Metodologiile și standurile concepute și realizate pot fi utilizate și pentru încercarea altor prototipuri de reductoare precesionale.

- Reductoarele precesionale se aplică tot mai mult în domeniul tehnic:
  - pentru acționarea roboților din complexe destinate prospectării și exploatării resurselor minerale ale fundului oceanului planetar;
  - ca reductoare și motoreductoare de uz general;
  - ca multiplicatoare de turație pentru centralele eoliene;
  - pentru acționări ermetizate în industria chimică și petrolieră;
  - în tehnica aeronautică și spațială.

● Partea documentară a prezentei lucrări are amplitudinea din Cap. 2, datorită diversității aplicațiilor identificate de autor în afara granițelor, precum și a lipsei documentației tehnice adecvate, pe plan național.

Prin capitolul documentar autorul a încercat să stabilească un echilibru între documentația consultată și acoperirea lipsurilor neconstatate.

Autorul a consultat peste 5 mii de pagini, la biblioteca din Universitatea Tehnică Chișinău și documentația existentă la Institutul de Cercetare și Proiectare Tehnologică pentru Construcții de Mașini – București

■ Ca direcții ulterioare de cercetare asupra reductoarelor precesionale de tip 2K-H rămân:

- diminuarea caracteristicilor de vibrație;
- diminuarea caracteristicilor de zgomot;
- determinarea experimentală a puterii acustice în funcție de frecvență;
- îmbunătățirea tehnologiei de fabricație a reductoarelor precesionale prin înlocuirea materialelor convenționale cu materiale care au proprietăți speciale (compozite).

# BIBLIOGRAFIE

- [1] Anghel, Șt. - „Mecanisme”, vol.1 și 2, Ed. „Eftimie Murgu” Reșița, 1994;
- [2] Anghel, Șt.ș.a. - „Proiectarea transmisiilor mecanice”, vol.1 și 2, Lito I.P.T.V. Timișoara, 1978;
- [3] Anghel, Șt.ș.a. - „Proiectarea transmisiilor mecanice”, Lito I.P.T.V. Timișoara, 1984;
- [4] Anghel, Șt.ș.a. - „Proiectarea transmisiilor mecanice”, vol.I și II, Lito I.P.T.V. Timișoara, 1993;
- [5] Anghel, Șt.ș.a. - „Îndrumător de lucrări de laborator la Mecanisme și Organe de Mașini”, Lito I.P.T.V. Timișoara, 1980;
- [6] Anghel, Șt. - „Îndrumător de lucrări de laborator la Mecanisme și Organe de Mașini”, Lito I.P.T.V. Timișoara, 1990;
- [7] Anghel, Șt. - „Îndrumător de proiectare a mecanismelor cu șurub”, U.E.M. Reșița 1994;
- [8] Anghel, Șt. - „Organe de mașini”, vol. I și II, Ed. „Eftimie Murgu” Reșița, 1995, 1997;
- [9] Anghel, Șt.ș.a. - „O metodă de sinteză dimensională a transmisiei armonice dințate cu două unde și roată elastică cilindrică”, vol. Ses. Șt. a I.S.Reșița, 1993;
- [10] Anghel, Șt. - „Criterii de alegere a transmisiilor mecanice moderne”, Gazeta Tehnico-Științifică a U.C.M.R, și a F.I. Reșița, 1993;  
danturată a roții flexibile lungi a angrenajului armonic cu ajutorul elementului de frontieră”, vol.I, ROBOT –M.T.M’88, Cluj 1988;
- [11] Anghel, Șt.ș.a. - „Determinarea stării de tensiune și a deformațiilor elastice în zona
- [12] Anghel, Șt.ș.a. - „Cu privire la distribuția tensiunii de contact dintre roata flexibilă a angrenajului armonic și generatorul de unde cu două discuri”, vol.1 și 2, Ed. „Eftimie Murgu” Reșița, 1994;
- [13]. Anghel, Șt.ș.a. - „Utilizarea metodei elementelor de frontieră pentru calculul tensiunilor și deformațiilor elastice din peretele roții flexibile scurte”, vol.III, SYROM’89-București, 1989;
- [14]. Anghel, Șt. - „Comparație între transmisiile cicloidală cu bolțuri și precesionale”,  
**Panc, P.** Analele UEMR, Fasc.II, Inginerie, Anul III, nr.I, Reșița, 1996;
- [15]. Anghel, Șt.,  
**Panc, P.** - „Cercetări privind creșterea performanțelor unor transmisii mecanice moderne: armonice, precesionale și cicloidală cu bolțuri”. Faza I, Contract de grant Nr.30/1998, Cod CNCSU 980/1997
- [16]. Anghel, Șt.,  
**Panc, P.** - „Cercetări privind creșterea performanțelor unor transmisii mecanice moderne: armonice, precesionale și cicloidală cu bolțuri”. Faza II, Contract de grant Nr.30/1998, Cod CNCSU 87/1998;
- [17]. Anghel, Șt.,  
**Panc, P.** - „Cercetări privind creșterea performanțelor unor transmisii mecanice moderne: armonice, precesionale și cicloidală cu bolțuri”. Faza III, Contract de grant Nr.34472/1999, Cod CNCSU 58/1999;
- [18]. Anghel, Șt.,  
**Panc, P. ș.a.** - „Aspecte comparative privind capacitatea portantă a transmisiilor precesionale cu dantură rectiliniară și cicloidală”. Simpozionul M.T.M.’96, Reșița, 1996;
- [19]. Anghel, Șt.,  
**Panc, P.** - „Contribution to Establish the Relations of the Satellite Positions to the Precession Drives Proceedings”, vol.III, The Seventh IFTOMM International Symposium SYROM’97, București, 1997 ;
- [20]. Anghel, Șt.  
**Panc, P.** - „O metodă de sinteză a angrenajului planetar precesional”, Analele UEMR, Fasc.I, Inginerie, nr. 1, Reșița, 1995;



- [21]. Anghel, Șt. Panc, P. - „Certain Criteria to Make a Choice the Harmonic or the Precession Drive for actual Robots”, Revista Robotica Management, vol.2, nr.1, Reșița, 1997;
- [22]. Anghel, Șt. Panc, P. - „Contribuții la determinarea forțelor nominale din angrenajul precesional de tip K-V-H”, Analele UEMR, Fasc. Inginerie, Anul V, nr.2, Reșița, 1998;
- [23]. Anghel, Șt. Panc, P. - „Metodă și instalație experimentală de încercare a reductorului precesional”, Analele UEMR, Fasc. Inginerie, Anul V, nr.2, Reșița, 1998;
- [24]. Anghel, Șt. - „Testarea Organelor de Mașini”, Ed. „Eftimie Murgu”, Reșița, 1998;
- [25]. Antonescu P., Oprean, M. - „Calculul cinematic al mecanismelor planetare cilindrice utilizate ca schimbătoare de viteză în construcția de mașini”, Nr.6/1983, pg.291- 294, București, 1983 ;
- [26]. Antonescu P., Cocoșilă, M. - „Sinteza geometro-cinematică a mecanismului planetar cilindric din componența schimbătorului de viteze Mechamatic-Hobbs”. Lucrările Simpozionului PRASIC`86 , pg.227-239, Brașov, 1986 ;
- [27]. Antonescu P., Mirică, D. - „Contribuții la sinteza mecanismului planetar cilindric utilizat ca schimbător de viteze 6+1 trepte”. Simpozion SYROM`89, vol.III, pg.29-42, București, 1989 ;
- [28]. Antonescu P., Diaconu, Gh., Antonescu O. - „Syntesis of planetary cilindric mechanisms used as speed exchanger”. Lucrările celui de-al X-lea Simpozion Internațional de transmisii mecanice și Mecanisme, vol.I, pg.472-476, Milano, 1995 ;
- [29]. Antonescu P., Margine, Gh., Antonescu O. - „Sinteza cinematică a mecanismelor planetare cilindrice tip TA-4HP500.” În Construcția de Mașini, nr.7, pg.9-13, București, 1998 ;
- [30]. Antonescu, P. - „Cinetostatica și dinamica mecanismelor”. Institutul Politehnic București, 1980;
- [31]. Adâr, G. - „Cercetări teoretice și practice referitoare la Mecanismele Poliarticulate”. Teză de doctorat, București, 1997;
- [32]. Bostan, I. - „Transmisii planetare precesionale cu angrenaj multiplu”, Chișinău, Știința, 1991;
- [33]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Mecanism planetar precesional”. Brevet de invenție Nr. 1044868, Moldova, 1993 ;
- [34]. Bostan, I.,ș.a. - „O nouă generație de transmisii cu angrenaj multiplu”, Univ. Tehnică a Moldovei, Chișinău, 1993;
- [35]. Bostan, I. - „Angrenarea transmisiilor precesionale”, Chișinău, Știința, 1983;
- [36]. Bostan, I. - „Pretensionnae peredocismnogoparnam zateplenniem”, Chișinău, Știința, pg.156, 1987;
- [37]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Planetarenae precessionnae peredaci”, Chișinău, Știința, pg.166, 1987;
- [38]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Precizia cinematică a reductoarelor precesionale”, Chișinău, Știința, pg.111-113, 1992;
- [39]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Roți motoare cu transmisii cu mișcare de precesie”, Revista inginerilor de automobile, nr.5, Chișinău, , pg.22-23, 1992;
- [40]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Mecanism de prindere a RI cu reductoare planetare precesionale”, Simpozionul al-IX-lea de Roboți, pg.54-59, 1992;
- [41]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Distribuirea sarcinii transmisiilor cu angrenaj multiplu”, Chișinău, Știința, pg.19-20, 1994;
- [42]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Mecanisme de acționare submersibile cu transmisii planetare precesionale”, Mecanica, Galați, 1994;

- [43]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Mecanism de acționare pentru roboți industriali”, București, 1991;
- [44]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Cercetarea ELFIN a stării de tensiune a angrenajului precesional multiplu”. Simpozion MTM Reșița, 1996;
- [45]. Bostan, I. Dulgheru, V. - „Transmisii planetare precesionale și armonice”, E.T. București, E.T. Chișinău, Atlas, 1997;
- [46]. Borza, A. - „Stadiul actual al problemelor legate de construcții armonice dințate”. Referat doctorat nr.1, U.E.M.R.-U.P.T. 1997;
- [47]. Crudu, M.ș.a. - „Asupra cinematicii mecanismelor cu elemente articulate plane prin calcul automatizat”. SYROM'85, București, vol.I-II, pg.121, 1985;
- [48]. Constantinescu I., Antonescu, D.ș.a. - „Metode de calcul și tehnici experimentale de analiză a tensiunilor în biomecanică” Ed. Tehnică, București, 1986;
- [49]. Crede, C.E., Harris, C.M. - „Șocuri și vibrații”, vol.II, Ed. Tehnică, București, 1968;
- [50]. Ciolacu, F., Pogorschi, L. - „Bazele cercetării experimentale”, Reprografia Universității din Craiova, 1996;
- [51]. Chișu, E., ș.a. - „Sinteza cinematică opțională asistată a cutiilor de viteze planetare; sinteza schemelor cinematice”. Simpozion PRASIC'94, pg.195-202, Brașov, 1994;
- [52]. Chișu, E., ș.a. - „Sinteza cinematică și dinamică a transmisiilor planetare formate din trei unități, folosind relații cu caracter generalizate”. Simpozion PRASIC'86, pg.241-247, Brașov, 1986;
- [53]. Chișu, E., ș.a. - „Analiza structurală și cinematică a cutiilor de viteză formate din patru unități planetare”. Simpozion SYROM'81, vol.III, pg.115-122, București, 1981;
- [54]. Chișu, E., ș.a. - „The optimizing of kinematics and dynamic synthesis of planetary gear-boxes”. Al X-lea Simpozion Internațional de „Transmisii Mecanice și Mecanisme”, vol. I, pg.472-476, Milano, 1995;
- [55]. Crivacucea, O. - „Mecanică Tehnică”. Curs Lito, U.E.M.R.-U.P.Timișoara, 1989;
- [56]. Drăgan, B. - „Contribuții la stabilirea posibilităților de reducere a zgomotelor și vibrațiilor la cutiile de viteze ale M.U.”, Teză de doctorat, Iași, 1987;
- [57]. Duca, C. - „Mecanisme”, Rotaprint I.P. Iași, 1983;
- [58]. Duca, C., Nica, V. - „Sinteza mecanismelor spațiale după unghiul de presiune”. Simpozion PRASIC'94, vol. Mecanisme, pg.75, Brașov, 1994;
- [59]. Drimer, D.ș.a. - „Roboți industriali și manipolatoare”, Ed. Tehnică, București, 1985;
- [60]. Demian, T., Banu, V. - „Mecanisme de Mecanică Fină”, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1982;
- [61]. Demian, T., Banu, V. - „Bazele proiectării aparatelor de Mecanică Fină”, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1982;
- [62]. Demian, T. - „Elemente constructive de mecanică fină”, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981;
- [63]. Dudiță, Fl., Diaconescu, D. - „Mecanisme - Aplicații”, Univ. din Brașov, 1978;
- [64]. Dudiță, Fl., Diaconescu, D. - „Sistematizarea structurală a robotomecanismelor vertebroide de orientare”, Al VII-lea Simpozion Național de R.I., București MEMRO'87, vol.I, pg.211-219, 1987;
- [65]. Dudiță, Fl., Diaconescu, D. - „Mecanisme articulate - Inventica. Cinematica”, Ed. Tehnică, București, 1989;
- [66]. Dudiță, Fl., Diaconescu, D. Gogu, Gr., - „Curs de mecanisme”, Fasc. □ Cinematica mecanismelor articulate. Mecanisme clasice. Robotomecanisme, Univ. din Brașov, 1987;

- [67]. Dudiță, Fl., Diaconescu, D. - „Optimizarea structurală a mecanismelor”, Ed. Tehnică, București, 1989;
- [68]. Fejeș, I. - „Funcții spline în teoria mecanismelor. Ed. Științifică și Enciclopedică, București, 1981;
- [69]. Fejeș, I. - „Analiza și sinteza mecanismelor cu elemente în mișcarea plan-  
parelelă. Rezumatul tezei de doctorat, Cluj, 1978;
- [70]. Gafițanu, M. ș.a. - „Mecanisme”, Rotaprint, I.P. Iași, 1977;
- [71]. Gafițanu, M. ș.a. - „Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor”, Ed. Tehnică, București, 1989;
- [72]. Gafițanu, M. ș.a. - „Organe de mașini”, vol.I și II, Ed. Tehnică, București, 1983;
- [73]. Gafițanu, M Poterașu, V., Mihalache, N. - „Elemente finite și de frontieră cu aplicații la calculul organelor de mașini”, Ed. Tehnică, București, 1989;
- [74]. Gârbea, D. - „Analiza cu elemente finite”, Ed. Tehnică, București, 1990;
- [75]. Gâlmeanu, C. - „Mobilitatea mecanismelor și manipuloarelor spațiale cu structură complexă”, Al VI-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, București, 1997;
- [76]. Gâlmeanu, C. - „Contribuții la calculul mobilității mecanismelor și manipuloarelor”, Construcția de mașini, București, anul I/7, 1998;
- [77]. Gheorghiu, N. - „Îndrumător de proiectare pentru Organe de Mașini. Arbori, Rulmenți, Cuplaje”, I.P.T.V.Timișoara, 1985;
- [78]. Hunt, V.D. - „Mechatronics: Japan’s Newest Threath”, Published by Chapman and Hall, New York, 1988;
- [79]. Handra-Luca, V., Stoica, I.A. - „Introducere în teoria mecanismelor”, vol.I și II, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1982;
- [80]. Handra-Luca, V. - „Funcțiile de transmitere în studiul mecanismelor”, Ed. Academiei, București, 1983;
- [81]. Handra-Luca, V. - „The Synthesis of Mechanisms on the Basis of Positional Shifts Determination of the Outputs Links”, Proceedings Seventh World Congress, vol.I, pag.99, Sevilla, 1987;
- [82]. Ianici, S. - „Contribuții la sinteza transmisiilor cu elemente deformabile”, Teză de doctorat, Timișoara, 1998;
- [83]. Ispas, V. - „Aplicații cinematice în construcția manipuloarelor și a roboților industriali”, Ed. Academiei, București, 1990;
- [84]. Kaposta, I. - „Optimizarea funcțional constructivă a transmisiilor armonice frontale”, Lucrare de doctorat, Timișoara – 1994;
- [85]. Kovacs, Fr.ș.a. - „Sinteza spațiului de lucru, a schemei cinematice și a funcțiilor de comandă pentru mecanismul generator de traiectorie a roboților industriali”, Buletinul celui de-al-3-lea Simpozion Internațional de Teoria Mecanismelor, vol.2, București, 1991;
- [86]. Kovacs, Fr., Perju, D., Savii, G. - „Metode noi în sinteza mecanismelor”, Ed. Facla, Cluj, 1976;
- [87]. Kovacs, Fr.ș.a. - „Manipuloare, roboți și aplicațiile lor industriale”, Ed. Facla, Timișoara, 1982;
- [88]. Kovacs, Fr. - „Mecanisme”, I.P.T.V.Timișoara, 1991;
- [89]. Kovacs, Fr. - „Sinteza mecanismelor”, I.P.T.V.Timișoara, 1992;
- [90]. Kovacs, Fr. - „Teoria mecanismelor și dinamica mașinilor”, I.P.T.V.Timișoara, 1989;
- [91]. Kovacs, Fr.ș.a. - „Mecanisme”, Curs U.T.Timișoara, 1993;
- [92]. Kovacs, Fr.ș.a. - „Roboți industriali”, vol.I, U.T.Timișoara, 1992;
- [93]. Kovacs, Fr.ș.a. - „Roboți industriali”, vol.II, U.T.Timișoara, 1995;

- [94]. Keleman, A., - „Sisteme de comandă și reglare incrementală a poziției”, Ed. Tehnică, Kuo, B.C. București, 1981;
- [95]. Lungu, I. - „Mașini-Unelte cu comandă numerică și sisteme de prelucrare flexibilă”, MODUS P.H., Reșița, 1997;
- [96]. Mădăras, L.ș.a. - „Organe de mașini”, vol.I și II, I.P.T.V.Timișoara, 1989;
- [97]. Mădăras, L., - „Aplicarea metodei matriceale în studiul geometriei lanțurilor spațiale Kovacs, Fr.din structura roboților industriali”, Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice, vol.IV, pg.129-136, Timișoara, 1980;
- [98]. Mădăras, L. - „Aspecte privind geometria transmisiei cu element intermediar flexibil”, Simpozion M.T.M., vol.III, pg.219-224, Reșița 1996;
- [99]. Mădăras, L. - Îndrumător de laborator. Ediția a III-a. Institutul Politehnic Timișoara, 1968
- [100]. Manolescu, N.ș.a. - „Teoria mecanismelor și a mașinilor”, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1972;
- [101]. Miloiu, Gh., Popescu, D. - „Creșterea duratei de viață a angrenajelor prin tratamente mecanice de suprafață”, Simpozion M.T.M., vol.III, pg.25-34, Reșița, 1996;
- [102]. Miloiu, Gh., Dudiță, Fl., Diaconescu, V. - „Transmisii mecanice moderne”, Ed. Tehnică, București, 1980;
- [103]. Merticaru, V. - „Probleme dinamice ale funcționării mecanismelor”, Ed. Junimea, Iași, 1991;
- [104]. Merticaru, V., Popovici, E. - „Sinteza unui mecanism patrulater plan generator de curbe tehnologice prin metoda optimizării cu folosirea calculatorului electronic”, SYROM'95, pg.249, București, 1995;
- [105]. Merticaru, V. - „Probleme noi de curs”, Ed. Junimea, Iași, 1991;
- [106]. Mesaroș-Anghel, V. - „Contribuții la sinteza mecanismelor plane articulate aplicate în construcția dispozitivelor de prehensiune ale roboților industriali”, Teză de doctorat, U.T. Timișoara, 1991;
- [107]. Mesaroș-Anghel, V., Lovasz, E., Perju, D. - „O metodă unitară de sinteză a mecanismelor plane generatoare de funcțiuni”, Simpozion M.T.M, Reșița, 1996;
- [108]. Mănescu, T. - „Mecanică Tehnică”, I.P.T.V.Timișoara, 1990;
- [109]. Mănescu, T. - „Analiza experimentală a tensiunilor în industria constructoare de mașini”, I.S.Reșița, 1988;
- [110]. Marinescu, G. - „Metoda elementului finit – Analiza numerică și aplicații în termoelasticitate”, Ed. CIA, București, 1996;
- [111]. Mătieș, V.ș.a. - „Actuatori în Mecatronică”, Ed. Mediamira, Cluj-Napoca, 2000;
- [112]. Margine, Al.ș.a. - „Aspecte privind compararea parametrilor cinematici și dinamici a cutiilor de viteze tip W4A030 și W4A020 ale firmei Mercedes”, Simpozion PRASIC'98, Brașov, 1998;
- [113]. Margine, Al.ș.a. - „Considerații asupra cinematicii mecanismelor planetare complexe cu lanțuri de închidere prin fricțiune”, Simpozion PRASIC'98, Brașov, 1998;
- [114]. Mihancea, S. - „Stadiul actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor cicloidale cu bolțuri”, Refeat doctorat, nr.1, U.E.M.R-U.P.Timișoara, 1997;
- [115]. Mihancea, S. - „Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante la reductoarele cicloidale cu bolțuri”, Refeat doctorat, nr.2, U.E.M.R-U.P.Timișoara, 1997;
- [116]. Năstăsescu, V. - „Metoda elementelor finite”, Ed. Acad. Tehnice Militare, București, 1995;

- [117]. Nanu, Gh. - „Mecanisme”, Reprografia Univ. din Craiova, 1995;
- [118]. Nanu, Gh. - „Modelarea dinamică a vibrațiilor lanțurilor cinematice de reductoare planetare”, Simpozion „Realizări și perspective în proiectarea, execuția și controlul angrenajelor”, vol.II, pg.270-277, Craiova, 1986;
- [119]. Opreșan, C. - „Cercetări privind optimizarea sintezei mecanismelor cu bare”, Teză de doctorat, Iași, 1996;
- [120]. Ocnărescu, C. - „Cercetări teoretice și experimentale în domeniul roboților poliarticulați cu bare și roți dințate”, Teză de doctorat, București, 1997;
- [121]. Perju, D. - „Mecanisme de mecanică fină, vol.I și II, Timișoara, 1990;
- [122]. Perju, D., Lovasz, E.C., Mesaroș-Anghel, V. - „Cu privire la sinteza optimală a mecanismelor cu elemente flexibile de lungime variabilă generatoare de funcții”, Simpozion M.T.M., vol.I, pg.289, Reșița, 1996;
- [123]. Pelecudi, Ch.ș.a.- „Mecanisme”, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
- [124]. Pelecudi, Ch. - „Caracteristicile schemelor structurale ale roboților și manipuloarelor cu  $M \leq 3$  și  $N \leq 3$ ”, Buletinul celui de-al-16-lea Simpozion Național de Roboți Industriali, Univ. Brașov, 1986;
- [125]. Posceanu, B. - „Contribuții la studiul mecanismelor diferențiale”, teză de doctorat, București, 1977;
- [126]. Popescu, I. - „Mecanisme”, vol.I și II, Reprografia Univ. din Craiova, 1995;
- [127]. Pascariu, I. - „Elemente finite. Concepte. Aplicații”, Ed. Militară, București, 1985;
- [128]. **Panc, P.** - „Aspecte comparative privind randamentul reductoarelor cicloidale cu bolțuri și a celor precesionale.” Simpozion Internațional SYROM' 2002, București 2002.
- [129]. **Panc, P.** - „Stadiul actual al cercetărilor transmisiilor precesionale”, Referat doctorat, nr.1, U.E.M.R-U.P.Timișoara, 1997;
- [130]. **Panc, P.** - „Studiul distribuției sarcinilor pe elementele portante la angrenajele precesionale”, Referat doctorat, nr.2, U.E.M.R-U.P.Timișoara, 1998;
- [131]. **Panc, P.** - „Rezultatele teoretice și experimentale privind comportarea reductoarelor precesionale”, Referat doctorat, nr.3, U.E.M.R - U.P.Timișoara, 1999;
- [132]. **Panc, P.** - „Contribuții privind reducerea sarcinilor dinamice în reductoarele precesionale de tip 2K-H”, Simpozion Internațional SYROM'2001, București, 2001;
- [133]. Pastor, A., **Panc, P.** - „Particularități tehnologice la prelucrarea arborilor cu came”, Simpozion M.T.M., vol.I, Reșița, 1996;
- [134]. Resetov, D.ș.a. - „Mașinii I stendii la ispășirea detalei”, Moskva-Mașinostroenie, 1979;
- [135]. Resetov, D.ș.a. - „Konstruirovanie raționalinîh mehanizov”, Moskva-Mașinostroenie, 1973;
- [136]. Raicu, A. - „Structura mecanismelor diferențiale plane cu cinci elemente cinematice”, Al-5-lea Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, vol.II, pg. 771-756, Cluj-Napoca, 1988;
- [137]. Solomon, L. - „Elasticitatea liniară. Introducere matematică în statica solidului elastic”, Ed. Academiei, București, 1969;
- [138]. Shying, Dong-Tai, ș.a. - „Structural synthesis of automatic transmission”, Simpozion SYROM'97, vol.III, pg.383-3888, București, 1997;
- [139]. Tempea, I., Lazăr, I., Antonescu, P. - „Posibilități de realizare a unor reductoare planetare din componența motoarelor de avion”, Simpozion SYROM'85, vol.III, pg.401-412, București, 1985;



- [140]. Tempea, I., Lazăr, I. - „Considerații preliminare asupra unei clasificări structural-sistematice a mecanismelor cu roți dințate cu axe mobile”, Simpozion PRASIC'94, pg.171-178, Brașov, 1994;
- [141]. Tempea, I. - „The contracted graphs, unitary elements of the planar articulated kinematic chain synthesis”, AL-X-lea Simpozion Internațional de Teoria Mașinilor și a mecanismelor, vol.II, pg.1620-1624, Milano, 1995;
- [142]. Tempea, I., Popa, Gh. - „Mecanisme plane articulate”, I.P. București, 1979;
- [143]. Tempea, I. - „Mecanică”, Lito I.P. București, 1979;
- [144]. Timošenko, O. - „Teoria stabilității elastice”, Ed. Tehnică, București, 1967;
- [145]. Tătaru, O., Sucală, V. - „Determinarea numerelor de dinți la reductoarele de tip Wolfram”, Simpozion M.T.M., vol.III, pg.47-52 Reșița, 1996;
- [146]. Velicu, R., Jula, A. - „Determinarea parametrilor specifici calculului de rezistență al unităților planetare”, Simpozion M.T.M., vol.III, Reșița, 1996;
- [147]. Vetadjokoska, E. - „Multicriterion optimization of planetary gear trains”, AL-X-lea Simpozion Internațional de Teoria Mașinilor și a mecanismelor, vol.I, pg.375-377, Milano, 1995;
- [148]. Vela, I. - „Cercetări privind funcționarea și construcția mecanismelor cu elemente dințate elastice”, Teză de doctorat, I.P.T.V.Timișoara, 1987;
- [149]. Vela, I.ș.a. - „Construcția și exploatarea dispozitivelor”, Îndrumător pentru lucrări de laborator, Lito I.P.T.V.Timișoara, 1989;
- [150]. Vela, I. - „Construcția și exploatarea dispozitivelor”, Îndrumător de proiectare, I.S. Reșița, 1995;
- [151]. Vela, I. - „Proiectarea dispozitivelor”, vol.I și II, U.E.M.Reșița, 1995;
- [152]. Vișa, I. ș.a. - „Sinteza cinematică a cutiilor de viteze formate din două unități planetare”, Simpozionul „Noutăți în Mecanisme și Organe de Mașini”, vol.I, pg.211-217, Brașov, 1978;
- [153]. Vișa, I. ș.a. - „Sinteza cinematică a cutiilor de viteze formate din patru unități planetare”, Simpozion SYROM'81, vol.III, pg.425-432, București, 1981;
- [154]. Vișa, I. ș.a. - „Kinematic synthesis of gear boxes made up of the four planetary units”, Simpozionul PRASIC'89, vol.III, pg.425-432, Brașov, 1989;
- [155]. Zamfir, V. - „Mecanisme. Sinteza mecanismelor generatoare de funcții”, Fasc.4, Lito I.M.Petroșani, 1976;
- [156]. Zamfir, V. - „Organe de mașini”, Îndrumător de proiectare, Lito I.M.Petroșani, 1980;
- [157]. Zamfir, V. - „Mecanisme. Îndrumător de proiectare”, Lito I.M.Petroșani, 1988;
- [158]. \* \* \* \* \* - „Transmisii cu angrenaje. Teoria angrenajului. Calculul de rezistență. Precizia cinematică și tehnologia fabricării”, Conferința tehnico-științifică Internațională, Chișinău, 1992;
- [159]. \* \* \* \* \* - „Catalog CYCLO: Betriebsbau Lorenz brasen, K.G. 8062, Markt Indersdorf vor München, Germany, 1988.

TOTAL: 159 titluri — din care: - cărți .....81  
(din anul 1989 – 84 titluri) - articole .....60  
- teze de doctorat .....6  
- referate de doctorat .....6  
- contracte de cercetare științifică .....3  
- diverse .....3

# CURRICULUM VITAE

## ■ Date personale

- Nume și prenume: **PANC PETRU**
- Data și locul nașterii: 21.09.1955, comuna Tileagd, Jud. Bihor
- Domiciliul stabil: Reșița, Str. Făgărașului, Bl.9A; Sc. 2; Ap. 2
- Starea civilă: Căsătorit, un băiat Panc Mihai – profesor licențiat: Educație Fizică și Sport
  
- Telefon: 0255/257904; 0744/937527

## ■ Date profesionale

- Studii: Liceul Industrial- 5 ani Oradea, promoția 1975.  
I.P.T.V. – Timișoara – I.S.Reșița;  
Specializarea: Utilajul și Tehnologia Sudării, promoția 1979, cu media 10 la Examenul de Stat – sef de promoție.  
Universitatea „Eftimie Murgu” –  
Facultatea de Inginerie, specializarea: Tehnologia Construcțiilor de Mașini, promoția 1994, cu media generală 10 la examenul de licență și de diplomă – șef de promoție.
  
- Specializări: Doctorand la Universitatea „Politehnica” Timișoara, domeniul Științe Inginerești – Inginerie Mecanică – Mecanisme, din anul 1995.  
Stagii de pregătire pentru doctorat:
  - Universitatea Tehnică a Moldovei – Chișinău
  - S.C. Institutul de Cercetare și Proiectare Tehnologică pentru Construcția de Mașini – București.Examene susținute în învățământul preuniversitar:
  - definitivat;
  - gradul didactic II;
  - gradul didactic I.



- Activitate profesională și didactică:
 

Stagiar la I.M.P.S. Oradea – Piese Auto 1979 – 1980.  
 Tehnolog proiectant la C.C.S.I.T.E.H. Reșița – Motoare navale, 1980 – 1981.  
 Tehnolog proiectant la Întreprinderea „UNIO” Satu – Mare – Roți dințate 1981 – 1983.  
 Din data de 10.11.1983, profesor de Specialitate titular la Grup Școlar Industrial Metalurgic – Reșița.
  
- Responsabilității și funcții:
 

Șef de catedră ingineri – maiștrii la Grup Școlar Industrial Metalurgic Reșița, 1994 – 1996.  
 Metodist al Inspectoratului Școlar Județean Caraș – Severin din 1995 – prezent.  
 Director adj. la Grup Școlar Industrial Metalurgic Reșița, 1996 – 1999.  
 Director la Grup Școlar Industrial Metalurgic – Reșița din 06.12.2002 și prezent.
  
- Apartenența la organizații științifice:
 

Membru din anul 1995 la Asociația Română de Teoria Mașinilor și Mecanismelor (A.R.o.T.M.M.), filiala Reșița, afiliată la Federația Internațională I.F.T.o.M.M.
  
- Activitate științifică:
 

10 lucrări științifice prezentate la sesiunile de comunicări științifice, 10 lucrări științifice cu participare internațională, publicate în domeniul tezei de doctorat, 1995 – 2002.  
 Colaborator la 3 contracte de cercetare științifică în domeniul tezei de doctorat cu tema: „*Cercetări privind creșterea performanțelor unor transmisii mecanice moderne: armonice, precesionale și cicloidale cu bolturi*”.  
 - Faza I – Contract de grant, Nr. 30/1998 Cod. C.N.C.S.U 980/1997  
 - Faza II – Contract de grant, Nr.30/1998 Cod. C.N.C.S.U. 87/1998

- Faza III – Contract de grant, Nr.34472/  
1999, Cod. C.N.C.S.U. 58/1999.

● Discipline predate:

Organe de Mașini și Mecanisme  
Rezistența Materialelor  
Mecanică Tehnică  
Desen Tehnic  
Utilajul și Tehnologia Sudării  
Solicitări și Măsurări Tehnice  
Calitate Fiabilitate

● Limbi străine:

Limba Franceză, scris și vorbit.

## ● **ANEXA Nr.1**

**Tabele cu rezultatele calculelor obținute prin relații generalizate ale raportului de transmitere al reductorului precesional de tip 2K-H, prezentate la capitolul 4.**

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
0.0	10	11	11	10	-121.0	11	12	11	10
120.0	10	11	12	11	0.0	11	12	12	11
65.0	10	11	13	12	143.0	11	12	13	12
46.6	10	11	14	13	77.0	11	12	14	13
37.5	10	11	15	14	55.0	11	12	15	14
32.0	10	11	16	15	44.0	11	12	16	15
28.3	10	11	17	16	37.4	11	12	17	16
25.7	10	11	18	17	33.0	11	12	18	17
23.7	10	11	19	18	29.8	11	12	19	18
22.2	10	11	20	19	27.5	11	12	20	19
21.0	10	11	21	20	25.6	11	12	21	20
20.0	10	11	22	21	24.2	11	12	22	21
19.1	10	11	23	22	23.0	11	12	23	22
18.4	10	11	24	23	22.0	11	12	24	23
17.8	10	11	25	24	21.1	11	12	25	24
17.3	10	11	26	25	20.4	11	12	26	25
16.8	10	11	27	26	19.9	11	12	27	26
16.4	10	11	28	27	19.2	11	12	28	27
16.1	10	11	29	28	18.7	11	12	29	28
15.7	10	11	30	29	18.3	11	12	30	29
15.5	10	11	31	30	17.9	11	12	31	30
15.2	10	11	32	31	17.6	11	12	32	31
15.0	10	11	33	32	17.2	11	12	33	32
14.7	10	11	34	33	17.0	11	12	34	33
14.5	10	11	35	34	16.7	11	12	35	34
14.4	10	11	36	35	16.5	11	12	36	35
14.2	10	11	37	36	16.2	11	12	37	36
14.0	10	11	38	37	16.0	11	12	38	37
13.9	10	11	39	38	15.8	11	12	39	38
13.7	10	11	40	39	15.7	11	12	40	39
13.6	10	11	41	40	15.5	11	12	41	40
13.5	10	11	42	41	15.4	11	12	42	41
13.4	10	11	43	42	15.2	11	12	43	42
13.3	10	11	44	43	15.1	11	12	44	43
13.2	10	11	45	44	15.0	11	12	45	44
13.1	10	11	46	45	14.8	11	12	46	45
13.0	10	11	47	46	14.7	11	12	47	46
12.9	10	11	48	47	14.6	11	12	48	47
12.89	10	11	49	48	14.5	11	12	49	48
12.82	10	11	50	49	14.4	11	12	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-66.0	12	13	13	10	-47.6	11	10	11	10
-144.0	12	13	13	11	-78.0	12	11	12	11
0.0	12	13	13	12	-169.0	13	12	13	12
168.0	12	13	13	13	0.0	14	13	14	13
90.0	12	13	13	14	195.0	15	14	15	14
64.0	12	13	13	15	104.0	16	15	16	15
51.0	12	13	13	16	73.6	17	16	17	16
43.2	12	13	13	17	58.5	18	17	18	17
38.0	12	13	13	18	49.4	19	18	19	18
34.2	12	13	13	19	43.3	20	19	20	19
31.5	12	13	13	20	39.0	21	20	21	20
29.3	12	13	13	21	35.7	22	21	22	21
27.6	12	13	13	22	33.2	23	22	23	22
26.1	12	13	13	23	31.2	24	23	24	23
25.0	12	13	13	24	29.5	25	24	25	24
24.0	12	13	13	25	28.1	26	25	26	25
23.1	12	13	13	26	27.0	27	26	27	26
22.4	12	13	13	27	26.0	28	27	28	27
21.7	12	13	13	28	25.1	29	28	29	28
21.1	12	13	13	29	24.3	30	29	30	29
20.6	12	13	13	30	23.7	31	30	31	30
20.2	12	13	13	31	23.1	32	31	32	31
19.8	12	13	13	32	22.5	33	32	33	32
19.4	12	13	13	33	22.1	34	33	34	33
19.0	12	13	13	34	21.6	35	34	35	34
18.7	12	13	13	35	21.2	36	35	36	35
18.5	12	13	13	36	20.9	37	36	37	36
18.2	12	13	13	37	20.5	38	37	38	37
18.0	12	13	13	38	20.2	39	38	39	38
17.7	12	13	13	39	20.0	40	39	40	39
17.5	12	13	13	40	19.7	41	40	41	40
17.3	12	13	13	41	19.5	42	41	42	41
17.2	12	13	13	42	19.2	43	42	43	42
17.0	12	13	13	43	19.0	44	43	44	43
16.8	12	13	13	44	18.8	45	44	45	44
16.7	12	13	13	45	18.6	46	45	46	45
16.5	12	13	13	46	18.5	47	46	47	46
16.4	12	13	13	47	18.3	48	47	48	47
16.3	12	13	13	48	18.2	49	48	49	48
16.2	12	13	13	49	18.0	50	49	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-38.5	14	15	11	10	-33.0	15	16	11	10
-56.0	14	15	12	11	-45.0	15	16	12	11
-91.0	14	15	13	12	-65.0	15	16	13	12
-196.0	14	15	14	13	-105.0	15	16	14	13
0.0	14	15	15	14	-225.0	15	16	15	14
224.0	14	15	16	15	0.0	15	16	16	15
119.0	14	15	17	16	255.0	15	16	17	16
84.0	14	15	18	17	135.0	15	16	18	17
66.5	14	15	19	18	95.0	15	16	19	18
56.0	14	15	20	19	75.0	15	16	20	19
49.0	14	15	21	20	63.0	15	16	21	20
44.0	14	15	22	21	55.0	15	16	22	21
40.2	14	15	23	22	49.2	15	16	23	22
37.3	14	15	24	23	45.0	15	16	24	23
35.0	14	15	25	24	41.6	15	16	25	24
33.0	14	15	26	25	39.0	15	16	26	25
31.5	14	15	27	26	36.8	15	16	27	26
30.1	14	15	28	27	35.0	15	16	28	27
29.0	14	15	29	28	33.4	15	16	29	28
28.0	14	15	30	29	32.1	15	16	30	29
27.1	14	15	31	30	31.0	15	16	31	30
26.3	14	15	32	31	30.0	15	16	32	31
25.6	14	15	33	32	29.1	15	16	33	32
25.0	14	15	34	33	28.3	15	16	34	33
24.5	14	15	35	34	27.6	15	16	35	34
24.0	14	15	36	35	27.0	15	16	36	35
23.5	14	15	37	36	26.4	15	16	37	36
23.1	14	15	38	37	25.9	15	16	38	37
22.7	14	15	39	38	25.4	15	16	39	38
22.4	14	15	40	39	25.0	15	16	40	39
22.0	14	15	41	40	24.6	15	16	41	40
21.7	14	15	42	41	24.2	15	16	42	41
21.5	14	15	43	42	23.8	15	16	43	42
21.2	14	15	44	43	23.5	15	16	44	43
21.0	14	15	45	44	23.2	15	16	45	44
20.7	14	15	46	45	23.0	15	16	46	45
20.5	14	15	47	46	22.7	15	16	47	46
20.3	14	15	48	47	22.5	15	16	48	47
20.1	14	15	49	48	22.2	15	16	49	48
20.0	14	15	50	49	22.0	15	16	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-29.3	16	17	11	10	-26.7	17	18	11	10
-38.4	16	17	12	11	-34.0	17	18	12	11
-52.0	16	17	13	12	-44.2	17	18	13	12
-74.6	16	17	14	13	-59.5	17	18	14	13
-120.0	16	17	15	14	-85.0	17	18	15	14
-256.0	16	17	16	15	-136.0	17	18	16	15
0.0	16	17	17	16	-289.0	17	18	17	16
288.0	16	17	18	17	0.0	17	18	18	17
152.0	16	17	19	18	323.0	17	18	19	18
106.6	16	17	20	19	170.0	17	18	20	19
84.0	16	17	21	20	119.0	17	18	21	20
70.4	16	17	22	21	93.5	17	18	22	21
61.3	16	17	23	22	78.2	17	18	23	22
54.8	16	17	24	23	68.0	17	18	24	23
50.0	16	17	25	24	60.7	17	18	25	24
46.2	16	17	26	25	55.2	17	18	26	25
43.2	16	17	27	26	51.0	17	18	27	26
40.7	16	17	28	27	47.6	17	18	28	27
38.6	16	17	29	28	44.8	17	18	29	28
36.9	16	17	30	29	42.5	17	18	30	29
35.4	16	17	31	30	40.5	17	18	31	30
34.1	16	17	32	31	38.8	17	18	32	31
33.0	16	17	33	32	37.4	17	18	33	32
32.0	26	17	34	33	36.1	17	18	34	33
31.1	16	17	35	34	35.0	17	18	35	34
30.3	16	17	36	35	34.0	17	18	36	35
29.6	16	17	37	36	33.1	17	18	37	36
28.9	16	17	38	37	32.3	17	18	38	37
28.3	16	17	39	38	31.5	17	18	39	38
27.8	16	17	40	39	30.9	17	18	40	39
27.3	16	17	41	40	30.3	17	18	41	40
26.8	16	17	42	41	29.7	17	18	42	41
26.4	16	17	43	42	29.2	17	18	43	42
26.0	16	17	44	43	28.7	17	18	44	43
25.7	16	17	45	44	28.3	17	18	45	44
25.3	16	17	46	45	27.9	17	18	46	45
25.0	16	17	47	46	27.5	17	18	47	46
24.7	16	17	48	47	27.2	17	18	48	47
24.5	16	17	49	48	26.8	17	18	49	48
24.2	16	17	50	49	26.5	17	18	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-24.7	18	19	11	10	-23.2	19	20	11	10
-30.8	18	19	12	11	-28.5	19	20	12	11
-39.0	18	19	13	12	-35.2	19	20	13	12
-50.4	18	19	14	13	-44.3	19	20	14	13
-54.0	18	19	15	14	-57.0	19	20	15	14
-96.0	18	19	16	15	-76.0	19	20	16	15
-153.0	18	19	17	16	-107.6	19	20	17	16
-324.0	18	19	18	17	-171.0	19	20	18	17
0.0	18	19	19	18	-361.0	19	20	19	18
360.0	18	19	20	19	0.0	19	20	20	19
189.0	18	19	21	20	399.0	19	20	21	20
132.0	18	19	22	21	209.0	19	20	22	21
103.0	18	19	23	22	145.6	19	20	23	22
86.4	18	19	24	23	114.0	19	20	24	23
75.0	18	19	25	24	95.0	19	20	25	24
66.8	18	19	26	25	82.3	19	20	26	25
60.7	18	19	27	26	73.2	19	20	27	26
56.0	18	19	28	27	66.5	19	20	28	27
52.2	18	19	29	28	61.2	19	20	29	28
49.0	18	19	30	29	57.0	19	20	30	29
46.5	18	19	31	30	53.5	19	20	31	30
4.3	18	19	32	31	50.6	19	20	32	31
42.4	18	19	33	32	48.2	19	20	33	32
40.8	18	19	34	33	46.1	19	20	34	33
39.3	18	19	35	34	44.3	19	20	35	34
38.1	18	19	36	35	42.7	19	20	36	35
37.0	18	19	37	36	41.3	19	20	37	36
36.0	18	19	38	37	40.1	19	20	38	37
35.1	18	19	39	38	39.1	19	20	39	38
34.2	18	19	40	39	38.0	19	20	40	39
33.5	18	19	41	40	37.0	19	20	41	40
32.8	18	19	42	41	36.2	19	20	42	41
32.2	18	19	43	42	35.5	19	20	43	42
31.6	18	19	44	43	34.8	19	20	44	43
31.1	18	19	45	44	34.2	19	20	45	44
30.6	18	19	46	45	33.6	19	20	46	45
30.2	18	19	47	46	33.0	19	20	47	46
29.7	18	19	48	47	32.5	19	20	48	47
29.4	18	19	49	48	32.1	19	20	49	48
29.0	18	19	50	49	31.6	19	20	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-22.0	20	21	11	10	-21.0	21	22	11	10
-26.6	20	21	12	11	-25.2	21	22	12	11
-32.5	20	21	13	12	-30.3	21	22	13	12
-40.0	20	21	14	13	-36.7	21	22	14	13
-50.0	20	21	15	14	-45.0	21	22	15	14
-64.0	20	21	16	15	-56.0	21	22	16	15
-85.0	20	21	17	16	-71.4	21	22	17	16
-120.0	20	21	18	17	-94.5	21	22	18	17
-190.0	20	21	19	18	-133.0	21	22	19	18
-400.0	20	21	20	19	-210.0	21	22	20	19
0.0	20	21	21	20	-441.0	21	22	21	20
440.0	20	21	22	21	0.0	21	22	22	21
230.0	20	21	23	22	483.0	21	22	23	22
160.0	20	21	24	23	552.0	21	22	24	23
125.0	20	21	25	24	175.0	21	22	25	24
104.0	20	21	26	25	136.5	21	22	26	25
90.0	20	21	27	26	113.4	21	22	27	26
80.0	20	21	28	27	98.0	21	22	28	27
72.5	20	21	29	28	87.0	21	22	29	28
66.6	20	21	30	29	78.7	21	22	30	29
62.0	20	21	31	30	72.3	21	22	31	30
58.1	20	21	32	31	67.2	21	22	32	31
55.0	20	21	33	32	63.0	21	22	33	32
52.3	20	21	34	33	59.5	21	22	34	33
50.0	20	21	35	34	56.5	21	22	35	34
48.0	20	21	36	35	54.0	21	22	36	35
46.2	20	21	37	36	51.8	21	22	37	36
44.7	20	21	38	37	49.8	21	22	38	37
43.3	20	21	39	38	48.1	21	22	39	38
42.1	20	21	40	39	46.6	21	22	40	39
41.0	20	21	41	40	45.3	21	22	41	40
40.0	20	21	42	41	44.1	21	22	42	41
39.0	20	21	43	42	43.0	21	22	43	42
38.2	20	21	44	43	42.0	21	22	44	43
37.5	20	21	45	44	41.0	21	22	45	44
36.8	20	21	46	45	40.2	21	22	46	45
36.1	20	21	47	46	39.4	21	22	47	46
35.5	20	21	48	47	38.7	21	22	48	47
35.0	20	21	49	48	38.1	21	22	49	48
34.4	20	21	50	49	37.5	21	22	50	49

i	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4	Z1	Z2	Z3	Z4	Z1
-20.1	22	23	11	10	-19.4	23	24	11	10	10	11	10	10	10
-24.0	22	23	12	11	-23.0	23	24	12	11	11	12	11	11	11
-28.6	22	23	13	12	-27.1	23	24	13	12	12	13	12	12	12
-34.2	22	23	14	13	-32.2	23	24	14	13	13	14	13	13	13
-41.2	22	23	15	14	-38.3	23	24	15	14	14	15	14	14	14
-50.2	22	23	16	15	-46.0	23	24	16	15	15	16	15	15	15
-62.3	22	23	17	16	-55.8	23	24	17	16	16	17	16	16	16
-79.2	22	23	18	17	-69.0	23	24	18	17	17	18	17	17	17
-104.5	22	23	19	18	-87.4	23	24	19	18	18	19	18	18	18
-146.6	22	23	20	19	-115.3	23	24	20	19	19	20	19	19	19
-231.0	22	23	21	20	-161.0	23	24	21	20	20	21	20	20	20
-484.0	22	23	22	21	-253.0	23	24	22	21	21	22	21	21	21
0.0	22	23	23	22	-529.0	23	24	23	22	22	23	22	22	22
528.0	22	23	24	23	0.0	23	24	24	23	23	24	23	23	23
275.0	22	23	25	24	575.0	23	24	25	24	24	25	24	24	24
190.6	22	23	26	25	299.0	23	24	26	25	25	26	25	25	25
148.5	22	23	27	26	207.0	23	24	27	26	26	27	26	26	26
123.2	22	23	28	27	161.0	23	24	28	27	27	28	27	27	27
106.3	22	23	29	28	133.4	23	24	29	28	28	29	28	28	28
94.2	22	23	30	29	115.0	23	24	30	29	29	30	29	29	29
85.2	22	23	31	30	101.8	23	24	31	30	30	31	30	30	30
78.2	22	23	32	31	92.0	23	24	32	31	31	32	31	31	31
72.6	22	23	33	32	84.3	23	24	33	32	32	33	32	32	32
68.0	22	23	34	33	78.2	23	24	34	33	33	34	33	33	33
64.1	22	23	35	34	73.1	23	24	35	34	34	35	34	34	34
60.9	22	23	36	35	69.0	23	24	36	35	35	36	35	35	35
58.1	22	23	37	36	65.4	23	24	37	36	36	37	36	36	36
55.7	22	23	38	37	62.4	23	24	38	37	37	38	37	37	37
53.6	22	23	39	38	59.8	23	24	39	38	38	39	38	38	38
51.7	22	23	40	39	57.5	23	24	40	39	39	40	39	39	39
50.1	22	23	41	40	55.4	23	24	41	40	40	41	40	40	40
48.6	22	23	42	41	53.6	23	24	42	41	41	42	41	41	41
47.3	22	23	43	42	52.0	23	24	43	42	42	43	42	42	42
46.0	22	23	44	43	50.6	23	24	44	43	43	44	43	43	43
45.0	22	23	45	44	49.2	23	24	45	44	44	45	44	44	44
44.0	22	23	46	45	48.0	23	24	46	45	45	46	45	45	45
43.0	22	23	47	46	47.0	23	24	47	46	46	47	46	46	46
42.2	22	23	48	47	46.0	23	24	48	47	47	48	47	47	47
41.4	22	23	49	48	45.0	23	24	49	48	48	49	48	48	48
40.7	22	23	50	49	44.2	23	24	50	49	49	50	49	49	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-18.8	24	25	11	10	-15.0	25	26	11	10	10	11	10	10	10
-22.1	24	25	12	11	-21.4	25	26	12	11	11	12	11	11	11
-26.0	24	25	13	12	-25.0	25	26	13	12	12	13	12	12	12
-30.5	24	25	14	13	-29.1	25	26	14	13	13	14	13	13	13
-36.0	24	25	15	14	-34.0	25	26	15	14	14	15	14	14	14
-42.6	24	25	16	15	-40.0	25	26	16	15	15	16	15	15	15
-51.0	24	25	17	16	-47.2	25	26	17	16	16	17	16	16	16
-61.7	24	25	18	17	-56.2	25	26	18	17	17	18	17	17	17
-76.0	24	25	19	18	-67.8	25	26	19	18	18	19	18	18	18
-96.0	24	25	20	19	-83.3	25	26	20	19	19	20	19	19	19
-126.0	24	25	21	20	-105.0	25	26	21	20	20	21	20	20	20
-176.0	24	25	22	21	-137.5	25	26	22	21	21	22	21	21	21
-276.0	24	25	23	22	-191.6	25	26	23	22	22	23	22	22	22
-576.0	24	25	24	23	-300.0	25	26	24	23	23	24	23	23	23
0.0	24	25	25	24	-625.0	25	26	25	24	24	25	24	24	24
624.0	24	25	26	25	0.0	25	26	26	25	25	26	25	25	25
324.0	24	25	27	26	675.0	25	26	27	26	26	27	26	26	26
224.0	24	25	28	27	350.0	25	26	28	27	27	28	27	27	27
174.0	24	25	29	28	241.0	25	26	29	28	28	29	28	28	28
144.0	24	25	30	29	187.5	25	26	30	29	29	30	29	29	29
124.0	24	25	31	30	155.0	25	26	31	30	30	31	30	30	30
109.7	24	25	32	31	133.3	25	26	32	31	31	32	31	31	31
99.0	24	25	33	32	117.8	25	26	33	32	32	33	32	32	32
90.6	24	25	34	33	106.2	25	26	34	33	33	34	33	33	33
84.0	24	25	35	34	97.2	25	26	35	34	34	35	34	34	34
78.5	24	25	36	35	90.0	25	26	36	35	35	36	35	35	35
74.0	24	25	37	36	84.0	25	26	37	36	36	37	36	36	36
70.1	24	25	38	37	79.1	25	26	38	37	37	38	37	37	37
66.8	24	25	39	38	75.0	25	26	39	38	38	39	38	38	38
64.0	24	25	40	39	71.4	25	26	40	39	39	40	39	39	39
61.5	24	25	41	40	68.3	25	26	41	40	40	41	40	40	40
59.2	24	25	42	41	65.0	25	26	42	41	41	42	41	41	41
57.3	24	25	43	42	63.2	25	26	43	42	42	43	42	42	42
55.5	24	25	44	43	61.1	25	26	44	43	43	44	43	43	43
54.0	24	25	45	44	59.2	25	26	45	44	44	45	44	44	44
52.5	24	25	46	45	57.5	25	26	46	45	45	46	45	45	45
51.2	24	25	47	46	55.9	25	26	47	46	46	47	46	46	46
50.0	24	25	48	47	54.5	25	26	48	47	47	48	47	47	47
49.0	24	25	49	48	53.2	25	26	49	48	48	49	48	48	48
48.0	24	25	50	49	52.0	25	26	50	49	49	50	49	49	49



I	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	I	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-17.8	26	27	11	10	-17.4	27	28	11	10
-20.8	26	27	12	11	-20.2	27	28	12	11
-24.1	26	27	13	12	-23.4	27	28	13	12
-28.0	26	27	14	13	-27.0	27	28	14	13
-32.5	26	27	15	14	-31.1	27	28	15	14
-37.8	26	27	16	15	-36.0	27	28	16	15
-44.2	26	27	17	16	-41.7	27	28	17	16
-52.0	26	27	18	17	-48.6	27	28	18	17
-61.7	26	27	19	18	-57.0	27	28	19	18
-74.2	26	27	20	19	-67.5	27	28	20	19
-91.0	26	27	21	20	-81.0	27	28	21	20
-114.4	26	27	22	21	-99.0	27	28	22	21
-149.5	26	27	23	22	-124.2	27	28	23	22
-208.0	26	27	24	23	-162.0	27	28	24	23
-325.0	26	27	25	24	-225.0	27	28	25	24
-676.0	26	27	26	25	-351.0	27	28	26	25
0.0	26	27	27	26	-729.0	27	28	27	26
728.0	26	27	28	27	0.0	27	28	28	27
377.0	26	27	29	28	783.0	27	28	29	28
260.0	26	27	30	29	405.0	27	28	30	29
201.5	26	27	31	30	279.0	27	28	31	30
166.4	26	27	32	31	216.0	27	28	32	31
143.0	26	27	33	32	178.2	27	28	33	32
126.2	26	27	34	33	153.0	27	28	34	33
113.7	26	27	35	34	135.0	27	28	35	34
104.0	26	27	36	35	121.5	27	28	36	35
96.2	26	27	37	36	111.0	27	28	37	36
89.8	26	27	38	37	102.6	27	28	38	37
84.5	26	27	39	38	95.7	27	28	39	38
80.0	26	27	40	39	90.0	27	28	40	39
76.1	26	27	41	40	85.1	27	28	41	40
72.8	26	27	42	41	81.0	27	28	42	41
69.8	26	27	43	42	77.4	27	28	43	42
67.2	26	27	44	43	74.2	27	28	44	43
65.0	26	27	45	44	71.4	27	28	45	44
62.9	26	27	46	45	69.0	27	28	46	45
61.1	26	27	47	46	66.7	27	28	47	46
59.4	26	27	48	47	64.8	27	28	48	47
57.9	26	27	49	48	63.0	27	28	49	48
56.5	26	27	50	49	61.3	27	28	50	49

I	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	I	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-17.1	28	29	11	10	-16.7	29	30	11	10
-19.7	28	29	12	11	-19.3	29	30	12	11
-22.7	28	29	13	12	-22.1	29	30	13	12
-26.1	28	29	14	13	-25.3	29	30	14	13
-30.0	28	29	15	14	-29.0	29	30	15	14
-34.4	28	29	16	15	-33.1	29	30	16	15
-39.6	28	29	17	16	-37.9	29	30	17	16
-45.8	28	29	18	17	-43.5	29	30	18	17
-53.2	28	29	19	18	-50.0	29	30	19	18
-62.2	28	29	20	19	-58.0	29	30	20	19
-73.5	28	29	21	20	-67.0	29	30	21	20
-88.0	28	29	22	21	-79.7	29	30	22	21
-107.3	28	29	23	22	-95.2	29	30	23	22
-134.4	28	29	24	23	-116.0	29	30	24	23
-175.0	28	29	25	24	-145.0	29	30	25	24
-242.6	28	29	26	25	-188.5	29	30	26	25
-378.0	28	29	27	26	-261.0	29	30	27	26
-784.0	28	29	28	27	-406.0	29	30	28	27
0.0	28	29	29	28	-841.0	29	30	29	28
840.0	28	29	30	29	0.0	29	30	30	29
434.0	28	29	31	30	899.0	29	30	31	30
298.6	28	29	32	31	464.0	29	30	32	31
231.0	28	29	33	32	319.0	29	30	33	32
190.4	28	29	34	33	246.5	29	30	34	33
163.3	28	29	35	34	203.0	29	30	35	34
144.0	28	29	36	35	174.0	29	30	36	35
129.5	28	29	37	36	153.2	29	30	37	36
118.2	28	29	38	37	137.7	29	30	38	37
109.2	28	29	39	38	125.6	29	30	39	38
101.8	28	29	40	39	116.0	29	30	40	39
95.6	28	29	41	40	108.0	29	30	41	40
90.4	28	29	42	41	101.5	29	30	42	41
86.0	28	29	43	42	95.9	29	30	43	42
82.1	28	29	44	43	91.1	29	30	44	43
78.7	28	29	45	44	87.0	29	30	45	44
75.7	28	29	46	45	83.3	29	30	46	45
73.1	28	29	47	46	80.1	29	30	47	46
70.7	28	29	48	47	77.3	29	30	48	47
68.6	28	29	49	48	74.7	29	30	49	48
66.6	28	29	50	49	72.5	29	30	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-16.5	30	31	11	10	-16.2	31	32	11	10					
-18.9	30	31	12	11	-18.6	31	32	12	11					
-21.6	30	31	13	12	-21.1	31	32	13	12					
-24.7	30	31	14	13	-24.1	31	32	14	13					
-28.1	30	31	15	14	-27.3	31	32	15	14					
-32.0	30	31	16	15	-31.0	31	32	16	15					
-36.4	30	31	17	16	-35.1	31	32	17	16					
-41.5	30	31	18	17	-39.8	31	32	18	17					
-47.5	30	31	19	18	-45.3	31	32	19	18					
-54.5	30	31	20	19	-51.6	31	32	20	19					
-63.0	30	31	21	20	-59.1	31	32	21	20					
-73.3	30	31	22	21	-68.2	31	32	22	21					
-86.2	30	31	23	22	-79.2	31	32	23	22					
-102.8	30	31	24	23	-93.0	31	32	24	23					
-125.0	30	31	25	24	-110.7	31	32	25	24					
-156.0	30	31	26	25	-134.3	31	32	26	25					
-202.5	30	31	27	26	-167.4	31	32	27	26					
-280.0	30	31	28	27	-217.0	31	32	28	27					
-435.0	30	31	29	28	-299.6	31	32	29	28					
-900.0	30	31	30	29	-465.0	31	32	30	29					
0.0	30	31	31	30	-961.0	31	32	31	30					
960.0	30	31	32	31	0.0	31	32	32	31					
495.0	30	31	33	32	1023.0	31	32	33	32					
340.0	30	31	34	33	527.0	31	32	34	33					
262.5	30	31	35	34	361.6	31	32	35	34					
216.0	30	31	36	35	279.0	31	32	36	35					
185.0	30	31	37	36	229.4	31	32	37	36					
162.8	30	31	38	37	196.3	31	32	38	37					
146.2	30	31	39	38	172.7	31	32	39	38					
133.3	30	31	40	39	155.0	31	32	40	39					
123.0	30	31	41	40	141.2	31	32	41	40					
114.5	30	31	42	41	130.2	31	32	42	41					
107.5	30	31	43	42	121.1	31	32	43	42					
101.5	30	31	44	43	113.6	31	32	44	43					
96.4	30	31	45	44	107.3	31	32	45	44					
92.0	30	31	46	45	101.8	31	32	46	45					
88.1	30	31	47	46	97.1	31	32	47	46					
84.7	30	31	48	47	93.0	31	32	48	47					
81.6	30	31	49	48	89.3	31	32	49	48					
78.9	30	31	50	49	86.1	31	32	50	49					

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-16.0	32	33	11	10	-15.7	33	34	11	10					
-18.2	32	33	12	11	-18.0	33	34	12	11					
-20.8	32	33	13	12	-20.4	33	34	13	12					
-23.5	32	33	14	13	-23.1	33	34	14	13					
-26.6	32	33	15	14	-26.0	33	34	15	14					
-30.1	32	33	16	15	-29.3	33	34	16	15					
-34.0	32	33	17	16	-33.0	33	34	17	16					
-38.4	32	33	18	17	-37.1	33	34	18	17					
-43.4	32	33	19	18	-41.8	33	34	19	18					
-49.2	32	33	20	19	-47.1	33	34	20	19					
-56.0	32	33	21	20	-53.3	33	34	21	20					
-64.0	32	33	22	21	-60.5	33	34	22	21					
-73.6	32	33	23	22	-69.0	33	34	23	22					
-85.3	32	33	24	23	-79.2	33	34	24	23					
-100.0	32	33	25	24	-91.6	33	34	25	24					
-118.8	32	33	26	25	-107.2	33	34	26	25					
-144.0	32	33	27	26	-127.2	33	34	27	26					
-179.2	32	33	28	27	-154.0	33	34	28	27					
-232.0	32	33	29	28	-191.4	33	34	29	28					
-320.0	32	33	30	29	-147.5	33	34	30	29					
-496.0	32	33	31	30	-341.0	33	34	31	30					
-1024.0	32	33	32	31	-528.0	33	34	32	31					
0.0	32	33	33	32	-1089.0	33	34	33	32					
1088.0	32	33	34	33	0.0	33	34	34	33					
560.0	32	33	35	34	1156.0	33	34	35	34					
384.0	32	33	36	35	594.0	33	34	36	35					
296.0	32	33	37	36	407.0	33	34	37	36					
243.2	32	33	38	37	313.5	33	34	38	37					
208.0	32	33	39	38	257.4	33	34	39	38					
182.8	32	33	40	39	220.0	33	34	40	39					
164.0	32	33	41	40	193.2	33	34	41	40					
149.3	32	33	42	41	173.3	33	34	42	41					
137.6	32	33	43	42	157.6	33	34	43	42					
128.0	32	33	44	43	145.2	33	34	44	43					
120.0	32	33	45	44	135.0	33	34	45	44					
113.2	32	33	46	45	126.5	33	34	46	45					
107.4	32	33	47	46	119.3	33	34	47	46					
102.4	32	33	48	47	113.1	33	34	48	47					
98.0	32	33	49	48	107.8	33	34	49	48					
94.1	32	33	50	49	102.1	33	34	50	49					

10	11	38	37	38	10	11	36	37	10	11	37	38	10	11
11	12	38	37	38	11	12	36	37	11	12	37	38	11	12
12	13	38	37	38	12	13	36	37	12	13	37	38	12	13
13	14	38	37	38	13	14	36	37	13	14	37	38	13	14
14	15	38	37	38	14	15	36	37	14	15	37	38	14	15
15	16	38	37	38	15	16	36	37	15	16	37	38	15	16
16	17	38	37	38	16	17	36	37	16	17	37	38	16	17
17	18	38	37	38	17	18	36	37	17	18	37	38	17	18
18	19	38	37	38	18	19	36	37	18	19	37	38	18	19
19	20	38	37	38	19	20	36	37	19	20	37	38	19	20
20	21	38	37	38	20	21	36	37	20	21	37	38	20	21
21	22	38	37	38	21	22	36	37	21	22	37	38	21	22
22	23	38	37	38	22	23	36	37	22	23	37	38	22	23
23	24	38	37	38	23	24	36	37	23	24	37	38	23	24
24	25	38	37	38	24	25	36	37	24	25	37	38	24	25
25	26	38	37	38	25	26	36	37	25	26	37	38	25	26
26	27	38	37	38	26	27	36	37	26	27	37	38	26	27
27	28	38	37	38	27	28	36	37	27	28	37	38	27	28
28	29	38	37	38	28	29	36	37	28	29	37	38	28	29
29	30	38	37	38	29	30	36	37	29	30	37	38	29	30
30	31	38	37	38	30	31	36	37	30	31	37	38	30	31
31	32	38	37	38	31	32	36	37	31	32	37	38	31	32
32	33	38	37	38	32	33	36	37	32	33	37	38	32	33
33	34	38	37	38	33	34	36	37	33	34	37	38	33	34
34	35	38	37	38	34	35	36	37	34	35	37	38	34	35
35	36	38	37	38	35	36	36	37	35	36	37	38	35	36
36	37	38	37	38	36	37	36	37	36	37	37	38	36	37
37	38	38	37	38	37	38	36	37	37	38	37	38	37	38
38	39	38	37	38	38	39	36	37	38	39	37	38	38	39
39	40	38	37	38	39	40	36	37	39	40	37	38	39	40
40	41	38	37	38	40	41	36	37	40	41	37	38	40	41
41	42	38	37	38	41	42	36	37	41	42	37	38	41	42
42	43	38	37	38	42	43	36	37	42	43	37	38	42	43
43	44	38	37	38	43	44	36	37	43	44	37	38	43	44
44	45	38	37	38	44	45	36	37	44	45	37	38	44	45
45	46	38	37	38	45	46	36	37	45	46	37	38	45	46
46	47	38	37	38	46	47	36	37	46	47	37	38	46	47
47	48	38	37	38	47	48	36	37	47	48	37	38	47	48
48	49	38	37	38	48	49	36	37	48	49	37	38	48	49
49	50	38	37	38	49	50	36	37	49	50	37	38	49	50
50		38	37	38	50		36	37			37	38		

10	11	36	35	-15.4	10	11	36	35	-15.4	10	11	36	35	-15.4
11	12	36	35	-17.5	11	12	36	35	-17.5	11	12	36	35	-17.5
12	13	36	35	-19.7	12	13	36	35	-19.7	12	13	36	35	-19.7
13	14	36	35	-22.2	13	14	36	35	-22.2	13	14	36	35	-22.2
14	15	36	35	-25.0	14	15	36	35	-25.0	14	15	36	35	-25.0
15	16	36	35	-28.0	15	16	36	35	-28.0	15	16	36	35	-28.0
16	17	36	35	-31.3	16	17	36	35	-31.3	16	17	36	35	-31.3
17	18	36	35	-35.0	17	18	36	35	-35.0	17	18	36	35	-35.0
18	19	36	35	-39.1	18	19	36	35	-39.1	18	19	36	35	-39.1
19	20	36	35	-43.7	19	20	36	35	-43.7	19	20	36	35	-43.7
20	21	36	35	-49.0	20	21	36	35	-49.0	20	21	36	35	-49.0
21	22	36	35	-55.0	21	22	36	35	-55.0	21	22	36	35	-55.0
22	23	36	35	-61.9	22	23	36	35	-61.9	22	23	36	35	-61.9
23	24	36	35	-70.0	23	24	36	35	-70.0	23	24	36	35	-70.0
24	25	36	35	-79.5	24	25	36	35	-79.5	24	25	36	35	-79.5
25	26	36	35	-91.0	25	26	36	35	-91.0	25	26	36	35	-91.0
26	27	36	35	-105.0	26	27	36	35	-105.0	26	27	36	35	-105.0
27	28	36	35	-122.5	27	28	36	35	-122.5	27	28	36	35	-122.5
28	29	36	35	-145.0	28	29	36	35	-145.0	28	29	36	35	-145.0
29	30	36	35	-175.0	29	30	36	35	-175.0	29	30	36	35	-175.0
30	31	36	35	-217.0	30	31	36	35	-217.0	30	31	36	35	-217.0
31	32	36	35	-280.0	31	32	36	35	-280.0	31	32	36	35	-280.0
32	33	36	35	-385.0	32	33	36	35	-385.0	32	33	36	35	-385.0
33	34	36	35	-595.0	33	34	36	35	-595.0	33	34	36	35	-595.0
34	35	36	35	-1225.0	34	35	36	35	-1225.0	34	35	36	35	-1225.0
35	36	36	35	0.0	35	36	36	35	0.0	35	36	36	35	0.0
36	37	36	35	1295.0	36	37	36	35	1295.0	36	37	36	35	1295.0
37	38	36	35	665.0	37	38	36	35	665.0	37	38	36	35	665.0
38	39	36	35	455.0	38	39	36	35	455.0	38	39	36	35	455.0
39	40	36	35	350.0	39	40	36	35	350.0	39	40	36	35	350.0
40	41	36	35	287.0	40	41	36	35	287.0	40	41	36	35	287.0
41	42	36	35	245.0	41	42	36	35	245.0	41	42	36	35	245.0
42	43	36	35	215.0	42	43	36	35	215.0	42	43	36	35	215.0
43	44	36	35	192.5	43	44	36	35	192.5	43	44	36	35	192.5
44	45	36	35	175.0	44	45	36	35	175.0	44	45	36	35	175.0
45	46	36	35	161.0	45	46	36	35	161.0	45	46	36	35	161.0
46	47	36	35	149.5	46	47	36	35	149.5	46	47	36	35	149.5
47	48	36	35	140.0	47	48	36	35	140.0	47	48	36	35	140.0
48	49	36	35	131.9	48	49	36	35	131.9	48	49	36	35	131.9
49	50	36	35	125.0	49	50	36	35	125.0	49	50	36	35	125.0
50		36	35		50		36	35		50		36	35	

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-14.9	38	39	11	10	-14.7	39	40	11	10
-16.8	38	39	12	11	-16.7	39	40	12	11
-19.0	38	39	13	12	-18.7	39	40	13	12
-21.2	38	39	14	13	-21.0	39	40	14	13
-23.7	38	39	15	14	-23.4	39	40	15	14
-26.4	38	39	16	15	-26.0	39	40	16	15
-29.3	38	39	17	16	-28.8	39	40	17	16
-32.5	38	39	18	17	-31.9	39	40	18	17
-36.1	38	39	19	18	-35.2	39	40	19	18
-40.0	38	39	20	19	-39.0	39	40	20	19
-44.3	38	39	21	20	-43.1	39	40	21	20
-49.1	38	39	22	21	-47.6	39	40	22	21
-54.6	38	39	23	22	-52.7	39	40	23	22
-60.8	38	39	24	23	-58.5	39	40	24	23
-67.8	38	39	25	24	-65.0	39	40	25	24
-76.0	38	39	26	25	-72.4	39	40	26	25
-85.5	38	39	27	26	-81.0	39	40	27	26
-96.7	38	39	28	27	-91.0	39	40	28	27
-110.2	38	39	29	28	-102.8	39	40	29	28
-126.6	38	39	30	29	-117.0	39	40	30	29
-147.2	38	39	31	30	-134.3	39	40	31	30
-173.7	38	39	32	31	-156.0	39	40	32	31
-209.0	38	39	33	32	-183.8	39	40	33	32
-258.4	38	39	34	33	-221.0	39	40	34	33
-332.5	38	39	35	34	-273.0	39	40	35	34
-456.0	38	39	36	35	-351.0	39	40	36	35
-703.0	38	39	37	36	-481.0	39	40	37	36
-1444.0	38	39	38	37	-741.0	39	40	38	37
0.0	38	39	39	38	-1521.0	39	40	39	38
1520.0	38	39	40	39	0.0	39	40	40	39
779.0	38	39	41	40	1599.0	39	40	41	40
532.0	38	39	42	41	819.0	39	40	42	41
408.5	38	39	43	42	559.0	39	40	43	42
334.4	38	39	44	43	429.0	39	40	44	43
285.0	38	39	45	44	351.0	39	40	45	44
259.7	38	39	46	45	299.0	39	40	46	45
223.2	38	39	47	46	261.8	39	40	47	46
202.6	38	39	48	47	234.0	39	40	48	47
186.2	38	39	49	48	212.3	39	40	49	48
172.7	38	39	50	49	195.0	39	40	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-14.6	40	41	11	10	-14.5	41	42	11	10
-16.5	40	41	12	11	-16.4	41	42	12	11
-18.5	40	41	13	12	-18.3	41	42	13	12
-20.7	40	41	14	13	-20.5	41	42	14	13
-23.0	40	41	15	14	-22.7	41	42	15	14
-25.6	40	41	16	15	-25.2	41	42	16	15
-28.3	40	41	17	16	-27.8	41	42	17	16
-31.3	40	41	18	17	-30.7	41	42	18	17
-34.5	40	41	19	18	-33.8	41	42	19	18
-38.0	40	41	20	19	-37.2	41	42	20	19
-42.0	40	41	21	20	-41.0	41	42	21	20
-46.3	40	41	22	21	-45.1	41	42	22	21
-51.1	40	41	23	22	-49.6	41	42	23	22
-56.4	40	41	24	23	-54.6	41	42	24	23
-62.5	40	41	25	24	-60.2	41	42	25	24
-69.3	40	41	26	25	-66.6	41	42	26	25
-77.1	40	41	27	26	-73.8	41	42	27	26
-86.1	40	41	28	27	-82.0	41	42	28	27
-96.6	40	41	29	28	-91.4	41	42	29	28
-109.0	40	41	30	29	-102.5	41	42	30	29
-124.0	40	41	31	30	-115.5	41	42	31	30
-142.2	40	41	32	31	-131.2	41	42	32	31
-165.0	40	41	33	32	-150.3	41	42	33	32
-194.2	40	41	34	33	-174.2	41	42	34	33
-233.3	40	41	35	34	-205.0	41	42	35	34
-288.0	40	41	36	35	-246.0	41	42	36	35
-370.0	40	41	37	36	-303.4	41	42	37	36
-506.6	40	41	38	37	-389.5	41	42	38	37
-780.0	40	41	39	38	-533.0	41	42	39	38
-1600.0	40	41	40	39	-820.0	41	42	40	39
0.0	40	41	41	40	-1681.0	41	42	41	40
1680.0	40	41	42	41	0.0	41	42	42	41
860.0	40	41	43	42	1763.0	41	42	43	42
586.6	40	41	44	43	902.0	41	42	44	43
450.0	40	41	45	44	615.0	41	42	45	44
368.0	40	41	46	45	471.5	41	42	46	45
313.3	40	41	47	46	385.4	41	42	47	46
274.2	40	41	48	47	328.0	41	42	48	47
245.0	40	41	49	48	287.0	41	42	49	48
222.0	40	41	50	49	256.2	41	42	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-14.4	42	43	11	10	-14.3	43	44	11	10
-16.2	42	43	12	11	-16.1	43	44	12	11
-18.2	42	43	13	12	-18.0	43	44	13	12
-20.2	42	43	14	13	-20.0	43	44	14	13
-22.5	42	43	15	14	-22.2	43	44	15	14
-24.8	42	43	16	15	-24.5	43	44	16	15
-27.4	42	43	17	16	-27.0	43	44	17	16
-30.2	42	43	18	17	-29.7	43	44	18	17
-33.2	42	43	19	18	-32.6	43	44	19	18
-36.5	42	43	20	19	-35.8	43	44	20	19
-40.0	42	43	21	20	-39.2	43	44	21	20
-44.0	42	43	22	21	-43.0	43	44	22	21
-48.3	42	43	23	22	-47.0	43	44	23	22
-53.0	42	43	24	23	-51.6	43	44	24	23
-58.3	42	43	25	24	-56.5	43	44	25	24
-64.2	42	43	26	25	-62.1	43	44	26	25
-70.8	42	43	27	26	-68.2	43	44	27	26
-78.4	42	43	28	27	-75.2	43	44	28	27
-87.0	42	43	29	28	-83.1	43	44	29	28
-96.9	42	43	30	29	-92.1	43	44	30	29
-108.5	42	43	31	30	-102.5	43	44	31	30
-122.1	42	43	32	31	-114.6	43	44	32	31
-138.6	42	43	33	32	-129.0	43	44	33	32
-158.6	42	43	34	33	-146.2	43	44	34	33
-183.7	42	43	35	34	-167.2	43	44	35	34
-216.0	42	43	36	35	-193.5	43	44	36	35
-259.0	42	43	37	36	-227.2	43	44	37	36
-319.2	42	43	38	37	-272.3	43	44	38	37
-409.5	42	43	39	38	-335.4	43	44	39	38
-560.0	42	43	40	39	-430.0	43	44	40	39
-861.0	42	43	41	40	-587.6	43	44	41	40
-1764.0	42	43	42	41	-903.0	43	44	42	41
0.0	42	43	43	42	-1849.0	43	44	43	42
1848.1	42	43	44	43	0.0	43	44	44	43
945.0	42	43	45	44	1935.0	43	44	45	44
644.0	42	43	46	45	989.0	43	44	46	45
493.5	42	43	47	46	673.6	43	44	47	46
403.2	42	43	48	47	516.0	43	44	48	47
343.0	42	43	49	48	421.4	43	44	49	48
300.0	42	43	50	49	338.3	43	44	50	49

I	Z1	Z2	Z3	Z4	I	Z1	Z2	Z3	Z4
-14.2	44	45	11	10	-14.1	45	46	11	10
-16.0	44	45	12	11	-15.8	45	46	12	11
-17.8	44	45	13	12	-17.7	45	46	13	12
-19.8	44	45	14	13	-19.6	45	46	14	13
-22.0	44	45	15	14	-21.7	45	46	15	14
-24.2	44	45	16	15	-24.0	45	46	16	15
-26.7	44	45	17	16	-26.3	45	46	17	16
-29.3	44	45	18	17	-28.9	45	46	18	17
-32.1	44	45	19	18	-31.6	45	46	19	18
-35.2	44	45	20	19	-34.6	45	46	20	19
-38.5	44	45	21	20	-37.8	45	46	21	20
-42.0	44	45	22	21	-41.2	45	46	22	21
-46.0	44	45	23	22	-45.0	45	46	23	22
-50.2	44	45	24	23	-49.0	45	46	24	23
-55.0	44	45	25	24	-53.5	45	46	25	24
-60.2	44	45	26	25	-58.5	45	46	26	25
-66.0	44	45	27	26	-63.9	45	46	27	26
-72.4	44	45	28	27	-70.0	45	46	28	27
-79.7	44	45	29	28	-76.7	45	46	29	28
-88.0	44	45	30	29	-84.3	45	46	30	29
-97.4	44	45	31	30	-93.0	45	46	31	30
-108.3	44	45	32	31	-102.8	45	46	32	31
-121.0	44	45	33	32	-114.2	45	46	33	32
-136.0	44	45	34	33	-127.5	45	46	34	33
-154.0	44	45	35	34	-143.1	45	46	35	34
-176.0	44	45	36	35	-162.0	45	46	36	35
-203.5	44	45	37	36	-185.0	45	46	37	36
-238.8	44	45	38	37	-213.7	45	46	38	37
-286.0	44	45	39	38	-250.7	45	46	39	38
-352.0	44	45	40	39	-300.0	45	46	40	39
-451.0	44	45	41	40	-369.0	45	46	41	40
-616.0	44	45	42	41	-472.5	45	46	42	41
-946.0	44	45	43	42	-645.0	45	46	43	42
1936.0	44	45	44	43	-990.0	45	46	44	43
0.0	44	45	45	44	-2025.0	45	46	45	44
2034.0	44	45	46	45	0.0	45	46	46	45
1034.0	44	45	47	46	2115.6	45	46	47	46
704.0	44	45	48	47	1080.0	45	46	48	47
539.0	44	45	49	48	735.0	45	46	49	48
440.0	44	45	50	49	562.5	45	46	50	49



i	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	I	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-14.0	46	47	11	10	-314.3	46	47	11	10
-15.7	46	47	12	11	-386.4	46	47	12	11
-17.5	46	47	13	12	-494.5	46	47	13	12
-19.5	46	47	14	13	-674.6	46	47	14	13
-21.5	46	47	15	14	-1035.0	46	47	15	14
-23.7	46	47	16	15	-2116.0	46	47	16	15
-26.0	46	47	17	16	0.0	46	47	17	16
-28.5	46	47	18	17	2208.0	46	47	18	17
-31.2	46	47	19	18	1127.0	46	47	19	18
-34.0	46	47	20	19	766.6	46	47	20	19
-37.1	46	47	21	20	-13.9	47	48	21	20
-40.4	46	47	22	21	-15.6	47	48	22	21
-44.4	46	47	23	22	-17.4	47	48	23	22
-48.0	46	47	24	23	-19.3	47	48	24	23
-52.2	46	47	25	24	-21.3	47	48	25	24
-56.9	46	47	26	25	-23.5	47	48	26	25
-62.1	46	47	27	26	-25.7	47	48	27	26
-67.7	46	47	28	27	-28.2	47	48	28	27
-74.1	46	47	29	28	-30.7	47	48	29	28
-81.1	46	47	30	29	-33.5	47	48	30	29
-89.1	46	47	31	30	-36.5	47	48	31	30
-98.1	46	47	32	31	-39.7	47	48	32	31
-108.4	46	47	33	32	-43.2	47	48	33	32
-120.3	46	47	34	33	-47.0	47	48	34	33
-134.1	46	47	35	34	-51.0	47	48	35	34
-150.5	46	47	36	35	-55.5	47	48	36	35
-170.2	46	47	37	36	-60.4	47	48	37	36
-194.2	46	47	38	37	-65.8	47	48	38	37
-224.2	46	47	39	38	-71.7	47	48	39	38
-262.8	46	47	40	39	-78.3	47	48	40	39

i	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	I	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-85.7	47	48	11	10	-36.0	48	49	11	10
-94.0	47	48	12	11	-39.1	48	49	12	11
-103.4	47	48	13	12	-42.4	48	49	13	12
-114.1	47	48	14	13	-46.0	48	49	14	13
-126.5	47	48	15	14	-50.0	48	49	15	14
-141.0	47	48	16	15	-54.2	48	49	16	15
-158.0	47	48	17	16	-58.9	48	49	17	16
-178.6	47	48	18	17	-64.0	48	49	18	17
-203.6	47	48	19	18	-69.6	48	49	19	18
-235.0	47	48	20	19	-75.7	48	49	20	19
-275.2	47	48	21	20	-82.6	48	49	21	20
-329.0	47	48	22	21	-90.3	48	49	22	21
-404.2	47	48	23	22	-99.0	48	49	23	22
-517.0	47	48	24	23	-108.8	48	49	24	23
-705.0	47	48	25	24	-120.0	48	49	25	24
-1081.0	47	48	26	25	-132.9	48	49	26	25
-2209.0	47	48	27	26	-148.0	48	49	27	26
0.0	47	48	28	27	-165.8	48	49	28	27
2303.0	47	48	29	28	-187.2	48	49	29	28
1175.0	47	48	30	29	-213.3	48	49	30	29
-13.8	48	49	31	30	-246.0	48	49	31	30
-15.5	48	49	32	31	-288.0	48	49	32	31
-17.3	48	49	33	32	-344.0	48	49	33	32
-19.2	48	49	34	33	-422.4	48	49	34	33
-21.1	48	49	35	34	-540.0	48	49	35	34
-23.2	48	49	36	35	-736.0	48	49	36	35
-25.5	48	49	37	36	-1128.0	48	49	37	36
-27.8	48	49	38	37	-2304.0	48	49	38	37
-30.4	48	49	39	38	0.0	48	49	39	38
-33.1	48	49	40	39	2400.0	48	49	40	39

## ● **ANEXA Nr.2**

### **Raport de încercare pentru reductorul precesional de tip 2K-H.**



Către:

Universitatea "EFTIMIE MURGU"  
1700 – REȘIȚA, P-ța. Traian Vuia nr. 1-4  
Jud. Ca. aș - Severi..



SR EN ISO 9001  
NR. 191

S. C. INSTITUTUL DE CERCETARE ȘI PROIECTARE  
TEHNOLOGICĂ PENTRU CONSTRUCȚIA DE MAȘINI S. A.  
MECHANICAL ENGINEERING AND RESEARCH INSTITUTE  
Joint – Stock Company

ref. ns.  
our ref.

ref. dvs.  
your ref.

data: 01.04.2002  
date

În atenția D-lui. ing. Panc Petru

Urmare a solicitării Dvs. de a verifica rezultatele experimentale obținute prin probarea reductorului precesional tip 2K – H vă comunicăm următoarele:

1. Reductorul precesional tip 2K – H adus de Dvs. la ICTCM a fost probat pe standul de probă special amenajat.
2. Rezultatele obținute sunt consemnate în Raportul de încercare nr. 39 din 01.04.2002.
3. Comparând rezultatele obținute în laboratorul ICTCM cu cele obținute de Dvs. se constată că valorile sunt comparabile pentru toți parametrii măsurăți, din aceasta rezultând că standul de probă și metodologia de probare și măsurare utilizate de Dvs. au fost corecte.

Director General,  
Dr. Ing. ȘTEFAN T. CRACIUNOIU



Șef Compartiment CTSV,  
ing. VALENTIN BARBU



**5. SCOPUL ÎNCERCĂRII:**

Determinarea experimentală a:

- parametrilor cinematici și dinamici;
- preciziei cinematice;
- gradului de acoperire al angrenajului precesional;
- distribuției sarcinii între dinții care transmit simultan sarcina;
- momentului de pornire; coeficientului de rigiditate torsională.

**6. METODA DE ÎNCERCARE:**

Stand cu circuit mecanic deschis (sau cu flux energetic deschis).

**7. MODUL DE ÎNCERCARE (opțional): –****8. MODUL DE PRELEVARE:**

**Prototip**

**Încercare de tip**

**Încercare de lot**

**Încercare de fiabilitate**

**Altele**

**Procedura de prelevare:**

–

**9. VARIAȚIE ȘI JUSTIFICĂRI (opțional): –****10. METODE NESTANDARDIZATE: –****11. REZULTATE INTERMEDIARE, DETALII PRIVIND CALCULELE (opțional)**

- a) S-a stabilit o metodă care permite comparația între capacitățile portante la solicitările hertziene a două cazuri de profile. În baza relațiilor și calculelor efectuate rezultă că profilele rectiliniar și circular (cu bolțuri conice) prezintă capacități portante mai avantajoase.
- b) Au fost elaborate modele matematice pentru cercetarea cinematicii și dinamicii reductorului precesional de tip 2K - H.
- c) Au fost elaborate metode de reducere și prognozare a erorii cinematice.
- d) S-a stabilit metodologia și metodică prelucrării datelor experimentale –spectrul FOURIER pentru eroarea cinematică, rezulând funcția erorii cinematice.
- e) Au fost determinate relațiile pentru calculul forțelor din angrenajul precesional și caracterul distribuției sarcinii între dinții angrenați care transmit simultan sarcina.
- f) S-a utilizat metoda elementului finit "M.E.F." care asigură determinarea deformațiilor și tensiunilor la diferite adâncimi de la suprafața flancului dintelui solicitat.
- g) S-a prezentat algoritmul pentru calculul de proiectare al reductorului precesional.

**12. REZULTATE FINALE:**

Corelația bună a rezultatelor teoretice și experimentale a condus la următoarele rezultate finale:

- a) Puterea motorului:  $P = 1,1$  [kW].
- b) Turația arborelui electromotorului:  $n = 1000$  [rot/min].
- c) Momentul de torsiune la arborele condus:  $M_t = 806,40$  [Nm].
- d) Momentul de pornire al reductorului precesional:  $M_p = 0,23$  [Nm], pentru momentul nominal  $M_N = 300$  [Nm].
- e) Raport de transmitere:  $i = 79,75$ .
- f) Randamentul reductorului precesional:  $\eta = 0,96$ .
- g) Gradul de acoperire al reductorului precesional:  $\varepsilon = 0,97\%$ .
- h) Factorul neuniformității distribuției sarcinii între dinții simultan angrenați:  
 $K_F = 1,645 - 1,93$ .
- i) Valoarea coeficientului sarcinilor dinamice în angrenajul precesional:  
 $K_{sd} = 1 - 1,05$ .
- j) Unghiul de răsucire în funcție de momentul de torsiune:  $\Delta\varphi = 0,0058$  [rad], pentru  $M_t = 300$  [Nm].
- k) Valoarea coeficientului de rigiditate torsională în funcție de momentul de torsiune:  
 $c_T = 1,15 \times 10^5$  [Nm/mm], pentru  $M_t = 300$  [Nm].
- l) Precizia cinematică a reductorului precesional:  $\Delta\varphi'' = 55$ .

**13. PRECIZIA:**

Este determinată de precizia sistemului de măsurare a parametrilor mecanici. Eroarea de măsurare cumulată este de  $\pm 3\%$ .

**14. DEFECȚIUNI CONSTATATE DUPĂ ÎNCERCARE (opțional):** Nu este cazul.**15. ALTE REZERVE ȘI INCIDENTE (opțional):** –**16. CRITERII DE CONFORMITATE ȘI ACCEPTARE (opțional):**

corespunde



nu corespunde



**Document de referință pentru decizia privind conformitatea:** SR ISO 8402:1995,  
SR EN ISO 9001:1995, Ghid ISO/CEI 2.

**17. INDICAȚII PRIVIND FIABILITATEA, VALIDITATEA  
REZULTATELOR (opțional):**

Rezultatele sunt valabile și reproductibile numai în situații similare condițiilor de încercare ale obiectului.

**18. CIRCUMSTANȚE NETEHNICE (opțional):** –

**19. CIRCUMSTANȚE TEHNICE (opțional):** –

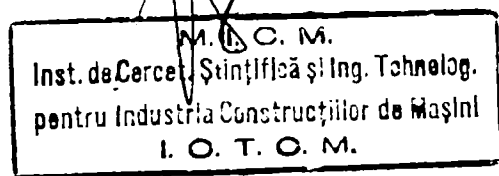
**20. MENȚIUNI SPECIALE PRIVIND EXECUȚIA ÎNCERCĂRILOR (opțional):** –

**21. DECLARAȚIE:**

**Raportul de încercare se referă numai la obiectul încercat.**

**ȘEF LABORATOR,**

**ing. Val. Barbu**



**ȘEF UNITATE ÎNCERCARE,**

**ing. L. Mihăescu**

**RESPONS. ÎNCERCARE,**

**sing.pr. R. Sincă**