

I.BOSTAN • V.DULGHERU • S.GRIGORAŞ

# TRANSMISII PLANETARE PRECESSIONALE SI ARMONICE

ATLAS



EDITURA TEHNICĂ BUCUREȘTI   
EDITURA "TEHNICA" CHIȘINĂU 

I. BOSTAN    V. DULGHERU    S. GRIGORAŞ

**T**ransmisii planetare,  
precesionale  
şi armonice



## PLANETARY, PRECESSIONAL AND ARMONIC TRANSMISSIONS

In the album are included the designs of modern constructions of planetary, precessional and armonic transmissions in the componence of different mechanisms, used in various branches of machine building. The schemes of the analised transmissions are accompanied by the necessary explanations.

The album's first part is dedicated to the planetary transmissions, the second part – to the precessional transmissions, and the third part – to the armonic transmissions. Each part is concluded with problems of practical interest and recommendations for operating conditions as well. This album is adressed to a large circle of researches and engineers in state-owned or private companies, and also to the students in mechanical engineering institutes and colleges.

### =Content=

#### Part I. PLANETARY TRANSMISSIONS

1. The calculus of planetary transmissions .....	10
2. The calculus of planetary transmissions with rolers.....	48
3. Planetary elicoidal non-axial transmissions.....	55
4. Planetary sine-shaped transmission with balls.....	68
5. Planetary drives with general destination and with special destination .....	78
6. Planetary mechanisms of elevating machines, of crawler scraper and so on.....	83

#### Part II. PLANETARY PRECESSIONAL TRANSMISSIONS

1. The calculus of precessional transmissions .....	98
2. Precessional drives with general destination .....	128
3. Precessional drives with special destination.....	131
4. Precessional transmissions in perspective elaborations.....	154

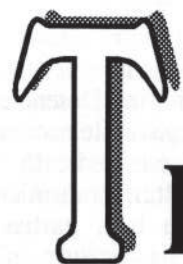
#### Part III. ARMONIC TRANSMISSIONS

1. The calculus and construction of armonic transmissions..	176
2. Armonic drives with general and special destination .....	189

I. BOSTAN

V. DULGHERU

S. GRIGORAȘ



# Transmisii planetare, precesionale și armonice



EDITURA TEHNICĂ  
București

1997



EDITURA TEHNICĂ  
Chișinău



*Adrese:*

EDITURA TEHNICĂ – București  
Piața Presei Libere, 1  
33 București, România  
cod 71341

EDITURA TEHNICĂ – Chișinău  
str. Studențimii, 9  
Chișinău, Republica Moldova

Atlasul cuprinde metodologia de calcul și proiectare a transmisiilor planetare moderne – transmisiile planetare, precesionale, armonice, cu bolțuri, elicoidale dezaxate și sinusoidale cu bile, utilizabile în componența diferitelor mecanisme din diverse ramuri ale construcției de mașini. Desenele și schemele transmisiilor analizate sunt însoțite de explicațiile necesare.

Prima parte a atlasului este dedicată transmisiilor planetare cu roți dințate cilindrice, cu bolțuri, transmisiilor elicoidale dezaxate și transmisiilor sinusoidale cu bile, partea a doua – transmisiilor precesionale, iar partea a treia – transmisiilor armonice.

Atlasul este adresat unui cerc larg de cercetători și ingineri din întreprinderile de stat și particulare, studenților din învățământul tehnic superior.

Redactori: ing. **DAN BOGDAN**  
Tehnoredactor: **VICTORIA UNGUREANU**  
Editare computerizată: ing. **NIȚĂ CONSTANTIN**  
Machetare ilustrații: **CRISTINA BACIU**  
Coperta: **SIMONA DUMITRESCU**

---

*Bun de tipar: 20.06.97; Coli de tipar: 13*  
C.Z.: 62.23  
ISBN: 973-31-1069-8  
ISBN: 9975-910-20-3

---

# Prefață

*Soluționarea sarcinii de bază a construcției de mașini – mecanizarea și automatizarea proceselor tehnologice – necesită elaborarea unor construcții de mașini și mecanisme (inclusiv transmisii) fiabile, cu performanțe majore.*

*În marea diversitate a transmisiilor mecanice, transmisiile planetare ocupă un loc deosebit, posedând o serie de avantaje cum sunt: coaxialitatea, compactitatea, masă redusă, capacitatea portantă mai ridicată la un randament înalt, posibilitatea obținerii unor rapoarte de transmitere mari (până la câteva zeci de mii și mai mult), funcționarea silențioasă etc.*

*Transmisiile planetare sunt cunoscute de mult și răspândite pe larg în diferite domenii ale construcției de mașini.*

*Performanțe crescânde cerute de beneficiarii reductoarelor depășesc deseori posibilitățile transmisiilor cu angrenaj evolventic. Perfecționarea angrenajelor e una din soluțiile problemei. Angrenajele Novicov-Wildhaber, Symarc etc. au ridicat simțitor capacitatea portantă a transmisiilor.*

*O altă direcție de dezvoltare a transmisiilor este elaborarea unor noi tipuri de transmisii mecanice. Căutările creative ale constructorilor au fost încununat prin elaborarea unui nou tip de transmisie – transmisia armonică. Pentru prima dată, principiul de funcționare a transmisiei armonice a fost brevetat în 1959 de inginerul american W.Musser. Începând cu acest an, W. Musser a patentat un număr mare de scheme constructive diverse pentru transmisii armonice (dințate, cu fricțiune, cu filet) și cuplaje, și a demonstrat posibilitățile principiului nou de construire a transmisiei mecanice. Astfel, în 1961, la una din firmele americane a fost produsă, pentru prima dată pe scară industrială, transmisia armonică.*

*În plan cinematic și constructiv, transmisia armonică are multe puncte de tangență cu cea planetară, fiind una din modificările ei. Însă transmisia armonică prezintă unele avantaje în raport cu cea planetară (gabarit și masă reduse ș.a.).*

*Deosebirea principală a transmisiei armonice de cea planetară constă în faptul că una din roți este flexibilă. La deformarea pe direcție radială, cu ajutorul generatorului, roata flexibilă angrenează cu coroana rigidă, rezultatul fiind obținerea unei mișcări cu parametri modificați.*

*Transmisiile armonice sunt compacte, au capacitate portantă ridicată, asigură precizie cinematică înaltă și posibilitatea transmiterii în medii etanșate – unul din avantajele de bază ale transmisiilor armonice.*

*Drept dezavantaje ale transmisiilor armonice pot fi evidențiate: fiabilitatea redusă a elementului flexibil (și, deci, a transmisiei în general), capacitatea redusă de funcționare la viteze mari, unele dificultăți tehnologice.*

*Dezavantajele enumerate mai sus lipsesc în cazul transmisiilor planetare precesionale. Fiind cunoscute înaintea celor armonice (primul brevet a fost eliberat în 1949), transmisiile planetare precesionale (cunoscute, de asemenea, sub denumirea de transmisii planetare cu roți conice) n-au avut o răspândire largă din cauza utilizării neadecvate a angrenajului evolventic interior, angrenaj, care nu ține seama de influența particularităților mișcării sfero-spațiale a satelitului asupra funcției de transmisie.*

*La sfârșitul anilor '70, la catedra „Teoria mecanismelor și organe de mașini” a Universității Tehnice a Moldovei, sub conducerea prof.dr.habilitat în tehnică I.Bostan, au fost propuse primele angrenaje multiple cu profil nestandardizat pentru transmisiile planetare precesionale. Actualmente, sunt elaborate un număr mare de scheme de transmisii planetare precesionale, angrenaje multiple pentru transmisii de putere și cinematice, metode de prelucrare a acestor angrenaje și controlul lor, majoritatea lor fiind brevetate.*

*Multiplimitatea majorată a angrenajului precesional (până la 100 % perechi de dinți aflate simultan în angrenaj) asigură o capacitate portantă și o precizie cinematică ridicate, gabarite și masă reduse. Adăugând la cele menționate mai sus posibilitățile cinematice largi, randamentul ridicat, emisia acustică redusă, posibilitatea transmiterii mișcării în medii etanșate, ca și soluționarea tuturor problemelor tehnologice, aceste avantaje deschid perspective largi de utilizare a transmisiilor planetare precesionale în diferite domenii ale construcției de mașini. Scopul principal al îndrumarului este familiarizarea studenților (specialiștilor) cu diversitatea construcțiilor transmisiilor planetare, precesionale și armonice utilizate*



în industrie, acum și în perspectivă. De asemenea, în îndrumar sunt incluse bazele de calcul pentru aceste transmisii.

În sarcina îndrumarului n-a intrat expunerea teoriei calculului transmisiilor analizate, cu care cititorul se poate familiariza consultând literatura de specialitate. Îndrumarul cuprinde trei părți: transmisii planetare, precesionale și armonice. În fiecare parte sunt date bazele de calcul pentru transmisia respectivă, urmate de construcții de reductoare de uz general și mecanisme cu destinație specială, cu descrierea lor. Luând în considerație caracterul relativ nou al transmisiilor precesionale, la finele părții a doua sunt prezentate o serie de scheme de mecanisme precesionale de perspectivă, din diferite domenii, care pot cointeresa solicitanții, însă care nu și-au găsit încă o elaborare constructivă.

La elaborarea îndrumarului a fost utilizată atât experiența acumulată în domeniul calculului și proiectării transmisiilor planetare și armonice, cât și rezultatele activității științifice, inventice și de proiectare a autorilor în domeniul transmisiilor precesionale.

În legătură cu aceasta, autorii vor accepta cu recunoștință orice sugestii și obiecții ale utilizatorilor.

Mulțumim, de asemenea, Editurii Tehnice din București (România) și Editurii Tehnice din Chișinău (R. Moldova) pentru eforturile depuse și spijinul acordat pentru ca această lucrare să vadă lumina tiparului.

**Autorii**

# Cuprins

## Partea I. TRANSMISII PLANETARE

1. CALCULUL TRANSMISIILOR PLANETARE.....	10
1.1. Noțiuni generale. Definiții. Structura transmisiilor planetare .....	10
1.2. Clasificarea transmisiilor planetare.....	13
1.3. Cinematica transmisiilor planetare.....	24
1.4. Forțele, momentele și puterile care acționează în transmisiile planetare .....	30
1.5. Randamentul transmisiilor planetare.....	32
1.6. Alegerea tipului mecanismelor planetare și compararea gabaritelor lor cu ale altor tipuri de transmisii .....	36
1.7. Numărul sateliților, alegerea numărului dinților și proprietățile compensatoare.....	40
1.8. Calculul de rezistență al angrenajelor planetare .....	44
2. CALCULUL TRANSMISIILOR PLANETARE CU BOLȚURI.....	48
2.1. Noțiuni generale. Generarea profilului dinților sateliților .....	48
2.2. Calculul de rezistență.....	51
2.3. Aspecte tehnologice .....	54
3. TRANSMISII PLANETARE ELICOIDALE DEZAXATE.....	55
3.1. Noțiuni generale .....	55
3.2. Calculul geometric.....	55
3.3. Generarea profilului filetelui inelar al piuliței .....	57
3.4. Alegerea distanței între axe pentru piulița cu filet inelar .....	60
3.5. Cinematica .....	60
3.5.1. Cinematica transmisiei elicoidale dezaxate simple cu angrenaj exterior și interior cu șurub conducător.....	60
3.5.2. Cinematica transmisiei planetare elicoidale cu conjugare dublă a filetelor, cu șurub conducător .....	61
3.5.3. Alegerea numărului începuturilor filetelui piuliței și surubului .....	63
3.5.4. Transmisie cu filet inelar al rolei și piuliței.....	63
3.6. Calculul forțelor.....	63
3.7. Calculul de rezistență al transmisiilor elicoidale dezaxate .....	65
3.8. Alegerea materialului pentru elementele cuplului elicoidal dezaxat și tehnologia fabricării lor .....	66
4. TRANSMISII PLANETARE SINUSOIDALE CU BILE .....	68
4.1. Noțiuni generale.....	68
4.2. Structura și cinematica transmisiilor planetare cu sinusoidă cilindrică .....	68
4.3. Transmisii sinusoidale-disc cu bile.....	70
4.4. Analiza forțelor la transmisia planetară sinusoidală cu bile .....	72
4.5. Calculul de rezistență .....	73
4.5.1. Calculul de rezistență al coliviei.....	73
4.5.2. Calculul de rezistență la contact.....	74
4.5.3. Aspecte tehnologice .....	77
5. REDUCTOARE PLANETARE CU DESTINAȚIE GENERALĂ ȘI CU DESTINAȚIE SPECIALĂ.....	78
5.1. Reductoare planetare cu destinație specială .....	78
<i>Planșa 1.</i> Reductoare planetare .....	78
<i>Planșa 2.</i> Reductoare planetare cu bolțuri .....	78
5.2. Reductoare planetare cu destinație specială .....	78
<i>Planșa 3.</i> Reductorul planetar al mecanismului de acționare a centrifugii cu funcționare continuă în două trepte .....	78
<i>Planșa 4.</i> Mecanismul de acționare diferențial al centrifugii cu acționare continuă .....	78
6. MECANISME PLANETARE ALE MAȘINILOR DE RIDICAT, EXCAVATOARELOR ETC. ....	83
<i>Planșa 5.</i> Mecanismul planetar de rotire a macaralei-turn KB-40 .....	83
<i>Planșa 6.</i> Palan electric cu reductor planetar .....	83
<i>Planșa 7.</i> Troliu planetar fără lagăre .....	83
<i>Planșa 8.</i> Tambur cu motor $\phi$ 630 mm .....	83
<i>Planșa 9.</i> Tambur-motor .....	88
<i>Planșa 10.</i> Roată planetară de tracțiune a excavatorului AKG-4.....	88
<i>Planșa 11.</i> Roată-motoare conducătoare cu reductor planetar încorporat .....	88
<i>Planșa 12.</i> Acționarea planetară a traductorului fotoelectric a mecanismului de rotire a macaralei .....	88
<i>Planșa 13.</i> Reductorul planetar al mașinii de netezire .....	93
<i>Planșa 14.</i> Reductoare planetare sinusoidale cu bile și elicoidale dezaxate .....	93
BIBLIOGRAFIE.....	96



## Partea a II-a. TRANSMISII PRECESIONALE

1. CALCULUL TRANSMISIILOR PRECESIONALE.....	98
1.1. Noțiuni generale, structura, clasificarea și cinematica transmisiilor precesionale .....	98
1.2. Angrenaje utilizate în transmisii precesionale .....	105
1.3. Generatoare de precesie (portsatețiți) .....	106
1.4. Alegerea schemei transmisiei precesionale.....	106
1.5. Forțele care acționează în transmisiile precesionale.....	108
1.5.1. Transmisia precesională K-H-V.....	109
1.5.2. Transmisia precesională 2K-H.....	111
1.6. Calculul de rezistență al transmisiilor precesionale .....	112
1.6.1. Calculul de proiectare al transmisiei cu satelit cu role.....	113
1.6.2. Particularitățile de calcul ale transmisiilor cu roată-satelit cu dinți.....	113
1.6.3. Unele indicații privind alegerea unghiurilor $\delta$ , $\theta$ și a coeficienților $K_{HP}$ , $K_{HB}$ , $K_{HV}$ , $\Psi_{bd}$ .....	116
1.7. Aspecte tehnologice .....	116
Anexă.....	118
2. REDUCTOARE PRECESIONALE CU DESTINAȚIE GENERALĂ.....	128
Planșele 1-2. Reductoare precesionale .....	128
3. REDUCTOARE PRECESIONALE CU DESTINAȚIE SPECIALĂ .....	131
Planșa 3. Module electromecanice de acționare a hidrolocatorului CECFM ( $U = -323$ ) și a șberului aeroliftului ( $U = -1443$ ).....	131
Planșa 4. Reductor precesional pentru acționarea alimentatorului dozatorului CECFM .....	131
Planșa 5. Motoreductor precesional pentru acționarea tehnicii submersibile .....	134
Planșa 6. Motoreductor precesional de acționare pentru acționarea alimentatorului-dozator .....	134
Planșele 7 și 8. Reductor precesional al troliului de ridicare a brațului complexului robotizat .....	134
Planșa 9. Reductor precesional pentru acționarea troliului complexului robotizat.....	134
Planșa 10. Reductorul precesional al troliului.....	134
Planșa 11. Turbomotor precesional reactiv cu ejecție a armăturii pentru conducte.....	141
Planșa 12. Motoreductor precesional de acționare a macaralei pivotante MKG-25.01.....	141
Planșa 13. Multiplicator precesional cu generator.....	141
Planșa 14. Mecanism de acționare a centrifugii amestecătorului.....	145
Planșele 15 și 16. Module electromecanice pentru acționarea de urmărire cu precizie înaltă a platformelor de scanare a aparatului cosmic de zbor.....	145
Planșa 17. Module electromecanice pentru rotirea antenelor tehnicii cosmice .....	145

## Planșele 18-21. Reductoare precesionale în mecanisme de acționare a utilajului tehnologic.....

145

Planșa 18. Cheie electromecanică..... 145

Planșa 19. Șurubelniță electromecanică..... 150

Planșa 20. Mecanism de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat .....

Planșa 21. Mașină de găurit .....

## 4. TRANSMISII PRECESIONALE ÎN ELABORĂRI DE PERSPECTIVĂ.....

154

Planșele 22-24. Transmisii precesionale .....

154

Planșele 25-26. Roți-motoare.....

155

Planșele 27-28. Mecanisme de acționare precesionale a roboților industriali .....

160

Planșele 29-31. Utilaj tehnologic .....

163

Planșa 32. Motoare cu mecanisme precesionale.....

169

Planșa 33 (fig. 1). Reductorul principal al elicopterului.....

169

Planșa 33 (fig. 2). Turbomotorul aparatului submersibil.....

172

## BIBLIOGRAFIE.....

173

## Partea a III-a. TRANSMISII ARMONICE

1. CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA TRANSMISIILOR ARMONICE .....	176
1.1. Principiul de funcționare a transmisiilor armonice .....	176
1.2. Structura, cinematica și clasificarea transmisiilor armonice.....	178
1.3. Construcția transmisiilor armonice.....	178
1.3.1. Forma elementului flexibil.....	178
1.3.2. Generatoarele transmisiilor armonice.....	182
1.4. Calculul transmisiilor dințate armonice.....	185
1.4.1. Calculul de proiectare .....	185
1.4.2. Calculul de verificare.....	188
2. REDUCTOARE ARMONICE DE DESTINAȚIE GENERALĂ ȘI SPECIALĂ.....	189
Planșa 1. Reductoare armonice .....	189
Planșa 2. Reductor armonic cu angrenaj evolventic .....	189
Planșa 3. Mecanism de acționare armonic, al robinetului cu bilă pentru conductele magistralelor de gaz și petrol cu $D = 300$ mm.....	189
Planșa 4. Mecanism de ridicare a palanului electric.....	193
Planșa 5. Reductorul planetaro-armonic al mecanismului de acționare a armăturii pentru conducte .....	193
Planșa 6. Reductor armonic pentru transmiterea mișcării în spațiu etanșat.....	193
BIBLIOGRAFIE.....	197



# Transmisii planetare

1. Calculul transmisiilor planetare
2. Calculul transmisiilor planetare cu bolțuri
3. Transmisii planetare elicoidale dezaxate
4. Transmisii planetare sinusoidale cu bile
5. Reductoare planetare cu destinație generală și cu destinație specială
6. Mecanisme planetare ale mașinilor de ridicat, excavatoarelor etc.

Bibliografie



# 1

# Calculul transmisiilor planetare

## 1.1. NOȚIUNI GENERALE. DEFINIȚII. STRUCTURA TRANSMISIILOR PLANETARE

Transmisia la care axa unei roți e mobilă în spațiu este numită *planetară*. Transmisiile planetare pot include atât roți dințate cât și roți de fricțiune. Cele mai răspândite sunt transmisiile planetare cu roți dințate sau cu angrenaj cu bolțuri.

Transmisiile planetare se execută cu roți dințate cilindrice sau conice, mai rar cu roți elicoidale sau melcate. Roțile dințate pot avea dinți drepti, înclinați sau în V.

Transmisiile planetare cu fricțiune se execută, de asemenea, cu roți cilindrice sau conice.

Pentru realizarea raporturilor de transmitere variabile pot fi utilizate transmisiile planetare cu roți ovale.

Schema transmisiei planetare este arătată în figura 1.1. Roata  $a$  cu raza  $r_a$  este numită roată solară, iar roata  $b$  cu raza  $r_b$ , a cărei axă este fixată în manivela  $H$ , este numită satelit (roată planetară). Roata  $b$  se rostogolește pe roata  $a$ . Manivela mobilă  $H$  este numită portsatelit.

La mișcarea roții solare are loc rotirea acesteia în jurul axei (mișcare relativă) și rotirea în jurul axei portsatelitului împreună cu acesta, existând o oarecare analogie cu mișcarea corpurilor cerești. De aici și denumirea transmisiilor planetare.

Schemele celor mai simple transmisiile planetare sunt prezentate în figura 1.2.

Transmisia cu un grad de libertate, care are o roată solară nemișcată (roata  $a$ , în figura 1.2.) este numită *transmisie planetară simplă*.

Eliberând roțile solare  $a$  din figura 1.2. de legătura cu carcasa obținem transmisiile planetare cu două grade de libertate, care sunt numite transmisiile diferențiale sau, simplu, *diferențiale*. Deci, în transmisiile planetare diferențiale toate elementele, cu excepția carcusei  $O$ , se află în mișcare.

La fixarea portsatelitului, transmisiile planetare se transformă în transmisiile ordinare cu roți fixe. Dacă în transmisiile planetare (fig. 1.2.) se vor fixa pe rând câte unul din elementele  $a$ ,  $b$ ,  $H$  și  $O$ , atunci putem obține o transmisie planetară simplă, o transmisie simplă cu roți fixe și o transmisie diferențială (fig. 1.3,  $a...c$ ).

Din figura 1.2 rezultă că transmisiile planetare sunt coaxiale, adică axele geometrice ale roților solare și ale portsatelitului coincid și, după cum se va vedea din construcțiile examinate ulterior, acesta este avantajul lor în comparație cu transmisiile simple cu axe fixe.

Dacă la schemele transmisiilor din figura 1.2 se adaugă și câte o roată solară, atunci obținem transmisiile planetare prezentate în figura 1.4,  $f...g$ .

La fixarea consecutivă a câte unui element din figura 1.4,  $c$ , obținem patru modificări ale transmisiei (fig. 1.5) [15].

Lanțurile cinematice și transmisiile planetare cu trei roți cilindrice sunt arătate în figura 1.6,  $a...h$ . În aceste transmisiile, fixând pe rând câte unul, două sau trei elemente, poate fi obținut un număr destul de mare de transmisiile planetare simple, duble și transmisiile simple cu axe fixe.

Sunt posibile variantele transmisiilor planetare prezentate în figura 1.7,  $b$  și  $d$ . Aceste transmisiile sunt destul de compacte, permit realizarea unor raporturi de transmitere mari și sunt numite *transmisiile planetare cu manivelă și culisă*. Ele reprezintă o combinație a transmisiilor planetare cu mecanisme cu culisă și cu bare articulate [10].

Dacă doi arbori coaxiali ai transmisiei planetare se unesc cu arborii motor și condus printr-o transmisie oarecare (simplă sau planetară), atunci aceste transmisiile sunt numite *compuse* sau *transmisiile planetare închise* (fig. 1.8,  $a...d$ ).

Dacă în transmisia planetară se amplasează pe un portsatelit mai mulți sateliți (fig. 1.9), atunci numărul variantelor schemelor va crește iarăși și multe din ele vor poseda proprietăți noi.

Dacă se va realiza legătura cinematică între doi sateliți ( $e$  și  $f$  în figura 1.9), atunci obținem așa-numita *transmisie biplanetară* (fig. 1.10,  $b$ ). Această legătură cinematică se realizează cu ajutorul mecanismului planetar cu sateliți (fig. 1.10,  $a$ ).

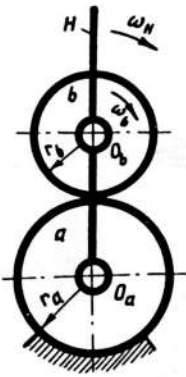


Fig.1.1

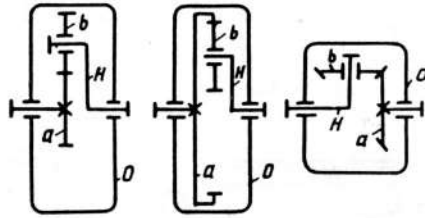


Fig.1.2

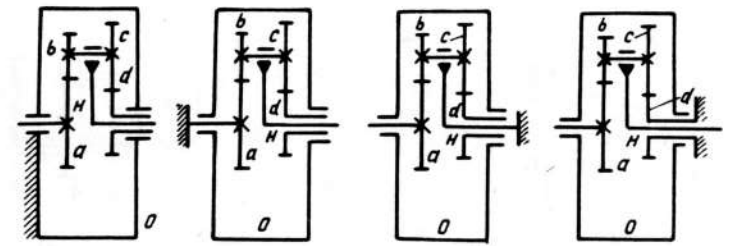


Fig.1.5

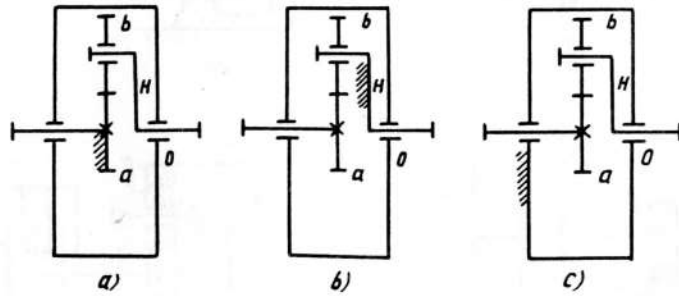


Fig.1.3.

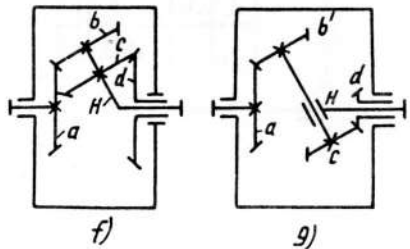
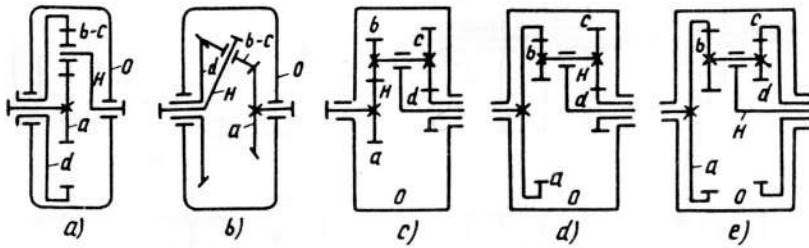


Fig.1.4

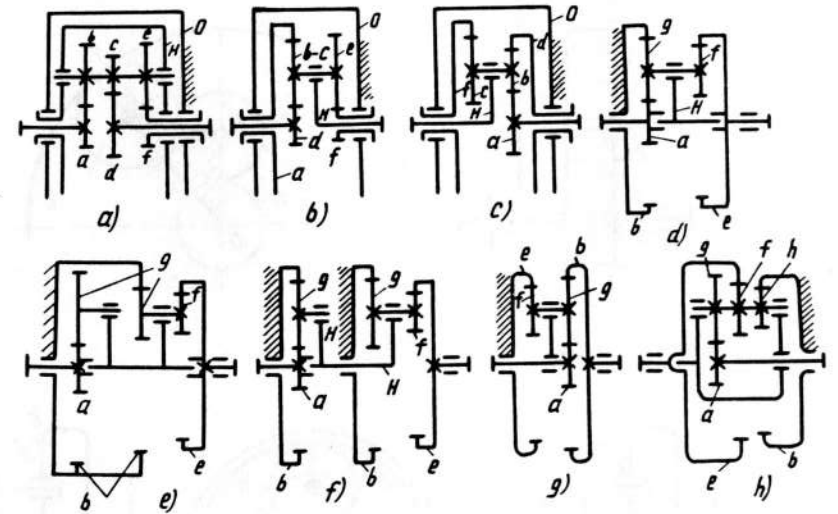


Fig.1.6

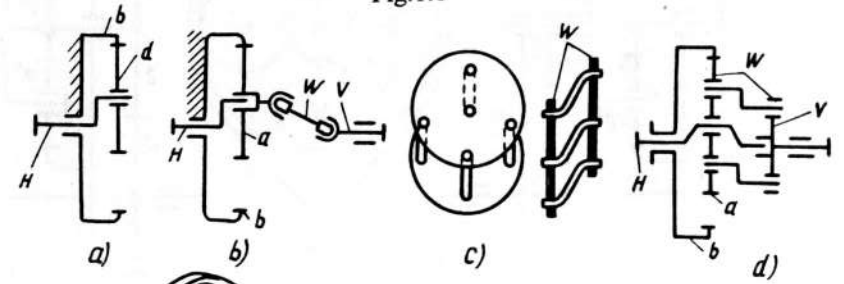


Fig.1.7

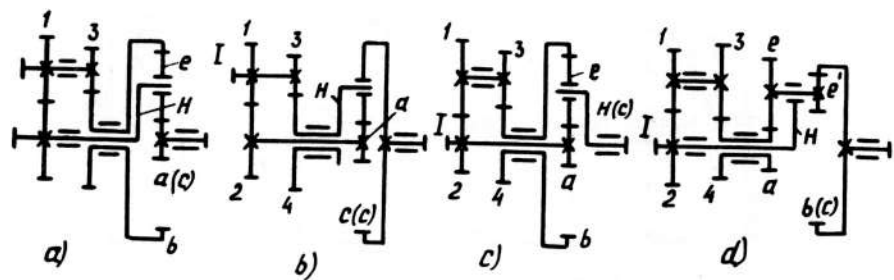


Fig.1.8

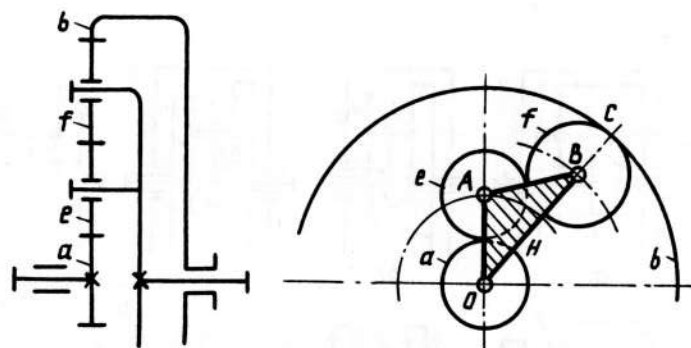


Fig.1.9

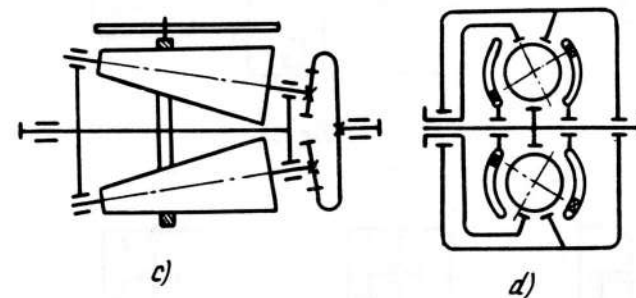
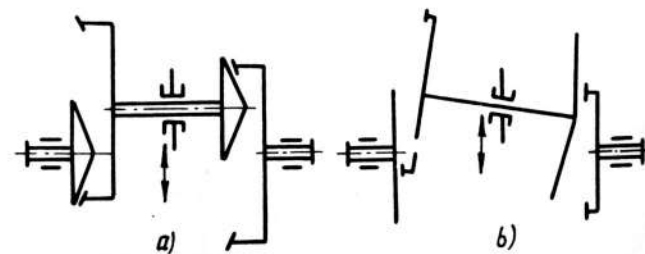


Fig.1.11

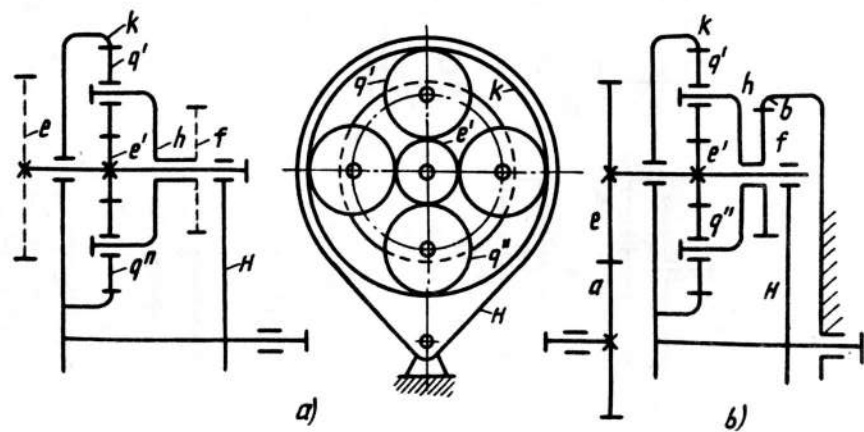


Fig.1.10

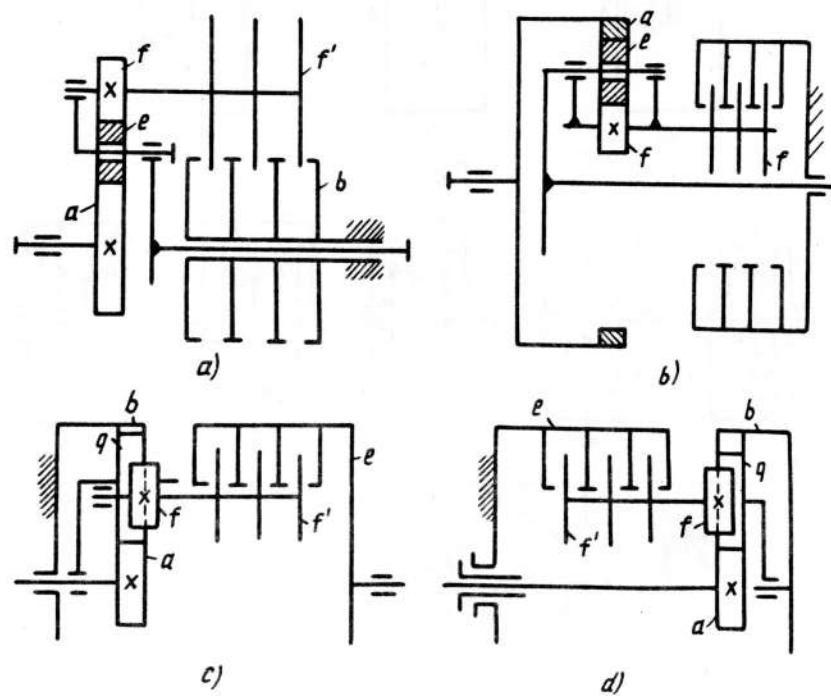


Fig.1.12

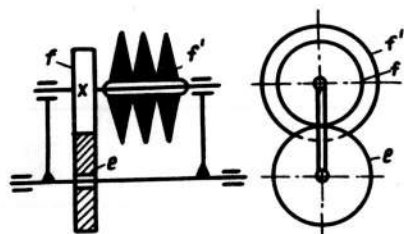


Fig.1.13

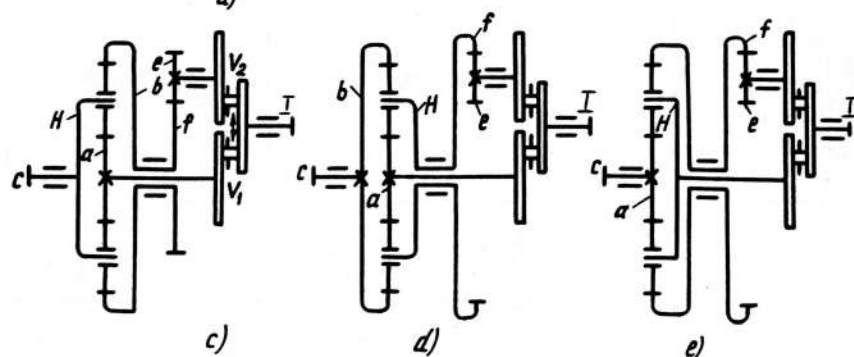
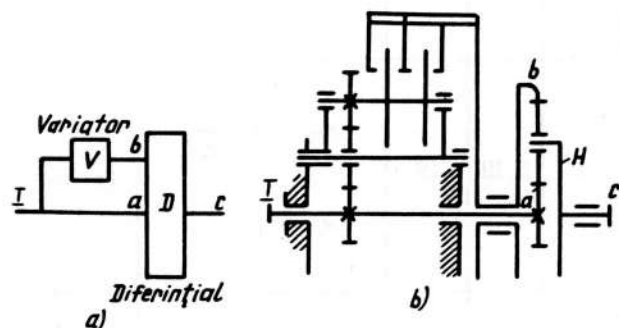


Fig.1.14

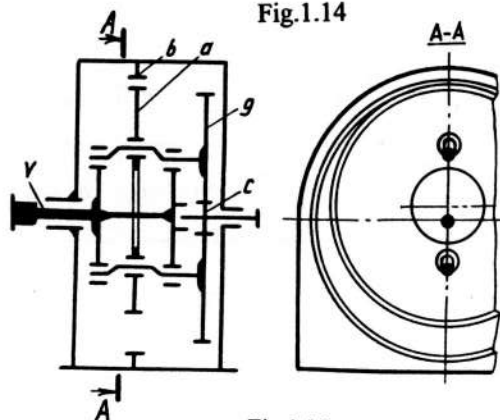


Fig.1.15

Schemele transmisiilor biplanetare sunt foarte diverse (v. [25]), însă, din punct de vedere al reducerii vitezei, păstrând un randament ridicat, prezintă interes doar unele din ele. Celelalte transmisii biplanetare sunt interesante numai din punct de vedere cinematic.

Astfel, o schemă nouă a transmisiei planetare poate fi obținută din transmisia planetară simplă, dezvoltând-o în direcție axială sau radială, sau combinând ambele variante. De remarcat că primul caz este mai răspândit.

Transmisiile planetare se utilizează cu succes pentru obținerea unor viteze diferite de rotație a arborelui condus, în acest caz fiind numite *cutii planetare de viteze* sau *variatoare în trepte*.

**Variatoare planetare.** Pentru obținerea varierii lente a turației arborelui condus se utilizează *transmisiile planetare cu reglare continuă* sau *variatoarele planetare*. Din această grupă fac parte transmisiile hidromecanice cu transformator hidraulic.

Variatoarele planetare, în comparație cu cele simple, au o plajă de reglare mai mare.

Variatorul planetar cu transmisie de încheiere cu fricțiune sau cu impulsuri este numit variator închis. În variatoarele planetare, pentru completarea lanțului structural, se folosesc deseori roți dințate (fig. 1.11, c). Schemele variatoarelor planetare cu multe discuri sunt prezentate în figura 1.12, a...d.

În figura 1.13 este prezentată schema satelitului unui astfel de variator. Acest satelit include o pereche de roți dințate, care se găsesc în angrenare, și discuri conice, montate pe o axă.

Variatoarele planetare închise sunt prezentate în figura 1.14, a...e.

Din cele spuse mai sus conchidem că poate fi elaborat un număr impunător de scheme de transmisii planetare. Alegerea justă a schemei are o importanță mai mare la proiectarea transmisiilor planetare decât la proiectarea transmisiilor obișnuite. În cazul alegerii nereușite a schemei pot fi pierdute avantajele transmisiilor planetare – atât în planul gabaritelor, cât și al randamentului.

## 1.2. CLASIFICAREA TRANSMISIILOR PLANETARE

Actualmente, în spațiul economic al fostei Uniuni Sovietice există două clasificări de bază ale transmisiilor planetare. Autorul primei clasificări este doctorul în științe tehnice profesorul N.F.Rudenco [24], iar al celei de a doua – doctorul în științe tehnice profesorul N.V.Kudreațev [16]. Ambele clasificări ale transmisiilor planetare sunt utilizate în prezent, de aceea ne vom opri puțin la fiecare din ele.



Cum s-a mai spus mai sus, în transmisiile planetare simple una din roțile centrale solare e nemișcată. Aceasta poate fi atât roata cu angrenaj interior, cât și cea cu angrenaj exterior. Conform clasificării profesorului N.F.Rudenco (tabelele 1.1...1.3), angrenajul exterior este marcat cu simbolul **A** (prima literă a cuvântului *Aubenverzahnung*, din limba germană), iar cel interior – cu simbolul **I** (prima literă a cuvântului *Innenverzahnung*). În tabelul 1.1 sunt incluse schemele și relațiile cinematice pentru diferite transmisii cu trei arbori, în tabelul 1.2 – pentru transmisiile cu patru arbori (cutiile planetare de viteze) iar în tabelul 1.3 – pentru transmisiile închise.

Schemele transmisiilor prezentate includ doar roți cilindrice; în caz de necesitate, pentru unele din ele, poate fi găsită schema echivalentă cu roți conice cu proprietăți cinematice neschimbate.

În tabelul 1.1, simbolul **2A** înseamnă transmisie cu două angrenaje exterioare, simbolul **2AI** – transmisie cu angrenaj interior și exterior (în două trepte), iar simbolul **AI** – idem, cu o treaptă.

În tabelul 1.2, simbolul **AAA** marchează două transmisii cu angrenaj exterior, în care sateliții ambelor trepte sunt legați între ei, iar indicele **A<sub>m</sub>** – o transmisie suplimentară, blocată cu o frână.

În tabelul 1.3, simbolul **H<sub>+</sub>** sau **H<sub>-</sub>** înseamnă blocarea transmisiei planetare printr-o transmisie simplă la portsatelit. Semnul „plus” corespunde direcției pozitive de rotație a transmisiei de blocare, iar semnul „minus” – direcției negative. Simbolul

**C<sub>+</sub>** sau **C<sub>-</sub>** înseamnă blocarea la una din roțile centrale solare. Simbolul  $\frac{\overline{AI} - \overline{AI}}{C - C}$

înseamnă blocarea transmisiilor și **AI** prin roțile lor centrale. Pot fi obținute un număr mare de scheme planetare complexe din diferite combinații **AA**, **AI** și **II** de transmisii.

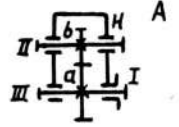
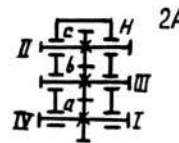
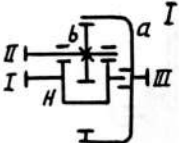
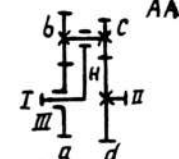
Conform clasificării profesorului N.V.Kudreavțev, roțile centrale solare se marchează cu litera **K**, iar portsatelitul, de obicei, cu litera **H**. Așa, de exemplu, schemele transmisiilor planetare din figura 1.4 urmează să fie marcate prin **2K-H**, iar cele din figura 1.6 – prin **3K**.

Transmisiile din figura 1.6, *d* și *e* sunt compuse din două transmisii **2K-H**.

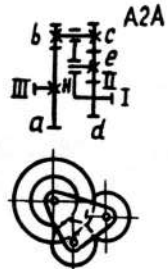
Transmisia din figura 1.7 se marchează prin **K-H-V**. Această transmisie se obține din transmisia planetară **K-H** prin completarea ei cu un al treilea arbore coaxial *V*. Viteza unghiulară a acestui arbore este egală cu viteza unghiulară a satelitului datorită transmisiei *W*, pentru care este utilizat cuplajul cu bolțuri drepte, care leagă între ei satelitul *a* și arborele *V*. Pentru prima dată, aceste transmisii au fost elaborate de firma Simens-Sehuckert-Werke (SSW).

În transmisia **2K-V** (fig. 1.15) a firmei americane Sier-Bath (SB), în calitate de mecanism *W* se folosește mecanismul cu manivele paralele. Pe fiecare din ele sunt fixate roțile *g*, care angrenează cu roata centrală *c*.


Tabelul 1.1.

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
 <b>A</b>	I	II	III	$n_{II} = n_I \left(1 + \frac{r_a}{r_b}\right)$	$n_b = n_I \frac{r_a}{r_b}$
 <b>2A</b>	I	II, III	IV	$n_{III} = n_I \left(1 + \frac{r_a}{r_b}\right)$ $n_{II} = n_I \left(1 - \frac{r_a}{r_c}\right)$	$n_b = n_I \frac{r_a}{r_b}$ ; $n_c = -n_I \frac{r_a}{r_c}$
 <b>I</b>	I	II	III	$n_{II} = n_I \left(1 - \frac{r_a}{r_b}\right)$	$n_b = -n_I \frac{r_a}{r_b}$
 <b>AA</b>	I	II	III	$n_{II} = n_I \left(1 - \frac{r_a}{r_b} \cdot \frac{r_c}{r_d}\right)$	$n_b = n_c = n_I \frac{r_a}{r_b}$
	III	I	II	$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d}{r_c} \cdot \frac{r_b}{r_a}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d}{r_c} \cdot \frac{r_b}{r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c}$
	I+III+	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a}{r_b} \cdot \frac{r_c}{r_d} (n_{III} - n_I)$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_I - n_{II})$
	I+III-	II		$n_{II} = n_I - \frac{r_a}{r_b} \cdot \frac{r_c}{r_d} (n_{III} + n_I)$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_{III} + n_I)$
	III+II+	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d}{r_c} \cdot \frac{r_b}{r_a}} + \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a}{r_b} \cdot \frac{r_c}{r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d}{r_c} \cdot \frac{r_b}{r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c} + \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a}{r_b} \cdot \frac{r_c}{r_d}} \cdot \frac{r_a}{r_b}$

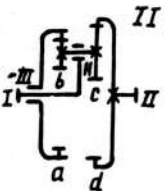
Tabelul 1.1. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	III+II-	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c} - \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a}{r_b}$
	I	II	III	$n_{II} = n_I \left( 1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} \right)$	$n_b = n_c = n_I \frac{r_a}{r_b}$ $n_e = -n_I \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e}$
			II	$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c}$ $n_e = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_e}$
	I+III+	II		$n_{II} = n_I - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} - n_I)$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_I - n_{III})$ $n_e = \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e} (n_{III} - n_I)$
	I+III-	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} + n_I)$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_I + n_{III})$ $n_e = \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e} (n_{III} + n_I)$

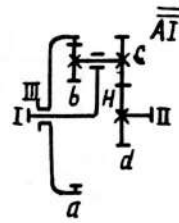
Tabelul 1.1. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	III+II+	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a}{r_b}$ $n_e = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_e} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e}$
			II	$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c}$ $n_e = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_e}$
	III+II-	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a}{r_b}$ $n_e = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_e} + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e}$
	I	II	III	$n_{II} = n_I \left( 1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} \right)$	$n_b = n_c = -n_I \frac{r_a}{r_b}$

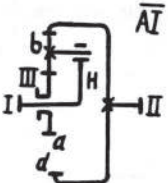
Tabelul 1.1. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	III	I	II	$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_c \cdot r_a}{r_d \cdot r_b}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$
	I+III+	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} - n_I)$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_{III} - n_I)$
	I+III-	II		$n_{II} = n_I - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} + n_I)$	$n_b = n_c = -\frac{r_a}{r_b} (n_{III} + n_I)$
	III+II+	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_d}{\frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a} - 1} + \frac{n_{II} \cdot r_a}{\frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} - 1}$
	III+II-	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_d}{\frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a} - 1} - \frac{n_{II} \cdot r_a}{\frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} - 1}$

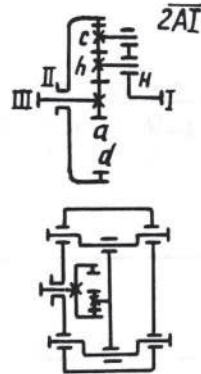
Tabelul 1.1. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	I	II	III	$n_{II} = n_I \left( 1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} \right)$	$n_b = n_c = -n_I \frac{r_a}{r_b}$
	III	I	II	$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$
	I+III+	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_I - n_{III})$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_{III} - n_I)$
	I+III-	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} - n_I)$	$n_b = n_c = -\frac{r_a}{r_b} (n_{III} - n_I)$
	III+II+	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$
	III+II-	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$

Tabelul 1.1. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	I	II	III	$n_{III} = n_I \left(1 + \frac{r_a}{r_b}\right)$	$n_b = n_I \frac{r_a}{r_b}$
	III	I	II	$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d}{r_a}}$	$n_b = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 + \frac{r_d}{r_a}}$
	I+III+	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a}{r_d} (n_I - n_{III})$	$n_b = \frac{r_a}{r_b} (n_I - n_{III})$
	I+III-	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a}{r_d} (n_I + n_{III})$	$n_b = \frac{r_a}{r_b} (n_I + n_{III})$
	III+II+	I		$n_I = \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a}{r_d}} + \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d}{r_a}}$	$n_b = \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 + \frac{r_a}{r_d}} - \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 + \frac{r_d}{r_a}}$
	III+II-	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d}{r_a}} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a}{r_d}}$	$n_b = \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 + \frac{r_a}{r_d}} - \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 + \frac{r_d}{r_a}}$

Tabelul 1.1. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților	
	motor	condus	imobil			
	I	II	III	$n_{II} = n_I \left(1 - \frac{r_a}{r_b}\right)$	$n_b = n_I \frac{r_a}{r_b}$ $n_c = -n_I \frac{r_d}{r_c}$	
	III	I	II	$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d}{r_a}}$	$n_b = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d}{r_a}}$ $n_c = -\frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d}{r_a}}$	
	I+III+	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a}{r_d} (n_{III} - n_I)$	$n_b = \frac{r_a}{r_b} (n_I - n_{III})$ $n_c = \frac{r_a}{r_c} (n_{III} - n_I)$	

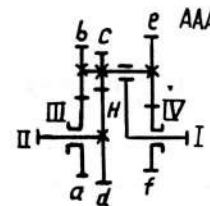


Tabelul 1.1. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	I+III-	II		$n_{II} = n_I - \frac{r_a}{r_d} (n_I + n_{III})$	$n_b = \frac{r_a}{r_b} (n_I + n_{III})$ $n_c = \frac{r_a}{r_c} (n_{III} + n_I)$
	III+II+	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d}{r_a}} + \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a}{r_d}}$	$n_b = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d}{r_a}} + \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 - \frac{r_a}{r_d}}$
	III+II-	I		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_a}{r_d}} - \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a}{r_d}}$	$n_c = -\frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d}{r_a}} - \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 - \frac{r_a}{r_d}}$ $n_b = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d}{r_a}} - \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 - \frac{r_a}{r_d}}$ $n_b = \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 - \frac{r_a}{r_d}} - \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 - \frac{r_d}{r_a}}$

Tabelul 1.2.

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
				$n_I = \frac{n_{III}}{\left(1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_c}\right)}$	$n_b = n_c = n_e =$ $= \frac{n_{III} \cdot r_f}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}}$
	III	II, I	IV	$n_{II} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}} \cdot \left(1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}\right)$	
	I	III, IV	III	$n_{IV} = n_I \left(1 - \frac{r_d \cdot r_e}{r_c \cdot r_f}\right)$ $n_{III} = n_I \left(1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)$	$n_b = n_c = n_e = n_I \frac{r_d}{r_c}$
	I+III+	II	IV	$n_{II} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}} \cdot \left(1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}\right) + n_I \left(1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}\right)$	$n_b = n_c = n_e = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}}$ $\frac{r_f}{r_e} + n_I \frac{r_f}{r_e}$
	I+III-	II	IV	$n_{II} = -\frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}} \cdot \left(1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}\right) + n_I \left(1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}\right)$	$n_b = n_c = n_e = -\frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}}$ $\frac{r_f}{r_e} + n_I \frac{r_f}{r_e}$



Tabelul 1.2. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
I+III+	II, IV			$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} - n_I)$ $n_{IV} = n_I + \frac{r_a \cdot r_e}{r_b \cdot r_d} (n_{III} - n_I)$	$n_b = n_c = n_e =$ $= \frac{r_a}{r_b} (n_I - n_{III})$
I+III-	II, IV			$n_{II} = n_I - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} + n_I)$ $n_{IV} = n_I - \frac{r_a \cdot r_e}{r_b \cdot r_d} (n_{III} + n_I)$	$n_b = n_c = n_e =$ $= \frac{r_a}{r_b} (n_I + n_{III})$
III+II	I	IV		$n_{II} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}} + \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = n_e = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}} +$ $+ \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}}$

Tabelul 1.2. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
III+II-	I	IV		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}} - \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = n_e = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_f \cdot r_b}{r_e \cdot r_a}} -$ $- \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_f \cdot r_c}{r_e \cdot r_d}}$
III+II+	I, IV			$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$ $n_{IV} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \left( 1 - \frac{r_d \cdot r_e}{r_c \cdot r_f} \right) +$ $+ \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \left( 1 - \frac{r_a \cdot r_e}{r_b \cdot r_f} \right)$	$n_b = n_c = n_e = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} +$ $+ \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$
III+II-	I, IV			$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{IV}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$ $n_{IV} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \left( 1 - \frac{r_d \cdot r_e}{r_c \cdot r_f} \right) -$ $- \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \left( 1 - \frac{r_a \cdot r_e}{r_b \cdot r_f} \right)$	$n_b = n_c = n_e = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} -$ $- \frac{n_{IV}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$

Tabelul 1.2. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	III	II, I	IV	$n_{II} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right)$ $n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_b}{r_a}$
	I	III, IV	III	$n_{III} = n_I \cdot \left(1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)$ $n_{IV} = n_I \cdot \left(1 + \frac{r_d}{r_c}\right)$	$n_b = n_c = n_I \cdot \frac{r_d}{r_e}$
	I+III+	II	IV	$n_{II} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right) + n_I \cdot \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right)$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_e}{r_c} - n_I \cdot \frac{r_e}{r_c}$
	I+III-	II	IV	$n_{II} = -\frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right) + n_I \cdot \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right)$	$n_b = n_c = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_e}{r_c} - n_I \cdot \frac{r_e}{r_c}$

Tabelul 1.2. (continuare)

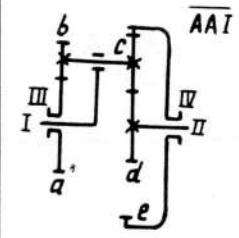
Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	I+III+	II, IV		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_e}{r_b \cdot r_d} (n_I - n_{III})$ $n_{IV} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_{III} - n_I)$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_{III} - n_I)$
	I+III-	II, IV		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_I - n_{III})$ $n_{IV} = n_I - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e} (n_{III} + n_I)$	$n_b = n_c = -\frac{r_a}{r_b} (n_{III} - n_I)$
	III+II+	I	IV	$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_e}{r_c} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}} \cdot \frac{r_e}{r_c}$
	III+II-	I	IV	$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 - \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_e}{r_c} + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}} \cdot \frac{r_e}{r_c}$

Tabelul 1.2. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	III+II+	I, IV		$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$ $n_{IV} = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \left(1 + \frac{r_d}{r_e}\right) + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \left(1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e}\right)$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$
	III+II-	I, IV		$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$ $n_{IV} = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \left(1 + \frac{r_d}{r_e}\right) - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \left(1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}\right)$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_d}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II} \cdot r_a}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$
	III	II, I	IV	$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$ $n_{II} = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right)$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_e}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$

Tabelul 1.2. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	I	III, IV	II	$n_{III} = n_I \left(1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)$ $n_{IV} = n_I \left(1 + \frac{r_d}{r_e}\right)$	$n_b = n_c = n_I \frac{r_d}{r_c}$
	I+III+	II	IV	$n_{II} = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right) + n_I \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right)$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III} \cdot r_e}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - n_I \frac{r_e}{r_c}$
	I+III-	II	IV	$n_{II} = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right) + n_I \left(1 + \frac{r_e}{r_d}\right)$	$n_b = n_c = \frac{n_{III} \cdot r_e}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - n_I \frac{r_e}{r_c}$
I+III+	II, IV		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e} (n_I - n_{III})$ $n_{IV} = n_I - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_e} (n_{III} - n_I)$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_I - n_{III})$	

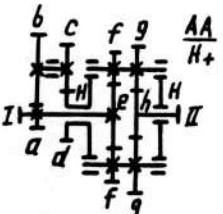
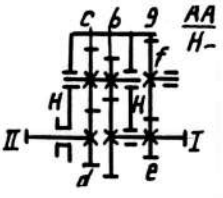
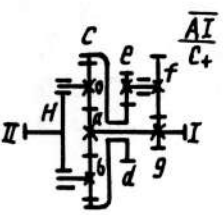
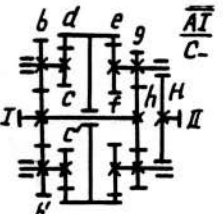




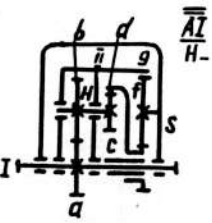
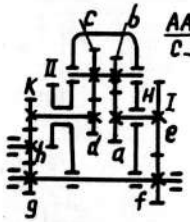
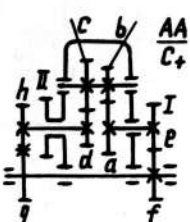
Tabelul 1.2. (continuare)

Schema	Elementele			Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus	imobil		
	I+III	II		$n_{II} = n_I + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_I + n_{III})$ $n_{IV} = n_I - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} (n_I - n_{III})$	$n_b = n_c = \frac{r_a}{r_b} (n_I + n_{III})$
	III+II+	I	IV	$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_e}{r_c} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}} \cdot \frac{r_e}{r_d}$
	III+II-	I	IV	$n_I = \frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} - \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_e \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_e}{r_c} + \frac{n_{II}}{1 + \frac{r_e}{r_d}} \cdot \frac{r_e}{r_d}$
	III+II+	I, IV		$n_I = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} + \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$ $n_{IV} = \frac{n_{III}}{1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \left(1 + \frac{r_d}{r_e}\right) + \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \left(1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}\right)$	$n_b = n_c = -\frac{n_{III}}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c} + \frac{n_{II}}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a}{r_b}$

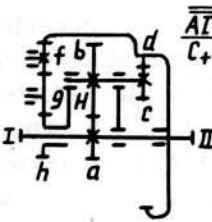
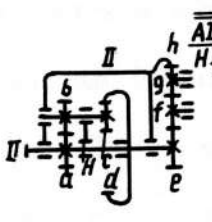
Tabelul 1.3

Schema	Elementele		Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus		
	I	II	$n_{II} = n_I \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} \left(1 - \frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_h}\right) + n_I \left(\frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_h}\right)$	$n_f = n_g = n_I \frac{r_a \cdot r_c \cdot r_e}{r_b \cdot r_d \cdot r_f} - n_I \frac{r_e}{r_f}$
	I	II	$n_{II} = n_I \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} - n_I \frac{r_e}{r_g} \left(1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}\right)$	$n_b = n_c = -n_I \frac{r_e \cdot r_a}{r_g \cdot r_b} - n_I \frac{r_a}{r_b}$
	I	II	$n_{II} = \frac{n_I}{\left(1 + \frac{r_c}{r_d}\right)} + \frac{r_g \cdot r_e}{r_f \cdot r_d} \frac{r_a}{\left(1 + \frac{r_a}{r_c}\right) r_b} + n_I \frac{r_g \cdot r_e}{r_f \cdot r_d} \frac{r_a}{\left(1 + \frac{r_a}{r_b}\right)}$	$n_b = n_c = \frac{r_g \cdot r_e}{r_f \cdot r_d} \frac{r_a}{\left(1 + \frac{r_a}{r_c}\right) r_b} - \frac{n_I \cdot r_c}{1 + \frac{r_c}{r_b}}$
	I	II	$n_{II} = \frac{n_I}{\left(1 + \frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_h}\right)} + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} \frac{r_h}{\left(1 + \frac{r_h \cdot r_f}{r_g \cdot r_e}\right) r_g} + n_I \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} \frac{r_h}{\left(1 + \frac{r_h \cdot r_f}{r_g \cdot r_e}\right) r_g}$	$n_g = n_f = n_I \frac{r_a \cdot r_c \cdot r_h}{r_b \cdot r_d \cdot r_g} \frac{r_h}{\left(1 + \frac{r_h \cdot r_f}{r_g \cdot r_e}\right) r_g} - \frac{n_I \cdot r_e}{1 + \frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_h}}$

Tabelul 1.3 (continuare)

Schema	Elementele		Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus		
	I	II	$n_{II} = \frac{n_I}{\left(1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)} \cdot \frac{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c \cdot r_g}{r_b \cdot r_d \cdot r_e}}$	$n_b = n_c = -\frac{n_I}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{r_d}{r_c} + \frac{n_I}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}} \cdot \frac{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}{1 + \frac{r_a \cdot r_c \cdot r_g}{r_b \cdot r_d \cdot r_e}} \cdot \frac{r_g}{r_e} \cdot \frac{r_a}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$
	I	II	$n_{II} = \frac{n_I}{\left(1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)} \cdot \frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_k} \cdot \frac{1}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_I}{\left(1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)} \cdot \frac{r_d}{r_c} - n_I \cdot \frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_k} \cdot \frac{1}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a}{r_b}$
	I	II	$n_{II} = \frac{n_I}{\left(1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)} + n_I \cdot \frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_h} \cdot \frac{1}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}}$	$n_b = n_c = \frac{n_I}{\left(1 - \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)} \cdot \frac{r_d}{r_c} + n_I \cdot \frac{r_e \cdot r_g}{r_f \cdot r_h} \cdot \frac{1}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{r_a}{r_b}$

Tabelul 1.3 (continuare)

Schema	Elementele		Turația arborelui condus	Frecvența de rotație relativă a sateliților
	motor	condus		
	I	II	$n_{II} = n_I \cdot \frac{r_c \cdot r_a}{r_d \cdot r_b}$	$n_b = n_c = n_I \cdot \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d} \cdot \frac{1}{\frac{r_e}{r_h} \left(1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}\right) - 1} \cdot \frac{r_e \cdot r_a}{r_h \cdot r_b} - n_I \cdot \frac{r_a}{r_b}$
	I	II	$n_{II} = \frac{n_I}{\left(1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)} \cdot \left(1 - \frac{r_e}{r_h}\right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{r_h}{r_e} \cdot \frac{1}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \left(1 + \frac{r_a \cdot r_c \cdot r_e}{r_b \cdot r_d \cdot r_h}\right)}$	$n_b = n_c = \frac{n_I}{\left(1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}\right)} \cdot \left(1 - \frac{r_e}{r_h}\right) \cdot \frac{1}{1 - \frac{r_h}{r_e} \cdot \frac{1}{1 + \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \left(1 + \frac{r_a \cdot r_c \cdot r_e}{r_b \cdot r_d \cdot r_h}\right)} \cdot \frac{r_h}{r_e} \cdot \frac{1}{1 - \frac{r_a \cdot r_c}{r_b \cdot r_d}} \cdot \frac{n_I \cdot r_d}{1 + \frac{r_d \cdot r_b}{r_c \cdot r_a}}$

Transmisii planetare închise se marchează cu simbolurile arborilor conduși, de exemplu C-I (fig. 1.8).

Clasificarea prof. N.F.Rudenco este mai complexă, însă în același timp caracterizează mai precis transmisia planetară. Clasificarea prof. V.N.Kudreavțev este mai simplă și mai generală, însă marcarea 2K-H, de exemplu, nu dezvăluie complet schema transmisiei, și anume ce angrenaj al roților este utilizat: cel interior sau cel exterior.

În 1976 au apărut recomandările GOSSTANDART a fostei uniuni „Transmisii dințate planetare cu raport de transmitere neregabil”, elaborate sub conducerea prof. V.N.Kudreavțev. În aceste recomandări este utilizată o altă marcarea a elementelor și schemelor cinematice ale transmisiilor planetare (tabelul 1.4) comparativ cu clasificările amintite. În recomandări lipsesc neajunsurile clasificării precedente a prof. V.N.Kudreavțev, și prin sensul marcării diferitor scheme de transmisii planetare ea amintește clasificarea prof. N.F.Rudenco. Deoarece clasificările recente n-au găsit încă o răspândire largă în literatura tehnică și științifică, mai departe ne vom folosi de primele două clasificări, care se completează una pe alta și sunt folosite pe larg în sursele informative cunoscute privind transmisiile planetare.

### 1.3. CINEMATICA TRANSMISIILOR PLANETARE

Existența axelor mobile în transmisiile planetare nu permite determinarea raportului de transmitere printr-un raport simplu între numărul dinților sau razele roților angrenate, ca la transmisiile simple cu axe fixe.

Pentru determinarea raportului de transmitere al transmisiilor planetare sunt utilizate trei metode cunoscute:

- metoda inversării mișcării (metoda Willis) și a transformării transmisiei planetare în transmisie ordinară cu axe fixe;
- metoda descompunerii mișcării compuse în mișcări simple (regula Svamp);
- metoda grafo-analitică (metoda centrelor instantanee).

Cel mai pe larg e folosită metoda lui Willis. Aceste metode sunt cunoscute și descrise destul de complet în literatura tehnico-științifică, și de aceea în lucrarea de față nu vor fi expuse.

Toate metodele amintite, de cercetare cinematică a transmisiilor planetare, se bazează pe următorul principiu: viteza oricărui element al transmisiei planetare poate fi exprimată prin viteza altui element, adunată cu viteza lor relativă:

$$\bar{n}_a = \bar{n}_b - \bar{n}_{ab} \quad (1.1)$$

unde  $\bar{n}_a$  este viteza unghiulară absolută a elementului  $a$ ;

Tabelul 1.4

Nr. crt.	Notarea convențională a variantei	Schema	Nr. crt.	Notarea convențională a variantei	Schema
1	$A_{hc}^b$		9	$D_{hb}^e$	
2	$A_{hb}^a$		10	E	
3	$A_{ba}^h$		11	$(3K)_{ea}^b$	
4	$B_{ha}^b$		12		
5	$C_{bh}^e$		13	$A_{h_1 a_1}^{b_1}$ $A_{h_2 a_2}^{b_2}$	
6	$C_{bh}^e$		14	$A_{h_1 a_1}^{b_1}$ $A_{b_2 a_2}^{h_2}$	
7	$D_{ha}^b$ pentru $Z_b \geq 2 Z_a$		15	$(AA)_{(b_1 h_2) a}^{h_1}$	
8	$D_{ha}^c$		16	$(AA)_{(b_1 b_2) a}^{h_1}$	

$\bar{n}_b$  – viteza unghiulară absolută a elementului  $b$ ;

$\bar{n}_{ab}$  – viteza unghiulară a elementului  $a$  în raport cu elementul  $b$ .

Acest principiu se bazează pe teorema adunării vitezelor la mișcarea relativă compusă, care poate fi extinsă și asupra mișcărilor simple ale figurilor plane. O astfel de descompunere a vitezelor e necesară pentru exprimarea vitezei prin dimensiunile elementelor aflate în mișcare relativă (raze sau număr de dinți).

Marcările prin litere ale rapoartelor de transmitere care leagă vitezele unghiulare relative a două elemente includ doi indici în partea de jos, care corespund marcărilor acestor elemente și determină direcția fluxului puterii de transmisie (de la elementul motor la cel condus), și un indice în partea de sus. Ultimul corespunde marcării elementului, în raport cu care sunt luate vitezele unghiulare. De exemplu:

$$U_{ab}^c = \frac{1}{U_{ba}^c}; U_{ab}^H = \frac{1}{U_{ba}^H} \text{ etc.} \quad (1.2)$$

Urmează să fie accentuat faptul că la oprirea portsatelitului, transmisia planetară se transformă într-o transmisie simplă cu axe cu raportul de transmitere  $U_{ab}^H$  ( $U = Z_{max}/Z_{min}$ ). Raportului de transmitere  $U$  i se atribue semnul „plus”, dacă vitezele unghiulare ale elementelor vizate au același sens, și „minus”, dacă ele au sensuri opuse.

Conform relației prof. K.Kutbaha, raportul de transmitere al transmisiei planetare ordinare se obține prin scăderea din unitate a raportului de transmitere al transmisiei ordinare (cu portsatelit oprit), compusă din aceleași roți. Folosind relația, cunoscută, a lui Willis pentru orice transmisie din figura 1.4, obținem

$$\frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H} = U_{ab}^H. \text{ După unele transformări se obține următoarea relație a}$$

raportului de transmitere pentru orice transmisii planetare simple de tipul **2K-H**:

$$U_{aH}^b = 1 - U_{ab}^H \quad (1.3)$$

De aici, e evident că

$$U_{ab}^H = 1 - U_{aH}^b$$

Turațiile fiecăruia din cei trei arbori ai transmisiei planetare simple, exprimate prin turațiile celorlalți doi arbori, vor fi determinate de următoarele relații:

$$\begin{aligned} n_a &= U_{aH}^b \cdot n_H + U_{ab}^H \cdot n_b \\ n_b &= U_{bH}^a \cdot n_H + U_{ba}^H \cdot n_a \\ n_H &= U_{Ha}^b \cdot n_a + U_{Hb}^a \cdot n_b \end{aligned} \quad (1.4)$$

Raportul de transmitere al transmisiilor planetare **3K** se determină din relațiile:

$$U_{ac}^b = U_{aH}^b \cdot U_{Hc}^a = \frac{1 - U_{ab}^H}{1 - U_{cb}^H} \quad (1.5)$$

sau

$$U_{ac}^b = \frac{1 + \frac{Z_b}{Z_c}}{1 - \frac{Z_b \cdot Z_k}{Z_g \cdot Z_a}} \quad (1.6)$$

În tabelul 1.5 sunt incluse relațiile pentru determinarea raportului de transmitere al transmisiilor planetare simple.

Pentru transmisia biplanetară compusă dintr-un mecanism planetar de bază și o treaptă planetară cu sateliți (fig. 1.10, *b*), relația raportului de transmitere va scrie în forma [32]:

$$U_{aH}^b = 1 + \frac{Z_c \cdot Z_b}{Z_a \cdot Z_f} \cdot \left(1 + \frac{Z_k}{Z_e}\right) \quad (1.7)$$

Pentru transmisiile planetare cu fricțiune, relațiile obținute trebuie să fie exprimate prin razele corpurilor de rulare.

Dintre metodele de analiză cinematică enumerate anterior, cea mai evidentă și simplă este metoda grafo-analitică. La baza acestei metode se află construirea poligoanelor vitezelor liniare și unghiulare sau ale turațiilor elementelor mecanismului. Neinsistând prea mult asupra acestei metode, aducem câteva exemple de construire a poligoanelor vitezelor pentru transmisiile planetare de valoare industrială [24].

În figura 1.16. este reprezentată transmisia planetară **AI** (reductorul lui James) cu portsatelit blocat, iar în figura 1.17 este reprezentat poligonul vitezelor pentru aceeași transmisie, cu roata centrală  $d$  fixă.

În figura 1.18 este imaginat poligonul vitezelor transmisiei **AI** la eliberarea roții  $d$ , adică pentru transmisia planetară. Totodată:

$$n_a = \frac{r_b \cdot r_d}{r_a \cdot r_c} \cdot n_a - \left(1 + \frac{r_b \cdot r_d}{r_a \cdot r_c}\right) \cdot n_H = -\left(U_{ad}^H \cdot n_d + (1 - U_{ad}^H) \cdot n_H\right) \quad (1.8)$$

În figura 1.19 este arătat poligonul vitezelor pentru reductorul (transmisia **AI**) cu roata centrală  $a$  blocată. Poligonul vitezelor transmisiei **II** cu roata centrală  $a$  blocată este prezentat în figura 1.20 (reductorul uzinei „Pecrun”). În figura 1.21 este reprezentat poligonul vitezelor transmisiei **AA** (reductorul călugărului David) cu roata centrală  $a$  blocată.



Tabelul 1.5

Tipul transmisiei	Elementul imobil de bază	Raportul de transmitere
1	2	3
2K-H	b	$U_{aH}^b = 1 - U_{ab}^H; U_{Ha}^b = \frac{1}{U_{aH}^b}$
2K-H	a	$U_{bH}^a = 1 - U_{ba}^H; U_{Hb}^a = \frac{1}{U_{bH}^a}$
K-H-V	b	$U_{Hv}^b = \frac{1}{1 - U_{ab}^H}$
K-H-V	v	$U_{Hb}^v = \frac{1}{1 - U_{ba}^H}$
3K (fig. 1.6, b)	b	$U_{aa}^b = \frac{1 - U_{ab}^H}{1 - U_{ab}^H}$
3K (fig. 1.6, b)	e	$U_{ab}^a = \frac{1 - U_{aa}^H}{1 - U_{ba}^H}$
C-1	-	$U_{c1} = U_{c1}^b + U_{c1}^a$ unde: $U_{c1}^b = U_{ca}^b \cdot U_{a1}$ $U_{c1}^a = U_{cb}^a \cdot U_{b1}$

Schema și poligonul vitezelor pentru transmisia planetară blocată cu portsatelit conducător sunt reprezentate în figura 1.22. Raportul de transmitere al transmisiei este:

$$U_{ga-H}^o = \frac{n_{ag}}{n_H} = \frac{1}{U_{cg}^o \cdot \left( \frac{1}{1 - U_{da}^H} \right) + \left( \frac{1}{1 - U_{ad}^H} \right)} \quad (1.9)$$

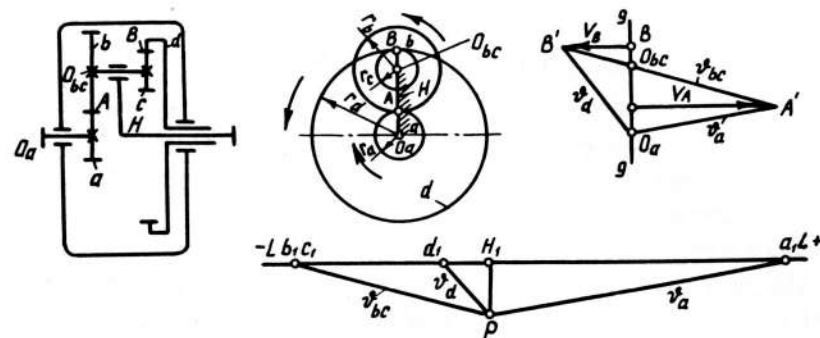


Fig.1.16

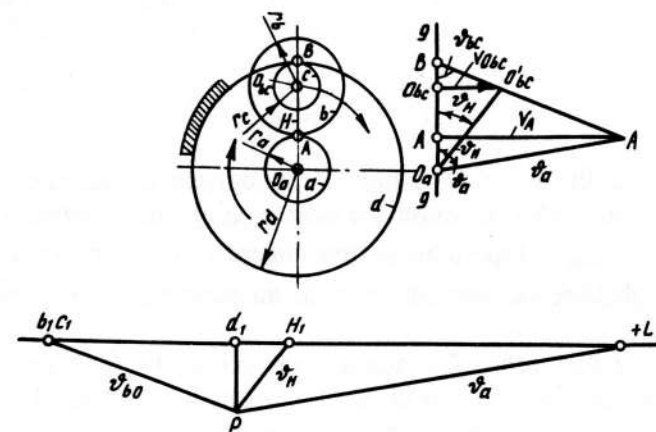


Fig.1.17

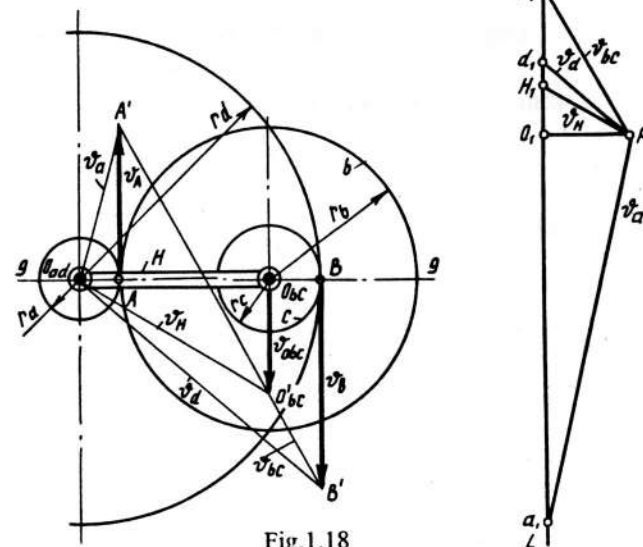


Fig.1.18

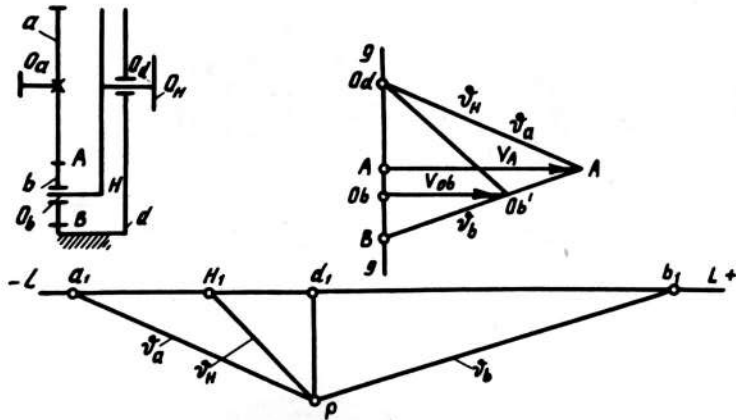


Fig.1.19

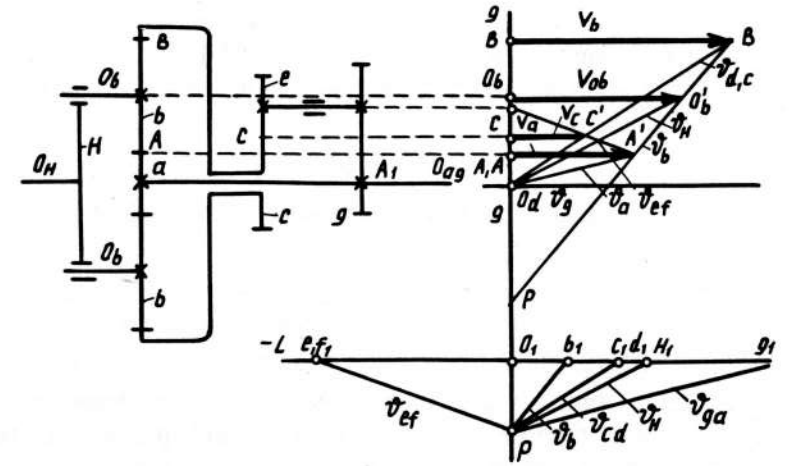


Fig.1.22

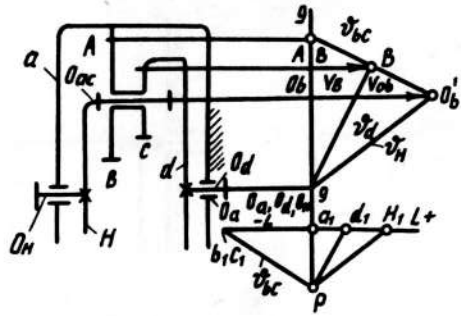


Fig.1.20

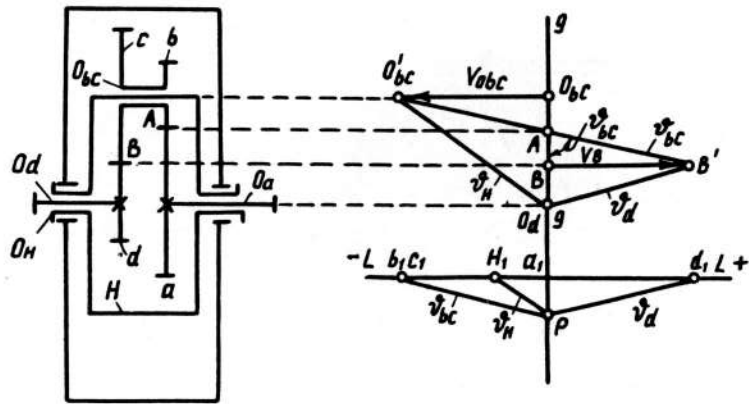


Fig.1.21

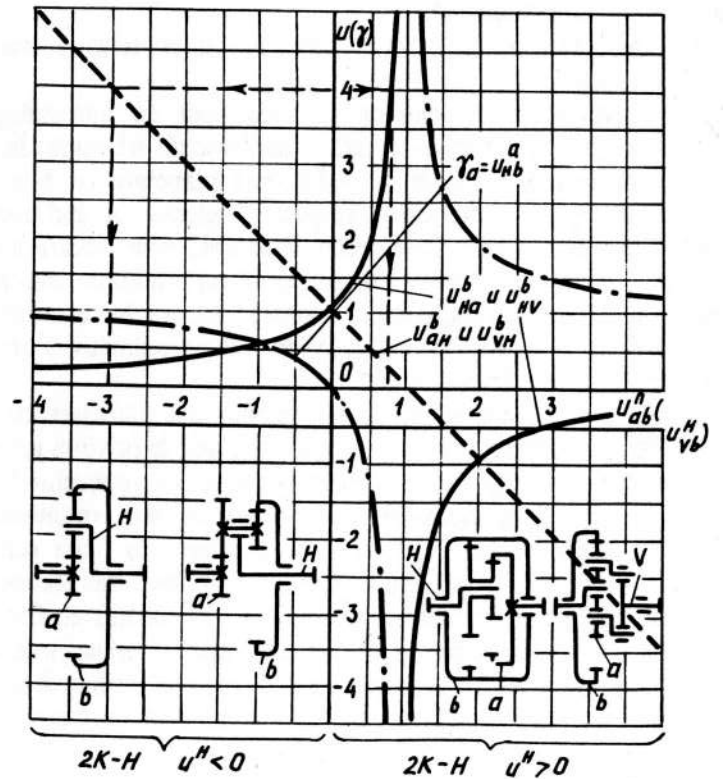


Fig.1.23

În figura 1.23 este reprezentată diagrama dependenței valorilor rapoartelor de transmitere ale transmisiilor planetare **2K-H** și **K-H-V**.

Pentru diferențialul acționării roților motoare ale automobilului (fig. 1.24, a), turația portsatelitului este:

$$n_H = 0,5 \cdot (n_a + n_b) \quad (1.10)$$

iar viteza unghiulară a roții *a* în raport cu portsatelitul este:

$$n_a - n_H = 0,5 \cdot (n_a - n_b) \quad (1.11)$$

Dacă  $n_d = 0$ , atunci  $n_a = 2n_H$ , adică roata *a* se rotește de două ori mai repede ca portsatelitul *H*. Dacă  $n_H = 0$ , atunci  $n_a = -n_d$ , adică, în cazul blocării portsatelitului, roțile pot să se rotească numai în direcții opuse, cu viteze unghiulare egale. În ultimul timp au găsit utilizare reductoarele planetare cu bile pentru puteri mici, folosind rulmenți standardizați. Principiul de funcționare a rulmentului este echivalent principiului de funcționare a transmisiei planetare **2K-H** cu trei arbori coaxiali (fig. 1.24, b), în care inelele interior și exterior joacă rolul roților centrale, iar separatorul – a portsatelitului.

Dublarea rulmenților permite obținerea unor scheme mai complexe ale mecanismelor închise.

În construcțiile reductoarelor cu mecanism cu autostrângere, în timpul funcționării are loc apăsarea automată a cuplelor de fricțiune. În figurile 1.25 și 1.26 sunt reprezentate exemple de reductoare planetare cu bile de fricțiune cu autostrângere, pe inelele interior și, respectiv, exterior. Având construcție simplă, randamentul lor este, însă, foarte redus. Pierderile prin frecare sunt cu mult mai mari ca în orice altă transmisie [10]. Abaterile raportului de transmitere real de la valoarea teoretică sunt considerabile, deoarece asupra lui exercită influență mare jocurile, deformările și alți factori. Masa lor e de aproximativ 5 ori mai mare decât la reductoarele similare cu roți dințate.

**Variatoare planetare.** În general, variatoarele planetare cu roți de fricțiune sunt superioare variatoarelor cu roți cu axe fixe, atât în privința gamei de reglare (la același număr de elemente de fricțiune), cât și în privința indicelui de masă.

Câteva scheme de mecanisme ce pot sta la baza variatoarelor cu o roată centrală sunt date în figura 1.27, a. La mecanismul cu roata centrală *1* fixă, cu discurile fix *1'* și mobil *1''*, rotația absolută a satelitului *2* este transmisă arborelui de ieșire *3* prin cuplajul de compensare radială *C*. Elementul de fricțiune cu cale de rulare de diametru variabil poate fi roata centrală (fig. 1.27, a) sau satelitul (fig. 1.27, b). Brațul *H* trebuie să fie astfel realizat, încât să permită obținerea unor excentricități variabile ale satelitului (evident, cuplajul *C* trebuie să permită compensarea unor deplasări radiale variabile). Raportul de transmitere al variatorului este:

$$U_{H3x}^1 = \frac{1}{1 - U_{31}^H} = \frac{1}{1 - \frac{R_1}{R_{2x}}} = - \frac{R_{2x}}{R_1 - R_{2x}} \quad (1.12)$$

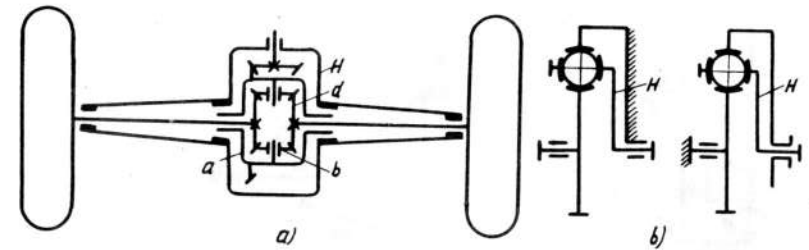


Fig.1.24

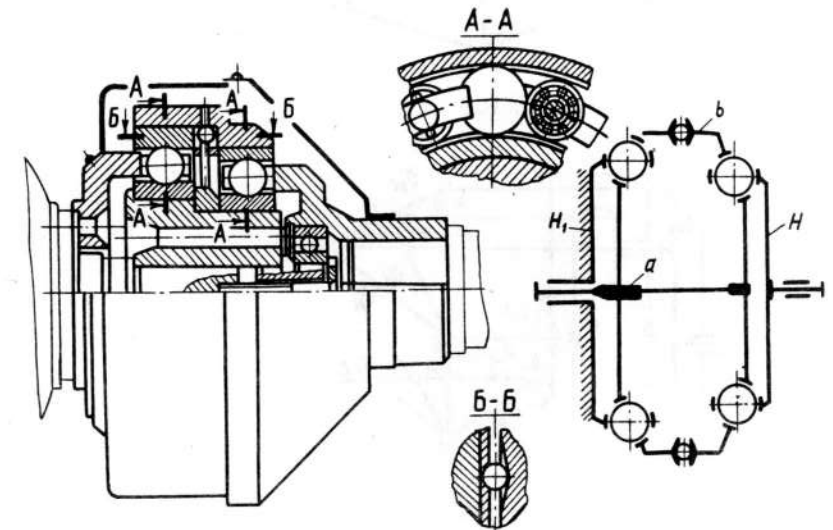


Fig.1.25

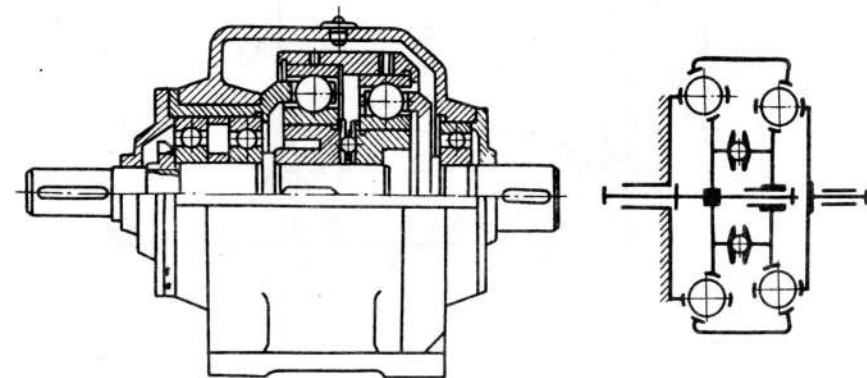


Fig.1.26

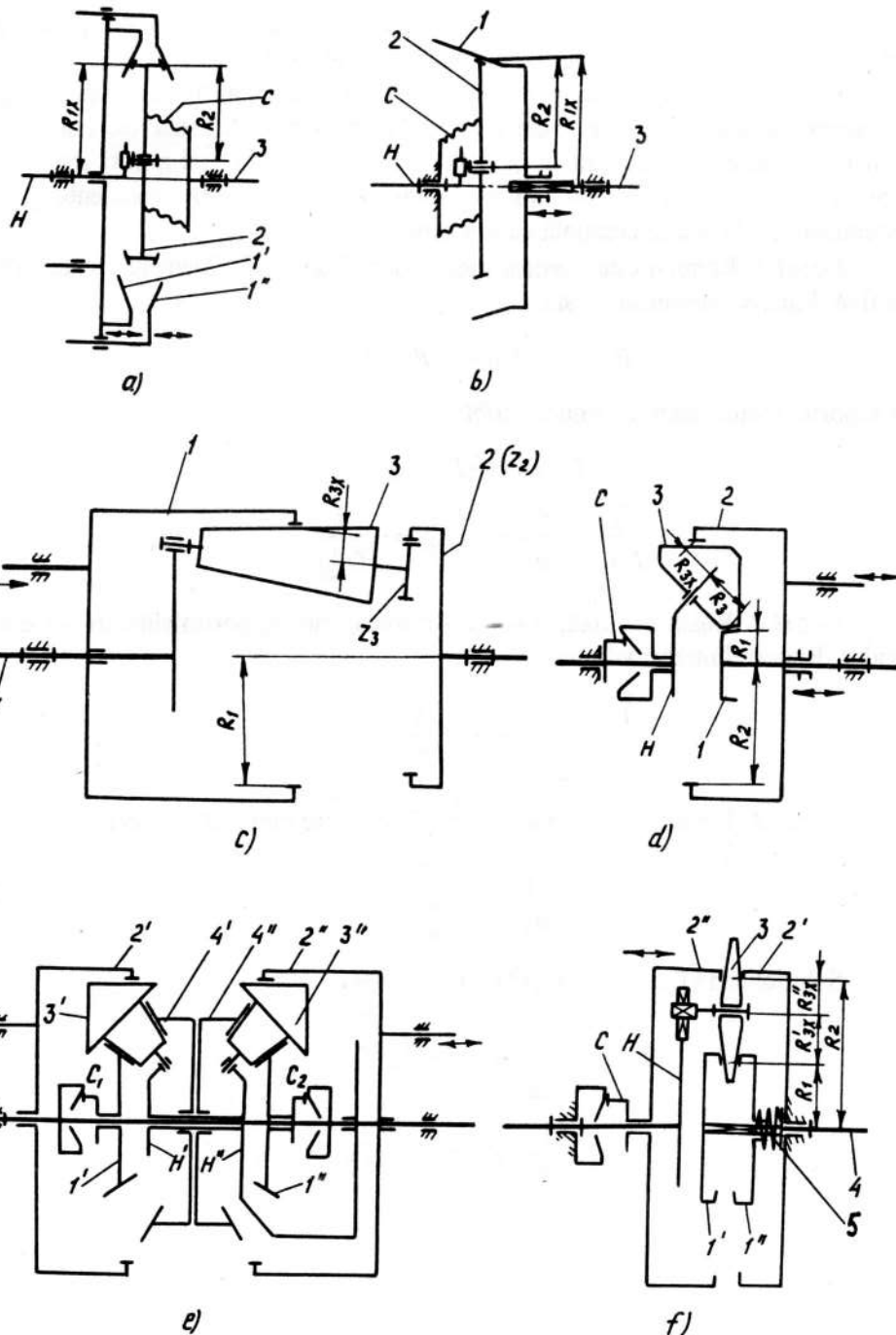


Fig.1.27

Variatoarele cu o roată centrală pot căpăta aplicare la puteri mici (până la câțiva kW).

La variatoarele cu două roți centrale se utilizează sateliți în formă de discuri conice și bile. La variatoarele Graham (fig. 1.27, c) una din roțile centrale este de fricțiune (1), iar cealaltă este dințată (2); în consecință, sateliții dubli 3 sunt conuri de fricțiune combinate cu roți dințate (angrenajul 3-2 este cilindro-conic). Element conducător este portsatelitul H, iar element condus este roata dințată 2. Raportul de transmitere este:

$$U_{H2}^1 = \frac{1}{1 - U_{21}^H} = \frac{1}{\left(1 - \frac{Z_3 \cdot R_1}{Z_2 \cdot R_{3x}}\right)} \quad (1.13)$$

Variatoarele Graham se execută pentru puteri până la 2,2 kW.

Variatoarele cu sateliți-role biconice sunt prezentate în figura 1.27, d și e. În variatorul Ringcone RC, element conducător este roata centrală 1, iar element condus – portsatelitul H. Variația raportului de transmitere se obține prin deplasarea axială a inelului nerotitor 2 prin angrenajul melcat și angrenajul cu cremalieră. Raportul de transmitere este:

$$U_{1H}^2 = 1 - U_{12}^H = 1 + \frac{R_3 \cdot R_2}{R_1 \cdot R_{3x}} \quad (1.14)$$

Cuplajul C realizează apăsarea automată între elementele de fricțiune. Variatoarele Ringcone RC au următoarele caracteristici:  $P \leq 3 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ .

Al doilea tip de variator din această subgrupă – variatorul Rollax – este reprezentat în figura 1.27, e. Acest variator poate fi considerat, principal, o reuniune a două variatoare Ringcone (fig. 1.27, d). Roțile centrale 1'-1'' sunt legate de arborele conducător 6 prin cuplajele de apăsare automată C<sub>1</sub>-C<sub>2</sub>. Roțile centrale nerotitoare 2'-2'' sunt deplasabile axial. Rolele sateliți 3'-3'' se reazemă reciproc pe inelele 4'-4'', între care este dispus un rulment. Portsatelitul – element condus al transmisiei, este realizat din două părți H'-H'' cuplate prin gheare.

Caracteristicile variatorului descris sunt:  $P = 1,5 \dots 10 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{Hx} = 18 \dots 1200 \text{ min}^{-1}$ .

La variatoarele Disco – figura 1.27, f – numai sateliții-discurile biconice 3, sunt elemente cu căi de rulare de diametru variabil. Raportul de transmitere este:

$$U_{1H}^2 = 1 - U_{12}^H = 1 + \frac{R_{3x} \cdot R_2}{R_1 \cdot R_{3x}} \quad (1.15)$$

Inelele diagonale 1' și 2' (fig. 1.27, f) ale roților centrale sunt imobile axial, primul fiind fixat pe arborele de intrare 4, iar celălalt – în carcasa variatorului.

Discurile diagonale 2'' și 1'' sunt mobile axial, primul fiind comandat, iar celălalt fiind fixat elastic pe butucul 1'. La variatoarele Disco, apăsarea constantă între elementele de fricțiune este asigurată de arc.

Caracteristicile de bază ale variatoarelor Disco sunt:  $P = 0,25...22$  kW,  $U = 1,42...8,52$ ,  $\eta = 0,75...0,084$ .

#### 1.4. FORȚELE, MOMENTELE ȘI PUTERILE CARE ACȚIONEAZĂ ÎN TRANSMISIILE PLANETARE

În figura 1.28 sunt prezentate forțele care acționează asupra elementelor în transmisia AI (într-o treaptă).

În cazul roții  $d$  nemișcate și al roții solare motoare  $a$ , raportul de transmitere este:

$$U_{aH}^d = \frac{Z_a + Z_d}{Z_a} > 0 \quad (1.16)$$

Portsatelitul  $H$  se rotește în aceeași direcție ca roata  $a$ . Forțele tangențiale care acționează în angrenaj sunt egale între ele:

$$F_a = F'_a = F_d = F'_d = F_b = F_H = \frac{2F_H^c}{2} \quad (1.17)$$

Momentele care acționează asupra elementelor de bază ale transmisiei sunt egale, corespunzător, cu:

$$T_a = F_a \cdot r_a = F_H \cdot r_a$$

$$T_d = F_d \cdot r_d = F_H \cdot r_d$$

$$T_H = -2F_H \cdot (r_a + r_b) = -F_H \cdot (r_a + r_b)$$

Rapoartele momentelor sunt:

$$\frac{T_a}{T_H} = \frac{F_H \cdot r_a}{-F_H \cdot (r_a + r_d)} = -\frac{r_a}{r_a + r_d}$$

$$\frac{T_d}{T_H} = \frac{F_H \cdot r_d}{-F_H \cdot (r_a + r_d)} = -\frac{r_d}{r_a + r_d} \quad (1.18)$$

$$\frac{T_a}{T_d} = \frac{r_a}{r_d}$$

Relațiile (1.18) sunt juste atât pentru transmisiile planetare, cât și pentru cele diferențiale, presupunând că viteza elementelor e uniformă.

Raportul oricăror două momente de pe arborii coaxiali nu depinde de faptul că transmisia dată e simplă, planetară sau diferențială. Această ipoteză e justă pentru orice scheme de transmisii planetare și diferențiale cu trei arbori coaxiali (în cazul rotirii libere a portsatelitului). Analizăm relația între momente pentru transmisia simplă sau diferențială cu trei arbori coaxiali.

**Cazul 1.** Roata  $a$  este element motor, portsatelitul  $H$  – element condus, roata  $d$  e fixă. Puterea transmisă  $P$  este:

$$P_a = P; P_H = -P; P_d = -P_H$$

iar raportul momentelor se deduce astfel:

$$T_a \cdot n_a = -T_H \cdot n_H$$

$$\frac{T_a}{T_H} = -\frac{n_H}{n_a} = -U_{Ha}^d = -\frac{1}{U_{aH}^d} \quad (1.19)$$

**Cazul 2.** Roata  $a$  e fixă, roata  $d$  – element motor, portsatelitul  $H$  – element condus. Raportul momentelor este:

$$\frac{T_d}{T_H} = -\frac{n_H}{n_d} = -\frac{1}{U_{dH}^a} \quad (1.20)$$

**Cazul 3.** Transmisia ordinară cu axe fixe  $n_H$  are raportul momentelor:

$$\frac{T_a}{T_d} = \frac{n_d}{n_a} = -\frac{1}{U_{ad}^H} \quad (1.21)$$

Soluționând (1.19), (1.20) și (1.21), obținem:

$$T_a = -\frac{1}{U_{aH}^d} \cdot T_H = U_{Ha}^d \cdot T_H$$

$$T_d = -\frac{1}{U_{dH}^a} \cdot T_H = U_{Hd}^a \cdot T_H$$

$$T_a + T_d = -\frac{T_H}{U_{aH}^d} - \frac{T_H}{U_{dH}^a}$$

Pentru mecanismul planetar cu trei elemente cu mișcare staționară vom avea:

$$\Sigma T = 0 \text{ sau } T_a + T_d + T_H = 0 \quad (1.22)$$



Adică suma momentelor exterioare care acționează asupra arborilor coaxiali principali în transmisiile planetare cu trei arbori este egală cu zero. Ecuația (1.22), propusă pentru prima dată de Dobeller pentru determinarea momentelor torsionale planetare, stă la baza calculului static în toate lucrările dedicate acestei probleme.

Dacă se consideră că pierderile prin frecare lipsesc în mecanism, atunci suma algebrică a puterilor, raportate la elementele lui, trebuie să fie egală cu zero, adică:

$$P_a + P_d + P_H = 0 \quad (1.23)$$

sau

$$T_a \cdot n_a + T_d \cdot n_d + T_H \cdot n_H = 0. \quad (1.24)$$

Puterea oricărui rotor, în particular a transmisiei planetare, este determinată de produsul  $T \cdot n$ .

Conform [16], ecuația (1.24) e veridică și cu considerarea pierderilor prin frecare, însă dacă pot fi desconsiderate momentele de frecare în sprijinele imobile ale transmisiei planetare în orice transmisie, produsele  $T \cdot n$  și respectiv  $P \cdot V$  rămân constante (dacă pierderile prin frecare nu sunt considerate). De aici rezultă că valorile  $V$  și  $n$  formează valorile opuse ale forțelor tangențiale  $F$  și momentelor de torsiune  $T$ .

În figura 1.29 este prezentată schema AA a transmisiei cu roata  $a$  fixă, sateliții  $b$  și  $c$  și roata mobilă  $d$ . Portsatelitul  $H$  e element motor. Pentru orice schemă a transmisiei planetare simple cu trei arbori coaxiali poate fi construit brațul forțelor cu centrul de rotire în jurul roții fixe  $a$ .

Marcăm forțele tangențiale pe axa sateliților prin  $F_H$  și pe roata mobilă  $d$  prin  $F_d$ . Cum reiese din figura 1.29, ambele forțe trebuie să se echilibreze cu forța de reacțiune  $F_a$  a roții fixe  $a$  conform legii pârghiei. Forța  $F_a$  este echivalentă forțelor  $F_H$  și  $F_d$ , iar după valoarea absolută este egală cu diferența lor, de aceea forțele  $F_H$  și  $F_d$  sunt orientate în direcții opuse.

Conform legii pârghiei obținem:

$$F_d = \frac{r_b}{r_d - r_a} \cdot F_H \quad (1.25)$$

$$F_a = F_H \left( \frac{r_b}{r_d - r_a} - 1 \right) \quad (1.26)$$

Dacă, însă, în transmisia AA roata solară fixă  $a$  (fig. 1.30) va fi mai mică decât roata mobilă  $d$ , atunci reacțiunea din partea roții fixe  $F_a$  în valoare absolută este egală cu suma forțelor  $F_H$  și  $F_d$ . În acest caz, forțele  $F_a$  și  $F_d$  vor fi:

$$F_d = F_H \cdot \frac{r_b}{r_a - r_d} \quad (1.27)$$

$$F_a = F_H + F_d \quad (1.28)$$

unde  $F_H$  este forța tangențială a portsatelitului.

Pentru cazul transmisiilor II (fig. 1.31), dacă roata  $a$  e fixă, forțele tangențiale  $F_H$  și  $F_d$  vor fi:

$$F_d = F_H \cdot \frac{r_b}{r_a - r_d}$$

$$F_a = F_d - F_H$$

Pentru transmisia AI într-o treaptă (fig. 1.33), când roata solară  $a$  e motoare și portsatelitul  $H$  e mobil forța tangențială este:

$$F_H = 2F_a = 2F_d \quad (1.29)$$

deoarece  $F_a = F_d$ .

Pentru transmisia AI în două trepte (fig. 1.34), când roata solară  $d$  e motoare și portsatelitul  $H$  – element mobil, forțele  $F_a$  și  $F_d$  vor fi:

$$F_H = F_d \cdot \frac{r_d + r_c}{r_b} \quad (1.30)$$

$$F = F_H - F_d$$

Pentru determinarea forței tangențiale a elementului motor trebuie împărțite momentele de torsiune ale arborelui motor la raza elementului motor. Forțele  $F_H$  și  $F_a$  se determină din relațiile de mai sus în funcție de valoarea calculată.

Pentru determinarea forțelor tangențiale fără considerarea pierderilor prin frecare pot fi utilizate poligoanele de viteze, deoarece, în cazul puterii transmise constante, produsul  $Fv$  este constant.

În calcule precise trebuie să fie luate în considerație forțele de frecare care acționează în transmisie și unghiul de angrenare. Forțele de frecare, conform principiului general, se determină din figura 1.35, unde:

$$R = \frac{F}{\cos(\alpha + \rho)} ; \quad T = F \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad (1.31)$$

Condițiile echilibrului mecanismului planetar cu roți centrale flotante sunt analizate în [17]. Problemele calculului dinamicii mecanismelor planetare, care sunt destul de importante pentru transmisiile de mare viteză în contextul reducerii nivelului de vibrații, sunt expuse pe larg în [27].

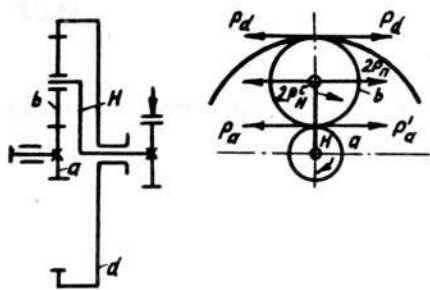


Fig.1.28

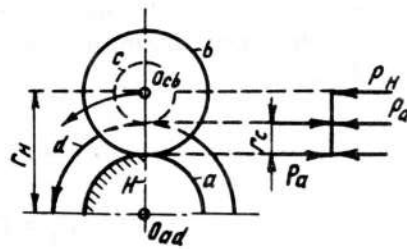


Fig.1.29

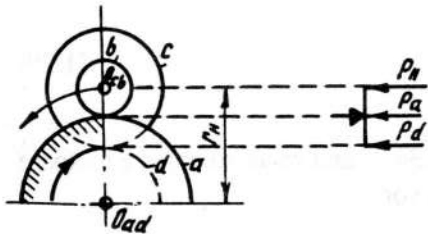


Fig.1.30

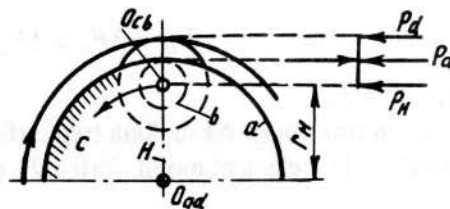


Fig.1.31

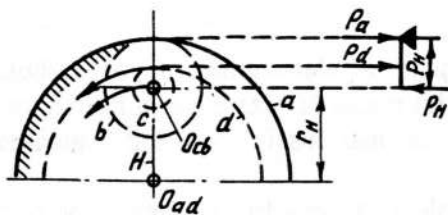


Fig.1.32

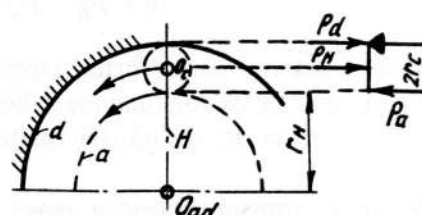


Fig.1.33

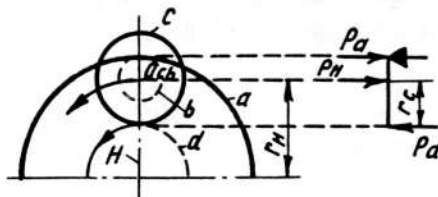


Fig.1.34

## 1.5. RANDAMENTUL TRANSMISIILOR PLANETARE

Pierderile de putere în mecanismele planetare, ca și în alte tipuri de transmisii, se compun din: pierderi în angrenaj, pierderi în lagărele elementelor imobile și ale sateliților și pierderi hidraulice datorate sistemului de ungere.

Din pierderile enumerate, pot fi determinate destul de precis pierderile din angrenaj. Există dificultăți în determinarea pierderilor hidraulice, care ating valori considerabile la viteze unghiulare mari ale portsatelitului.

Existența axelor mobile în mecanismele planetare impune o serie de particularități în determinarea randamentului. Comparativ cu alte tipuri de transmisii cu axe fixe, randamentul transmisiilor planetare variază între limite largi.

Există o serie de transmisii planetare la care randamentul depășește randamentul mecanismelor ordinare cu același raport de transmitere. Însă există transmisii planetare cu un randament atât de mic, încât utilizarea lor în calitate de transmisii de putere devine imposibilă.

Ca și în cazul transmisiilor ordinare, randamentul se determină din relația:

$$\eta = 1 - \psi = 1 - \frac{P_p}{P_m}, \quad (1.32)$$

unde  $\psi$  este coeficientul pierderilor;  $P_p$  - pierderile de putere prin frecare în mecanisme (angrenaje și lagăre) și pierderile hidraulice;  $P_m$  - puterea la arborele motor.

Dacă  $\eta = 0$  și  $\psi = 1$ , atunci toată puterea forțelor motoare se consumă pentru depășirea forțelor de frecare din cuplele cinematice. În acest caz, elementul condus se va găsi în stare de repaus la mișcarea celorlalte elemente ale mecanismului (transmisia planetară în două trepte cu  $U_{ad}^H = 1$ ).

Dacă  $\rho < 0$ , atunci mecanismul nu poate fi antrenat, adică se transformă în element imobil [16], însă dacă elementul condus este transformat în element conducător, atunci mecanismul se deblochează și randamentul lui va fi mai mare ca zero. Aceste mecanisme sunt numite mecanisme cu autofrânare.

Pentru determinarea randamentului transmisiilor planetare există diferite metode, descrise amănunțit în literatura de specialitate [16, 25 ș.a.]. Cea mai răspândită este metoda inversării mișcării, utilizată la analiza cinematică a mecanismelor planetare. Atunci randamentul transmisiei planetare se exprimă prin randamentul transmisiei ordinare, când  $\eta = \eta^H$  și  $\psi = \psi^H$ . În figura 1.36 sunt reprezentate curbele randamentului  $\bar{\eta}$  al transmisiei planetare simple cu o roată fixă (AA), în funcție de raportul de transmitere, pentru cazul când roata  $a$  este roata motoare, iar portsatelitul  $H$  - element condus (randamentul transmisiei ordinare  $\eta$  este 0,9).

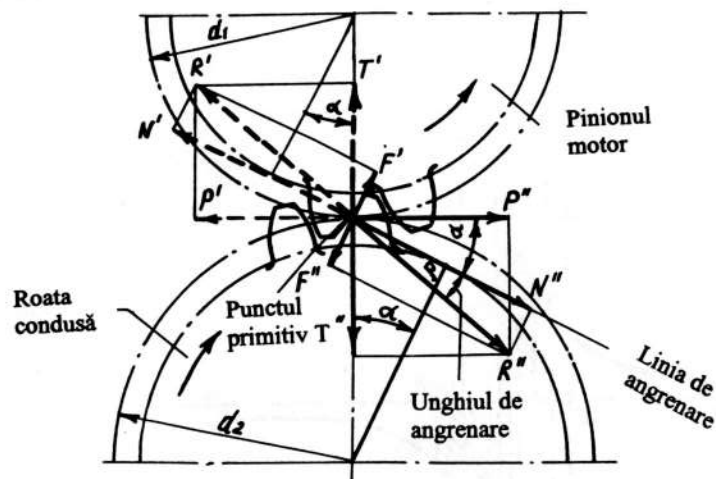


Fig.1.35

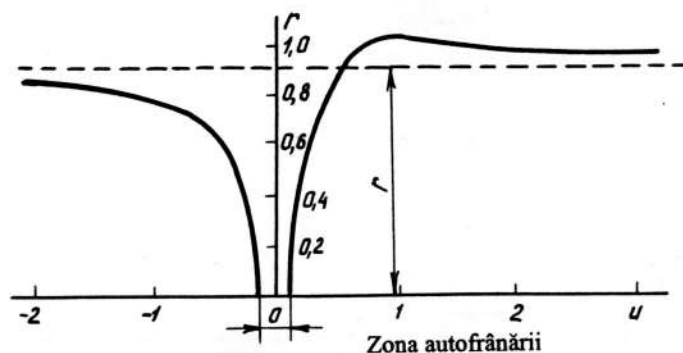


Fig.1.36

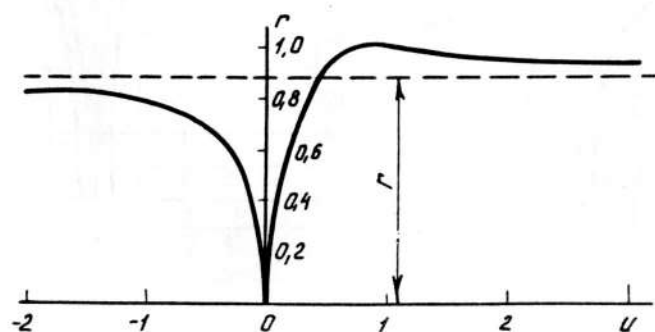


Fig.1.37

În figura 1.37 sunt date curbele randamentului aceleiași transmisii planetare, pentru cazul când portsatelitul  $H$  e motor, iar roata  $a$  – condusă. Autofrânarea lipsește, deoarece  $\eta = 0$  la  $U_{pl} = 0$  (în figura 1.37, randamentul transmisiei ordinare  $\eta$  se ia egal cu 0,9).

Relațiile pentru determinarea randamentului transmisiilor planetare  $\eta$  sunt incluse în tabelul 1.6. În toate aceste formule  $U_{pl}$  exprimă raportul de transmitere al transmisiei planetare, adică raportul de transmitere între roata  $a$  și portsatelitul  $H$  (indiferent care din elementele  $a$  și  $H$  e motor).

Dacă roata  $a$  va fi motoare, atunci randamentul transmisiei planetare va fi mai ridicat decât al celei ordinare, la  $0 < U_{ad}^H < 1$ , când  $U_{ad}^H < \frac{\eta}{\eta + 1}$ , și la toate celelalte valori  $U_{ad}^H$  (raportul de transmitere al transmisiei ordinare compuse din aceleași roți), când  $U_{ad}^H < 0$ .

Dacă portsatelitul  $H$  va fi motor, atunci randamentul transmisiei planetare va fi mai ridicat decât la cea ordinară. La  $0 < U_{ad}^H < 1$ , când  $U_{ad}^H < \frac{1}{\eta + 1}$ , și la toate celelalte valori  $U_{ad}^H \leq 0$ , când  $U_{ad}^H$  va primi valori negative.

Astfel, pentru  $U_{ad}^H$  între 0,5 și 1,618, în cazul transmisiei planetare, randamentul va fi mai mic decât la transmisiile ordinare (fig. 1.38) [15].

Tabelul 1.6

Elementul motor	Randamentul transmisiilor planetare	
	Pentru $0 < U_{pl} < 1$	Pentru toate celelalte valori $U_p$
Roata centrală $a$	$\eta = \frac{1}{U_{pl}} \left[ 1 - \frac{1}{\eta} (1 - U_{pl}) \right]$	$\eta = \frac{1}{U_{pl}} \left[ 1 - \eta (1 - U_{pl}) \right]$
Portsatelitul $H$	$\bar{\eta} = \frac{U_{pl}}{1 - \eta (1 - U_{pl})}$	$\bar{\eta} = \frac{U_{pl}}{1 - \eta (1 - U_{pl})}$

Notând raportul  $\frac{P_a^H}{P_a} = \gamma$ , obținem:

$$\gamma = \frac{P_a^H}{P_a} = \frac{T_a (n_a - n_H)}{T_a \cdot n_a} = 1 - U_{Ha}^d = \frac{U_{ad}^H}{U_{ad}^H - 1} \quad (1.33)$$

unde:  $T_a$  este momentul torsional la roata  $a$ ;  $P_a$  – puterea aplicată la roata  $a$  (puterea motorului).

Coeficientul  $\gamma$  indică ce parte a puterii transmise  $P_a$  reprezintă puterea în angrenaj  $P_a^H$ , la care se efectuează calculul roților la rezistență și determinarea pierderilor prin frecare.

În figura 1.39 sunt prezentate curbele  $\gamma = f(U_{ad}^H)$ . Analizăm două cazuri:

*Primul caz:*  $U_{ad}^H > 0$ . În acest caz, pentru  $U_{ad}^H < 1$ , coeficientul  $\gamma < 0$  și puterile  $P_a^H$  și  $P_a$  sunt cu semne opuse, deci, dacă roata  $a$  e motoare în transmisia planetară, atunci la fixarea satelitului ea este condusă. La varierea  $U_{ad}^H$  de la 0 până la 1, coeficientul  $\gamma$  se schimbă de la 0 până la  $-\infty$ .

Dacă  $U_{ad}^H > 1$ , atunci  $\gamma > 0$  și roata  $a$  va fi condusă sau motoare atât în transmisiile planetare cât și în cele ordinare. Dacă  $U_{ad}^H$  se apropie de 1, rămânând mai mare, atunci  $\gamma$  crește până la  $+\infty$ . Obținerea unor rapoarte de transmitere mari este însoțită de valori absolute mari ale coeficientului  $\gamma$  sau de valori mari ale puterii în angrenaj, care depășește (de multe ori) puterea transmisă de transmisia planetară, reducând simțitor randamentul.

*Cazul doi:*  $U_{ad}^H < 0$ . În acest caz,  $\gamma > 0$  și valorile  $P_a$  și  $P_a^H$  sunt egale, iar roata  $a$  va fi condusă și motoare atât la portsatelit mobil, cât și la portsatelit fixat. Pentru  $U_{ad}^H < 0$ , coeficientul  $\gamma$  e întotdeauna mai mic ca 1, adică puterea în angrenaj e mai mică decât cea transmisă (caz avantajos în practică). La creșterea lui  $U_{ad}^H$ , coeficientul  $\gamma$  se apropie de 1.

Expesia „puterea potențială” sau „puterea în angrenaj” a fost introdusă pentru prima dată de savantul american prof. Bakhingem, care a utilizat-o pentru produsul forțelor tangențiale și vitezelor relative, și anume: produsul între forța tangențială și viteza punctelor de angrenare a sateliților (viteza relativă liniară a sateliților în raport cu portsatelitul imaginar imobilizat) poartă denumirea (conform lui Bakhingem) de putere potențială a transmisiei planetare. Pierderile prin frecare, randamentul și, de asemenea, dimensiunile roților se determină, cum s-a mai indicat, din puterea potențială, care în unele transmisiile planetare (fig. 1.39) poate fi mult mai ridicată decât cea transmisă. Deoarece puterea potențială este:

$$P_{pot} = F \cdot v_{rel} = P^H \quad (1.35)$$

atunci la proiectarea transmisiilor planetare sunt admise valori minimal posibile ale vitezei relative a sateliților, care pot fi ușor atinse în transmisiile planetare închise, având chiar și rapoarte de transmitere mari. Dacă este cunoscută puterea potențială, atunci pierderile prin frecare vor fi:

$$R = P_{pot} \cdot \psi \quad (1.36)$$

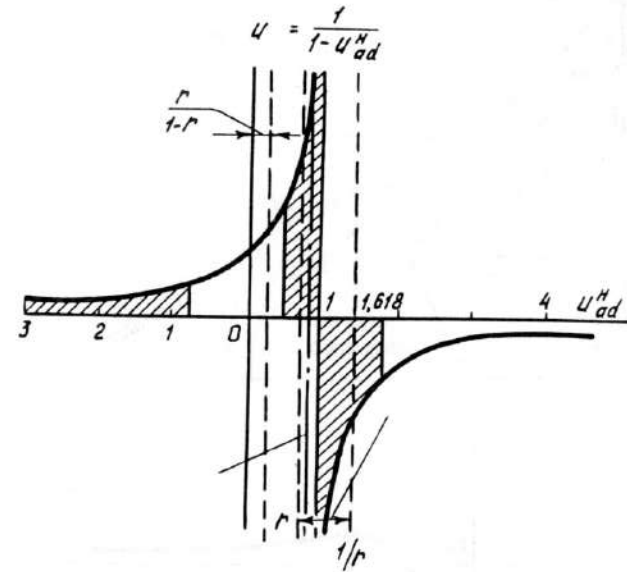


Fig.1.38

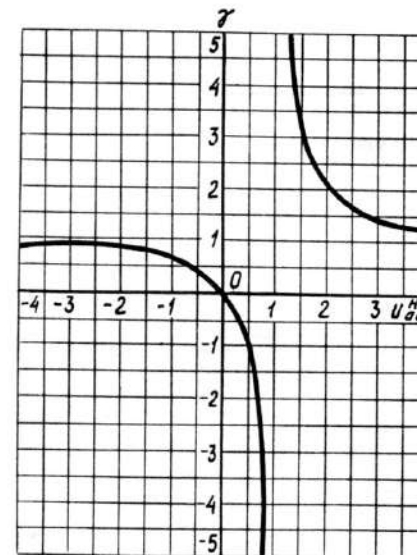


Fig.1.39

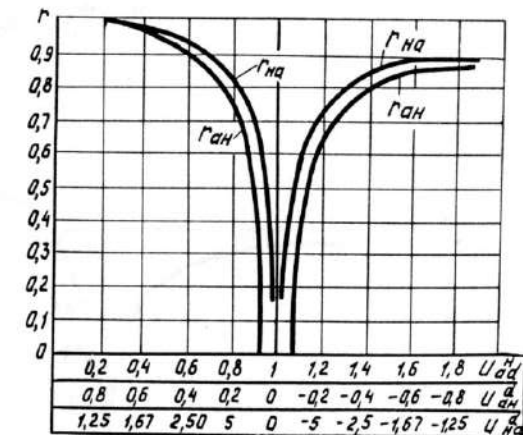


Fig.1.40



Randamentul transmisiei planetare este:

$$\eta = \frac{P_a}{P_a + R}$$

Transmisiile planetare diferă de cele ordinare prin faptul că, în ele, unele roți au rotire compusă, constituită din rotirea relativă (rotirea în jurul axei proprii) și de transfer (rotirea împreună cu portsatelitul). Deci, vitezele relative pe cercurile divizoare pot fi cu mult mai mari decât vitezele absolute și, la aceleași forțe tangențiale ca în transmisiile ordinare, puterea realizată în angrenaj poate fi cu mult mai mare decât cea transmisă.

Practic, în plan cinematic, transmisiile planetare închise nu sunt inferioare transmisiilor compuse din mecanisme planetare simple conectate în serie, însă, în condiții stabilite, în lanțul închis al unor transmisiilor planetare poate avea loc circulara puterii, ce duce la reducerea randamentului.

Puterea circulantă apare în circuitele închise ale transmisiei ca urmare a direcției necoordonate a rotirii elementelor de bază ale seriilor diferențiale, adică în urma strângerii lanțului cinematic închis de forțele interioare și exterioare, cu condiția obligatorie că ramurile ei vor transmite la arborele de bază al mecanismului momente cu semne diferite [16].

Tensiunea lanțului cinematic închis creează în angrenajul roților dințate forțe tangențiale  $F$ , care, în cazul vitezelor periferice de mișcare a acestor roți, duc, în unele cazuri, la apariția puterii potențiale, adică:

$$P_c^{Fv} = P \cdot v \quad (1.37)$$

Valoarea acestei puteri poate fi neînsemnată, dar în unele cazuri poate fi cu mult mai mare decât cea aplicată.

Puterea totală în angrenaj se compune din puterea circulantă și din cea transmisă de la forțele exterioare.

În orice caz, puterea potențială  $P^H$  este rezultatul mișcării de rulare, realizată de sateliți pe roțile centrale, cum s-a mai amintit, fiind produsul dintre forța tangențială și viteza relativă (viteza reală din angrenaj). Această putere este putere de calcul la proiectarea roților dințate ale transmisiilor planetare. Iraționalitatea schemelor transmisiilor planetare care au putere circulantă se explică prin apariția pierderilor mari prin frecare în angrenaj – și, deci, a randamentului redus.

În figura 1.40 sunt date curbele  $\eta_{Ha} = f(U_{ad}^H)$  pentru  $\eta = 0,94$  ( $\eta_{Ha}$  va fi cu atât mai mic, cu cât e mai mare valoarea  $\gamma$ ). Roata  $a$  e motoare ( $P_a > 0$ ). Elementul condus este portsatelitul  $H$ . Cazul analizat se întâlnește mai frecvent în transmisiile planetare cu  $U_{ad}^H < 0$ .

$$a. \gamma < 0; 1 > U_{ad}^H > 0 \text{ și } \gamma = \frac{P_a^H}{P_a} < 0.$$

Deoarece  $P_a > 0$ ,  $P_a^H > 0$ , iar roata  $a$ , în cazul portsatelitului fix, este condusă.

Dacă  $\eta_{ad}^H \geq \eta$ , randamentul transmisiei planetare este  $\eta_{aH} \leq 0$  și, deci, transmisia va fi cu autofrânare. Condiția autofrânării este:

$$1 - U_{aH}^d > \eta \text{ sau } U_{aH}^d \leq 1 - \eta$$

Pentru  $\eta = 0,94$ , transmisia va fi cu autofrânare dacă  $U_{aH}^d \leq 0,06$ .

$$b. \gamma > 0; U_{ad}^H < 0 \text{ și } U_{ad}^H > 1; \gamma = \frac{P_a^H}{P_a} > 0.$$

Deoarece, în acest caz,  $P_a > 0$ , atunci și  $P_a^H > 0$  sau roata  $a$  este motoare pentru portsatelitul fix  $H$ .

Autofrânarea v-a avea loc, în acest caz, cu condiția :

$$1 < U_{ad}^H < \frac{1}{\eta}$$

În figura 1.41 sunt prezentate curbele  $\bar{\eta}_H = f(U_{ad}^H)$  pentru  $\eta = 0,94$  și valorile  $U_{ad}^H$  în intervalul de la 0 până la 2. La apropierea  $U_{ad}$  de 1, adică pentru  $U_{ad}^H > 0$ , randamentul cade brusc. Valorile randamentului transmisiilor planetare la transmiterea mișcării de la portsatelit la roată sunt mai ridicate decât la transmisia inversă.

Rapoartele de transmitere mari ale transmisiilor planetare  $U_{Ha}^d$  pentru  $U_{ad}^H > 0$  sunt însoțite de randament scăzut.

Graficul  $\bar{\eta}_{aH} = f(U_{ad}^H)$  din figura 1.41 este dat pentru rapoartele de transmitere  $\bar{\eta}_{aH} = f(U_{ad}^H)$  în intervalul  $-7...+7$ .

Metoda generală de determinare a randamentului transmisiilor planetare simple constă în următoarele: din poligonul vitezelor se determină vitezele relative în angrenaje, care se înmulțesc cu forțele tangențiale corespunzătoare, obținându-se puterile potențiale sau puterile în angrenaje. Pierderile în angrenaje sunt funcții ale puterilor potențiale. Pentru fiecare angrenaj, aceste pierderi sunt de ordinul a 2-3%.

Din figura 1.42 rezultă:

$$\begin{aligned} P_{ab}^{pot} &= F_A(A_o A') K_v \\ P_{bc}^{pot} &= F_D(DD') K_v \end{aligned} \quad (1.38)$$



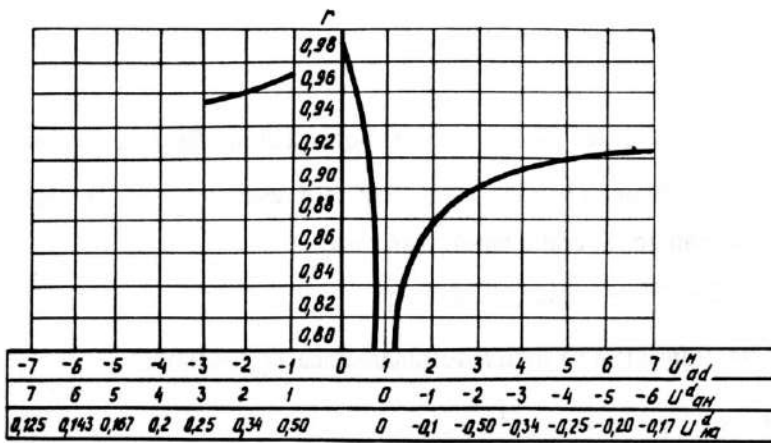


Fig.1.41

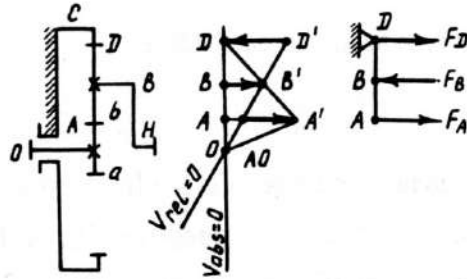


Fig.1.42

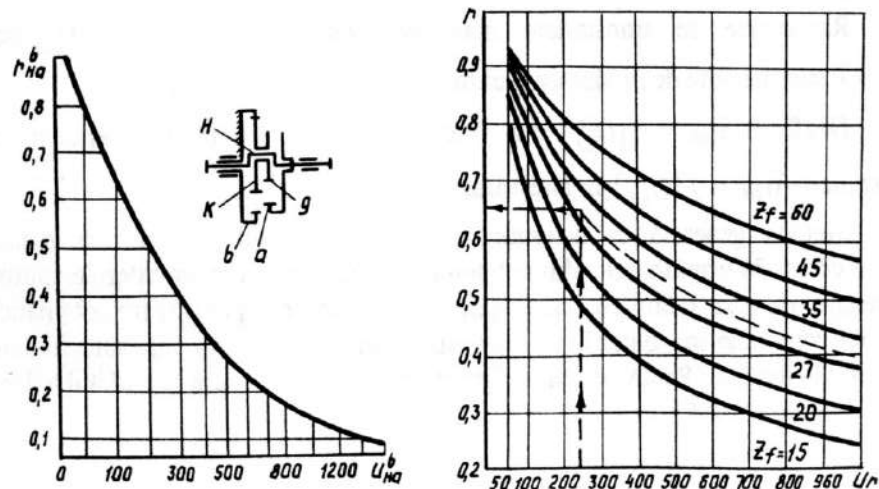


Fig.1.43

Pierderile prin frecare sunt:

$$R = \psi \sum P^{pot} \quad (1.39)$$

Randamentul va fi:

$$\eta = \frac{F_B(BB')K_v}{F_B(BB')K_v + R}$$

unde  $K_v$  este coeficient de scară.

În figura 1.43 este prezentat graficul pentru determinarea aproximativă a randamentului transmisiei 2K-H(II) cu lagăre cu rulmenți.

## 1.6. ALEGEREA TIPURILOR DE MECANISME PLANETARE ȘI COMPARAREA GABARITELOR LOR CU ALE ALTOR TIPURI DE TRANSMISII

Diversitatea schemelor mecanismelor planetare, care posedă posibilități largi privind raportul de transmitere, randamentul, gabaritele, masele etc. necesită analiza problemelor selectării tipului transmisiilor planetare și analiza lor comparativă.

Ne vom opri asupra câtorva elemente ale acestei probleme însemnate. În tabelul 1.7 [33,16] sunt incluse schemele de bază și caracteristicile celor mai răspândite transmisiile planetare.

Gabarite și mase minimale au transmisiile planetare 2K-H cu una sau două trepte, cu angrenaj exterior sau interior (schemele I și II). Aceste transmisiile pot fi utilizate pentru puteri începând cu valori foarte mici și terminând cu valori de ordinul câtorva mii de kilovați. Posibilitatea utilizării transmisiilor AI pentru transmiterea puterilor mari se datorează pierderilor neînsemnate prin frecare.

Transmisiile planetare AA cu două angrenaje exterioare (schema IV, tabelul 1.7) sunt caracterizate de un randament redus și de gabarite și mase mari. Mecanismele 2K-H cu două angrenaje interioare (schema V) sunt compacte și pot fi utilizate cu succes pentru acționările cu regim de lucru de scurtă durată. În cazul unor rapoarte de transmitere mari, utilizarea acestor reductoare e nerațională datorită randamentului redus.

La alegerea tipului mecanismului de acționare se ia în considerație faptul că transmisiile planetare necesită o precizie de fabricare mai mare în comparație cu transmisiile ordinare. În afară de transmisiile AI, mecanismele planetare includ un număr mare de piese, se assemblează mai greu, iar controlul lor e mai complicat. De aici rezultă că utilizarea transmisiilor planetare în cazurile când gabaritele și masele nu sunt limitate poate fi justificată numai de cerințe speciale, care nu sunt satisfăcute

de transmisiile ordinare cu axe, cum sunt, de exemplu: posibilitatea trecerii lente la alte viteze, necesitatea realizării acționării de la câteva motoare etc.

Transmisiile K-H-V sunt utilizate mai frecvent în mecanismele cu angrenaj cu bolțuri și cuplaj cu bolțuri. Transmisia e compactă și are masă redusă. Fabricarea reductoarelor K-H-V cu fiabilitate înaltă poate fi asigurată numai având scule și dispozitive speciale, cu precizie înaltă și tratament termic perfect.

Tabelul 1.7

Tipul transmisiei	Transmisia	Valori aproximative			Remarcă
		raportul de transmitere, $U$	randamentul, $\eta$	$P_{max}$ , kW	
1	2	3	4	5	6
2K-H		1,14 - 9 1-17	0,97-0,99	Nu se limitează	Se utilizează în mecanisme de acționare de putere mare și mică cu orice regim de funcționare
		1-2	Pentru $W_a = 0$ (sau $W_b = 0$ ) și rulmenți, $\eta = 0,98$ . Pentru lagăre de alunecare, $\eta = 0,96$	$P < 250$	Se utilizează în special în calitate de diferențial: - $\psi^H = 0,4 \dots 0,5$ , pentru rulmenți; - $\psi_H = 0,4 \dots 0,7$ , pentru lagăre cu alunecare
		De la 1,2 până la câteva mii	Scade cu creșterea raportului de transmitere $U$ (fig. 1.40)	$P < 20$	Se recomandă pentru utilizare în mecanisme de acționare de putere mică. În cazul portsatelitelului condus, începând cu unele valori $U$ , autofrânarea e inevitabilă

Tabelul 1.7 (continuare)

1	2	3	4	5	6
2K-H		Construcția cea mai rațională e pentru $U = 30 \dots 100$ . În reductoare de putere mică, $U$ atinge valori până la 1700	Scade cu creșterea raportului de transmitere $U$ (fig. 1.43)	$P < 40$	Se recomandă pentru mecanisme de acționare cu funcționare de scurtă durată. Masa și gabaritele sunt mai mari decât în transmisiile VII. În cazul portsatelitelului condus, începând cu unele valori $U$ , autofrânarea este inevitabilă.
K H V		7-71	0,8-0,94	$P < 100$	Posedă gabarite mici, este caracterizată de o funcționare lină și fără zgomot.
3K		Schema optimă pentru $U = 20-100$ . La puteri mici, $U$ poate atinge valori de până la 500 și mai mult	Scade cu creșterea raportului de transmitere $U$ (fig. 1.44)	$P < 130$	Cea mai rațională este utilizarea în mecanisme de acționare cu funcționare de scurtă durată. Transmisia e foarte compactă în cazul roții motoare $a$ , începând cu o oarecare valoare $U$ , autofrânarea e inevitabilă
Mecanisme cu transmisiile	 	10-60	0,94-0,98	Nu se limitează	Se utilizează în mecanisme de acționare de putere mică și mare în orice regim de funcționare. Dacă în transmisia VIII forțele centrifuge care acționează asupra sprijinelor satelitelului sunt mari, atunci urmează să fie utilizată transmisia IX

Conform [33], greutatea specifică redusă a acestor transmisii – luată ca raportul dintre greutatea transmisiei și momentul de torsiune transmis la arborele condus – este 0,8-1 kg/Nm, pe când alte transmisii planetare, ordinare și melcate au greutate specifică 1,5-5 kg/Nm.

Transmisiiile **3K** sunt compacte și permit obținerea unor rapoarte de transmitere mari (de ordinul câtorva mii). În același timp, pierderile în transmisia **3K** sunt mai mari decât în transmisia cu același  $U$ , însă compusă din transmisii ordinare sau planetare tip  $\overline{\text{AI}}$  și  $\overline{\text{II}}$  (schemele 8-9). În legătură cu aceasta, transmisiiile **3K** nu sunt acceptabile pentru transmisiiile de putere, destinate pentru funcționare intensă. Trebuie adăugat, de asemenea, că și construcția transmisiiilor **3K** e mult mai complexă decât a transmisiiilor **AI** și **II** și necesită o execuție cu o precizie mult mai înaltă (pentru o funcționare satisfăcătoare). La  $U > 1000$ , randamentul transmisiiilor **3K** e atât de mic, încât utilizarea lor în calitate de transmisii de putere e insuficientă.

Uneori pot fi obținute transmisii în mod rațional prin combinarea transmisiiilor planetare și ordinare, luând pentru treapta de la ieșire transmisia planetară, ca fiind mai solicitată, iar pentru treapta rapidă – transmisia ordinară.

Compararea gabaritelor transmisiiilor planetare și ordinare într-o treaptă, pentru  $U = 5$ , este prezentată în figura 1.44.

Confruntarea dimensiunilor diferitor tipuri de transmisii [20], pentru puterea 19 kW și raportul de transmitere  $U = 21$ , este prezentată în figura 1.45, *a*, *b*.

În figura 1.46, *a* [24] este dată curba dependenței valorii raportului  $d_b/L$  de valoarea raportului de transmitere  $U_{aH}^b$ , pentru cazul când roata *b* e fixă și distribuția raportului de transmitere între treptele transmisiei **2K-H** cu două trepte este stabilită din condiția rezistenței echivalente a lor la tensiunile de contact. În figura 1.46, *b* este prezentată compararea dimensiunilor acestor transmisii pentru  $U_{aH}^b = 7$ . În figura 1.47 [24] este prezentată compararea dimensiunilor transmisiiilor **AA** și  $\overline{\text{AI}}$  pentru raport de transmitere  $U = 5$  și sarcini egale.

În figura 1.48 [8] sunt prezentate curbele randamentului în funcție de raportul de transmitere al transmisiiilor planetare **2K**, **3K**, **4K**, **6K** și de valoarea lui  $\lambda$  care arată raportul dintre gabaritele posibile ale acestor transmisii și gabaritele transmisiiilor ordinare, pentru același raport de transmitere. Curbele date permit alegerea justă a tipului transmisiei și a schemei ei cinematice, luând în considerare, de asemenea, anumiți factori, destinația mecanismului de acționare, condițiile și regimul de lucru, locul instalării etc.

Pentru mecanismul de acționare de putere cu funcționare de lungă durată, unde randamentul este parametrul primordial, cele mai raționale sunt transmisiiile planetare, obținute dintr-un diferențial cu două roți dințate cu angrenaj exterior și interior (**2K-H**, **AI**), cu raport de transmitere  $U^H < 0$  (schemele VIII-IX, tabelul 1.7).

Repartizarea raportului de transmitere total  $U_\Sigma = U_R \cdot U_L$  între trepte ( $U_R$  – treapta rapidă,  $U_L$  – treapta lentă), pentru reductorul compus din două mecanisme **2K-H** într-o treaptă (fig. 1.49, *a*) cu angrenaj exterior și interior, poate fi efectuată conform graficelor (fig. 1.49, *b* și 1.50) propuse de prof. V.N. Kudreavțev [10], unde parametrul constructiv *C* este:

$$C = \frac{d_{b,L}}{d_{b,R}} = 1..1,2 \quad (1.40)$$

unde  $d_{b,L}$  și  $d_{b,R}$  sunt diametrele cercurilor divizoare ale roții centrale cu angrenaj interior, ale treptelor lentă și, respectiv, rapidă.

$$\lambda = \frac{q_{sa,L}}{q_{sa,R}} = 1,3..1,6 \quad (1.41)$$

unde  $q_{sa,L}$  și  $q_{sa,R}$  reprezintă raportul dintre lățimea de lucru a coroanei danturate și diametrul cercului divizor al roții solare *d*.

Modulul angrenajului se determină în modul prezentat în continuare. La început, pentru fiecare serie planetară (diferențială) a transmisiei planetare în multe trepte, se determină valoarea calculată *A*:

$$A = \frac{K_k \cdot T_H}{[C_k]} \quad (1.42)$$

unde  $K_k = 1,15..1,35$  este coeficientul de regim, care ține seama de vitezele de rotație ale roților și de construcția transmisiei; pentru transmisiiile rapide se aleg valorile mai mari;  $T_H$  – momentul de torsiune aplicat la portsatelit, în N·mm;  $C_H$  – valoarea admisibilă a coeficientului tensiunilor de contact, în N/mm<sup>2</sup>:

$$[C_H] = 0,918 \frac{[\sigma_H]^2}{E_{red}} \quad (1.43)$$

unde  $[\sigma_H]$  este tensiunea de contact admisibilă în zona apropiată polului (punctului) de angrenare și se ia în funcție de materialul roților dințate și tratamentul termic, în N/mm<sup>2</sup>;  $E_{red}$  – modulul de elasticitate redus, în N/mm<sup>2</sup>:

$$E_{red} = \frac{2E_a \cdot E_g}{E_a + E_g} \quad (1.44)$$

unde  $E_a$ ,  $E_g$  sunt modulele de elasticitate ale materialului roților solare și satelitelui.

Apoi din figura 1.50 se determină diametrul cercului divizor  $d_b$  al epicyclului (roții centrale cu angrenaj interior) pentru valoarea calculată *A*.

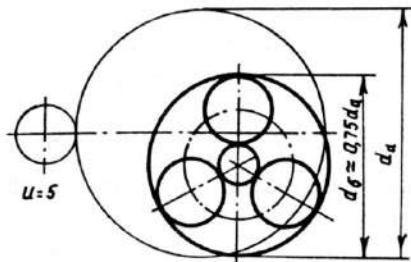


Fig.1.44

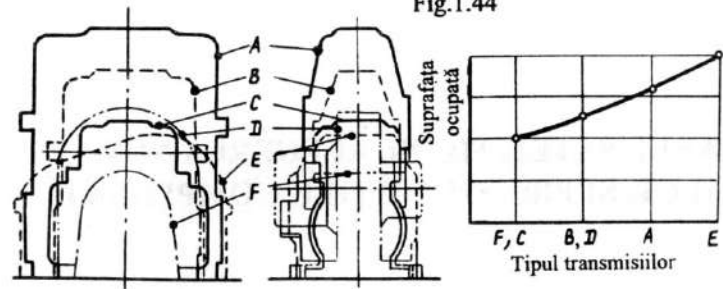


Fig.1.45

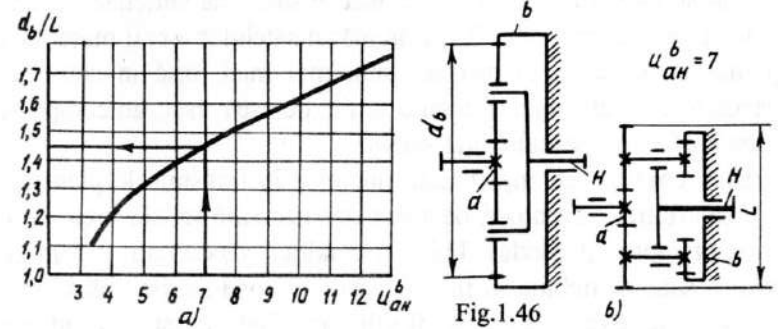


Fig.1.46

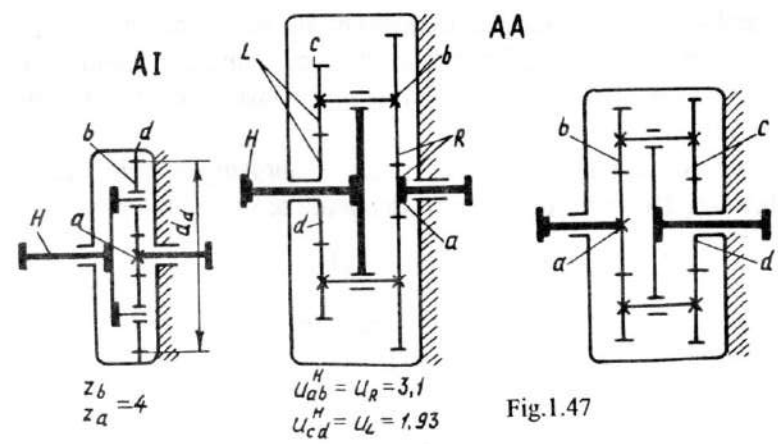


Fig.1.47

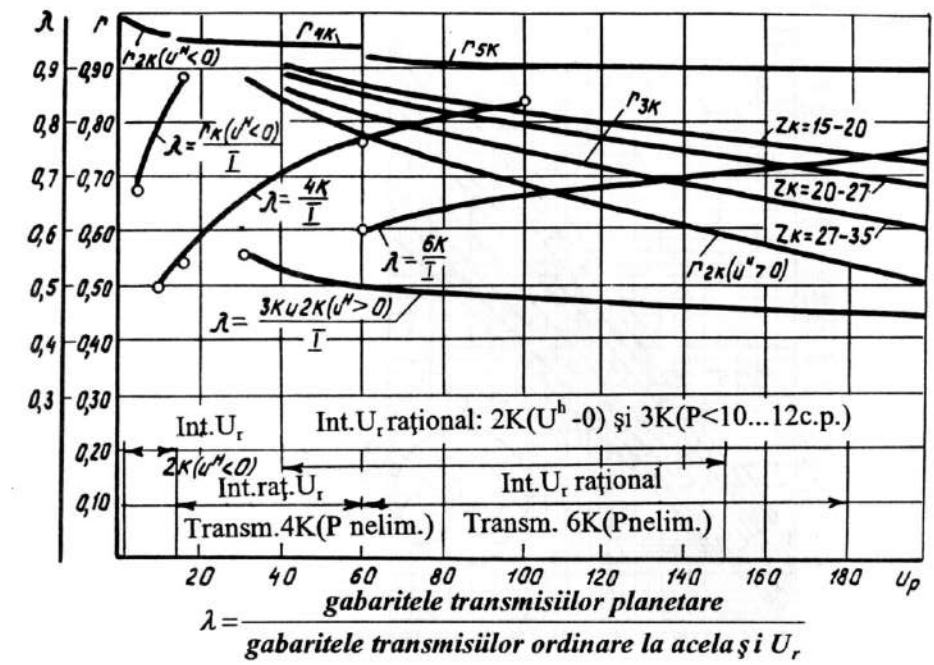


Fig. 1.48

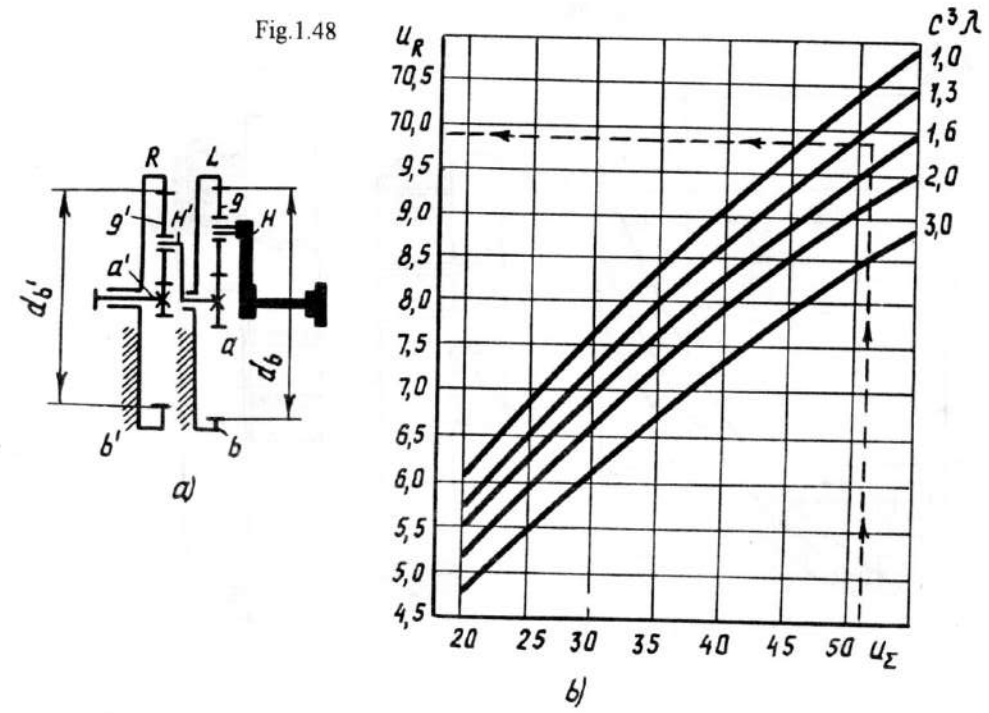


Fig.1.49



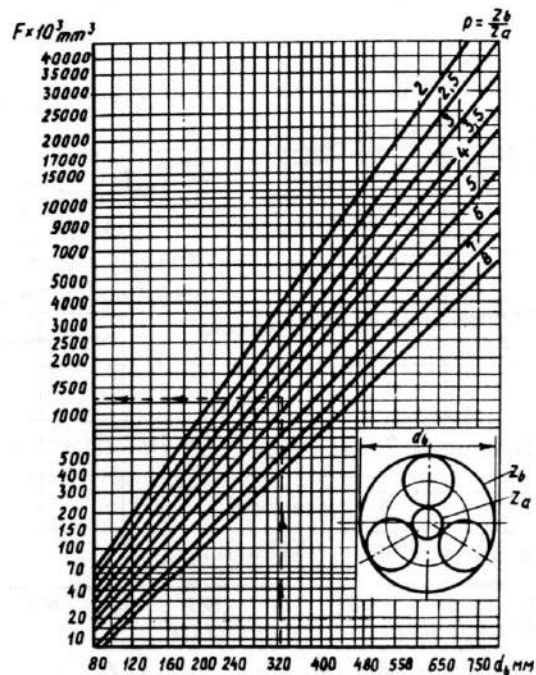


Fig.1.50

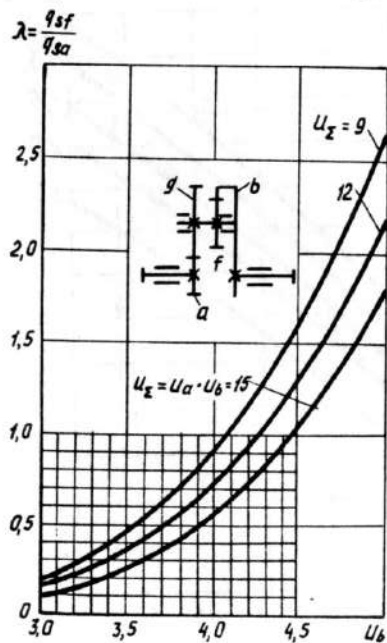


Fig.1.51

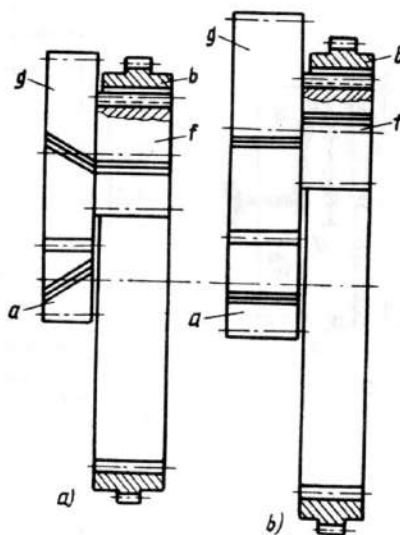


Fig.1.52

Graficul pentru determinarea raportului de transmitere al reductorului cu două trepte **2K-H** cu sateliți dubli și  $U^H < 0$  în funcție de  $U_\Sigma = U_a \cdot U_b$  și  $\lambda$  este prezentat în figura 1.51 [17].

Utilizarea angrenajelor Wildhaber-Novicov [19,7,12,13] în transmisiile planetare reduce simțitor gabaritele lor. Aceasta se vede din figura 1.52, *a* și *b*, unde sunt prezentate comparativ dimensiunile roților dințate ale transmisiei din figura 1.51, când cuplul *a-g* e realizat cu angrenaj Novicov (fig. 1.52, *a*) și cu angrenaj evolventic drept (fig. 1.52, *b*).

## 1.7. NUMĂRUL SATELIȚILOR, ALEGEREA NUMĂRULUI DINȚILOR ȘI PROPRIETĂȚILE COMPENSATOARE

Numărul sateliților din transmisiile planetare se ia, de obicei, 2, 3, 4, 5 și 6 (8). În aviație (reductoarele motoarelor de avioane, mecanismele de antrenare a șasiului etc.), numărul sateliților ajunge la 30. Cu cât numărul sateliților e mai mare, cu atât dimensiunile și masa mecanismului planetar sunt mai mici, însă în construcțiile transmisiilor planetare cu mulți sateliți trebuie să fie, de asemenea, un compensator pentru distribuirea uniformă a sarcinii între sateliți.

În transmisiile coaxiale cu roți dințate (inclusiv în transmisiile planetare) e imposibilă stabilirea arbitrară a dinților, de aceea este necesară satisfacerea condiției coaxialității arborilor motor și condus. Dacă și condiția coaxialității e respectată, atunci, având câțiva sateliți, trebuie să fie respectată și condiția asamblării roților. Numărul sateliților, de asemenea, nu poate fi arbitrar, fiind limitat de condițiile de vecinătate și amplasare pentru anumite dimensiuni ale roților centrale. Aceste trei condiții enumerate creează mari dificultăți în alegerea numărului dinților; aceasta este complicată, suplimentar, prin necesitatea respectării anumitor rapoarte de transmitere între arbori.

Condiția de coaxialitate (se referă numai la angrenajele cilindrice) pentru transmisiile planetare **2K-H** cu roți dințate nedepasate se scrie sub forma:

$$a_w = (Z_1 + Z_2) \cdot m_{12} = (Z_3 + Z_4) \cdot m_{34} \text{ etc.} \quad (1.45)$$

unde:  $a_w$  este distanța dintre axe;  $Z_1, Z_2$  etc. – numărul dinților roților dințate;  $m_{12}, m_{34}$  etc. – modulele roților dințate (în secțiune frontală).

Semnul plus este pentru angrenajul exterior, iar semnul minus – pentru cel interior. Această condiție impune limite asupra numărului dinților pentru raportul de transmitere dat.



Folosind transmisii cu corecție unghiulară [16], aceste relații între dinți pot fi modificate.

Pentru transmisiile cu corecție unghiulară:

$$a'_w = a_w \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (1.46)$$

unde:  $a'_w$ ,  $a_w$  sunt distanțele dintre axe pentru angrenajul cu și fără corecție;  $\alpha_w$  – unghiul de angrenare în secțiunea frontală;  $\alpha$  – unghiul profilului cremalierii în secțiune frontală.

Înlocuind distanțele dintre axe ale transmisiilor fără corecție cu numărul dinților și modulele frontale și respectând condiția egalității distanțelor dintre axele treptelor separate ale transmisiei, obținem condiția coaxialității în forma următoare:

– pentru transmisia planetară **AI** cu o treaptă (vezi figura 1.19):

$$\frac{Z_a + Z_b}{\cos \alpha_{wab}} = \frac{Z_d - Z_c}{\cos \alpha_{wdb}} \quad (1.47)$$

– pentru transmisia planetară **2K-H** cu două trepte (vezi figurile 1.16, 1.21):

$$m_{ab}(Z_a + Z_b) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)_{ab} = m_{dc}(Z_d \pm Z_c) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)_{dc} \quad (1.48)$$

– pentru transmisiile **3K** (vezi figura 1.7, b):

$$m_{ag}(Z_a + Z_g) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)_{ag} = m_{bg}(Z_b - Z_g) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)_{bg} = m_{ef}(Z_e - Z_f) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)_{ef} \quad (1.49)$$

unde indicii  $ab$ ,  $dc$ ,  $ag$  etc. corespund perechilor de roți  $a-b$ ,  $d-c$ ,  $a-g$  etc.

Corecția unghiulară permite majorarea simțitoare a sarcinii admisibile pentru transmisiile planetare. Amănunte despre coaxialitatea transmisiilor planetare sunt prezentate în lucrarea [24].

Condiția de vecinătate stabilește posibilitatea amplasării numărului dat de sateliți fără a se atinge unul de altul.

Condiția de vecinătate (fig. 1.53) se respectă dacă:

$$(d_a)_a < a_w \sin \frac{180^\circ}{a_p}, \quad (1.50)$$

unde:  $(d_a)_a$  este diametrul cercului de fund al coroanei mai mari a satelitului;  $a_p$  – numărul sateliților.

Pentru numărul sateliților  $a_p > 1$  se cere respectată, de asemenea, condiția de asamblare, care stabilește legătura dintre numărul de dinți al roților și numărul

sateliților, aceasta reieșind din posibilitățile de angrenare a lor, cu respectarea condiției amplasării uniforme a axelor pe circumferință.

Pentru transmisia **AI** într-o treaptă (fig. 1.19), condiția de asamblare se scrie în forma:

$$\frac{Z_a + Z_b}{a_p} - \text{număr întreg} \quad (1.51)$$

Pentru transmisia **2K-H** cu două trepte (fig. 1.16), asamblarea este asigurată pentru valorile  $Z_a$  și  $Z_b$  multiple ale numărului  $a_p$ , dacă poziția reciprocă a danturilor nu se reglează.

Asamblarea transmisiilor planetare cu sateliți dubli poate fi realizată și la valorile  $Z_a$  și  $Z_b$  nemultiple ale numărului  $a_p$  [10]. În acest caz, asamblarea este asigurată cu condiția (fig. 1.16):

$$\frac{Z_a + Z_d}{a_p} + \left( 1 \pm \frac{Z_c}{Z_b} \right) \left( V + n - \frac{Z_a}{Z_p} \right) = E \quad (1.52)$$

unde:  $V$  este un număr întreg, apropiat și mai mare ca  $Z_a / a_p$ ;  $n$  – un număr din seria  $\pm (1, 2, 3, 4, \dots)$ ; pentru  $Z_a / a_p = V \cdot n \neq 0$ ;  $E$  – orice număr întreg pozitiv sau negativ.

Semnul plus se ia pentru transmisiile cu două roți centrale cu angrenaj omonim (interior sau exterior), iar semnul minus pentru transmisii cu roți dințate centrale cu angrenaj exterior și interior (figurile 1.16, 1.20, 1.21).

Relația între numărul dinților roților dințate și numărul sateliților reductorului este:

$$\frac{Z_1}{\varepsilon} = \frac{a_p}{1 - U^H} \quad (1.53)$$

unde:  $Z_1$  – numărul dinților roții solare mobile;  $\varepsilon$  – un număr întreg oarecare (parametrul asamblării);  $a_p$  – numărul sateliților;  $U^H$  – raportul de transmitere al reductorului, în cazul portsatelitului fix.

Pentru determinarea numărului teoretic al sateliților  $a_p$ , la transmisiile planetare simple se recomandă următoarele relații:

– transmisia **AA** (fig. 1.4):

$$a_p = \frac{(Z_a + Z_b)(Z_c - Z_b)}{m'}, \quad (1.54)$$

– transmisia **II**:

$$a_p = \frac{(Z_a - Z_b)(Z_b - Z_c)}{m'}, \quad (1.55)$$

– transmisia  $\overline{AI}$ :

$$a_p = \frac{(Z_a - Z_b)(Z_b + Z_c)}{m'} \quad (1.56)$$

– transmisia  $\overline{AI}$ :

$$a_p = \frac{(Z_a + Z_b)(Z_c + Z_b)}{m'} \quad (1.57)$$

unde  $m'$  este factorul comun pentru numărul dinților sateliților.

Prof. V.N. Kudreavțev a elaborat un tabel pentru alegerea numărului dinților transmisiei 3K cu rapoarte de transmitere de la 11,78 până la 221, pentru roțile dințate cu și fără corecție [16].

Alegerea numărului dinților transmisiei 3K (fig. 1.6, b) se efectuează pe baza relațiilor:

$$P = \frac{Z_b \cdot Z_f}{Z_g \cdot Z_e} = 1 - \frac{1+K}{U_p}$$

unde  $K$  și  $U_p$  sunt:

$$K = \frac{Z_b}{Z_a}; \quad U_p = \frac{1+K}{1-p} \quad (1.58)$$

$p$  fiind parametru constructiv.

Deci:

$$\frac{Z_f}{Z_e} = \frac{Z_g}{Z_b} \left( 1 - \frac{1+K}{U_p} \right)$$

De obicei, în transmisiile 3K valoarea lui  $K$  este:

$$K = \frac{Z_b}{Z_a} = 4 \dots 8$$

Dând valori lui  $K$  și  $Z_a$ , se determină  $Z_b$  și  $Z_g$ , iar din relația (1.58) se determină valoarea raportului  $Z_f/Z_c$ . Apoi, folosind egalitatea  $Z_b - Z_e = Z_b - Z_f$ , se găsesc mărimile  $Z_e$  și  $Z_f$ .

Avantajul principal al transmisiilor planetare constă în posibilitatea transmiterii simultane a sarcinii de către câteva elemente intermediare, ceea ce asigură reducerea sarcinii pe dinte și, deci, reducerea dimensiunilor de gabarit. Inevitabilitatea erorii de execuție conduce la distribuția inegală a fluxului de putere între sateliți, cu consecințe defavorabile asupra capacității portante și a randamentului transmisiei.

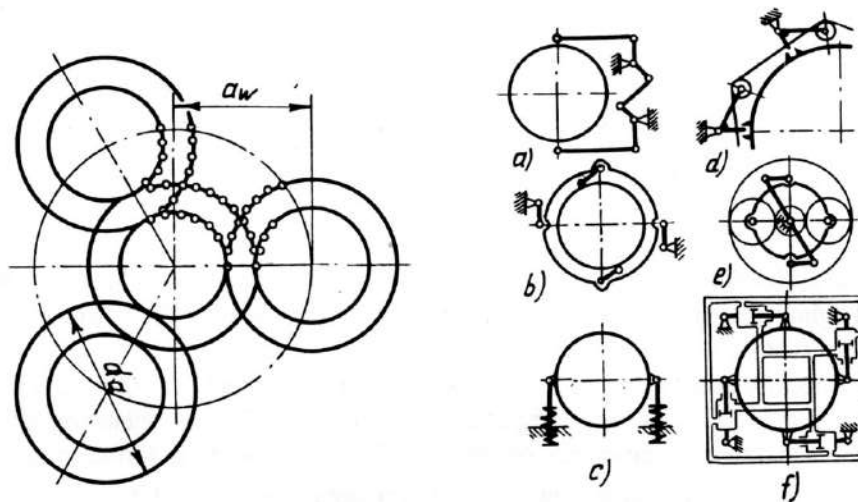


Fig. 1.53

Fig. 1.55

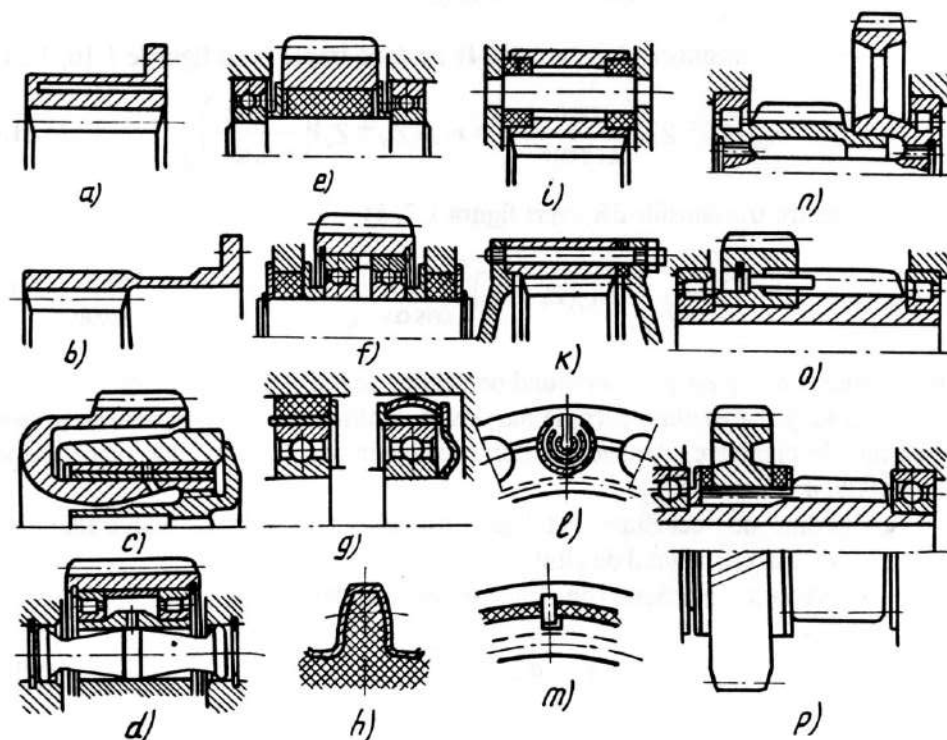


Fig. 1.54

Puterea reală, transmisă în transmisia planetară de un singur satelit, este egală cu  $N_{gr} = \Omega N$ , unde  $\Omega > 1$ , iar  $N$  – puterea transmisă de un singur satelit pentru  $\Omega = 1$ , adică la distribuirea ideală a sarcinii între sateliți. Conform datelor experimentale [9], coeficienții de neuniformitate a distribuirii sarcinii între sateliți sunt  $\Omega_3 = 1,35 \dots 1,45$ ,  $\Omega_4 = 1,4 \dots 1,5$ ,  $\Omega_6 = 1,45 \dots 1,6$  corespunzători pentru transmisiile cu 3, 4 și 5 sateliți. În cazul existenței elementelor flotante, valoarea lui  $\Omega$  poate fi redusă până la 1,08. Neuniformitatea solicitării sateliților, agravată, de asemenea, de erorile de montaj, de execuție și de uzura neuniformă a dinților, duce la reducerea fiabilității construcției, deoarece dinții unor sateliți lucrează cu o sarcină majorată în raport cu cea calculată. Cauzele indicate au favorizat apariția unor mecanisme compensatoare speciale, unele din ele fiind foarte interesante.

Pentru egalizarea încărcării sateliților se utilizează diferite măsuri:

1) *ridicarea preciziei de execuție și montaj*, care exclude procedee speciale de asamblare (alegerea sateliților după excentricități și jocuri în angrenaj, corecția lor, alegerea lagărelor în funcție de jocuri, posibilitatea diferitor reglări în procesul de asamblare și funcționare a transmisiei); precizia de execuție trebuie să crească odată cu creșterea vitezelor periferice și a numărului sateliților [33].

2) *creșterea flexibilității elementelor transmisiei* prin modificarea formei lor, introducerea elementelor elastice, utilizarea maselor plastice în execuția roților etc.;

3) *utilizarea elementelor flotante* (cu posibilitatea de a se autocentra);

4) *utilizarea sistemelor* (dispozitivelor) de egalizare pentru sateliți.

Oportunitatea utilizării procedeei corespunzător este determinată de valorile jocurilor și a deformărilor în angrenaje.

În figura 1.54, *a...g* sunt prezentate soluțiile constructive de reducere a rigidității elementelor transmisiei planetare. Descrierea amănunțită a acestor construcții și recomandări privind utilizarea lor (vezi în lucrarea [33]), precum și problemele deformărilor elementelor mecanismelor planetare, sunt analizate integral în [1] și [27].

De remarcat că evaluarea flexibilității mecanismelor planetare este o problemă complexă. În particular, în cazul flexibilității excesive în transmisie pot apărea oscilații inadmisibile în amplitudine, generate de instabilitatea mișcării la autocentrare, care va conduce la creșterea vibroactivității mecanismului (fenomen nedorit pentru o serie de transmisiile speciale).

Schemele cinematice cu elemente flotante în transmisiile planetare sunt prezentate în figura 1.55. Din soluțiile constructive pot fi evidențiate doar câteva.

## Transmisiile cu roțile centrale flotante

Aceste transmisiile se realizează pentru puteri foarte mari (de la sute până la zeci de mii de kW). La transmisia Stoeckicht (fig. 1.56 [11]), roțile 1 și 2 sunt legate de arborele 4 și, respectiv, de carcasă prin manșoanele dințate 7 și 5-6. Pentru a da posibilitatea așezării radiale și axiale independente, coroanele roții centrale 2 sunt

legate la bază prin două manșoane înseriate: cu dinți înclinați 5 și cu dinți dreپți 6. Sateliții 3 sunt executați dubli, iar roata 2 se execută cu grosime mică a coroanei, astfel ca sub sarcină să apară deformații radiale cel puțin egale cu erorile de execuție. Eficacitatea sistemului descris depinde de mărimea frecării dintre caneluri; pentru a asigura o forță de frecare mică trebuie ca elementele canelate ale cuplajelor să aibă flancurile cât mai netede și mai dure și ca între aceste elemente să se asigure o ungere bună. Măsurările tensometrice au arătat că încărcările sateliților nu diferă decât cu cel mult +5 %. Transmisia din figura 1.56 realizează  $U = 3 \dots 12$ , asigură  $\eta = 0,992$  și – la aceleași gabarite – permite puteri cu 5...30 % mai mari decât transmisia cu axe fixe. Transmisiile Stoeckicht se utilizează pe larg ca multiplicatoare la centralele electrice.

## Transmisia cu portsatelitul și o roată centrală flotantă

La reductoarele de putere mică, roata centrală a unei trepte (portsatelitul treptei anterioare) se realizează monobloc [28, 7]. Pentru a obține gabarite minime, se renunță la lagăre pentru portsatelit. În figura 1.57 [7] este reprezentat un minireductor planetar Engel în șase trepte, la care element conducător este arborele danturat 1 ( $Z=6$ ), iar element condus – brațul *H*; roata centrală 2 este comună ( $Z=54$ ). Reductoarele Engel au 2...7 trepte,  $U = 30 \dots 54$  880, momentul transmis  $T = 3 N \cdot m$ ;  $\eta = 0,8 \dots 0,4$ ; masa 0,028...0,043 kg.

## Transmisiile cu o roată centrală flotantă

La transmisiile din această grupă, una din roțile centrale se leagă de arborele de turație mare sau de carcasă, în general, prin cuplaj dințat. În figura 1.58 se prezintă două sisteme simple în care nu se utilizează cuplaje dințate și care permit autocentrarea roții centrale cu dantură interioară. La sistemul din figura 1.58, *a* [2], pe corpul 2 sunt dispuse echidistant bolțurile 3 pe care sunt articulate pârghiile 4, cu un capăt introdus în creștăturile *a* de pe roata centrală 1, iar la celălalt capăt având role peste care este întins cablul 5. Pentru a asigura sistemului sensibilitatea dorită și a evita intrarea în rezonanță – ambele aspecte fiind direct legate de gradul de tensionare a cablului – s-a prevăzut un sistem tensometric 6 ce permite controlul acestei tensionări. Sistemul descris asigură o însemnată atenuare a șocurilor. Foarte simplă este construcția din figura 1.58, *b*. Roata flotantă 1 este dispusă în corpul 2 cu joc radial ( $\delta$ ) și fixată prin penele 3 montate cu joc.

La transmisia din figura 1.59 [23] roata dințată 1 este realizată în varianta corp comun cu arborele de turație mare, montat pe lagărele depărtate 2 și 3, asigurându-se astfel o anumită elasticitate arborelui, deci o anumită posibilitate de autocentrare. Pentru rodaj, se recomandă utilizarea unor reazeme suplimentare (tehnologice) apropiate 4 și 5.



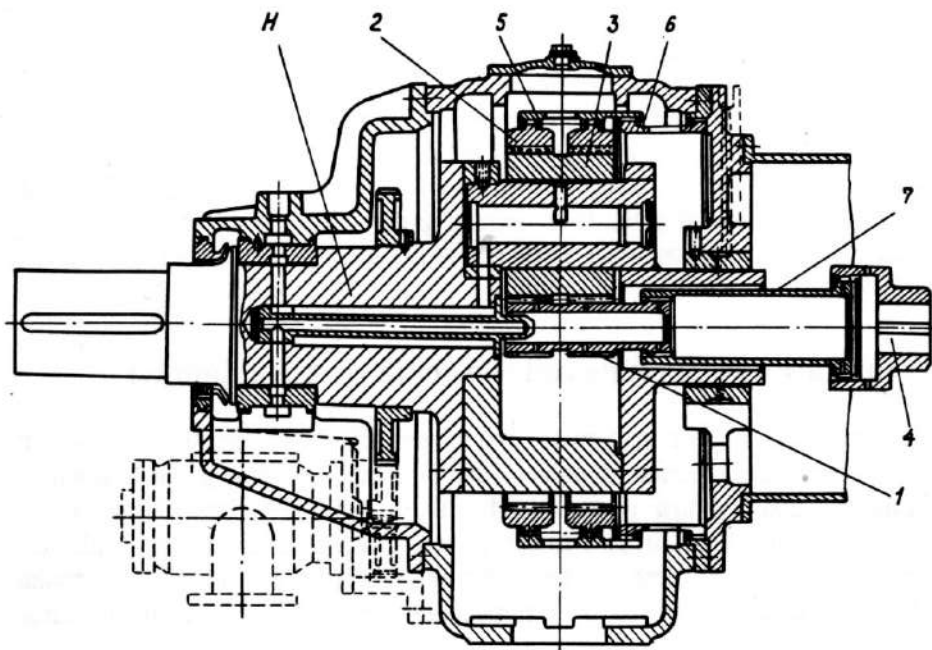


Fig.1.56

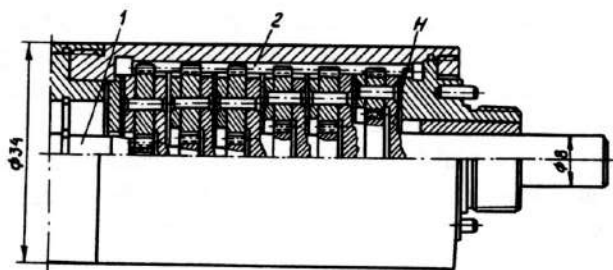


Fig.1.57

## Transmisii cu sateliți cu autocentrare

La transmisiile din această grupă sateliții au mobilitate radială pe portsatelit. Această mobilitate se realizează: 1) montând sateliți elastici pe portsatelit; 2) montând sateliții pe axe cu excentric; 3) prin portsatelit din elemente articulate.

Primul sistem este exemplificat în figura 1.54. În figura 1.54, *c* [33], sistemul are o formă care asigură o elasticitate mare. În figura 1.54, *d* și *f*, axul elastic al satelitelui este rezemat la ambele capete și are capete sferice. În figura 1.54, *e*, *f* și *g*, sateliții sunt montați elastic pe axe prin diferite procedee de rezemare elastică.

Sistemele prezentate în figura 1.60 și 1.61 [31] exemplifică posibilitatea de autocentrare a sateliților prin montare excentrică. Axele *1* ale sateliților 2 (fig. 1.60) au tronsonul pe care se rotește satelitul excentric și se pot roti în portsatelitul *H*. Pe axele *1* sunt fixate pârghiile 3 prevăzute cu bolțurile 4, introduse în canalele circulare din placa flotantă 5. Cele trei axe *1* sunt montate cu excentricitățile orientate radial. Din cauza excentricității *e* a axelor, sarcina *F* produce momentul  $F \cdot e$ , care determină forța  $K = F \cdot e/a$  în placa 5. Placa 5 fiind în echilibru sub acțiunea forțelor *K*, rezultă că forțele *F* trebuie să fie egale, deci se asigură distribuția egală a sarcinii pe sateliți. Elementul care prin autocentrare asigură distribuția egală a sarcinii pe sateliți este, deci, placa 5 ce se găsește numai sub acțiunea forțelor *K*. Sistemul descris este eficace și simplu. În figura 1.61 se prezintă câteva soluții asemănătoare, pentru transmisiile cu patru sateliți. Prin analogie cu cazurile analizate, se pot elabora sisteme de egalizare a încărcării sateliților la transmisiile cu orice număr de sateliți. Este de menționat faptul că, de fapt, complicarea construcției mecanismelor de egalizare duce nu numai la pierderea avantajului referitor la greutatea redusă a transmisiilor planetare, ci și la scăderea randamentului din cauza pierderilor în elementele mobile ale mecanismului de egalizare.

## 1.8. CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL ANGRENAJELOR PLANETARE

Calculul de rezistență al roților dințate ale transmisiilor planetare este similar cu cel de la transmisiile ordinare, dar se iau în considerare particularitățile primelor. Calculul de rezistență se referă la calculul tensiunii de contact pe flancurile dinților și la calculul solicitării la piciorul dintelui (la oboseala de încovoiere).

Deoarece în transmisiile planetare dimensiunea de bază este diametrul roții exterioare și nu distanța dintre axe, relațiile de calcul ale transmisiilor planetare sunt modificate pentru determinarea diametrelor roților calculate.

Pentru transmisiile planetare, calculul se efectuează pentru fiecare pereche de roți dințate (cu excepția transmisiilor cu o treaptă).

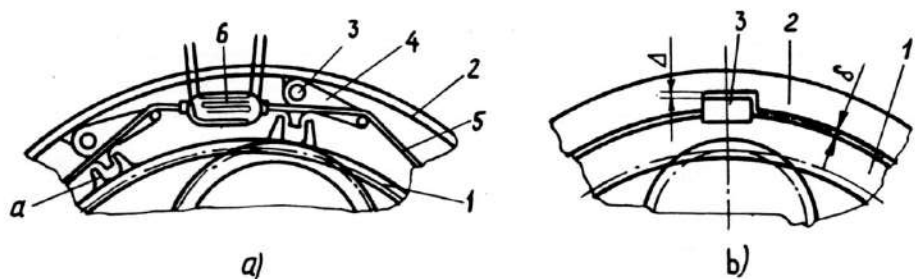


Fig.1.58

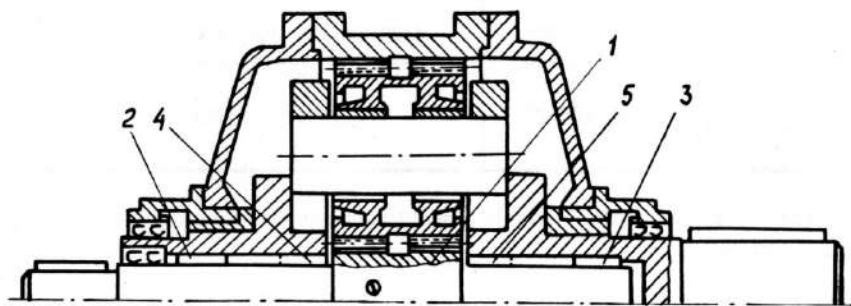


Fig.1.59

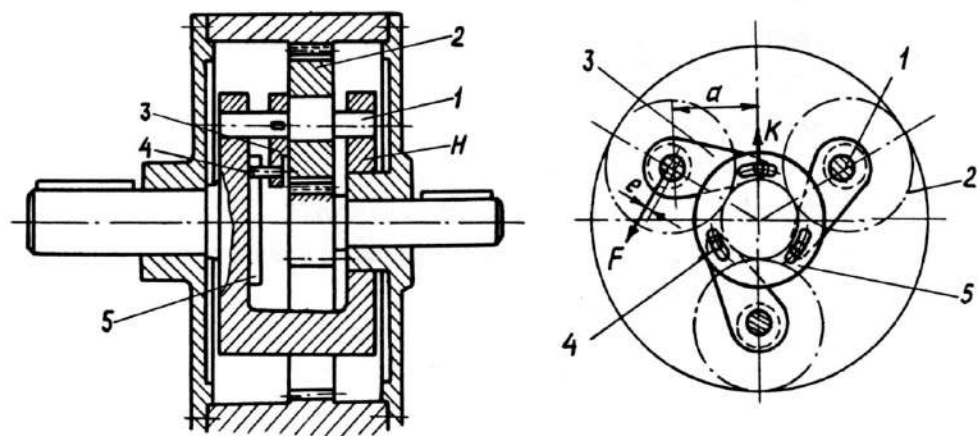


Fig.1.60

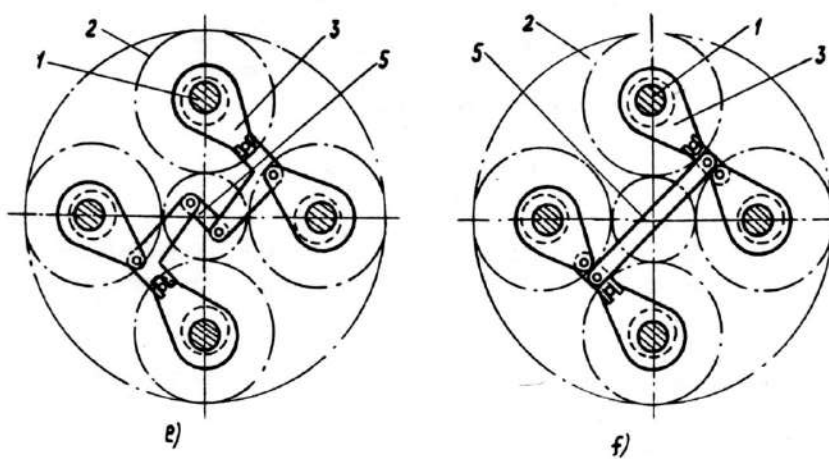
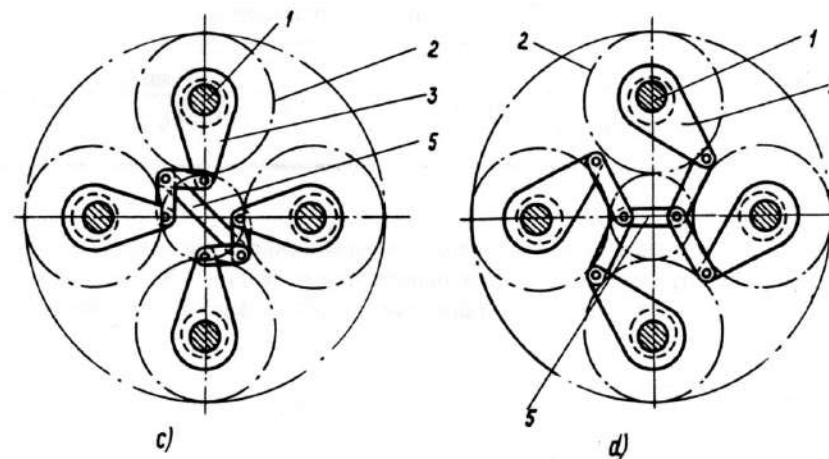
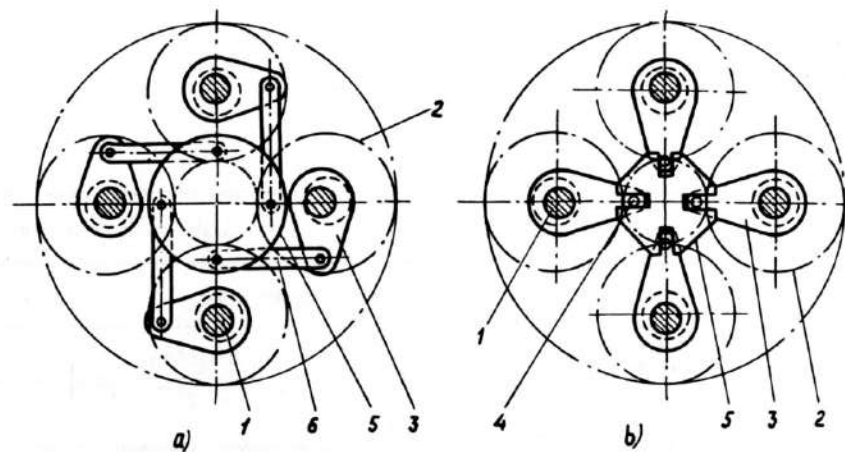


Fig.1.61



Relațiile de calcul propuse de profesorul V.N Kudreavțev [16] pentru calculul transmisiilor cu angrenaje sunt incluse în tabelele 1.8 și 1.9, corespunzător pentru rezistența de contact și la încovoiere,  $[\sigma]_1$  și  $[\sigma]_2$ .

Tabelul 1.8.

Calculul de proiectare	Calculul de verificare
Transmisii cu roți dințate cilindrice	
$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot 10^3 (U \pm 1)}{q_c U [\sigma_H]}}$ [mm]	$\sigma_H = \frac{2T_1 (U \pm 1)}{b_w d_1^2 U} \leq [\sigma_H]$ [N/mm <sup>2</sup> ]
Transmisii cu roți dințate conice	
$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4,5T_1 \cdot 10^3 \sin \delta}{(1 - q_R) q_k U [\sigma_H]}}$ [mm]	$\sigma_H = \frac{4,5 T_1 \sin \delta_1}{(1 - q_R) q_k d_1^3 U} \leq [\sigma_H]$ [N/mm <sup>2</sup> ]

**Remarcă:**

- În formule, semnul + se referă la angrenajul exterior, iar semnul - la cel interior.
- În relații, mărimile liniare se introduc în mm, iar  $T_1$  - în N · mm.
- Parametrul  $[K_0]$  pentru transmisiile cu roți dințate cu dinți dreپți se determină cu relația:

$$[K_0] = \frac{[C_H] \cdot \Phi_k}{K_{nr.H} \cdot K_H} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

În transmisiile necorijate cu  $\beta = 0$  avem  $\Phi_k = 1$ .

În transmisiile cu corecție unghiulară, avem  $\Phi_k = \frac{\sin 2\alpha_w}{\sin 2\alpha}$ .

- Pentru transmisiile cu dinți înclinați sau curbi:

$$[K_0] = \frac{[C_H] \cdot V_k}{K_{nr.H} \cdot K_H} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Formula este valabilă pentru transmisiile necorijate, însă poate fi utilizată cu o oarecare imprecizie și pentru calculul transmisiilor cu dinți înclinați sau curbi, corijați pe înălțime cu  $X_1 = -0,1 \dots 0,3$  și  $HB_1 - HB_2 < HB 80$ .

Notările convenționale din tabelele 1.8 și 1.9 au următoarele semnificații:

$d_1$  este diametrul divizor al roții calculate;

$T_1$  - momentul de torsiune la roată;

$U$  - raportul de transmitere al perechii de roți dințate;  $U = Z_2 / Z_1 \geq 1$ ;

Tabelul 1.9

$\beta = 0$	$\beta \neq 0$
Transmisii cu roți cilindrice	Transmisii cu roți cilindrice
$\sigma_1 = \frac{2T_1 K_{nr.i} \cdot K_f}{b_w d_1 m Y_1} \leq [\sigma]_1$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_1 = \frac{1,65T_1 K_{nr.i} \cdot K_f}{b_w d_1 m Y_{1b} \epsilon} \cos \beta \leq [\sigma]_1$ [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{Y_1}{Y_2} \leq [\sigma]_2$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{Y_{b1}}{Y_{b2}} \leq [\sigma]_2$ [N/mm <sup>2</sup> ]
Transmisii cu roți conice cu dinți dreپți:	Transmisii cu roți conice cu dinți dreپți:
$\sigma_1 = \frac{2,26T_1 K_{nr.i} \cdot K_f}{b_w d_1 m_t (1 - q_k) Y_1} \leq [\sigma]_1$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{Y_1}{Y_2} \leq [\sigma]_2$ [N/mm <sup>2</sup> ]

**Remarcă:** În relațiile vizate, mărimile liniare (inclusiv modulul) sunt exprimate în mm, iar momentul  $T_1$  - în N · mm.

$q_c, q_k$  - raportul dintre lățimea de lucru a coroanei danturate și diametrul cercului de bază, corespunzător roții dințate cilindrice și roții dințate conice;

$b_w$  - lățimea de lucru a coroanei danturate a roții;

$\sigma_H$  - tensiunea admisibilă la calculul de rezistență la contact al suprafețelor de lucru ale dinților, cu considerarea regimului de lucru al transmisiei;

$\delta$  - unghiul dintre axele conurilor generatoare;

$m$  - modulul roții dințate;

$m_t$  - modulul frontal;

$Y$  - coeficientul de formă a dinților;

$\beta$  - unghiul de înclinare a dinților pe cilindrul divizor;

$[\sigma]_1$  - tensiunea admisibilă la calculul la încovoiere a dinților, cu considerarea regimului de lucru al transmisiei;

$K_{nr.H}, K_{nr.i}$  - coeficienți efectivi de distribuție neuniformă a tensiunilor specifice pe lățimea coroanei danturate la calculul de rezistență la contact a suprafețelor dinților și la calculul la încovoiere;

$K_H$  și  $K_f$  - coeficienții dinamici la calculul dinților la tensiunea de contact și încovoiere.

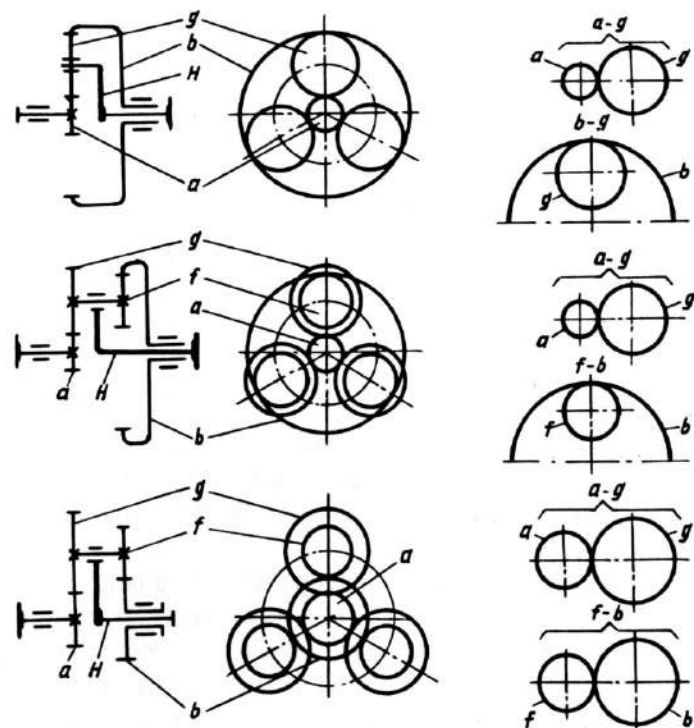


Fig.1.62

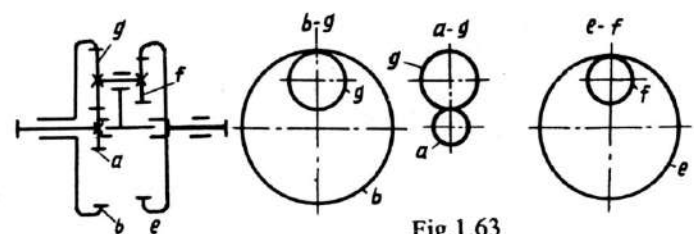


Fig.1.63

Pentru transmisia 2K-H (fig. 1.62), momentul de torsiune  $T_1$  se determină în modul prezentat în continuare:

Pentru transmisia a-g:

$$T_1 = \frac{|T_a|}{a_p} \quad (\text{pentru } Z_g \geq Z_a) \tag{1.60}$$

$$T_1 = \frac{|T_a|}{a_p} \Omega \frac{Z_g}{Z_a} \quad (\text{pentru } Z_a > Z_g)$$

unde  $T_a$  este momentul care acționează asupra roții centrale  $a$ ;  $\Omega$  – vezi [10]

Pentru transmisia b-f:

$$T_1 = \frac{|T_a|}{a_p} \Omega \quad (\text{pentru } Z_b < Z_f) \tag{1.61}$$

Pentru  $Z_b > Z_f$  – vezi relația (1.60).

Pentru transmisia 3K (fig. 1.63), momentul de torsiune se determină după cum urmează.

Pentru transmisia e-f:

$$T_1 = \frac{|T_e|}{a_p} \Omega \frac{Z_f}{Z_e} \tag{1.62}$$

Pentru transmisia b-g:

$$T_1 = \frac{|T_b|}{a_p} \Omega \frac{Z_g}{Z_b} \tag{1.63}$$

Pentru transmisia a-g – vezi relațiile (1.59) și (1.54) pentru 2K-H.

Trebuie remarcat că:

$$-\frac{T_a}{T_e} = \frac{1}{U_{ae}^b}; \quad -\frac{T_a}{T_b} = \frac{1}{U_{ab}^e}; \quad -\frac{T_b}{T_e} = \frac{1}{U_{bc}^a} \tag{1.64}$$

și în cazul roții conduse  $a$ :

$$-\frac{T_a}{T_c} = \frac{1}{U_{ac}^b} \text{ și } -\frac{T_a}{T_b} = \frac{1}{U_{ab}^c} \tag{1.65}$$

fără considerarea randamentului.

# 2

## Calculul transmisiilor planetare cu bolțuri

### 2.1. NOȚIUNI GENERALE. GENERAREA PROFILULUI DINȚILOR SATELIȚILOR

Reductoarele planetare cu bolțuri (inventate de L. Braren) sunt intens studiate și capătă o răspândire tot mai largă, având calități incontestabile. Angrenajul cu bolțuri este un caz pozitiv particular al angrenajului cicloidal. Se știe că prin angrenaje cicloidale se înțeleg angrenajele care au dinți profilați cu ajutorul curbelor ciclice. Una dintre curbele ciclice este cicloida, care se definește ca loc geometric al unui punct aparținând unui cerc ce se rostogolește fără alunecare pe o dreaptă. Dacă cercul se rostogolește pe alt cerc în exterior sau în interior, curba descrisă de un punct al cercului se numește epicycloidă sau hypocycloidă. Curba descrisă de un punct al planului cercului (exclusiv cercul) care se rostogolește fără alunecare pe alt cerc (interior sau exterior) se numește trohidă. Epicycloida și hypocycloida pot fi considerate, deci, cazuri particulare ale trohoidelor. Dintre angrenajele cu bolțuri se folosește aproape exclusiv cel interior (angrenajele exterioare sunt utilizate la transmisii unicate de dimensiuni mari).

Pentru generarea profilului epicycloidal al roții unui astfel de angrenaj se consideră centroidele  $A$  și  $B$  (fig. 1.64) [29]. Prin rostogolire fără alunecare a centroidei  $A$  pe centroidă  $B$ , un punct  $P$  al centroidei  $A$  descrie epicycloida  $PN_2K_2$ . Profilul conjugat acestuia este un punct, care practic se materializează printr-un cerc de rază  $r_b$  (raza bolțului). Profilul real al roții este o curbă echidistantă, obținută ca înfășurătoare a familiei de cercuri de rază  $r_b$ , având centrele de epicycloidă  $PN_2K_2$  (fig. 1.64).

Procedând în mod analog, se poate genera profilul hypocycloidal al angrenajului cu bolțuri (fig. 1.65) [29]. De remarcat că, în primul caz (fig. 1.64), centrele bolțurilor se găsesc dispuse echidistant pe centroidă exterioară, iar în al doilea (fig. 1.65) pe centroidă interioară (centroidele  $A$  și  $B$  sunt și cercuri de divizare). Dacă se consideră aceleași centroide  $A$  și  $B$ , centroidă  $A$  rostogolindu-se fără alunecare pe centroidă  $B$ , un punct  $C$  al planului centroidei  $A$  descrie epitrohidă

$C_0F_2G_2$  (fig. 1.66) [29]. Profilul conjugat acestuia este, de asemenea, un punct care se materializează printr-un bolț cu raza  $r_b$ . Se generează, astfel, profilul teoretic deplasat al angrenajului cicloidal cu bolțuri. În acest caz, bolțurile sunt dispuse pe cercul cu divizare cu raza  $R_{d1} = O_1C_0$  (fig. 1.66).

În figura 1.67 [29] este reprezentat angrenajul epicycloidal cu bolțuri cu profil deplasat (angrenaj epitrohidă). Profilul real  $C_0F_2G_2$  este echidistant epitrohoidelor  $C_0F_2G_2$ . Procedând în mod analog se obține angrenajul hypocycloidal cu bolțuri cu profil deplasat (angrenaj hipotrohidă, figura 1.68 [29]). Deoarece numai angrenajul epitrohidă a găsit aplicare, în continuare se va avea în vedere numai acest angrenaj.

Raportul (figurile 1.66 și 1.67):

$$\xi = \frac{O_1C_0 - O_1P}{O_1C_0} = \frac{R_d - R_1}{R_{d1}} = \frac{R_b - R_1}{R_b} = 1 - \frac{R_1}{R_b} \quad (1.66)$$

se numește *coeficient de deplasare specifică*; s-a notat cu  $R_b$  raza cercului de dispunere a bolțurilor.

Razele cercurilor de rostogolire și distanța dintre axe sunt (fig. 1.69) [18]:

$$R_1 = R_b(1 - \xi); \quad R_2 = R_1 i_{12} = R_b(1 - \xi) \frac{Z_2}{Z_1}; \quad (1.67)$$

$$A = R_1 - R_2 = R_b(1 - \xi) \left( 1 - \frac{Z_2}{Z_1} \right). \quad (1.68)$$

Pentru  $Z_1 - Z_2 = 1$ , relația (1.68) devine:

$$A = \frac{R_b}{Z_1}(1 - \xi) = \frac{m}{2}(1 - \xi) \quad (1.69)$$

Razele cercurilor de vârf și de fund ale roții cicloidale:

$$R_{e2} = R_b + A - r_b; \quad R_{i2} = R_b - A - r_b \quad (1.70)$$

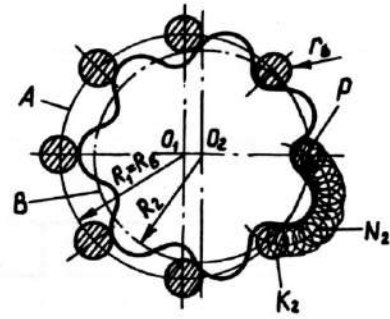


Fig. 1.64

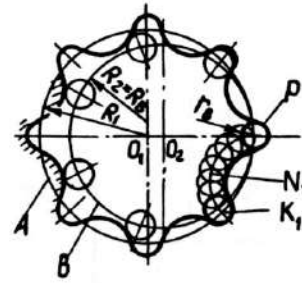


Fig. 1.65

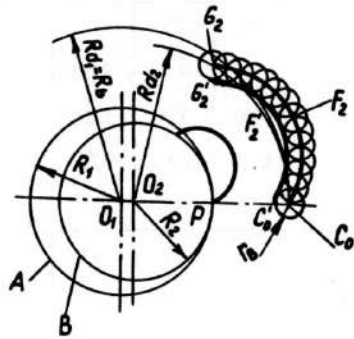


Fig. 1.66

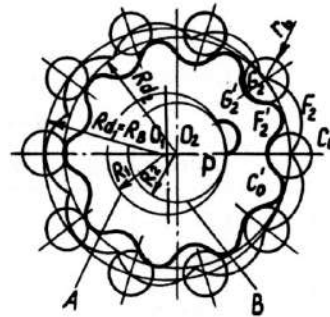


Fig. 1.67

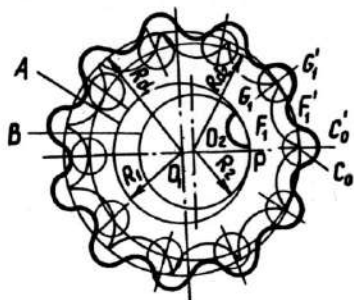


Fig. 1.68

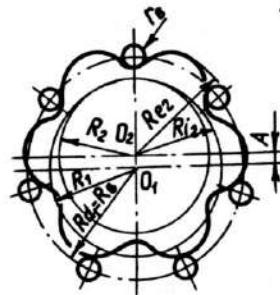


Fig. 1.69

Deplasarea profilului influențează direct raza de curbură, în zona de contact. Între razele de curbură ale profilurilor teoretic  $\varrho_0$  și real  $\varrho$  și raza bolțului  $r_b$  există relația evidentă:

$$\varrho = |\varrho_0| \pm r_b \tag{1.71}$$

În [18] sunt deduse expresii pentru raza de curbură a profilului teoretic. Pe baza acestor expresii, în figura 1.70 se prezintă variația raportului dintre raza de curbură a profilului teoretic și raza de dispunere a bolțurilor roții cu bolțuri  $R_b$  la diferite deplasări specifice ale profilului  $\xi$ .

Pentru studiul altor aspecte ale influenței deplasării de profil este suficientă determinarea pe cale grafică a razei de curbură a profilului – metoda Bobillier. Se procedează astfel (fig.1.71.) [18]: se unește centrul  $B$  al bolțului cu profilul angrenării  $P$  (normala în punctul de contact) și cu centrul roții cu bolțuri  $O_1$ . Prelungirea  $BO_1$  intersectează perpendiculara în  $P$  pe  $BP$  în punctul  $\cdot$ . Centrul de curbură  $E$  al profilului roții  $O_2$  se găsește la intersecția dreptei  $BP$  cu dreapta ce trece prin punctul  $C$  și centrul  $O_2$  al roții. Utilizând această metodă, în figura 1.72 [18], pentru un angrenaj cu  $Z_1 = 12$  și  $Z_2 = 11$  s-au determinat centrele de curbură  $E_1, E_2, E_3...$  în punctele de contact  $K_1, K_2, K_3...$  ale roții  $O_2$  cu bolțurile roții  $O_1$  pentru  $\xi = 0,15$  (a) și  $\xi = 0,5$  (b). Din figură rezultă că, cu cât deplasarea este mai mică, brațele forțelor din cuplurile bolțuri-roată dințată (distanțele de la centrul  $O_2$  până la liniile policentre le bolțurilor) sunt mai mici. De aici rezultă valorile raționale ale coeficientului de deplasare a profilului  $\xi = 0,15...0,5$  (vezi și tabelul 1.10).

Deoarece angrenajul interior cu bolțuri este folosit ca transmisie planetară în care se folosește un cuplaj cu bolțuri pentru preluarea rotației satelitelui de către arborele condus, este util a vedea și efectul deplasării de profil asupra diametrului maxim utilizabil la bolțurile cuplajului. În figura 1.73, a [18] este reprezentat un angrenaj nedeplasat împreună cu cuplajul său. Deși raza alezajelor  $r_g$  este adoptată cât mai mare posibilă, raza roților de pe bolțurile cuplajului ( $r_2 = r_g - A$ ) rezultă foarte mică, deci raza bolțurilor  $r_1$  este inadmisibil de mică. Prin deplasarea profilului  $\xi = 0,5$  (fig.1.73, b) se micșorează distanța dintre axe  $A$  și, deci, se mărește diametrul bolțurilor. Se constată că deplasările  $\xi = 0,1..0,5$  sunt indicate nu numai pentru a asigura o capacitate portantă mare la angrenaj, ci și pentru a putea folosi la cuplaj bolțuri de diametru cât mai mare.

La reductoarele planetare cu bolțuri se pot distruge rulmenții sateliților, elementele cuplajului de preluare a rotației sateliților și angrenajul propriu zis. Distrugerea rulmenților este efectul principal în cazul în care elementele angrenajului au suprafețe de contact foarte dure. Când numărul bolțurilor cuplajului este mic, sunt posibile distrugerea roților și bolțurilor, slăbirea îmbinării bolțurilor în flanșa arborelui condus, distrugerea găurilor din sateliți. Aceste forme de distrugere sunt accentuate când suprafețele de contact ale diverselor elemente au duritate mică.



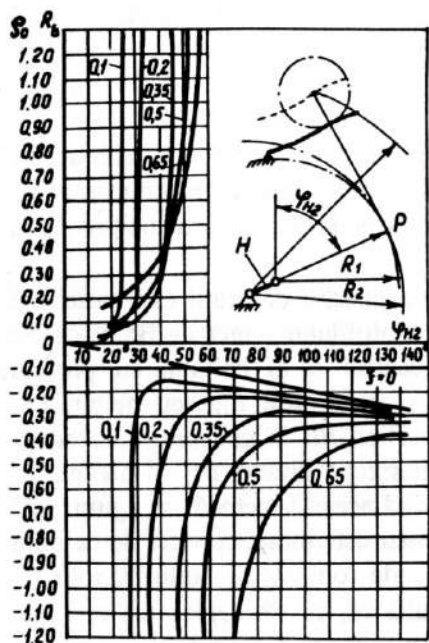


Fig.1.70

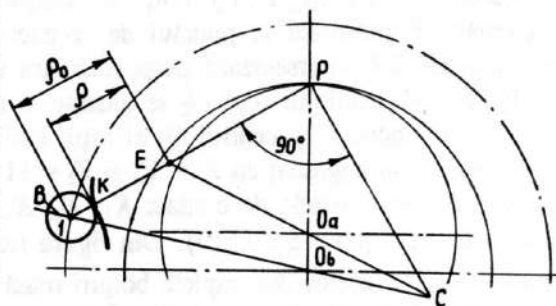


Fig.1.71

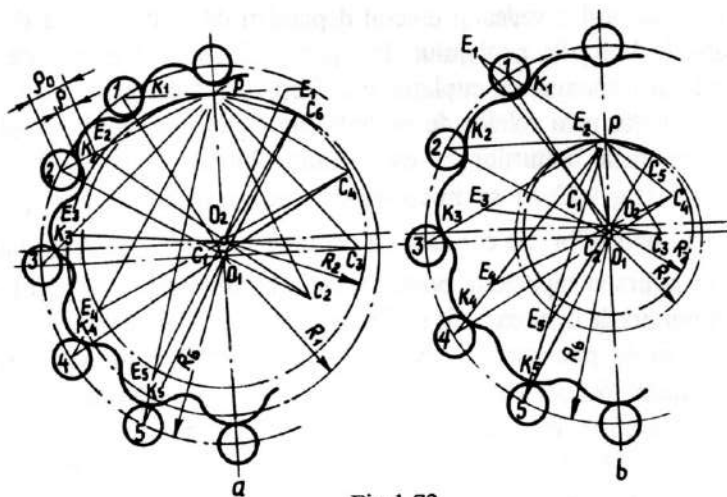


Fig.1.72

Raza $R_b$ [mm]	Lățimea sateliților $B$ [mm]	Parametrul	Raportul de transmitere $U = Z_2$								
			11	15	19	25	31	39	49	63	79
90	19	$Z_1$	12	16	20	26	32	40	25	-	-
		$m$ [mm]	15,0	11,25	9,0	6,92	5,62	4,5	3,6	-	-
		$A$ [mm]	4,5	4,0	3,0	2,5	2,0	1,5	1,25	-	-
		$\xi$	0,40	0,288	0,333	0,2714	0,29	0,33	0,3	-	-
		$d_b$ [mm]	20	20	20		14	12	12	-	-
110	21	$Z_1$	12	16	20	26	32	40	25	32	-
		$m$ [mm]	18,3	13,75	11,0	8,46	6,88	5,5	4,4	3,44	-
		$A$ [mm]	5,5	4,0	4,0	3,0	2,5	2,0	1,5	1,25	-
		$\xi$	0,4	0,418	0,27	0,29	0,27	0,27	0,32	0,27	-
		$d_b$ [mm]	20	20	20	14	14	14	14	12	-
130	21	$Z_1$	-	16	20	26	32	40	50	62	-
		$m$ [mm]	-	16,25	13,0	10,0	8,125	6,5	5,2	4,06	-
		$A$ [mm]	-	5,0	4,0	3,0	2,5	2,0	1,5	1,5	-
		$\xi$	-	0,384	0,384	0,40	0,384	0,38	0,42	0,26	-
		$d_b$ [mm]	-	20	20	20	20	14	14	14	-
150	27	$Z_1$	-	16	20	26	32	40	50	32	40
		$m$ [mm]	-	18,75	15,0	11,5	9,38	7,5	6,0	4,68	3,75
		$A$ [mm]	-	5,5	5,5	4,0	3,0	2,5	2,0	1,5	1,25
		$\xi$	-	0,413	0,266	0,3	0,36	0,33	0,33	0,36	0,33
		$d_b$ [mm]	-	20	20	20	20	16	16	14	14
170	27	$Z_1$	-	-	20	26	32	40	50	32	40
		$m$ [mm]	-	-	17,0	13,1	10,6	8,5	6,8	5,32	4,25
		$A$ [mm]	-	-	5,5	4,0	3,5	3,0	2,0	1,5	1,5
		$\xi$	-	-	0,353	0,39	0,34	0,41	0,41	0,44	0,29
		$d_b$ [mm]	-	-	20	20	20	20	16	16	16



## 2.2. CALCULUL DE REZISTENȚĂ

În cazul geometriei ideale a angrenajului, toate bolțurile cuplajului se află în contact cu roata dințată (satelit), însă în orice moment numai  $Z_4/2$  bolțuri transmit momentul de torsiune. În figura 1.74 este prezentată schema forțelor normale din transmisia planetară cu bolțuri. Forțele indicate acționează asupra primului satelit. Deoarece în angrenaj participă simultan doi sateliți deplasați diametral în direcții opuse, fiecare satelit transmite o jumătate din sarcină. Componenta normală a forței cu care acționează excentricul asupra satelitului este orientată perpendicular pe axă și se determină de relația:

$$F_{12}^y = \frac{T_1}{2e} \quad (1.72)$$

în care  $T_1$  este momentul de torsiune aplicat la arborele conducător.

Toate forțele normale din partea satelitului sunt orientate spre centrul instantaneu de rotire  $N$ , care se găsește la distanța  $eZ_2$  de centrul maselor satelitului. Deoarece în angrenare se află simultan mai mulți dinți, atunci distribuirea sarcinilor normale se determină prin metodele teoriei elasticității pentru sisteme static nedeterminate [19]. Satelitul rigid se prezintă rotit în jurul punctului  $O_2$ , în raport de roata cu bolțuri, la unghiul  $\Delta\varphi_4$ . Atunci deformațiile bolțurilor  $\varepsilon_{4i}$  se iau direct proporționale cu forțele de reacțiune  $F_{4i}^n$ . Valoarea  $\varepsilon_{4i}$  se determină din condițiile existenței contactului (fig. 1.75):

$$\varepsilon_{4i} = r_{4i} \Delta\varphi_4 \sin \psi_i \quad (1.73)$$

$$F_{4i}^n = C_4 \Delta\varphi_4 \sin \psi_{4i} \quad (1.74)$$

în care  $C_4$  este rigiditatea cuplajului conjugat bolț-dinte al satelitului:

$$\bar{r}_{4i} = |Q_i Q_2|$$

$\varphi_i$  este unghiul  $NQ_i Q_2$ .

Suma proiecțiilor forțelor  $F_{4i}^n$  pe perpendiculara dusă la axa excentricului este egală cu componenta  $F_{12}$ , determinată din [3], adică:

$$\sum F_{4i}^n = F_{12}^y \quad (1.75)$$

unde:

$$F_{4i}^n = (C_4 \Delta\varphi_4) \bar{r}_{4i} \sin \psi_i \cos \chi_i = (C_4 \Delta\varphi_4) \bar{r}_{4i} \sin \psi_i \sin \alpha_i \quad (1.76)$$

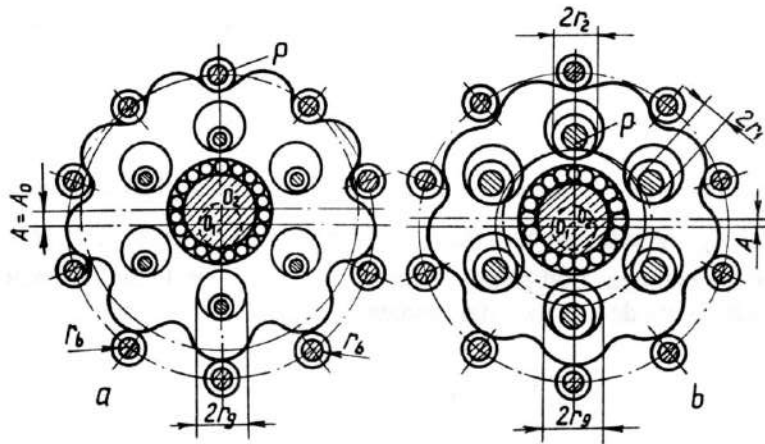


Fig.1.73

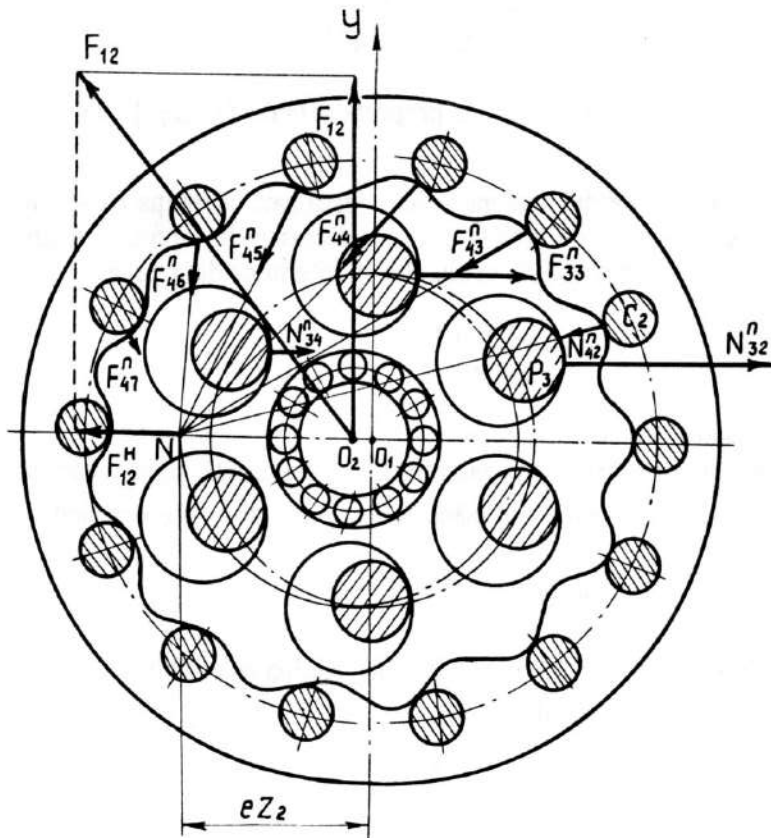


Fig.1.74

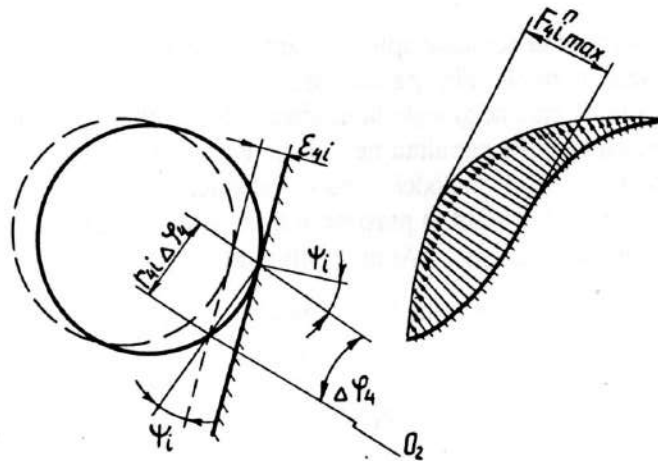
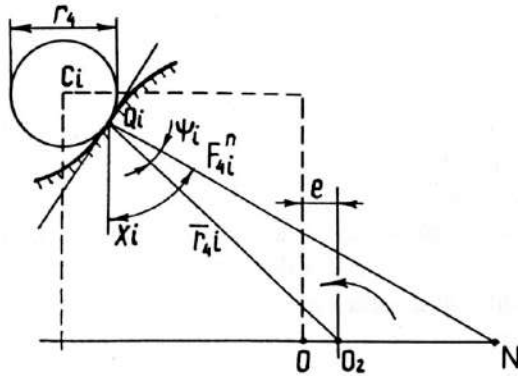


Fig. 1.75.

de unde:

$$(C_4 \Delta \varphi_4) = \frac{F_{12}}{\sum r_{4i} \sin \varphi_i \sin \alpha_i} \quad (1.77)$$

Pentru coeficienți de proporționalitate cunoscuți  $(C_4 \Delta \varphi_4)$ , din relația 1.74 se determină reacțiunile.

Pentru determinarea forțelor  $F_{3j}^n$  din partea bolțurilor cuplajului, analog cu cazul precedent, rotim satelitul în raport cu arborele condus cu unghiul  $\Delta \varphi_3$ . Încovoierile generate le considerăm proporționale cu reacțiunile din partea bolțului.

Din considerente geometrice,  $F_{3j}$  sunt orientate paralel direcției excentricului  $O_1O_2$  (fig. 1.76):

$$F_{3j}^n = (C_3 \Delta \varphi_3) \bar{r}_{3j} \sin \psi_i \quad (1.78)$$

în care  $\bar{r}_{3j}$  este distanța de la punctul M până la punctul de contact al bolțului cu gaura satelitului  $P_j$ ;  $\psi_i$  este unghiul între  $r_{3j}$  și linia excentricului  $OM$ ;  $C_3$  este rigiditatea cuplului conjugat bolț-satelit. Suma momentelor de torsiune, create de reacțiuni, este echilibrată de jumătate din momentul de la arborele condus, adică:

$$\sum F_{3j}^n \bar{r}_{3j} \sin \psi_i = \frac{Z_2 T_1}{2} \quad (1.79)$$

Din relațiile (1.78 și 1.79) determinăm:

$$C_3 \Delta \varphi_3 = \frac{Z_2 T_1}{2 \sum (\bar{r}_{3j} \sin \varphi_j)} \quad (1.80)$$

Conform valorilor coeficienților de proporționalitate  $(C_2 \Delta \varphi_2)$ , din (1.78) se determină forțele  $F_{3j}^n$ .

Ca și în cazul forțelor din angrenaj, aici e justificată afirmația că schimbarea sarcinii este aceeași pentru toate bolțurile, însă e deplasată în raport cu unghiul de fază. Unghiul de fază pentru bolțurile cuplajului se determină din relația:

$$\Delta j = \frac{360 Z_4}{Z_4 (Z_1 + 1)} \quad (1.81)$$

în care  $Z_4$  este numărul forțelor.

Forța rezultantă din partea excentricului  $F_{12}$  reprezintă suma geometrică a componentelor  $F_{12}^\lambda$  și  $F_{12}^H$ , ultima acționând în direcția vectorului excentricității:

$$F_{12} = \sqrt{F_{12}^\lambda + F_{12}^H} \quad (1.82)$$

Valoarea componentei  $F_{12}^H$  se determină din condiția de echilibru al proiecțiilor tuturor forțelor pe linia excentricului (1.74):

$$F_{12}^H = \sum F_{4i}^H - \sum F_{3j}^H + F_{24} \quad (1.83)$$

unde, conform schemei (fig. 1.76):

$$F_{4i}^H = F_{4i}^n \sin \chi_i = F_{12}^n \cos \alpha_i$$

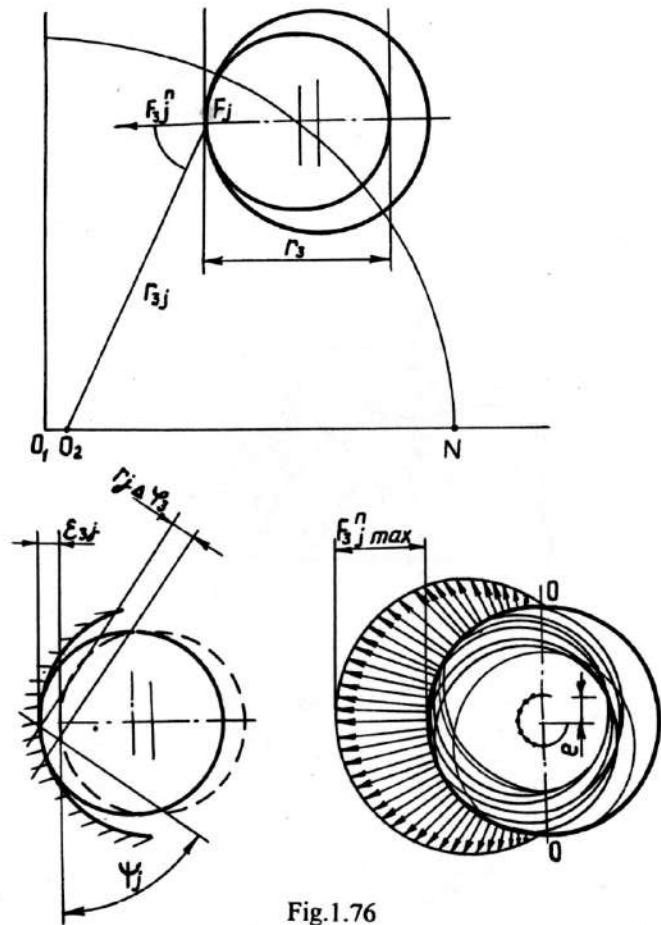


Fig.1.76

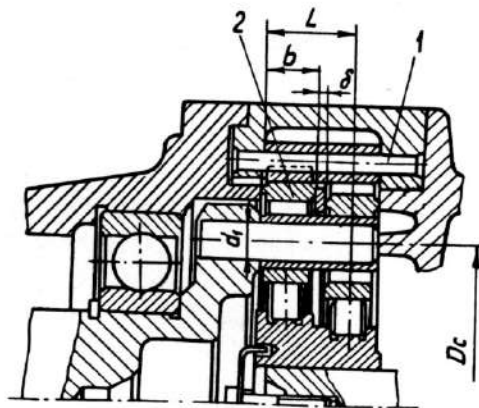


Fig.1.77

Forța de inerție a satelitelui  $F_{24}$  se calculează considerînd că satelitul reprezintă un disc cu masa uniform distribuită aflat în mișcare de rotație cu viteza unghiulară  $\omega_1/\omega_2$  în jurul centrului instantaneu de rotire  $N$ , adică:

$$F_{24} = \frac{m_3 e \omega_1^2}{Z_2} \quad (1.84)$$

Componentă variabilă a rezultantei  $F_{12}$  este forța  $F_{12}^H$  care depinde de  $\Sigma F_{4i}^H$  și  $\Sigma F_{3j}^n$ .

Cercetările privind reductoarele planetare cu bolțuri au arătat [26] că capacitatea portantă a angrenajului este limitată de rezistența la presiunea de contact a dinților satelitelui. Aceasta poate fi apreciată aproximativ pe baza valorii tensiunii maxime de contact, determinată conform relației lui Hertz:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{q \frac{E}{\rho_{red}}} \quad (1.85)$$

în care  $q$  este sarcina specifică, considerată uniform distribuită pe lungimea liniilor de contact;  $\rho_{red}$  – raza redusă de curbură a corpurilor conjugate;  $E$  – modulul de elasticitate.

În cazul examinat:

$$\rho_{red} = \frac{\rho_i r_4}{\rho_i + r_4} \quad (1.86)$$

în care  $\rho_i$  este raza de curbură a dintelui satelitelui în faza de angrenare  $i$ .

Sarcina specifică se determină ca raportul între forța normală  $F_{4i}^n$  și lățimea dintelui satelitelui  $b_2$ :

$$q = \frac{F_{4i}^n}{b_2} \quad (1.87)$$

Substituind în (1.85) valorile  $q$  și  $\rho_{red}$  stabilite conform (1.86) și (1.87), obținem:

$$\sigma_{4i} = 0,418 \frac{F_{4i}^n E (\rho_i + r_4)}{\rho_i r_4 b_2} \quad (1.88)$$

Din analiza relației (1.88) rezultă că tensiunea  $\sigma_4$  depinde de parametrii geometrici  $e$ ,  $r$ ,  $r_4$ ,  $b_2$ ,  $Z_2$ .

Solicitările principale ale bolțurilor  $l$  sunt încovoierea și strivirea. Cu notațiile din figura 1.77 [26], eforturile se calculează cu relațiile:

$$\sigma_i = \frac{N_{3j}^n \max L}{0,1 \alpha_1^3} \quad (1.89)$$

în care  $L = 1,5b + \delta$  ( $\delta$  este depărtarea coroanelor dințate la sateliții 2).

Din condiția de egală rezistență la cele două solicitări și considerând  $\delta = 0,6b$ , rezultă:

$$\beta = \frac{B}{\alpha_1} = \sqrt{0,0476 \frac{\sigma_{ai}}{P_{as}}} \quad (1.90)$$

Cunoscând valoarea parametrului  $\beta$  (indicată în tabelul 1.11 pentru diverse valori ale eforturilor admisibile), considerând  $L = 2,1b$  (adică  $\delta = 0,6b$ ) se obține relația de dimensionare a bolțurilor cuplajului:

$$\alpha_3 = 11,5 \sqrt{\frac{\beta T_c}{R_c Z_c \sigma_{ai}}} \quad (1.91)$$

în care  $Z_c$  și  $R_c$  sunt numărul bolțurilor cuplajului și raza cercului lor de dispunere, iar  $T_3$  – momentul ce revine unui satelit, ce ia în considerare posibilă încărcare inegală a sateliților, considerând  $T_3 = 0,55 T_2$  (cu  $T_2$  s-a notat momentul la ieșirea din reductor).

Tabelul 1.11

$\sigma_{ai}$ [MPa]	$P_{as}$ [MPa]				
	6	9	12	15	18
60	0,69	0,57	0,49	–	–
70	–	0,61	0,53	–	–
80	–	0,66	0,57	0,51	–
90	–	0,69	0,61	0,54	0,49
100	–	–	0,64	0,57	0,52

### 2.3. ASPECTE TEHNOLOGICE

Prelucrarea propriu-zisă a danturii sateliților (epitrochoidală) se face cu scule profilate (freză disc, cuțit de mortezat) sau prin rulare (cu freză melc, cu cuțit roată). La producția de serie, se recomandă prelucrarea cu freză melc sau cu cuțit roată.

Deoarece ecuațiile profilului roții [6] se pot scrie ușor [29, 18], pe baza metodei cunoscute [6] se pot stabili ecuațiile profilurilor muchiilor așchietoare la aceste două tipuri de scule. Există o formă particulară de cuțit roată, care poate fi utilizată la producțiile de unicate și de serie mică: cuțitul roată neted (fără dinți). Principiul acestei metode – reproducerea angrenării bolț-roată satelit – este prezentat în figura 1.78 [29].

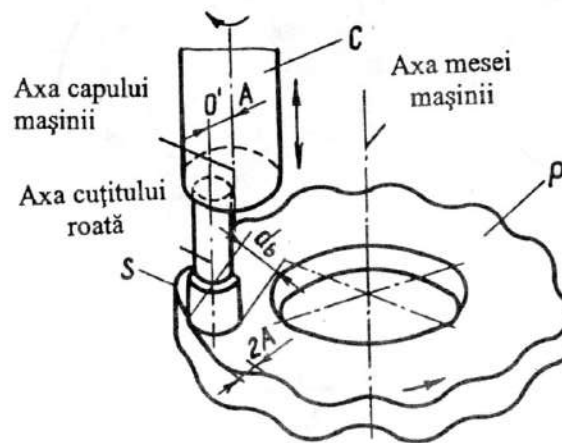
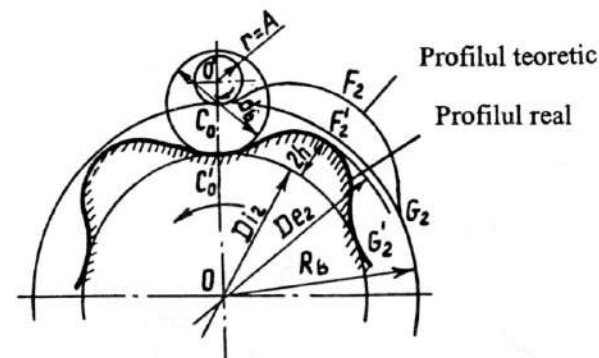


Fig. 1.78.

Profilul teoretic ( $C_0F_2G_2$ ) este descris cinematic prin rularea cercului cu raza  $C_0O' = A$  (distanța între axele roților în angrenare) pe cercul de dispunere a bolțurilor roții cu bolțuri (conjugată roții de prelucrat  $P$ ). Axele capului portsculă  $C$  și al mesei mașinii-unelte (al semifabricatului  $P$ ) trebuie să fie la distanța  $OC_0 = R_b$  (raza de dispunere a bolțurilor roții conjugate roții  $P$ ), iar excentricitatea sculei  $S$  în capul  $C$  trebuie să fie  $A$ . Prelucrarea definitivă a danturii cicloidală se face prin rectificare. Înlocuind cuțitul  $S$  cu un disc de rectificat, metoda descrisă se poate aplica și la rectificare.



# 3

# Transmisii planetare elicoidale dezaxate

## 3.1. NOȚIUNI GENERALE

În proiectarea mecanismelor de transformare a mișcării de rotație în mișcare de translație sau elicoidală un interes deosebit prezintă transmisiile planetare dezaxate, puțin cercetate. Spre deosebire de transmisiile elicoidale obișnuite, unghiurile elicei și profilului filetelui la șurub și piuliță sunt diferite în transmisia planetară elicoidală dezaxată, de aceea una din problemele de bază este, la proiectarea lor, determinarea parametrilor suprafeței elicoidale (de exemplu a piuliței), conjugată cu suprafața elicoidală dată a șurubului. Profilele conjugate pot avea atât contact interior cât și exterior, punctual sau liniar.

Din punct de vedere al geometriei diferențiale, această problemă se referă la calculul conjugării spațiale a două suprafețe elicoidale cu amplasare arbitrară a axelor în spațiu. Ca rezultat al cercetărilor efectuate în domeniu [4,20], s-a stabilit că cea mai simplă și adecvată metodă este metoda cinematică.

La proiectarea transmisiilor planetare elicoidale dezaxate cu contact punctual al suprafețelor poate fi utilizat un procedeu simplu, care constă în următoarele :

- pentru suprafața elicoidală centrală se stabilește profilul care asigură contact liniar cu suprafața elicoidală dată;
- în profilul obținut se înscrie un profil circular elicoidal cu raza centrului înscris care satisface condițiile rezistenței la presiunea de contact, rigidității și lipsei contactului cu efect de muchie, la erori de execuție și montaj admisibile.

## 3.2. CALCULUL GEOMETRIC

Pentru calculul geometric al transmisiilor planetare elicoidale dezaxate, autorii [4] au elaborat o metodă simplă care se bazează pe următoarele ipoteze :

1. Suprafețele conjugate au normală comună în punctul de contact.

2. Normala la suprafața elicoidală formează cu axa șurubului unghiul  $\gamma$ , care poate fi determinat din relația:

$$\operatorname{tg} \gamma = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \lambda + \operatorname{tg}^2 \alpha} \quad (1.92)$$

unde:  $\lambda$  este unghiul elicei suprafeței pe raza examinată;  $\alpha$  – unghiul dintre tangenta dusă la secțiunea transversală pe raza dată a suprafeței și raza (pentru filetul arhimedic este egal cu jumătate din unghiul la vârf al profilului filetelui).

3. Normala la suprafața elicoidală se află, față de axa ei, la distanța:

$$p_n = \frac{P}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (1.93)$$

unde  $P$  este parametrul elicoidal al suprafeței; el poate fi exprimat în funcție de pasul filetelui  $t$  și de numărul de începuturi  $n$ :

$$P = \frac{t \cdot n}{2\pi} \quad (1.94)$$

Suprafețele 1 și 2 sunt exprimate prin indicii 1 și 2 de pe lângă parametrii respectivi (vezi figurile 1.79 și 1.80).

Parametrii elicoidali și numărul de începuturi sunt mărimi algebrice, pozitive pentru filetele de dreapta și negative pentru filetele de stânga.

Fie  $K$  un punct oarecare de contact al elementelor 1 și 2 (figura 1.79 pentru angrenajul interior și figura 1.80 pentru angrenajul exterior). Pe suprafața 1, acest punct este situat la distanța  $r_1$ , iar pe suprafața 2 – la distanța  $r_2$ . Notăm punctele secțiunilor axiale ale filetelor examinate, care se afla pe aceste axe, prin  $K_1$  și  $K_2$  și le numim puncte corespunzătoare.

Coordonata axială a punctului de contact  $Z_k$  poate fi exprimată prin coordonatele axiale ale punctelor corespunzătoare  $Z_1$  și  $Z_2$  și unghiurile coordonatoare ale punctului de contact pe suprafața frontală (considerând  $P_1$  și  $P_2$  pozitive).

a) pentru angrenajul exterior:

$$Z_k = Z_1 + P_1 \cdot \delta_1 \quad (1.95)$$

$$Z_k = Z_2 - P_1 \cdot \delta_2$$

b) pentru angrenajul interior:

$$Z_k = Z_1 + P_1 \cdot \delta_2 \quad (1.96)$$

$$Z_k = Z_2 + P_2 \cdot \delta_2$$

Valorile unghiurilor  $\delta_1$  și  $\delta_2$  sunt pozitive, dacă punctul de contact  $K$  se află în gama valorilor pozitive  $y$ , și negative – dacă este în gama valorilor negative.

Din aceste expresii pot fi obținute relațiile pentru determinarea coordonatelor punctelor corespunzătoare ale secțiunilor axiale ale suprafețelor:

a) pentru angrenajul exterior:

$$Z_2 = Z_1 + P_1 \cdot \delta_1 + P_2 \cdot \delta_2 \quad (1.97)$$

b) pentru angrenajul interior:

$$Z_2 = Z_1 + P_1 \cdot \delta_1 - P_2 \cdot \delta_2 \quad (1.98)$$

Corelațiile între razele punctelor corespunzătoare ale secțiunilor axiale se obțin din teorema sinusurilor.

Pentru ambele cazuri avem:

$$r_2 = \frac{r_1 \cdot \sin \delta_1}{\sin \delta_2} \quad (1.99)$$

Astfel, problema se reduce la determinarea unghiurilor corespunzătoare ale punctului de contact pe planul frontal și poate fi soluționată după următorul algoritm:

1. Se stabilesc coordonatele punctelor secțiunii axiale a elementului 1 ( $r_1$  și  $Z_1$ ) – suprafața 1 este prezentată în figurile 1.79 și 1.80 prin parametrii cu indicele 1 – și se determină unghiul între axa șurubului și normala dusă la această rază:

$$\operatorname{tg} \gamma = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \lambda + \operatorname{tg}^2 \alpha} \quad (1.100)$$

În cazul general,  $\operatorname{tg} \alpha_1 = Z_1'(r_1)$  este derivata coordonatei axiale  $Z_1$ , funcție de raza secțiunii axiale a elementului 1.

2. Se determină distanța dintre normala comună și raza șurubului:

$$\rho_{n1} = P_1 / \operatorname{tg} \gamma \quad (1.101)$$

$$\rho_{n2} = P_2 / \operatorname{tg} \gamma$$

Parametrii elicoidali  $P_1$  și  $P_2$  se consideră cunoscuți.

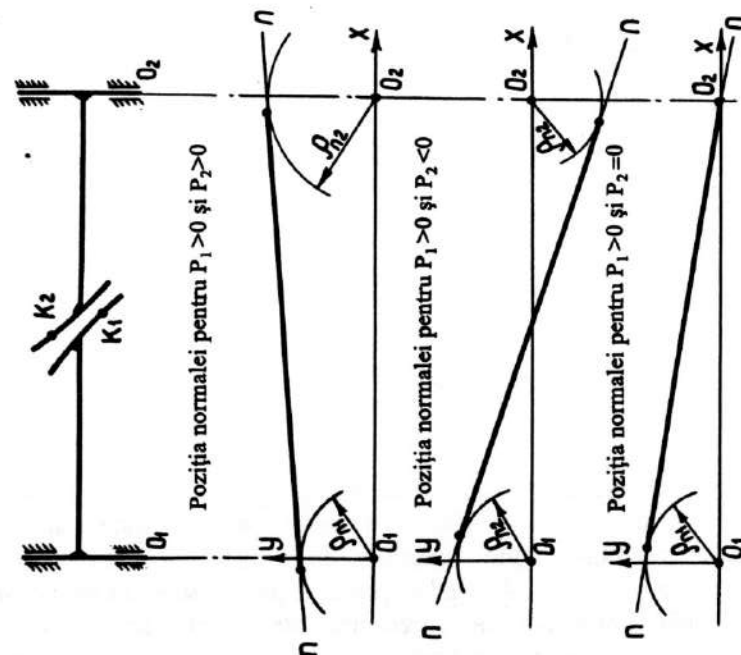


Fig.1.81

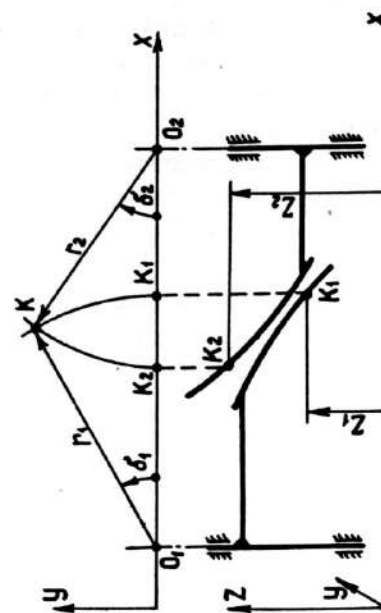


Fig.1.79

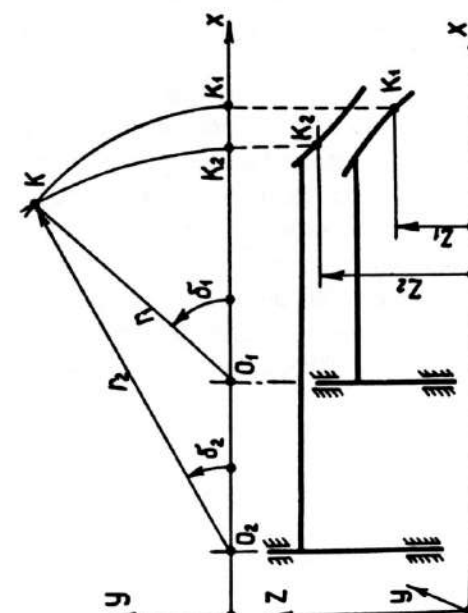


Fig.1.80

3. Pe planul frontal, se consideră proiecția normalei  $n-n$  tangentă la circumferința cu raza  $\rho_{n1}$  în punctul  $O_1$  și la circumferința  $\rho_{n2}$  în punctul  $O_2$  (distanța dintre axe se consideră cunoscută).

În figurile 1.81 și 1.82 sunt indicate pozițiile normalelor comune, în funcție de semnele parametrilor elicoidali, pentru cazul când pe partea de sus a profilului filetelui elementului 1 se construiește partea de jos a profilului axial al elementului 2 (figura 1.81 pentru angrenajul exterior, figura 1.82 pentru angrenajul interior). În figurile 1.79...1.84 suprafețele 1 și 2 sunt reprezentate prin indicii 1 și 2 de pe lângă parametrii respectivi. Calculul coordonatelor axiale ale profilului se va efectua de la planul care trece prin punctul de ascuțire a vârfului elementului 1. Atunci coordonatele axiale ale profilelor vor corespunde pentru:

$Z_2$  – jumătate din lățimea de fund a filetelui elementului 2;

$Z_1$  – jumătate din grosimea profilului filetelui elementului 1.

Analizând o altă pereche de suprafețe conjugate ale filetelor (suprafața de sus pe elementul 2 și cea de jos pe elementul 1) sau schimbând semnul suprafețelor elicoidale, poziția normalei comune va fi imaginea inversă a poziției examinate în plan axial.

### 3.3. GENERAREA PROFILULUI FILETULUI INELAR AL PIULIȚEI

Este necesar de a proiecta profilul filetelui inelar al piuliței, care asigură contactul  $i$  cu filetul șurubului cu ambele flancuri ale profilului (profilul este simetric).

Pentru asigurarea contactului punctual, profilul obținut poate fi modificat, substituindu-l cu un alt profil (de exemplu în arc de cerc), astfel ca el să se afle în limitele profilului obținut și punctul de contact să se găsească pe raza medie a segmentului de lucru.

La proiectare se consideră cunoscute distanța dintre axele transmisiei  $a_w$  și geometria șurubului, adică pasul filetelui  $t$ , numărul și direcția începuturilor  $n_1$  și profilul secțiunii axiale a filetelui  $z_1 = z_1 \cdot (r_1)$ .

Pe lângă cele indicate se introduc, de asemenea, noțiunile următoare (figurile 1.83 și 1.84):  $r_{a1}$  – raza de vârf a profilului filetelui șurubului;  $r_{f1}$  – raza de fund a profilului filetelui șurubului;  $r_{a2}$  – raza de vârf a profilului filetelui piuliței;  $r_{f2}$  – raza de fund a profilului filetelui piuliței;  $K_{1x}$  și  $K_{2x}$  – punctele respective ale profilelor axiale;  $r_{2(a1)}$  – raza filetelui piuliței, pe care se află punctul, care vine în contact cu punctul filetelui șurubului pe raza  $r_{a1}$ , adică raza punctului limită al profilului de lucru al piuliței;  $z_{2(a1)}$  – coordonata axială a profilului filetelui piuliței pe raza  $r_{2(a1)}$ , și în același timp, – jumătate din lățimea adânciturii filetelui în punctul limită;  $r_{1x}$  – raza curentă a suprafeței elicoidale a șurubului;  $Z_{1x}$  – coordonata axială a profilului filetelui șurubului pe raza  $r_{1x}$  și, în același timp, jumătate din grosimea

profilului filetelui pe această rază;  $r_{2x}$  – raza filetelui piuliței, pe care se află punctul, care vine în contact cu punctul filetelui șurubului pe raza  $r_{1x}$ ;  $Z_{2x}$  – coordonata axială a profilului filetelui piuliței pe raza  $r_{2x}$  și, în același timp, jumătate din lățimea adânciturii filetelui pe această rază;  $r_{20}$  – raza suprafeței de ascuțire a filetelui piuliței pe care  $z_{2x} = t/2$ , adică grosimea profilului este egală cu zero;  $C_0$  – jocul radial în angrenaj.

În figura 1.84 este prezentată proiecția frontală a poziției punctului de contact  $K_x$  a șurubului, care se află la o distanță arbitrară  $r_{1x}$  (raza punctului conjugat de pe piuliță este  $r_{2x}$ ), iar unghiurile polare ale punctului de contact pe planul frontal sunt notate, corespunzător, cu  $\delta_1$  și  $\delta_2$ .

În punctele de contact, suprafețele au normală comună, care trece prin axa piuliței și se află la distanța  $\rho_{n1x}$ .

Din schema din figura 1.84 se obține:

$$\sin \delta_{2x} = \frac{\rho_{n1x}}{a_w} \quad (1.102)$$

$$\delta_{1x} = \delta_{2x} + \varrho = \arcsin \frac{\rho_{n1x}}{a_w} + \arcsin \frac{\rho_{n1x}}{r_{1x}} \quad (1.103)$$

$$r_{2x} = r_{1x} \cdot \frac{\sin \delta_{1x}}{\sin \delta_{2x}} \quad (1.104)$$

$$Z_{2x} = Z_{1x} + \rho_1 \cdot \delta_{1x} \quad (1.105)$$

În baza celor expuse mai sus, calculul profilului filetelui piuliței poate fi efectuat în ordinea următoare:

1. Parametrul elicoidal al filetelui șurubului:

$$P_1 = \frac{t \cdot n_1}{2 \cdot \pi} \quad (1.106)$$

2. Adoptăm pasul  $\Delta r_1$  și determinăm raza curentă  $r_{1x}$ :

$$r_{1x} = r_{a1} - \Delta r_1 \cdot i_1 \quad (1.107)$$

unde  $i = 0; 1; 2; \dots$  reprezintă numărul de ordine al punctelor de calcul ale profilului.

3. Coordonata axială a profilului filetelui șurubului pe raza  $r_{1x}$ , pentru suprafața cu profil arhimedic a șurubului cu unghiul de vârf  $2\alpha_1$ :

$$Z_{1x} = Z_{a1} + \Delta r_1 \cdot t g \alpha_1 \cdot i \quad (1.108)$$

4. Unghiul profilului filetelui șurubului pe raza  $r_{1x}$  (unghiul între tangenta dusă la profilul axial pe raza  $r_{1x}$  și această rază):

$$t g \alpha_{1x} = Z_1'(r_{1x}) = \frac{d[Z_1(r_{1x})]}{d r_{1x}} \quad (1.109)$$

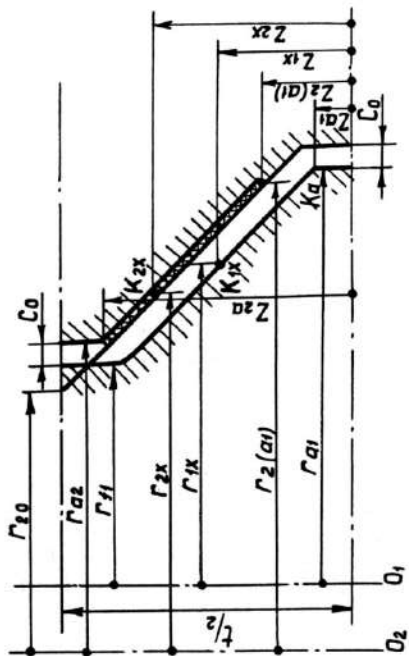


Fig. 1.83

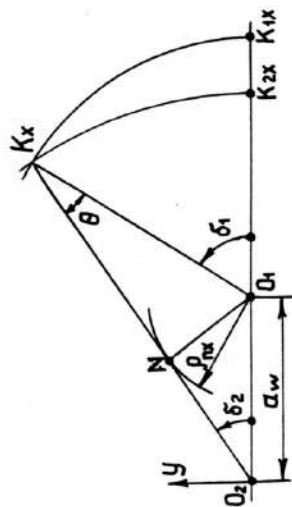


Fig. 1.84

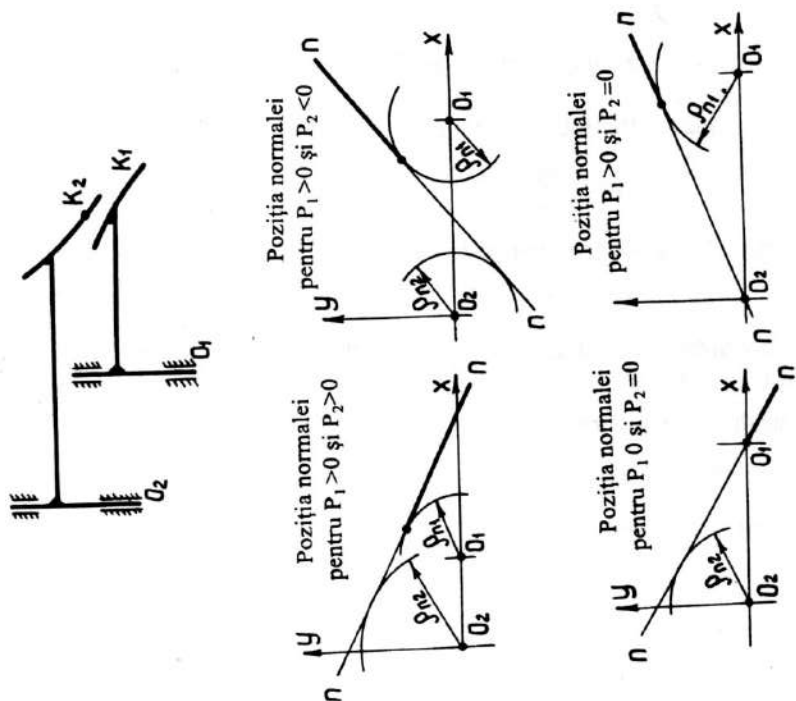


Fig. 1.82

În cazul suprafeței arhimedice a șurubului, valoarea lui  $\alpha_{1x}$  este constantă și egală cu jumătatea unghiului la vârf al profilului.

5. Unghiul format de normala comună cu axa șurubului  $\gamma$  pe raza  $r_{1x}$  (egal cu unghiul  $\alpha_{2x}$  dintre tangenta dusă la profilul axial al filetului piuliței pe raza  $r_{2x}$  și această rază):

$$\operatorname{tg} \gamma_x = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_{1x} + \operatorname{tg}^2 \lambda_{1x}} \quad (1.110)$$

6. Cea mai mică distanță între axa șurubului și normala comună pe raza  $r_{1x}$ :

$$\rho_{n1x} = \frac{P_1}{\operatorname{tg} \gamma_x} \quad (1.111)$$

7. Unghiul polar al punctului de contact pentru piuliță:

$$\sin \delta_{2x} = \frac{\rho_{n1x}}{a_w} \quad (1.112)$$

8. Unghiul polar al punctului de contact pentru șurub:

$$\delta_{1x} = \arcsin \frac{\rho_{n1x}}{a_w} + \arcsin \frac{\rho_{n1x}}{r_{1x}} \quad (1.113)$$

9. Coordonata axială a punctului  $K_{2x}$  al profilului filetului piuliței:

$$Z_{2x} = Z_{1x} + P_1 \cdot \delta_{1x} \quad (1.114)$$

10. Raza punctului de contact pe rolă:

$$r_{2x} = r_{1x} \cdot \frac{\sin \delta_{1x}}{\sin \delta_{2x}} \quad (1.115)$$

Adoptând consecutiv  $i = 0$ ;  $i = 1$  etc., determinăm  $Z_{2x}$  și  $r_{2x}$  până când va fi respectată fiecare din următoarele două condiții:

a) profilul are grosime pozitivă:

$$Z_{2x} < t/2 \quad (1.116)$$

b) jocul radial al transmisiei depășește valoarea stabilită  $C_0$ :

$$r_{2x} - (r_{f1} + a_w) > C_0 \quad (1.117)$$

În cazul nerespectării uneia din condițiile susnumite, determinăm punctul limită al porțiunii de lucru a profilului conjugat prin metoda interpolării, considerând dependența între  $r_{2x}$  și  $Z_{2x}$ , în ultimul interval de calcul, liniară:

a) dacă nu este respectată prima condiție, determinăm raza suprafeței de ascuțire a filetului piuliței  $r_{2(0)}$ , considerând  $Z_{2x} = \frac{t}{2}$ , și adoptăm  $r_{2a} = r_{2(0)}$  (fig. 1.85);



b) în cazul nerespectării condiției a doua (fig.1.85) determinăm coordonata axială  $Z_{2a}$ , considerând

$$r_{2a} = a_w + r_{fi} + C_0$$

Porțiunea profilului piuliței care nu participă în angrenaj poate fi reprezentată (fig. 1.85) de o dreaptă limitată, conjugată cu porțiunea de lucru a profilului formând unghiul  $\alpha_{2(a1)} = \gamma_{a1}$  cu planul frontal și dreapta paralelă cu axa piuliței deplasată față de ea cu distanța  $r_{2a} = a_w + r_{a1} + C_0$ .

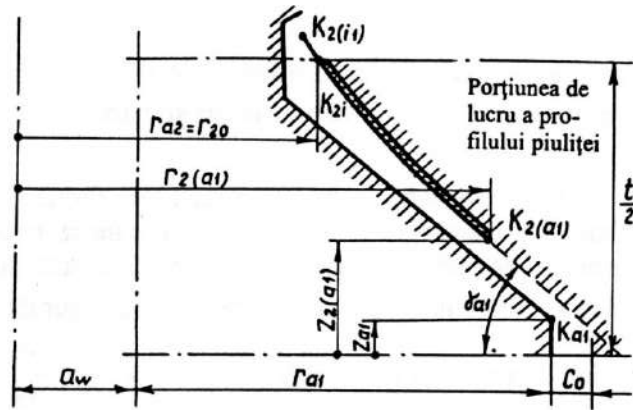


Fig. 1.85.

### Exemplu de construire a profilului filetului inelar al piuliței

Exemplul este dat pentru filet arhimedic al șurubului, cu unghiul profilului  $2\alpha_1 \geq 60^\circ$  și unghiul elicei filetului pe raza medie  $\lambda_1 \leq 10^\circ$  [4]. Pentru parametrii indicați ai șurubului, profilul filetului se obține practic rectiliniu, fapt care permite utilizarea unei metode simplificate de calcul:

1. Calculăm parametrii  $r_{2(1)}$  și  $Z_{2(1)}$  ai punctului profilului filetului piuliței, conjugat cu punctul șurubului care se află pe curba cu raza medie  $r_1$ , utilizând metoda descrisă mai sus:

- parametrul elicoidal al filetului:

$$P = \frac{t \cdot n}{2 \cdot \pi}$$

- unghiul elicei liniei elicoidale pe raza medie a filetului șurubului:

$$\text{tg } \lambda_1 = P / r_1$$

- unghiul normalei comune (jumătate din unghiul de vârf al piuliței):

$$\text{tg } \gamma = \text{tg } \alpha_2 = \sqrt{\text{tg}^2 \alpha_1 + \text{tg}^2 \lambda_1}$$

- distanța cea mai mică dintre axa șurubului și normală:

$$\rho_n = \frac{P}{\text{tg } \gamma};$$

- unghiul polar al punctului de contact pentru piulița:

$$\sin \delta_2 = \frac{\rho_n}{a_w};$$

- unghiul polar al punctului de contact pentru șurub:

$$\delta = \arcsin \frac{\rho_n}{a_w} + \arcsin \frac{\rho_n}{r_1};$$

- coordonata axială a punctului conjugat al piuliței:

$$Z_{2(1)} = \frac{t}{4} + P \cdot \delta_1;$$

- raza de amplasare a punctului piuliței:

$$r_{2(1)} = r_1 \cdot \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$$

2. În funcție de coordonatele obținute (fig. 1.86) determinăm:

- raza de fund a filetului piuliței:

$$r_{2f_0} = \frac{r_{2(1)}}{\text{tg } \gamma};$$

- raza de vârf a filetului piuliței:

$$r_2 = r_{2f_0} - \frac{t}{2 \cdot \text{tg } \gamma};$$

- raza medie a filetului piuliței:

$$r_2 = r_{2f_0} - \frac{t}{4 \cdot \text{tg } \gamma}$$

Raza de vârf a filetului piuliței și cea de fund se adoptă din condiția existenței jocurilor radiale  $C_0$  (fig. 1.86).

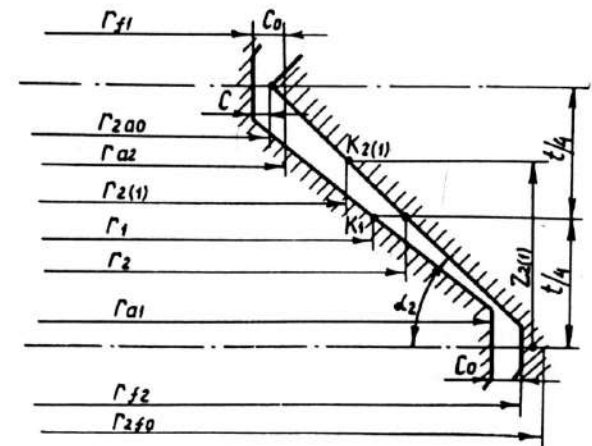


Fig. 1.86.

### 3.4. ALEGEREA DISTANȚEI ÎNTRE AXE PENTRU PIULIȚA CU FILET INELAR

Determinăm distanța dintre axe, reieșind din înălțimea necesară a porțiunii de lucru a profilului filetelui. Stabilim pe profilul filetelui șurubului punctul limită al părții de lucru,  $K$ , de coordonate  $r_1$  și  $z_1$ , poziție care este corespunzătoare punctului de ascuțire a vârfului profilului piuliței (adică  $z_2 = t/2$ ). Din corelarea coordonatelor punctelor corespunzătoare obținem:

$$\delta_1 = \frac{Z_2 - Z_1}{P_1} = \frac{\frac{t}{2} - Z_1}{P_1} \quad (1.119)$$

Din relația de determinare a unghiului polar obținem:

$$\delta_1 = \arcsin \frac{\rho_{n1}}{a_w} + \arcsin \frac{\rho_{n1}}{r_1} \cdot \frac{(t/2) - Z_1}{P_1} \quad (1.120)$$

de unde:

$$a_w = \frac{\rho_{n1}}{\sin \left[ \frac{(t/2) - Z_1}{P_1} - \arcsin \frac{\rho_{n1}}{r_1} \right]} \quad (1.121)$$

Dacă unghiul elicei filetelui șurubului,  $\lambda$ , este destul de mic (până la  $6^\circ$ ), atunci pentru unghiuri de ascuțire a profilului șurubului  $2\alpha_1 = 60^\circ$  sunt admise următoarele simplificări:

$$\rho_n = \frac{P}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \lambda}} \approx \frac{P}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (1.122)$$

$$\frac{\rho_n}{r} = \frac{p}{r \operatorname{tg} \alpha} = t \cdot \frac{n}{2\pi r} = \operatorname{tg} \frac{\lambda}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (1.123)$$

$$\arcsin \left[ \operatorname{tg} \frac{\lambda}{\operatorname{tg} \alpha} \right] \approx \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{P}{r \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.124)$$

Utilizând aceste simplificări, obținem distanța dintre axe, care asigură înălțimea necesară a părții de lucru a profilului filetelui:

$$a_w = \frac{P_1}{\operatorname{tg} \alpha_1 \left[ \frac{t/2 - Z_1}{P_1} - \frac{P_1}{r_1 \operatorname{tg} \alpha_1} \right]} \quad (1.124)$$

### 3.5. CINEMATICA

În calculele cinematice ale mecanismelor elicoidale de deplasare liniară, de obicei se determină valoarea deplasării axiale (sau a vitezei) la elementul condus. Deoarece transmisiile elicoidale dezaxate se deosebesc de cele ordinare (transmisii șurub-piuliță) după caracterul deplasării relative a suprafețelor elicoidale conjugate, relațiile cinematice aferente celor dintâi prezintă unele particularități.

#### 3.5.1. Cinematica transmisiei elicoidale dezaxate simple cu angrenaj exterior și interior cu șurub conducător

În figurile 1.87 și 1.88 sunt prezentate mecanisme formate din elementul conducător (șurubul 1) și elementul condus (piulița 2), care se rotesc în lagărele culisoului 3, element care se poate deplasa numai în direcție axială. Sunt cunoscute:  $\omega_s$  - viteza unghiulară a șurubului;  $r_m^s$  - raza medie a filetelui șurubului;  $r_m^p$  - raza medie a filetelui piuliței; parametrii elicoidali ai filetelui -  $P_s = \frac{t \cdot n_s}{2\pi}$ ,  $P_p = \frac{t \cdot n_p}{2\pi}$  și numărul începuturilor filetelui  $n_s$  și  $n_p$  (parametrul elicoidal și numărul începuturilor sunt mărimi scalare, pozitive pentru filetele de dreapta și negative pentru cele de stânga); se cere să se determine viteza axială  $V_{ax}$  a culisoului 3 și deplasarea lui  $S$ , la o rotație a șurubului 1.

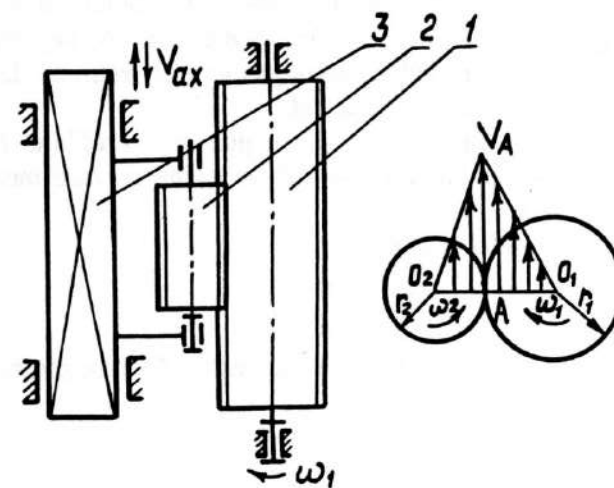


Fig. 1.87.

Din condiția egalității vitezelor periferice pe razele medii, avem:

$$r_m^s \omega_s = r_m^p \omega_p \quad (1.126)$$

Ținând cont că la angrenajul exterior vitezele unghiulare  $\omega_s$  și  $\omega_p$  au direcții opuse, iar în angrenajul interior ele coincid, obținem:

$$\omega_p = \pm \frac{\omega_s}{U} \quad (1.127)$$

unde  $U$  este raportul de transmitere.

Semnul plus se ia la angrenajul interior, minus – la angrenajul exterior.

Vitezele unghiulare ale vectorilor-raze ale punctului de contact pe suprafețele elementelor sunt:

– pentru elementul 1:

$$\omega_s^k = -\omega_s$$

– pentru elementul 2:

$$\omega_p^k = -\omega_p$$

Viteza axială a elementului condus se determină cu ecuația:

$$V_{ax} = P_s \cdot \omega_s^k - P_p \cdot \omega_p^k \quad (1.128)$$

– în angrenajul exterior:

$$V_{ax} = P_s (-\omega_s) - P_p (-\omega_p) = -P_s \cdot \omega_s \cdot \left(1 + \frac{P_p}{P_s} \cdot \frac{1}{U}\right) \quad (1.129)$$

– în angrenajul interior:

$$V_{ax} = P_s (\omega_s) - P_p (-\omega_p) = -P_s \cdot \omega_s \cdot \left(1 - \frac{P_p}{P_s} \cdot \frac{1}{U}\right) \quad (1.130)$$

Înlocuind  $P = n \cdot t/2\pi$  și  $\omega_s = 2\pi$  obținem deplasarea axială la o rotație a șurubului:

$$S = -n_s \cdot t \cdot \left(1 \pm \frac{n_p}{n_s} \cdot \frac{1}{U}\right) \quad (1.131)$$

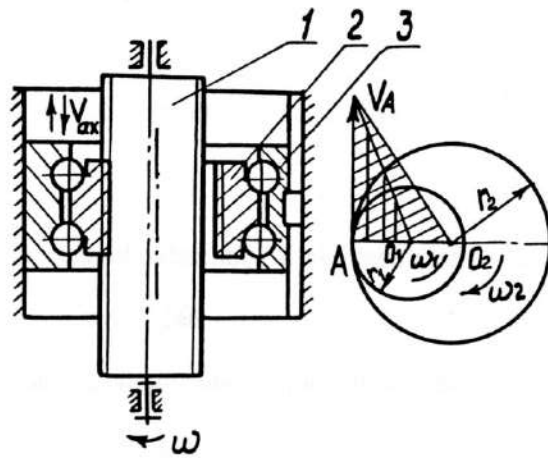


Fig. 1.88

(semnul plus se ia pentru angrenajul exterior, semnul minus – pentru angrenajul interior).

Prezintă interes două cazuri de combinații ale parametrilor filetelor elementelor prezentate în continuare.

**Cazul 1.** Filetele cu un început, de un sens în angrenajul interior și cu sensuri diferite în angrenajul exterior:

$$S = \pm t \left(1 - \frac{1}{u}\right) \quad (1.132)$$

**Cazul 2.** Pe șurub este executat filet cu un început, iar pe elementul 2 – filet înelar ( $P_s = 0$ ). Deplasarea axială, în angrenajele interior și exterior, este aceeași:

$$S = \pm t$$

adică nu depinde de corelația dimensiunilor elementelor. Semnul minus corespunde filetelui pe stânga al șurubului, semnul plus – celui pe dreapta.

### 3.5.2. Cinematica transmisiei planetare elicoidale cu conjugare dublă a filetelor, cu șurub conducător

În figura 1.89 este prezentată transmisia care include șurubul conducător 1, câteva role 2, amplasate uniform pe circumferință, și piulița 3, care este element condus și se deplasează numai în direcție axială. Rolele, cu filetul lor, intră în angrenare cu filetele șurubului și piuliței. La rotirea șurubului, rolele efectuează mișcare planetară și se rotesc în jurul axelor sale, care la rândul lor se rotesc pe o circumferință (în plan frontal). Rostogolirea reciprocă a suprafețelor elicoidale duce la deplasarea axială relativă a lor și generează deplasarea piuliței conduse 3.

Sunt cunoscute:  $\omega_1$  – viteza unghiulară a șurubului 1;  $r_m^s, r_m^r$  – razele medii ale filetelor elementelor 1 și 2:

$$r_m^p = r_m^s + 2r_m^r$$

$t$  – pasul filetelui elementelor 1, 2 și 3;  $n_s, n_r, n_p$  – numărul de începuturi ale filetelor elementelor (valorile algebrice sunt pozitive pentru filetele de dreapta și negative pentru filetele de stânga).

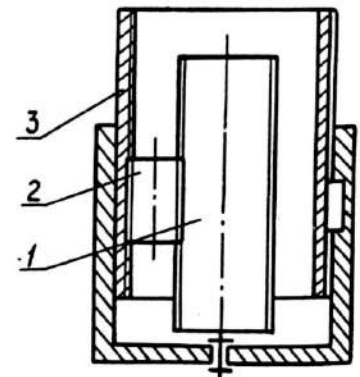


Fig. 1.89

Se cere să se determine deplasarea axială a elementului condus (a piuliței), la o rotație a elementului conducător (a șurubului).

Determinăm viteza unghiulară  $\omega_r^0$  a razei-vector a axei rolei pornind de la relația:

$$r_m^p = r_m^s + 2r_m^r$$

Din proiecția frontală a vitezelor elementelor pe linia distanței dintre axe rezultă (fig. 1.90):

$$V = \frac{V_a}{2} = \frac{\omega_s \cdot r_m^s}{2} \quad (1.133)$$

$$V = \omega_r^0 \cdot (r_m^s + r_m^r)$$

Din aceste relații, avem:

$$\omega_r^0 = \omega_s \cdot \frac{r_m^s}{2 \cdot (r_m^s + r_m^r)} = \frac{\omega_s}{2} \cdot \frac{1}{1+U} \quad (1.134)$$

Pentru determinarea vitezelor unghiulare ale razelor vector ale punctelor de contact pe suprafețele elementelor folosim metoda inversării mișcării.

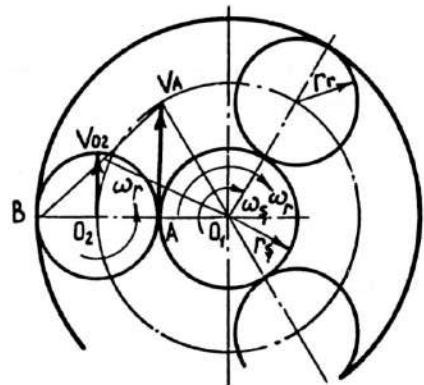


Fig. 1.90.

În mecanismul inversat avem:

- viteza unghiulară a șurubului 1:

$$\omega_s' = \omega_s - \omega_s^0 = \omega_s \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2(1+U)} \right] \quad (1.135)$$

- viteza unghiulară a rolei 2:

$$\omega_r' = -\frac{\omega_s'}{U} = -\frac{\omega_s}{U} \left[ 1 - \frac{1}{2(1+U)} \right] \quad (1.136)$$

- viteza unghiulară a piuliței 3:

$$\omega_p = \omega_p - \omega_r^0 = 0 - \omega_r^0 = -\frac{\omega_s}{2(1+U)} \quad (1.137)$$

Vitezele unghiulare ale razelor-vector ale punctului de contact pe suprafețele transmisiei dezaxate simple (și a mecanismului inversat) sunt inverse, ca direcție, pentru vitezele unghiulare ale acestor elemente și egale cu ele ca mărime:

- viteza unghiulară a punctului de contact al rolei cu șurubul pe suprafața șurubului:

$$\omega_{sr}^c = -\omega_s'$$

- viteza unghiulară a punctului de contact al rolei cu șurubul pe suprafața rolei:

$$\omega_{rs}^c = -\omega_r'$$

- viteza unghiulară a punctului de contact al rolei cu piulița pe suprafața rolei:

$$\omega_{rp}^c = -\omega_r'$$

- viteza unghiulară a punctului de contact al rolei cu piulița pe suprafața piuliței:

$$\omega_{pr}^c = -\omega_p'$$

Viteza axială a rolei în raport cu șurubul:

$$V_{rs}^{ax} = P_s \cdot \omega_{sr}^c - P_r \cdot \omega_{rs}^c \quad (1.138)$$

Înlocuind valorile și transformând relațiile obținem:

$$\begin{aligned} V_{rs}^{ax} &= \frac{t \cdot \omega_s}{2\pi} \cdot \left\{ -n_s \left[ 1 - \frac{1}{2(1+U)} \right] - \frac{n_r}{U} \left[ 1 - \frac{1}{2(1+U)} \right] \right\} = \\ &= -\frac{t \cdot \omega_s}{2\pi} \cdot \left( n_s + \frac{n_r}{U} \right) \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2(1+U)} \right] \end{aligned} \quad (1.139)$$

Viteza unghiulară a piuliței în raport cu rola:

$$r_m^p = r_m^s + 2r_m^r; \quad (1.140)$$

Înlocuind valorile și transformând expresia, obținem:

$$V_{pr}^{ax} = P_p \cdot \omega_p' - P_r \cdot \omega_r' \quad (1.141)$$

Viteza deplasării axiale a elementului condus:

$$V_{ax} = V_{rs}^{ax} + V_{pr}^{ax} = \frac{t \cdot \omega_s}{2\pi} \cdot \left[ \frac{n_s - n_p}{2} \cdot \frac{1}{1+U} - n_s \right] \quad (1.142)$$



Din ecuațiile vitezelor axiale, prin substituire, obținem valorile deplasărilor axiale la o rotație a șurubului:

– deplasarea rolei în raport cu șurubul:

$$S_{rs} = t \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1+U} - 1 \right) \left( n_s + \frac{n_r}{U} \right) \quad (1.143)$$

– deplasarea rolei în raport cu piulița:

$$S_{rp} = -S_{pr} = t \cdot \left[ \left( \frac{n_p}{2} \cdot \frac{1}{1+U} \right) - \frac{n_r}{U} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1+U} \right) \right] \quad (1.144)$$

Deplasarea de la ieșire a piuliței (ca și viteza) nu depinde de numărul începuturilor filetelui pe rolă:

$$S = t \cdot \left( \frac{n_s - n_p}{2} \cdot \frac{1}{1+U} - n_s \right) \quad (1.145)$$

Pentru a asigura valoarea deplasării axiale a piuliței conduse, egală cu  $H$ , e necesar de a avea, pentru lungimea părții filetate a rolei  $l_r$ , lungimile părților filetate ale șurubului  $l_s$  și piuliței  $l_p$ :

$$l_s = H \cdot \frac{S_{rs}}{S} + l_r$$

$$l_p = H \cdot \frac{S_{rp}}{S} + l_r$$

### 3.5.3. Alegerea numărului începuturilor filetelui piuliței și șurubului

În construcția transmisiei elicoidale planetare examinate, destinația de bază a piuliței este înlocuirea sprijinelor rolor. Același rol îl poate juca și șurubul. În acest caz, e necesar să se asigure lipsa deplasării axiale a rolei față de șurub sau față de piuliță. Condițiile, care respectă aceste cerințe, pot fi obținute egalând cu zero vitezele sau deplasările relative:

– în lipsa deplasării axiale a rolei în raport cu șurubul trebuie să fie respectată condiția  $n = [n_r / n_s]$ , ceea ce este posibil numai în cazul unor direcții diferite ale filetelor șurubului și rolei;

– în lipsa deplasării axiale a rolei în raport cu piulița,  $U = n_r / (n_p - 2n_r)$ .

Numărul începuturilor și direcțiile elicelor șurubului și piuliței nu pot fi arbitrare, ele trebuie să asigure posibilitatea amplasării rolor. Dacă e necesar de a amplasa  $m$  role, atunci în secțiunea axială vecină, deplasată la unghiul  $2\pi/m$ ,

aranjarea relativă a profilelor filetelor șurubului și piuliței trebuie să fie aceeași, așadar creșterile coordonatelor axiale ale liniilor elicoidale ale filetelor șurubului și piuliței, în această secțiune, vor fi egale sau diferite cu o mărime multiplă pasului filetelor:

$$\left[ \frac{t \cdot n_s}{m} - \frac{t \cdot n_p}{m} \right] = N \cdot t \quad (1.146)$$

unde  $N$  este orice număr sau zero;  $N = 0$  poate avea loc numai pentru  $n_s = n_p$ . Atunci, ecuația (1.146) este satisfăcută de orice valori ale lui  $m$ .

$$\text{Pentru } N \neq 0, m = \left| \frac{n_s - n_p}{N} \right|.$$

Numărul maxim de role se obține pentru  $N = 1$ :

$$m_{\max} = [n_s - n_p] \quad (1.147)$$

Numărul real al rolor trebuie să satisfacă condiția de vecinătate (sau de amplasare în colivie) și poate fi obținut prin reducerea lui  $m_{\max}$  de un număr întreg de ori.

Din condiția autocentrării șurubului și piuliței rezultă că numărul minim de role în transmisie este  $m_{\min} = 3$ .

### 3.5.4. Transmisie cu filet inelar al rolei și piuliței

Din condiția amplasării rolor  $m_{\max} = [n_s - n_p]$  obținem că numărul rolor este egal cu numărul începuturilor filetelor șurubului  $m_{\max} = n_s$ . Astfel, numărul minim de începuturi și role este egal cu 3. Din ecuațiile deplasărilor relative obținem că deplasarea axială a rolei în raport cu piulița lipsește, iar deplasarea axială a piuliței este determinată de deplasarea rolei în raport cu șurubul.

În calculele de proiectare se utilizează deplasarea în unități relative,  $S_{in}$ :

$$S_{in} = 1 - \frac{1}{2(1+U)} = \frac{2U+1}{2U+2} \quad (1.148)$$

În figura 1.91 se prezintă graficul dependenței deplasării piuliței, în unități relative, de dimensiunile relative ale rolei și șurubului.

## 3.6. CALCULUL FORTELOR

Spre deosebire de transmisiile elicoidale obișnuite, în transmisia elicoidală dezaxată la sarcini axiale constante ce solicită șurubul, forțele normală, radială și tangențială sunt variabile și depind de fenomenele de frecare de contact din lagărele

elementului condus. Aceasta duce nu numai la o solicitare variabilă a lagarelor și a altor elemente în mecanism, ci și la modificarea parametrilor cinematici. Astfel, examinarea forțelor care acționează în cuplul elicoidal dezaxat reprezintă una din sarcinile de baza la proiectarea și analiza transmisiilor planetare elicoidale dezaxate.

Indiferent de tipul contactului (punctual sau liniar), contactul real din cuplul elicoidal dezaxat reprezintă o suprafață; forma și dimensiunile acesteia sunt determinate de corelația parametrilor geometrici ai filetelor conjugate, de caracteristicile materialului și de valoarea sarcinii aplicate. Presiunea specifică va fi distribuită pe suprafața de contact conform unei legi, al cărei caracter depinde nu numai de parametrii geometrici, dar și de erorile de execuție și montaj. Într-o oarecare măsură, ca etalon, din acest punct de vedere, poate fi luată transmisia Novicov, la care contactul după rodaj reprezintă o pată amplasată radial.

Astfel, la calculul transmisiei elicoidale dezaxate se poate admite că forța de interacțiune între șurub și piuliță este concentrată în punctul situat pe diametrul mediu al șurubului. În figura 1.92 este prezentată schema forțelor din cuplul elicoidal dezaxat, fără considerarea frecării în contact.

Conform schemei prezentate:

$$F_n = F_a \frac{1}{\cos \alpha_n \cdot \cos \lambda} = F_a \frac{1}{\cos \gamma} \quad (1.149)$$

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha_n = F_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max}; \quad F_t = F_a \cdot \operatorname{tg} \lambda. \quad (1.150)$$

Astfel, valorile aproximative (fără considerarea forțelor de frecare) ale forțelor normală, radială și tangențială ce solicită șurubul din transmisia dezaxată nu diferă de valorile calculate pentru transmisiile elicoidale ordinare. În același timp, e necesar să se ia în considerare faptul că, în relațiile indicate, forțele și unghiurile se referă la elementul concret al transmisiei, și nu la cuplul elicoidal în întregime.

Forțele de frecare introduc modificări în relațiile de calcul. Ținându-se seama de acestea (fig. 1.93), rezultă:

$$F_n^f = F_a \frac{1}{\cos \alpha_n \cdot \cos \lambda \pm f \sin \alpha_f} \quad (1.151)$$

unde  $\alpha_f$  este unghiul variabil dintre vectorul forței de frecare și planul frontal.

Astfel, spre deosebire de transmisiile elicoidale coaxiale (ordinare), în cazul dat componenta normală  $F_e^f$  este mărime variabilă chiar și pentru o sarcină axială constantă.

Forța radială din angrenaj este în acest caz:

$$F_r^f = F_a \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \pm \operatorname{tg} \rho' \cdot \cos \alpha_f \cdot \sin \psi}{\cos \lambda \cdot \left( 1 \pm \operatorname{tg} \rho' \cdot \frac{\sin \alpha_f}{\cos \lambda} \right)} \quad (1.152)$$

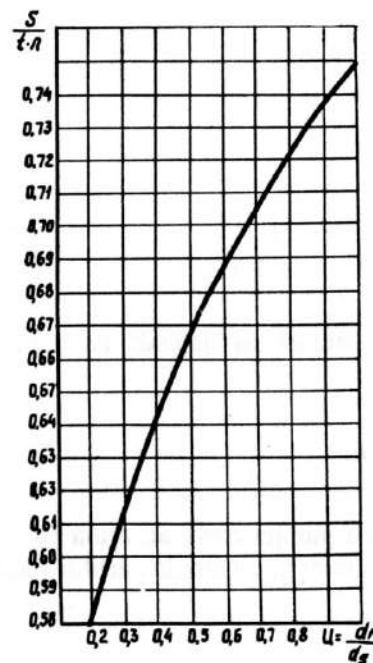


Fig.1.91

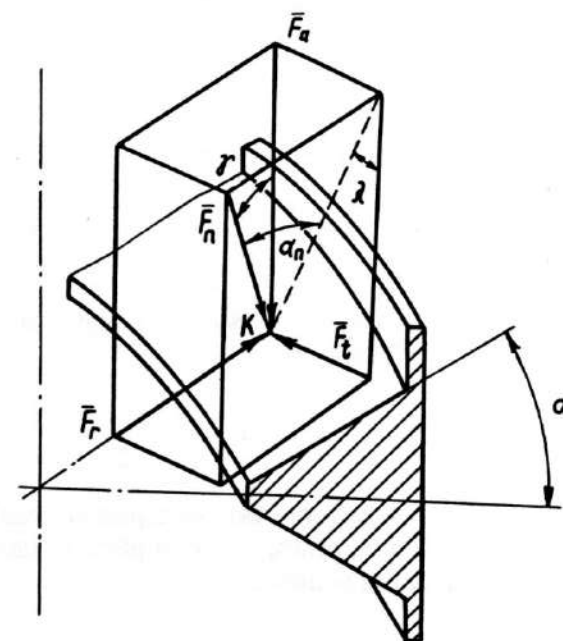


Fig.1.92

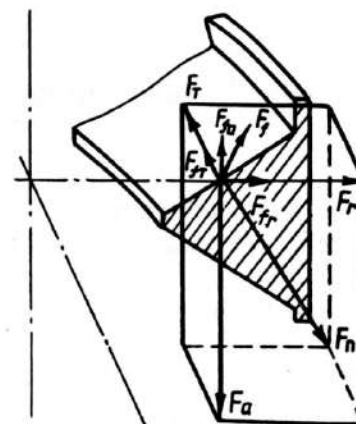


Fig.1.93

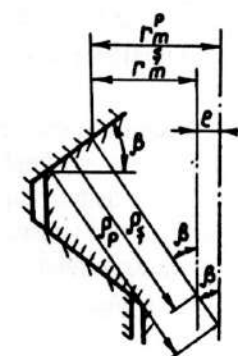


Fig.1.94

unde:  $\operatorname{tg} \rho' = f / \cos \alpha_n$ ;  $\psi$  – unghiul între raza-vector curentă a punctului de contact și perpendiculara dusă la direcția proiecției forței de frecare pentru elementul examinat.

Forța tangențială în angrenaj:

$$F_t^f = F_n^f \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \lambda \pm F_f \cdot \cos \alpha_f \cdot \cos \psi = F_a \left( \frac{\cos \alpha_n \cdot \sin \lambda \pm f \cdot \cos \alpha_f \cdot \cos \psi}{\cos \alpha_n \cdot \cos \lambda \pm f \cdot \sin \alpha_f} \right) = F_a \left( \frac{\sin \lambda \pm \operatorname{tg} \rho' \cdot \cos \alpha_f \cdot \cos \psi}{\cos \left( 1 \pm \operatorname{tg} \rho' \cdot \frac{\sin \alpha_f}{\cos \lambda} \right)} \right) \quad (1.153)$$

### 3.7. CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL TRANSMISIILOR ELICOIDALE DEZAXATE

În cazul general, în cuplul elicoidal dezaxat încărcat cu forță axială exterioară și moment de torsiune apar tensiuni de încovoiere și de forfecare a spirelor filetului și tensiuni de contact pe suprafețele de lucru.

Deoarece în transmisiile elicoidale dezaxate se folosesc, de obicei, filete cu unghiul profilului  $2\alpha = 90^\circ$ , tensiunile de încovoiere pot fi ignorate.

Luând în considerare experiența acumulată, rezistența la tensiunea de contact poate fi considerată criteriul capacității de funcționare a suprafețelor conjugate în transmisia elicoidală dezaxată. Analiza caracterului contactului și al interacțiunii acestor suprafețe în procesul funcționării arată că ele sunt foarte aproape de suprafețele de lucru ale unor tipuri de transmisii prin fricțiune care funcționează în condiții de frecare uscată sau limită.

Valoarea maximă a tensiunilor de contact care apar pe suprafețele spirelor la comprimarea lor poate fi determinată cu relația Hertz:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{red}}{\rho_{red}}} \quad (1.154)$$

unde  $q$  este sarcina specifică normală care acționează asupra spirei;  $E_{red}$  – modulul de elasticitate redus al materialelor cuplului conjugat;  $\rho_{red}$  – raza de curbură redusă.

Sarcina specifică normală pe spirală:

$$q = \frac{K_s F_n}{Z l_c} = \frac{K_s F_a}{Z l_c \cos \lambda \cos \alpha} \quad (1.155)$$

unde:  $Z$  este numărul spirelor piuliței;  $l_c$  – lungimea liniei de contact în angrenaj;  $K_s$  – factorul de sarcină;  $K_s = K_\beta \cdot K_z$ , unde  $K_\beta$  este factorul neuniformității distribuirii sarcinii pe lungimea liniilor de contact; iar  $K_z$  este factorul neuniformității distribuirii sarcinii pe spire.

Luând în considerare lungimea neînsemnată a liniilor de contact, la proiectare se admite  $K_\beta = 1$ . În cazul general, distribuția sarcinii pe spire în transmisia elicoidală dezaxată este foarte apropiată de distribuția caracteristică transmisiilor elicoidale ordinare.

Astfel, în calcul se adoptă, în funcție de numărul spirelor aflate în angrenare,  $K_z = 2 \dots 5$ . Cu creșterea numărului spirelor aflate în angrenare, valoarea factorului  $K_z$  crește.

Modulul de elasticitate redus al materialelor cuplului elicoidal:

$$E_{red} = \frac{E_s \cdot E_p}{E_s + E_p} \quad (1.156)$$

unde  $E_s$  și  $E_p$  sunt modulele de elasticitate ale materialelor șurubului și piuliței:

$$\frac{i}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_s} \pm \frac{1}{\rho_p} \quad (1.157)$$

unde  $\rho_s$  și  $\rho_p$  sunt razele de curbură ale suprafețelor de lucru ale șurubului și piuliței.

Astfel, ținând seama de valoarea mică a unghiului elicei șurubului și piuliței și de abaterea neînsemnată a liniei de contact, se obțin, pentru razele de curbură ale șurubului și piuliței (fig. 1.94), următoarele relații de calcul:

$$\rho_s = \frac{r_m^s}{\sin \alpha}; \quad \rho_p = \frac{r_m^p}{\sin \alpha} \quad (1.158)$$

Atunci:

$$\rho_{red} = \frac{r_m^s \cdot r_m^p}{r_m^p \pm r_m^s} \quad (1.159)$$

Luând în considerare faptul că lungimea liniei de contact este egală cu lățimea spirei,  $l_c = b$ , și substituind parametrii  $q$ ,  $E_{red}$  și  $\rho_{red}$ , obținem expresia:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{2 K_s F_a E_s E_p (r_m^p \pm r_m^s) \operatorname{tg} \alpha}{Z \cdot b (E_s + E_p) r_m^s \cdot r_m^p \cos \lambda}} \quad (1.160)$$

Dacă piulița și șurubul sunt executate din același material:

$$E_{red} = E_s = E_p = E$$

Atunci, adoptând  $\cos \lambda = 1$  (deoarece, de obicei,  $\lambda \leq 5^\circ$ ), relația (1.160) devine:

$$\sigma_H = 0,148 \sqrt{\frac{K_s F_\alpha E (r_m^p \pm R_m^s) \operatorname{tg} \alpha}{Z b r_m^s \cdot r_m^p}} \quad (1.161)$$

Această relație nu ia în considerare tensiunile care apar în materialul șurubului și al piuliței sub acțiunea forțelor tangențiale de frecare, însă practica exploatarei transmisiilor elicoidale dezaxate demonstrează că relația de calcul a lui Hertz permite obținerea unor rezultate bune.

Pentru proiectare se propune relația, soluționată în raport cu sarcina axială admisibilă:

$$F_{a,adm} = \frac{\sigma_H^2 Z b r_m^s r_m^p}{(0,148)^2 K_s E (r_m^p \pm r_m^s) \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.162)$$

### 3.8. ALEGEREA MATERIALULUI PENTRU ELEMENTELE CUPLULUI ELICOIDAL DEZAXAT ȘI TEHNOLOGIA FABRICĂRII LOR

Cuplul elicoidal din transmisia dezaxată funcționează în regim de frecare limită sau uscată, de aceea e destul de importantă alegerea justă a materialului șurubului și al piuliței. Astfel, materialele șurubului și piuliței trebuie să satisfacă următoarele cerințe:

1) duritatea suprafețelor de lucru trebuie să fie între limitele 55-63HRC, în funcție de sarcina și durata de funcționare necesare;

2) tensiunile remanente din material trebuie să fie minime și să nu ducă la schimbarea dimensiunilor și a formelor în timp; se recomandă ca atât șurubul cât și piulița să fie executate din oțel tratat termic până la duritatea 55-63HRC.

Pentru șuruburi se recomandă utilizarea următoarelor mărci de oțeluri: 40Cr10, 50VCr11, 41MoCr11, 30MoCrNi20, conform STAS, sau 40X, 50X, Y8A, 8XΦ, XBG, conform GOST, ș.a.

Pentru piulițe se vor folosi oțelurile pentru scule RUL1, 18MoCrNi13, 20MoMnCr12, 38MoCrAl09, 12CrNi30, conform STAS, sau IIX15, XBG, 18X1T, 12XH3A, 12X2H4A, conform GOST.

Tensiunile de contact admisibile:

$$\sigma_{Ha} = \frac{\sigma}{[n]}, \quad \sigma_{OL} = \sigma_{OH} \varepsilon_n \varepsilon_t,$$

unde  $[n]$  este coeficient de siguranță;  $\sigma_{OH}$  – rezistența limită la tensiunea de contact;  $\varepsilon_n, \varepsilon_t$  – factorii de fiabilitate și temperatură.

Transmisiile elicoidale funcționează, de regulă, în regim tranzitoriu de scurtă durată, de aceea  $[n] = 1$  și  $\varepsilon_n = \varepsilon = 1$ .

Rezistența limită la tensiunea de contact, în cazul contactului liniar, se determină pentru oțeluri aliate cu tratare termică superficială până la 55...60 HRC cu relația:

$$\sigma_{OH} \approx (2,0 \dots 2,4) \text{ HRC}$$

iar pentru fontă, cu relația:

$$\sigma_{OH} \approx (0,3 \dots 0,35) \sigma_r$$

Deoarece în transmisiile elicoidale dezaxate sunt utilizate filete cu profil standardizat, tehnologia execuției elementelor angrenajului se simplifică. În același timp, la execuția transmisiilor de precizie e necesar să fie luate în considerație particularitățile de funcționare a cuplului elicoidal dezaxat, datorate erorilor cinematice.



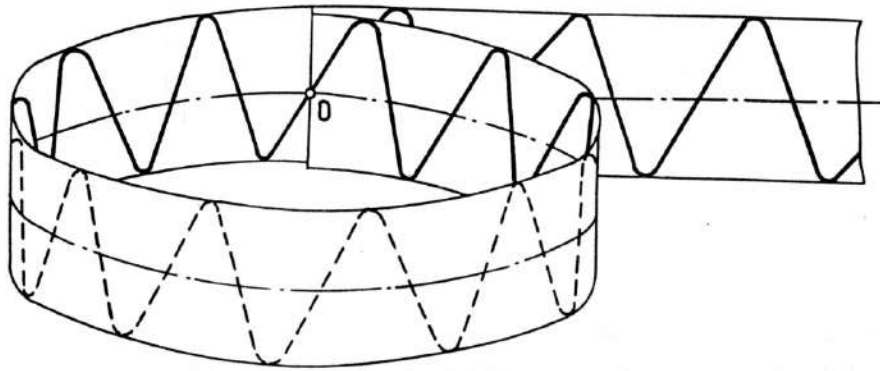


Fig.1.95

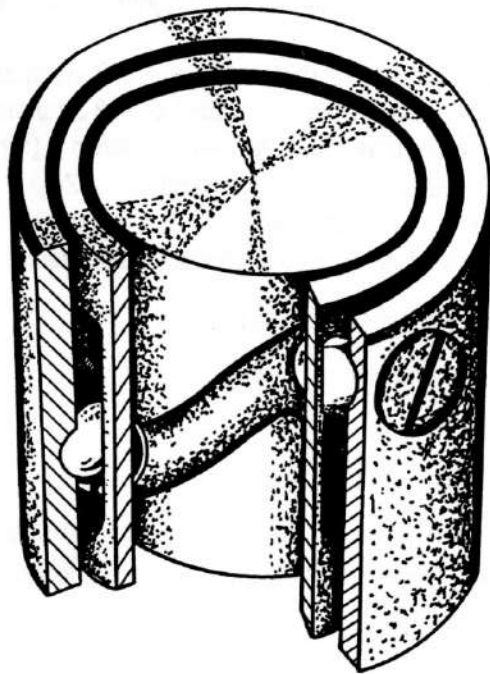


Fig.1.96

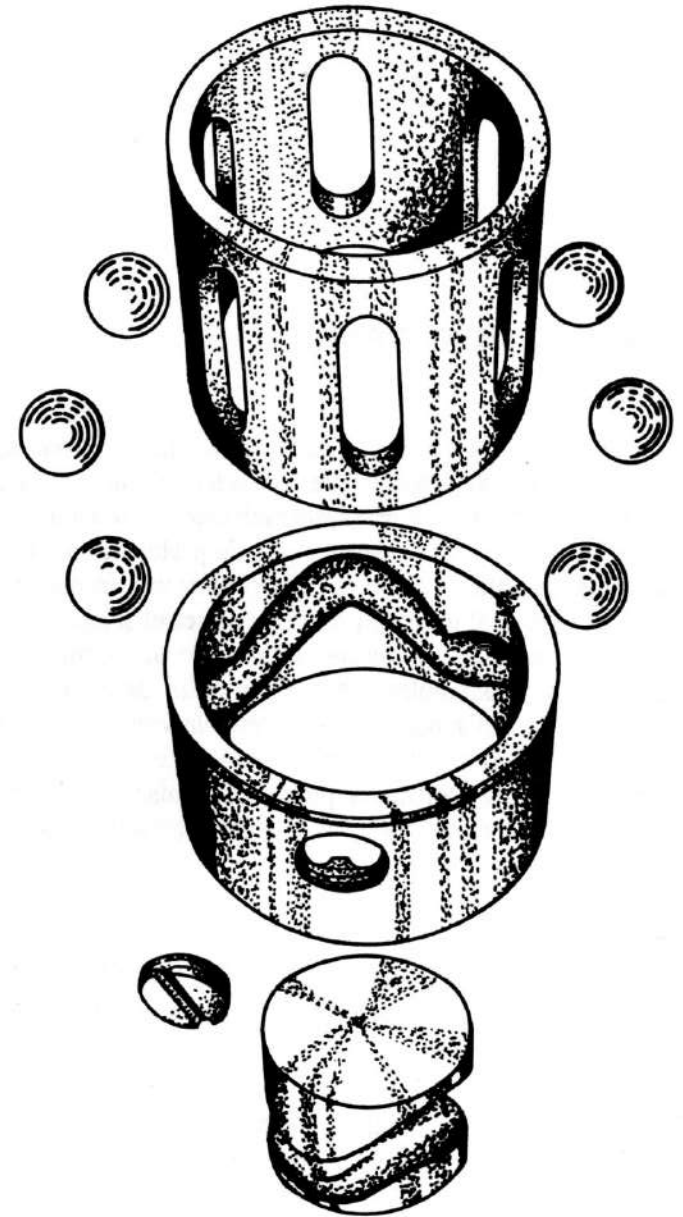


Fig.1.97

# 4

# Transmisii planetare sinusoidale cu bile

## 4.1. NOȚIUNI GENERALE

În practică apare uneori necesitatea utilizării reductoarelor pentru care nu sunt primejdioase suprasolicitățile considerabile de scurtă durată, când momentul maximal depășește de zece ori și mai mult momentul nominal. Această suprasolicitare poate avea loc la mașinile de abataj și de prelucrare a canalelor, când organele de lucru (sculele) întâlnesc pietre sau alte corpuri tari, în trolul de galerie din minele de cărbune, și în special în forajul sondelor de petrol și gaze [13,12].

La adâncimi mari, forajul rotativ devine nerațional, iar deseori imposibil. Acest fapt necesită amplasarea mecanismului de acționare (electric sau turbină), nemijlocit, la fundul sondei. Reductoarele planetare sinusoidale cu bile sunt utilizate pe larg (în calitate de reductoare) în instalațiile de foraj, având gabarite diametrice reduse, concentrare ridicată a puterii transmise pe unitate de suprafață a tălpii sondei, consum de materiale redus și construcție simplă, cost redus etc.

## 4.2. STRUCTURA ȘI CINEMATICA TRANSMISIEI PLANETARE CU SINUSOIDĂ CILINDRICĂ

Sinusoida plană [12] tradițională reprezintă, în plan, în sistemul ortogonal de coordonate  $x, y$ , funcția  $y = A \cdot \sin x$ . Dacă sinusoida plană este înfășurată pe un cilindru astfel ca axa ei ( $x$ ) să se transforme în circumferință (însă nu în linie elicoidală), iar diametrul cilindrului este ales astfel ca începând cu rotația a doua să aibă loc suprapunerea imaginilor, atunci se obține o sinusoidă cilindrică rotundă închisă la o rotație, numită sinusoidă cilindrică (fig. 1.95).

Sinusoidale cilindrice diferă una de alta prin amplitudinea  $A$ , prin rază și prin numărul perioadelor  $Z$ , amplasate pe circumferință.

Fiecare sinusoidă cilindrică se intersectează cu circumferința ei în 27 puncte. Unul din aceste puncte este numit convențional originea sinusoidalei cilindrice (în figura 1.95, punctul  $O$ ).

Modelul fizic al transmisiei planetare sinusoidale cu sinusoidă cilindrică este prezent în figurile 1.96 și 1.97. Ea include o piesă intermediară, numită colivie, două bucușe – interioară și exterioară, și corpurile de lucru (bilele), instalate în canelurile sinusoidale cu număr diferit de perioade ale bucușelor și în canelurile axiale ale coliviei.

În transmisia planetară sinusoidală cu bile pot fi menținute fixe primul, al doilea sau al treilea element. Pentru aceleași valori  $Z_1$  și  $Z_3$ ,  $t$  poate avea două valori, fapt care demonstrează raționalitatea indicării lui  $t$  pe schemă (fig. 1.98).

În construcția concretă sunt posibile variantele  $Z_1 \leq Z_3$  și  $Z_1 > Z_3$ . În funcție de varianta utilizată pot fi obținute diferite raporturi de transmitere.

Ținând seama de modul de sumare a vitezelor unghiulare:

$$\begin{aligned}\bar{\omega}_{13} &= \bar{\omega}_{12} + \bar{\omega}_{23}; & \bar{\omega}_{21} &= \bar{\omega}_{23} + \bar{\omega}_{31} \\ \bar{\omega}_{23} &= \bar{\omega}_{21} + \bar{\omega}_{13}; & \bar{\omega}_{31} &= \bar{\omega}_{32} + \bar{\omega}_{21}\end{aligned}\quad (1.163)$$

din (1.163) obținem:

$$\bar{\omega}_{12} = \bar{\omega}_{21}; \quad \bar{\omega}_{23} = -\bar{\omega}_{32}; \quad \bar{\omega}_{31} = -\bar{\omega}_{13}\quad (1.164)$$

Introducem notațiile:  $\bar{\omega}_{13}/\bar{\omega}_{23} = u_{12}$  – raportul de transmitere de la elementul 1 la elementul 2 (elementul 3 fiind fix);  $\bar{\omega}_{23}/\bar{\omega}_{13} = u_{21}$  – raportul de transmitere de la elementul 2 la elementul 1 (elementul 3 fiind fix);  $\bar{\omega}_{12}/\bar{\omega}_{32} = u_{13}$  – raportul de transmitere de la elementul 1 la elementul 3 (elementul 3 fiind fix);  $\bar{\omega}_{32}/\bar{\omega}_{12} = u_{31}$  – raportul de transmitere de la elementul 3 la elementul 1 (în cazul când elementul 2 (colivie) este fix);  $\bar{\omega}_{21}/\bar{\omega}_{31} = u_{23}$  – raportul de transmitere de la elementul 2 la elementul 3;  $\bar{\omega}_{31}/\bar{\omega}_{21} = u_{32}$  – raportul de transmitere de la elementul 3 la elementul 2 (când elementul 1 este imobil).

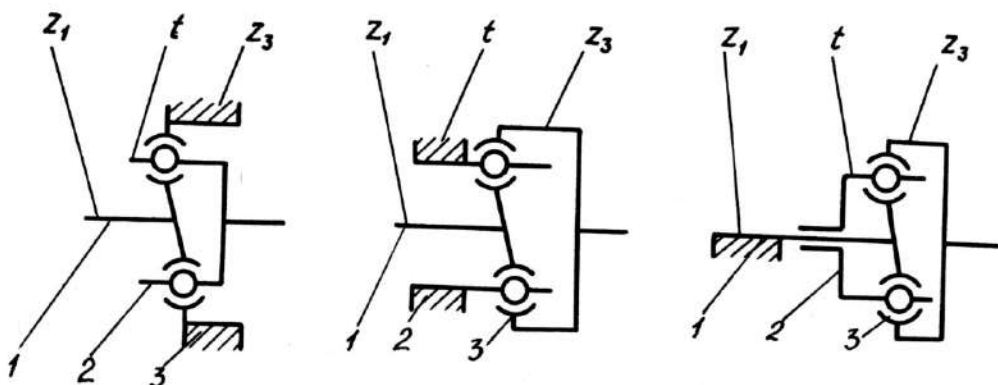


Fig.1.98

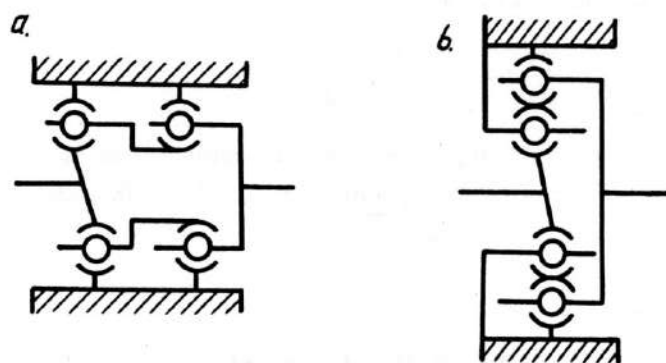


Fig. 1.99

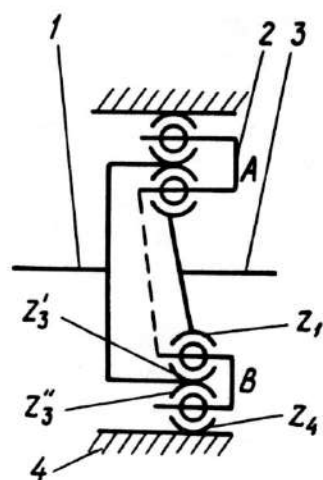


Fig.1.100

Evident:

$$U_{21} = \frac{1}{U_{12}}, \quad U_{31} = \frac{1}{U_{13}}, \quad U_{23} = \frac{1}{U_{32}}$$

Folosind expresiile de mai sus obținem:

$$U'_{13} = \frac{\bar{\omega}_{12}}{\bar{\omega}_{32}} = \frac{\bar{\omega}_{13} - \bar{\omega}_{23}}{-\bar{\omega}_{23}} = 1 - \frac{\bar{\omega}_{13}}{\bar{\omega}_{23}} = 1 - \frac{Z_1 + Z_3}{Z_1} = -\frac{Z_3}{Z_1} \quad (1.165)$$

Rezultatele calculelor sunt incluse în tabelul 1.11.

Transmisii planetare bisinusoidale pot fi asamblate în transmisii planetare tetra-hexasinusoidale. La construirea lor pot fi utilizate două variante de dispunere – axială (fig. 1.99, a) și diametrală (fig. 1.99, b). În cazul dispunerii diametrale, pe o bucă se amplasează două căi de rulare: una interioară și alta exterioară. Transmisii prezentate în figura 1.99 sunt asamblate cinematic simplu. Transmisii planetare sinusoidale compuse cu angrenaje bisinusoidale, în care toate elementele sunt mobile, sunt numite transmisii cinematice compuse (fig. 1.100).

Raportul de transmitere al transmisiei cinematice simple se determină prin înmulțirea rapoartelor de transmitere ale transmisii bisinusoidale separate (date informative fiind prezentate în tabelul 1.11). Cercetarea cinematică a transmisii planetare sinusoidale compuse o efectuăm pe exemplul transmisiei tetrasinusoidale, prezentată în figura 1.100. Transmisia include buca 1 cu două căi de rulare, colivia dublă 2 și bucele canelate interioară 3 și exterioară 4.

Conform teoremei de sumare a vitezelor unghiulare:

$$\bar{\omega}_{34} = \bar{\omega}_{24} + \bar{\omega}_{32}; \quad \bar{\omega}_{14} = \bar{\omega}_{24} + \bar{\omega}_{12}; \quad 0 = \bar{\omega}_{44} = \bar{\omega}_{24} + \bar{\omega}_{42}. \quad (1.166)$$

Din tabelul 1.11, pentru angrenajul  $Z_1-Z_3'$ , rezultă:

$$\frac{\bar{\omega}_{12}}{\bar{\omega}_{32}} = -\frac{Z_3'}{Z_1} \quad (1.167)$$

Pentru angrenajul  $Z_3''-Z_4$ :

$$\frac{\bar{\omega}_{32}}{\bar{\omega}_{42}} = -\frac{Z_4}{Z_3''} \quad (1.168)$$

Din (1.166) obținem:

$$\bar{\omega}_{34}' = \bar{\omega}_{32} - \bar{\omega}_{42} = \bar{\omega}_{32} \cdot \left(1 + \frac{Z_3''}{Z_4}\right) \quad (1.169)$$

De unde:

$$\bar{\omega}_{32} = \frac{Z_4}{Z_4 + Z_3''} \cdot \bar{\omega}_{34}' \quad (1.170)$$

Tabelul 1.11

Relațiile pentru determinarea rapoartelor de transmisie ale transmisiilor planetare sinusoidale cu bile, exprimate prin numărul de perioade ale sinusoidelor	Tipul transmisiei și gama, teoretic posibilă, a valorilor raportului de transmitere			
	$Z_1 \leq Z_3$		$Z_1 \geq Z_3$	
	Reductor	Multiplicator	Reductor	Multiplicator
$U'_{1-2} = \frac{\bar{\omega}'_{13}}{\bar{\omega}'_{23}} = \frac{Z_1 + Z_2}{Z_1}$	+(2...∞)		+(1...2)	
$U'_{2-1} = \frac{\bar{\omega}'_{23}}{\bar{\omega}'_{13}} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}$			+(0...0,5)	
$U'_{1-2} = \frac{\bar{\omega}'_{13}}{\bar{\omega}'_{23}} = \frac{Z_1 + Z_2}{Z_1}$	-(0...∞)		-(0...1,0)	
$U''_{2-1} = \frac{\bar{\omega}''_{23}}{\bar{\omega}''_{13}} = \frac{Z_1}{Z_1 - Z_3}$	-(0...∞)		+(1...∞)	
$U'_{1-3} = \frac{\bar{\omega}'_{12}}{\bar{\omega}'_{32}} = -\frac{Z_3}{Z_1}$	-(1...∞)		-(0...1,0)	
$U'_{3-1} = \frac{\bar{\omega}'_{32}}{\bar{\omega}'_{12}} = -\frac{Z_1}{Z_3}$	(0...1)		-(1...∞)	
$U''_{1-3} = \frac{\bar{\omega}''_{12}}{\bar{\omega}''_{32}} = \frac{Z_3}{Z_1}$	+(1...∞)		+(0...1,0)	
$U''_{3-1} = \frac{\bar{\omega}''_{32}}{\bar{\omega}''_{12}} = \frac{Z_1}{Z_3}$	(0...1)		+(1...∞)	
$U'_{3-2} = \frac{\bar{\omega}'_{31}}{\bar{\omega}'_{21}} = \frac{Z_3 + Z_1}{Z_3}$	+(1,0...2,0)		+(2...∞)	
$U'_{2-3} = \frac{\bar{\omega}'_{21}}{\bar{\omega}'_{31}} = \frac{Z_3}{Z_3 + Z_1}$	+(0,5...1,0)		+(0...0,5)	
$U''_{3-2} = \frac{\bar{\omega}''_{31}}{\bar{\omega}''_{21}} = \frac{Z_3 - Z_1}{Z_3}$	(0...1)		-(0...∞)	
$U''_{2-3} = \frac{\bar{\omega}''_{21}}{\bar{\omega}''_{31}} = \frac{Z_3}{Z_3 - Z_1}$	+(1...∞)		-(0...∞)	

Din (1.167) și (1.169), avem :

$$\bar{\omega}_{12} = -\frac{Z'_3}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_4 + Z''_3} \cdot \bar{\omega}_{34} \quad (1.171)$$

Din (1.166) și (1.169) avem :

$$\bar{\omega}_{24} = \bar{\omega}_{34} - \bar{\omega}_{32} = \left(1 - \frac{Z_4}{Z_4 \cdot Z''_3}\right) \cdot \bar{\omega}_{34} = \frac{Z''_3}{Z_4 + Z''_3} \cdot \bar{\omega}_{34} \quad (1.172)$$

$$\bar{\omega}_{14} = Z''_3 Z_4 + Z''_3 \bar{\omega}_{34} - \frac{Z'_3}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_4 + Z''_3} \cdot \bar{\omega}_{34}$$

de unde, raportul de transmitere a transmisiei cinematice compuse examinate este:

$$U_{31} = \frac{\bar{\omega}_{34}}{\bar{\omega}_{14}} = \frac{(1 + Z_4 / Z''_3)}{(1 - Z'_3 \cdot Z_4 / Z_1 \cdot Z''_3)} \quad (1.173)$$

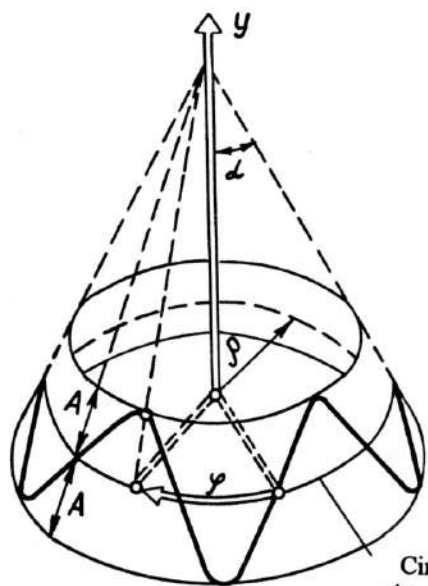
Raportul de transmitere  $U_{31}$  (pentru reductorul examinat) este maxim pentru  $Z'_3 + 1 = Z_1 = Z''_3 = Z_4 - 1$ . De exemplu: pentru  $Z_1 = 4$ ,  $U_{3-1} = 36$ ; pentru  $Z_1 = 5$ ,  $U_{3-1} = 55$ ; pentru  $Z_1 = 25$ ,  $U_{3-1} = 1275$  etc.

### 4.3. TRANSMISII SINUSOIDALE-DISC CU BILE

În figura 1.101 este prezentată sinusoida conică [12]. Transmisia planetară sinusoidală cu bile cu o pereche de sinusoidale conice conjugate prezintă trei conuri circulare goale.

Pe suprafața interioară a conului este executată o cale de rulare sinusoidală, forma curbei fiind exprimată de ecuația  $Y = A \cdot \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos \alpha$ . Pe suprafața exterioară a conului interior este executată o cale de rulare pentru care:  $Y = A \cdot \sin(Z_1 \cdot \varphi) \cdot \cos \alpha$  reprezintă ecuația de definire a curbei. Razele circumferințelor ambelor sinusoidale conice sunt egale. Pe conul intermediar, de-a lungul generatoarelor, sunt executate canale pentru bile.

Transmisia planetară cu bile cu sinusoidale cilindrice este cazul particular al transmisiei cu sinusoidale conice, când  $\alpha = 0$ . Pentru  $\alpha = 90^\circ$ , sinusoida conică degenerază într-o curbă plană (fig. 1.102), numită sinusoidă circulară. În transmisiile planetare cu sinusoidă circulară, piesele au formă de disc (în figura 1.103 este prezentată o piesă cu cale de rulare, în figura 1.104 - colivia). Transmisiile planetare cu bile cu sinusoidă circulară sunt numite transmisiile planetare sinusoidale disc.



Circumferința  
sinusoidei conice

Fig.1.101

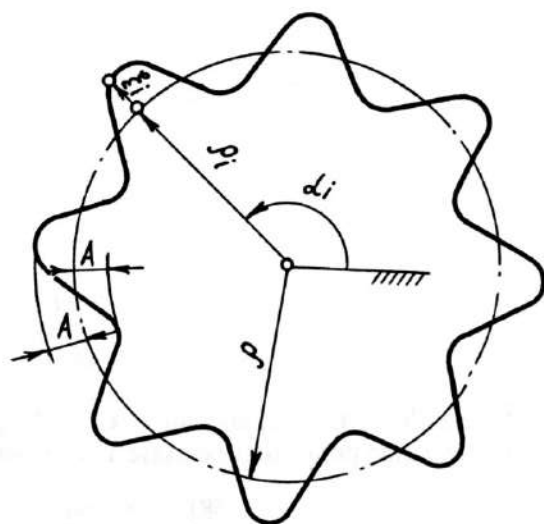


Fig.1.102

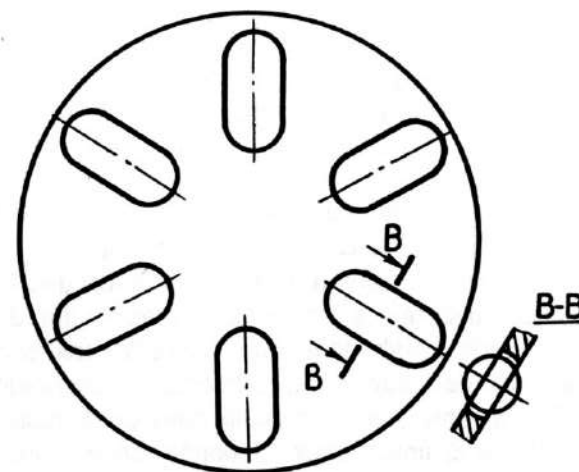


Fig.1.104

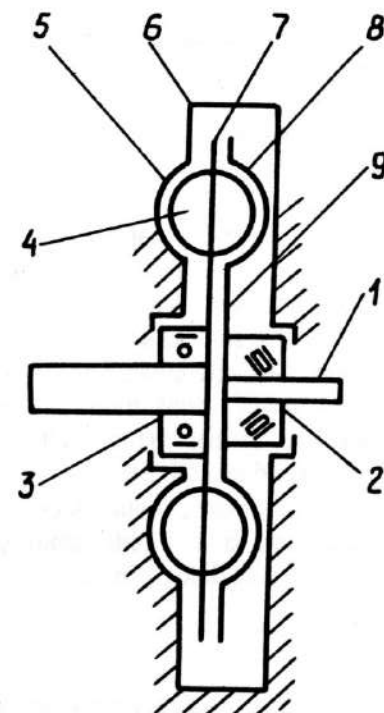


Fig.1.105

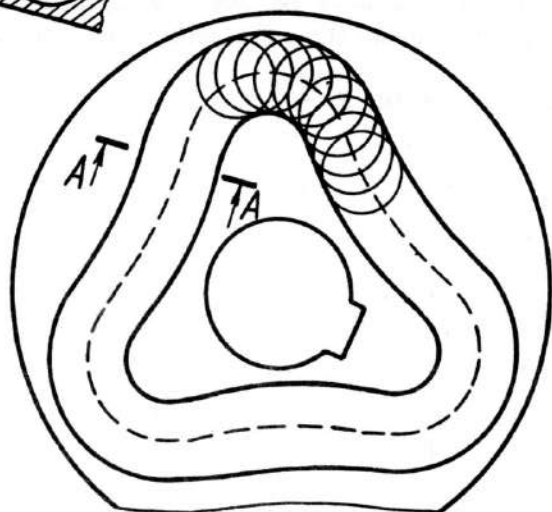
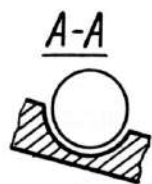


Fig.1.103

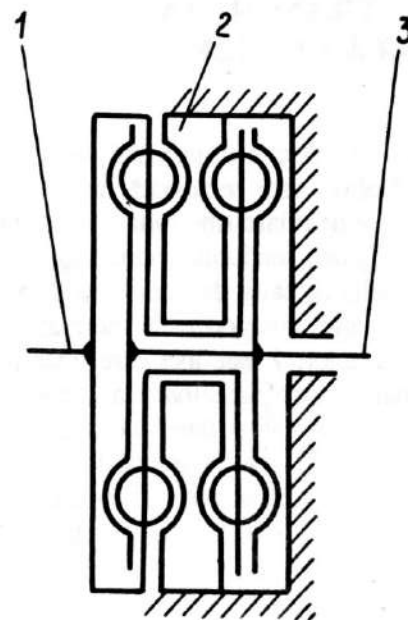


Fig.1.106



În figura 1.105 este prezentată schema transmisiei sinusoidale disc pe un rând. Arborele conducător 1 este fixat rigid pe discul 9, pe care este executată calea de rulare conducătoare 8 descrisă de sinusoida circulară cu numărul de unde  $Z_{cr}$ . Colivia 7 are  $t$  canale pentru bile și este legată rigid cu arborele condus. În corpul 6 este executată calea de rulare descrisă de o sinusoidă circulară 5, care are  $Z_k$  unde. Bilele 4 sunt amplasate în caneluri axiale ale coliviei, căile de rulare a elementului conducător și corpului. Rulmentul radial 3 este destinat pentru centrare, rulmentul conic 2 – pentru centrarea și preluarea sarcinii axiale care apare în angrenaj.

În figura 1.106 este imaginată schema reductorului planetar sinusoidal disc în două rânduri. Această schemă asigură distribuția uniformă a momentului de torsiune și sarcina axială a primei trepte este echilibrată de sarcina axială a treptei a doua. Arborele conducător 3 are două căi de rulare identice, descrise de sinusoida circulară cu același număr de unde  $Z_{cr}$ . În corpul 2 sunt executate două căi de rulare identice, descrise de sinusoida circulară cu  $Z_k$  unde fiecare. Arborele condus 1 este legat rigid cu coliviile.

Utilizarea reductoarelor sinusoidale disc cu bile asigură posibilități noi de asamblare și simplitate tehnologică. Pentru reductoarele planetare sinusoidale disc sunt corecte datele din tabelul 1.11.

#### 4.4. ANALIZA FORȚELOR LA TRANSMISIA PLANETARĂ SINUSOIDALĂ CU BILE

În figura 1.107,  $a$  este imaginată secțiunea complexă a transmisiei sinusoidale cu trei planuri, care trec prin centrul bilei. Colivia este secționată cu un plan perpendicular pe axa de rotire a arborilor, iar căile de rulare sinusoidale – cu plane normale la sinusoidale lor. Pentru facilitate, imaginile secțiunilor sunt suprapuse.  $ABC$ ,  $QMK$  și  $HDE$  sunt limitele de contact ale bilei cu calea de rulare a coliviei și, respectiv, cu piesa exterioară;  $N_1$ ,  $N_2$  și  $N_3$  sunt componentele normale ale reacțiunilor;  $B$ ,  $M$  și  $D$  sunt punctele de aplicare a lor;  $Y$  este axa care trece prin centrul bilei  $O$  și care coincide cu generatoarea corespunzătoare a cilindrului sinusoidelor  $Z_1$  și  $Z_3$ ;  $X$  este axa perpendiculară la axa  $Y$  și tangentă la cilindrul sinusoidelor;  $Z$  este axa care trece prin centrul bilei și axa de rotație a arborilor reductorului și este perpendiculară pe axele  $X$ ,  $Y$  și pe axa de rotire a reductorului;  $\beta_1$  este unghiul între  $N_1$  și dreapta de intersecție a planului  $XOY$  cu planul care trece prin punctul  $O$ , perpendicular pe sinusoida  $Z_1$ ;  $\beta_3$  este unghiul între  $N_3$  și dreapta de intersecție a planului  $XOY$  cu planul care trece prin punctul  $O$ , perpendicular pe sinusoida  $Z_3$ . În figura 1.107,  $b$  este imaginată vederea de sus asupra căilor de rulare.  $\alpha_1$  este unghiul între axa  $Y$  și dreapta de intersecție a planului  $XOY$  cu planul care trece prin punctul  $O$ , perpendicular pe sinusoida  $Z_1$ ;  $\alpha_3$  este egal cu unghiul format

de tangenta dusă la sinusoida  $Z_1$  în punctul  $O$  și axa  $X$ ;  $\alpha_3$  este unghiul dintre axa  $Y$  și linia de intersecție a planului  $XOY$  cu planul care trece prin punctul  $O$ , normal la sinusoida  $Z_3$ ;  $\alpha_3$  este egal cu unghiul format de tangenta dusă la sinusoida  $Z_3$  în punctul  $O$  și axa  $X$ .

Forțele  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$  se exprimă în funcție de versorii axelor  $X, Y, Z$  ( $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ ):

$$\vec{N}_1 = N_1 (\cos \beta_3 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \vec{i} - \cos \beta_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \vec{j} + \sin \beta_1 \cdot \vec{k})$$

$$\vec{N}_2 = -N_2 \cdot \vec{i} \quad (1.174)$$

$$\vec{N}_3 = N_3 (\cos \beta_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot \vec{i} + \cos \beta_3 \cdot \cos \alpha_3 \cdot \vec{j} - \sin \beta_3 \cdot \vec{k})$$

În relațiile de mai sus, unghiurile  $\alpha_1$ ,  $\alpha_3$ ,  $\beta_1$  și  $\beta_3$  nu depășesc  $90^\circ$ . Din ecuațiile proiecțiilor pe axele  $X, Y, Z$  obținem:

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_3} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_3} \quad (1.175)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{1}{\cos \beta_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_3)} \quad (1.176)$$

$$\frac{N_3}{N_2} = \frac{1}{\cos \beta_3 \cdot \cos \alpha_3 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_3)}$$

Din noțiunea de sinusoidă cilindrică și relația dintre lungimea arcului de circumferință, raza  $\rho$  și unghiul central  $\varphi$ , pe care se sprijină arcul, rezultă că distanța de la centrul bilei până la circumferința sinusoidalei se determină din relațiile:

$$\text{– pentru sinusoida } Z_1: Y_1 = A \cdot \sin \left( Z_1 \cdot \frac{q_1}{\rho} \right);$$

$$\text{– pentru sinusoida } Z_3: Y_3 = A \cdot \sin \left( Z_3 \cdot \frac{q_3}{\rho} \right).$$

$$\text{Deoarece } \frac{d y_1}{d q_1} = \operatorname{tg} \alpha_1 \text{ și } \frac{d y_3}{d q_3} = \operatorname{tg} \alpha_3:$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{A \cdot Z_1}{\rho} \cdot \cos \left( Z_1 \cdot \frac{q_1}{\rho} \right), \quad \operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{A \cdot Z_3}{\rho} \cdot \cos \left( Z_3 \cdot \frac{q_3}{\rho} \right) \quad (1.177)$$

Considerând  $Y_1 = Y_3$ , obținem:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{Z_1}{Z_3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (1.178)$$

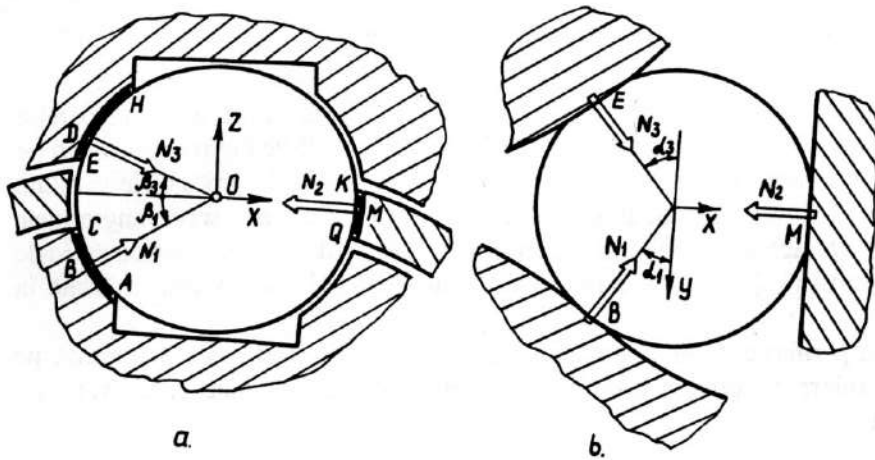


Fig.1.107

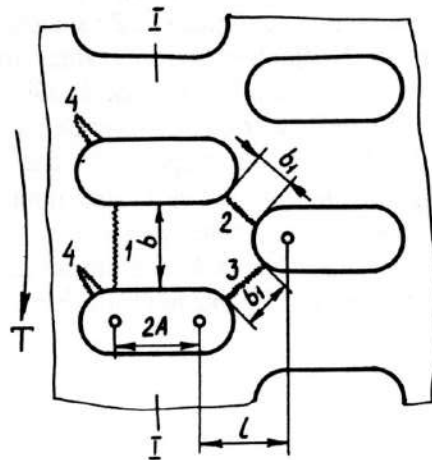


Fig.1.108

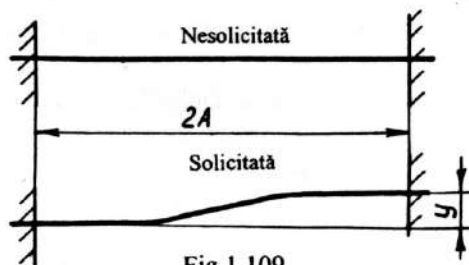


Fig.1.109

Notăm:  $\tau_3 = 2\pi \cdot \rho / 2 \cdot Z_3$  – pasul periferic al semiunde sinusoidale  $Z_3$ ;  $L_3 = 2A / \tau_3$  – înclinarea sinusoidale  $Z_3$ ;  $\epsilon_3 = q_3 / \tau_3$  – coordonata periferică relativă a centrului bilei. Atunci, relațiile (1.175) și (1.176) vor lua forma:

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_3} = \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{\pi}{2} \cdot L_3\right)^2 \cdot \cos^2(\pi \cdot \epsilon_3)}{1 + \left(\frac{Z_1}{Z_3} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot L_3\right)^2 \cdot \cos^2(\pi \cdot \epsilon_3)}} \quad (1.179)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_3}} \sqrt{\frac{\left[1 + \left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot L_3\right)^2\right] \cdot \cos^2(\pi \cdot \epsilon_3) + \operatorname{tg}^2 \beta_3}{\left(\frac{\pi}{2} \cdot L_3\right)^2 \cdot \cos^2(\pi \cdot \epsilon_3)} + \operatorname{tg}^2 \beta_3}} \quad (1.180)$$

$$\frac{N_3}{N_2} = \frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_3}} \sqrt{1 + \frac{1}{\left(\frac{\pi}{2} \cdot L_3\right)^2 \cdot \cos^2(\pi \cdot \epsilon_3)}} \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3)} \quad (1.181)$$

$$\frac{N_1}{N_3} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3}} \cdot \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta_3 + \frac{1 + \left(\frac{Z_1}{Z_3} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot L_3\right)^2 \cdot \cos^2(\pi \cdot \epsilon_3)}{\left(1 + \frac{\pi}{2} \cdot L_3\right)^2 \cdot \cos^2(\pi \cdot \epsilon_3)}}} \quad (1.182)$$

## 4.5. CALCULUL DE REZISTENȚĂ

### 4.5.1. Calculul de rezistență al coliviei

În reductoarele sinusoidale cu bile pe mai multe rânduri, în scopul reducerii gabaritelor, este rațională amplasarea canalelor pentru bile în formă de șah (fig. 1.108) [12].

Fie secțiunea I-I a coliviei secțiunea cea mai încărcată, cu momentul de torsiune  $T$ . Cazurile posibile de deteriorare a coliviei sunt:

- 1) forfecarea în secțiunile 1 sau 2-3;
- 2) apariția fisurilor de încovoiere în elementul 4.

Condițiile de egală rezistență la forfecare în secțiunile 1 și 2-3:

$$2b_1 = b \quad (1.183)$$

Condiția (1.183) poate fi exprimată prin  $l$  existent între marginile apropiate ale sinusoidelor vecine:

$$l = \sqrt{\left(\frac{b}{2} + d\right)^2 - \left(\frac{b}{2} + \frac{d}{2}\right)^2} \quad (1.184)$$

Condiția de rezistență la forfecare a secțiunii 1:

$$\tau = \frac{T/\rho}{\lambda_2 \cdot b \cdot t} \leq [\tau] \quad (1.185)$$

unde:  $\rho$  este raza medie a coliviei;  $T/\rho$  – forța periferică integrală de forfecare;  $\lambda_2$  – grosimea peretelui coliviei;  $b$  – lățimea punții dintre canale;  $t$  – numărul canalelor (și punților);  $\lambda_2 \cdot b \cdot t$  – suprafața sumată de forfecare.

Pentru calculul coliviei privind preîntâmpinarea apariției fisurilor de încovoire 4, fiecare din punți se consideră în formă de bară cu capetele încastrate.

Se știe că momentul de încovoire  $M$  și forța transversală  $Q$ , pentru bara prezentată în figura 1.109, sunt legate de deformația  $Y$  prin relațiile:

$$M = \frac{6E \cdot I}{(2A)^2} \cdot Y; \quad \theta = \frac{12E \cdot I}{(2A)^2} \cdot Y \quad (1.186)$$

de unde obținem  $M = AQ$ , unde  $A$  este amplitudinea sinusoidei.

Forța transversală se exprimă prin momentul de torsiune de la ieșire  $T$ , raza medie  $\rho$  a coliviei și numărul punților  $t$ :

$$Q = \frac{T/\rho}{t} \quad (1.187)$$

Considerând secțiunea punții dreptunghiulară, după unele transformări obținem condiția de rezistență a coliviei la tensiunile maxime normale de încovoire:

$$\sigma = \frac{6A}{b} \cdot \tau \leq \sigma_a \quad (1.188)$$

Rezistența coliviei poate fi ridicată prin micșorarea numărului de canale. Însă, în acest caz, transmisia sinusoidală va funcționa cu un număr incomplet de bile.

## 4.5.2. Calculul de rezistență la contact

Calculul de rezistență la contact este calculul de bază al reductoarelor sinusoidale cu bile. Cauza apariției pittingului pe suprafețele de lucru ale elementelor angrenajului transmisiei sinusoidale cu bile o reprezintă valorile ridicate ale tensiunii de contact. Relațiile de calcul de bază sunt aceleași ca și pentru angrenajele evolventice. De aceea, la elaborarea metodei de calcul al reductoarelor sinusoidale cu bile, autorul [12] a folosit date privind limitele oboselii de contact, utilizate în angrenaje.

Forța periferică  $F$  din angrenajul sinusoidal cu bile (forța care acționează pe o cale de rulare a coliviei) este legată de elementul de torsiune al coliviei,  $T_2$ , prin relația:

$$F = T_2 / (\rho \cdot n)$$

în care:  $\rho$  este raza circumferinței sinusoidale;  $n$  – numărul bilelor aflate simultan în angrenare.

Calculul de rezistență al reductorului sinusoidal cu bile la presiunea de contact se efectuează prin compararea forței periferice  $F$  cu valoarea ei admisibilă  $F_a$ , care depinde de mai mulți parametri. Ne limităm la examinarea cazului de bază, când bilele sunt standardizate, tratate termic până la duritatea de 59-62 HRC; căile de rulare sunt cementate cu tratare termică ulterioară; grosimea pereților coliviei este  $(0,17 \dots 0,33) d$ ; raza medie a coliviei e mai mare decât raza sinusoidalei cu mărimea  $\xi = d^2 / (89)$ ;  $\lambda_1 = \lambda_3 \geq 1,25 \lambda_2$ , unde  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  și  $\lambda_3$  sunt limitele liniilor de contact (arcelor de circumferință) ale căilor de rulare a elementelor 1, 2 și 3 (fig. 1.106).

În acest caz, calculul transmisiei sinusoidale cu bile la presiunea de contact se reduce la calculul privind preîntâmpinarea fenomenului de ciupire a bilelor. Conform relației lui Hertz, avem:

$$\sigma_a = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_a}{\lambda_2} \cdot E \cdot \left( \frac{1}{\rho_{red}} + \frac{1}{(d/2)} \right)} \quad (1.190)$$

în care  $\sigma_a$  este tensiunea de contact admisibilă;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa – modulul de elasticitate al oțelului;  $\rho = \infty$  – raza de curbură a profilului longitudinal al căii de rulare a coliviei;  $d/2$  – raza bilei.

Pentru cazul cel mai nefavorabil (numărul ciclurilor e mai mare decât  $1,2 \cdot 10^8$  și ieșirea din funcțiune a transmisiei e legată de urmări grave), adoptăm  $K_{HL} = 1$ ,  $S_H = 1,35$ . Atunci  $\sigma_a = 1350$  MPa și din (1.190) obținem:

$$F_a = 0,0248 d^2 \cdot \frac{\lambda_2}{d} \quad (1.191)$$

în care:  $F_a$  este luată în kN,  $d$  – în mm.

Variația lui  $F_a$  în funcție de parametrii  $d$  și  $\lambda_2/d$  este prezentată în figura 1.110. Pentru calculul reductoarelor sinusoidale cu bile pe un rând se utilizează, de asemenea, graficul  $[Fd] = f(d)$ . Ca aplicație în cazul examinat, din (1.191) avem:

$$\rho = \frac{a \cdot Z_3}{\pi \cdot L_3} \cdot d \quad (1.192)$$

Variația funcției (1.192) este prezentă în figura 1.111.

### Exemplu de calcul al angrenajului sinusoidal cilindric cu bile [12]

*Se dă:* schema reductorului sinusoidal cu bile (căile de rulare interioare sunt conducătoare, cele exterioare sunt imobile, colivia este elementul condus); reductorul este pe multe rânduri amplasate într-un tub comun – corp; diametrul exterior al bușei exterioare  $D = 165$  mm; raportul de transmitere  $U = 3,5$ ; materialul coliviei și bușelor, interioară și exterioară – oțel 20X2H4A (GOST 4543-71) (20CrNi30, STAS 791-66) cu cementare ulterioară la adâncimea 1,5...2 mm și călire în ulei; bilele sunt standardizate și executate din oțel 15 GOST 801-60 (RUL1, STAS 1456-67), tratate termic până la duritatea de 60 HRC; momentul nominal aplicat la colivie  $T_2 = 4,4$  kN·m.

*Se cere:* determinarea dimensiunilor geometrice de bază ale angrenajului reductorului sinusoidal cu bile care satisfac condițiile de rezistență stabilite.

*Rezolvare:*

- Deoarece  $U = (Z_1 + Z_3)/Z_1 = 3,5$  adoptăm:  $Z_1 = 2$ ;  $Z_3 = 5$ .
- Numărul canalelor executate în peretele coliviei (în cazul variantei cu un singur rând sinusoidal cu bile) este  $t = Z_1 + Z_3 = 2 + 5 = 7$ ; ele sunt amplasate pe circumferință la distanța unghiulară  $\Delta\varphi = 360/7 = 51^\circ 25' 43''$ .
- Alegerea prealabilă a amplitudinei relative  $A$  și a înclinării sinusoidale  $Z_3$ :
  - calculăm  $U = Z_3/Z_1 = 2,5$  și, folosindu-ne de graficele din figura 1.23 [12], stabilim că pierderile minime au loc pentru  $L_3 \geq 0,7$ ;
  - utilizând graficele din anexa 1 [12], adoptăm  $L_3 = 0,75$ ,  $d = 1,0$ . La aceste valori, cursa liberă a bilei pe cilindrul interior al bușei exterioare are valoarea  $\gamma_3' = 0,1...0,2$ .
- Determinăm diametrul bilei:
  - experiența de proiectare și verificările experimentale permit recomandarea distanței de la fundul căii de rulare a bușei exterioare până la cilindrul exterior  $\lambda = (0,1...0,2) d$ ; în prealabil, adoptăm  $\lambda = 0,15 d$ ;
  - raza cilindrului pe care sunt situate centrele bilelor este, pe de o parte, egală cu  $\rho = (D - 2\lambda - d)/2$ ; pe de altă parte, din noțiunea de înclinare a sinusoidale (raportul între amplitudine și sfertul pasului sinusoidal) și amplitudinea relativă avem:

$$\rho = \frac{a \cdot Z_3}{\pi \cdot L_3} \cdot d$$

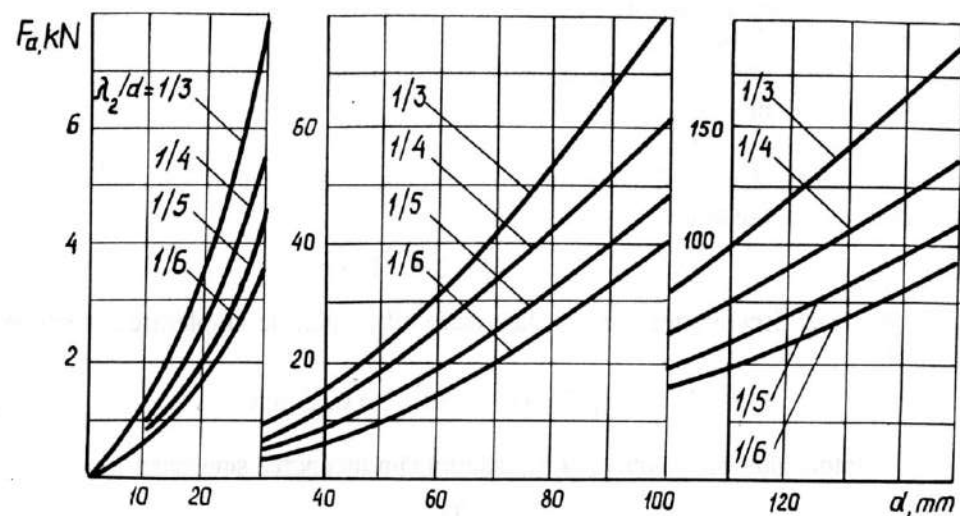


Fig.1.110

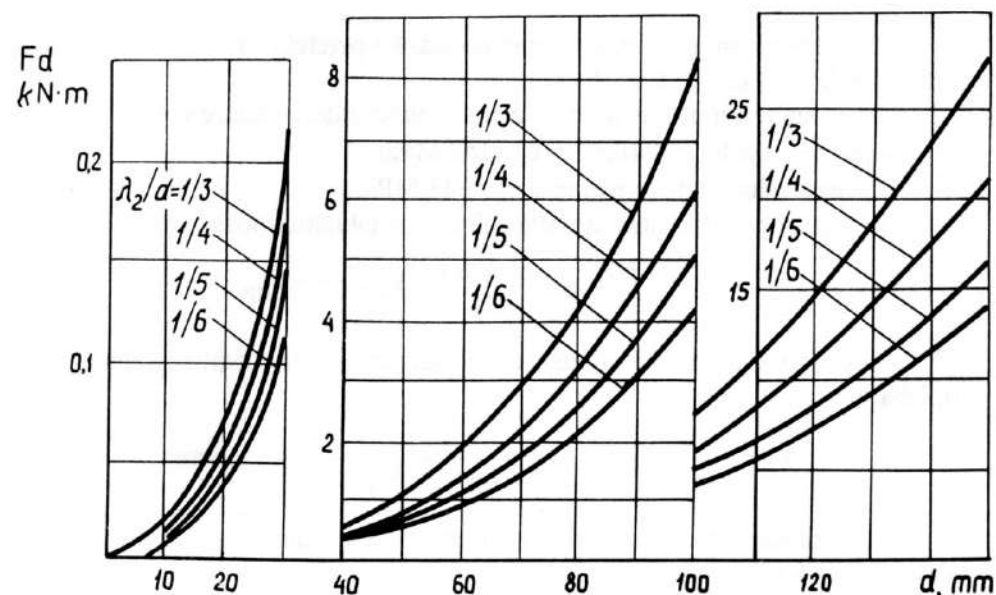


Fig.1.111



Soluționând relațiile de mai sus în raport cu  $d$  obținem  $d = 29,78$  mm. Adoptăm diametrul bilei  $d = 30$  mm.

5. Determinăm amplitudinea sinusoidelor. În prealabil, adoptăm  $A = a \cdot d / 2 = 1,0 \cdot 30 / 2 = 15$  mm.

6. Adoptăm  $\lambda = 5$  mm.

7. Atunci, diametrul cilindrului de amplasare a fundului căii de rulare a sinusoidelor exterioare este:

$$D_3^D = d - 2\lambda = 165 - 2 \cdot 5 = 155 \text{ mm}$$

8. Raza circumferinței sinusoidale (raza cilindrului de amplasare a centrelor bilelor):

$$\rho = (d_3^D - d) / 2 = (155 - 30) / 2 = 62,5 \text{ mm}$$

9. Întorcându-ne la punctul 4 b), determinăm înclinarea sinusoidelor  $Z_3$ :

$$L_3 = \frac{a \cdot Z_3}{\pi \cdot \rho} \cdot d = \frac{1,05}{\pi \cdot 62,5} \cdot 30 = 0,76$$

10. În corespondență cu indicațiile din [12], diametrul mediu al coliviei este:

$$D_2 = 2(\rho + \varepsilon) = 2\left(\rho + \frac{d^2}{8\rho}\right) = 2\left(62,5 + \frac{30^2}{8 \cdot 62,5}\right) = 128,6 \text{ mm}$$

11. Determinăm grosimea minimă necesară a peretelui coliviei. Pentru aceasta ne folosim de relațiile (1.185), (1.188):

a) tensiunile admisibile în cazul ciclului pulsant de solicitare sunt:

- pentru calculul la forfecare:  $\tau_a = 157$  MPa;

- pentru calculul de încovoiere:  $\sigma_{ia} = 333$  MPa;

b) lățimea punților între canalele coliviei, pe cilindrul mediu, este:

$$b = \frac{\pi \cdot D_2}{t} - d = \frac{\pi \cdot 128,6}{7} - 30 = 27,7 \text{ mm}$$

c) grosimea necesară a peretelui coliviei reiese din condiția preîntâmpinării forfecării:

$$\lambda_2 \geq \frac{T_2}{\rho \cdot b \cdot t \cdot \tau_a} = \frac{4,4 \cdot 10^3}{0,0625 \cdot 0,0277 \cdot 7 \cdot 157 \cdot 10^6} = 2,3 \text{ mm}$$

d) grosimea necesară a peretelui coliviei se deduce din condiția preîntâmpinării apariției fisurilor de încovoiere:

$$\lambda_2 \geq \frac{6A \cdot T_2}{\rho \cdot b^2 \cdot t \cdot \sigma_a} = \frac{6 \cdot 0,015 \cdot 4,4 \cdot 10^3}{0,0625 \cdot 0,0277^2 \cdot 7 \cdot 157 \cdot 10^6} = 3,54 \text{ mm}$$

12. Diametrul exterior al coliviei:

$$D_2^E = D_2 + 2 \cdot 3,7 = 128,6 + 2 \cdot 3,7 = 136 \text{ mm}$$

13. Diametrul interior al coliviei:

$$D_2^J = D_2 - 2 \cdot 3,8 = 128,6 - 2 \cdot 3,8 = 121 \text{ mm}$$

14. Diametrul interior al bușei exterioare:

$$D_3^J = D_2^E = 136 \text{ mm}$$

15. Diametrul exterior al bușei interne:

$$D_1^E = D_2^J = 121 \text{ mm}$$

16. Diametrul cilindrului de amplasare a fundului căii de rulare sinusoidale interne:

$$D_1^D = 2\rho - d = 2 \cdot 62,5 - 30 = 95 \text{ mm}$$

17. Forța periferică admisibilă pe o bilă (conform 1.191):

$$F_a = 0,0248 d^2 \cdot \frac{\lambda_2}{d} = 0,024830^2 \cdot \frac{(3,7 + 3,8)}{30} = 5,5 \text{ kN}$$

18. Numărul necesar de bile solicitate (conform 1.189):

$$n = \frac{T_2}{F_a \cdot \rho} = \frac{4,4}{5,5 \cdot 0,0625} = 12,6$$

19. Determinăm cursa liberă a bilei pe cilindrul  $D_3^J$ . Distanța relativă dintre acest cilindru și cilindrul sinusoidelor este:

$$b^J = \frac{0,5 \cdot 136 - 62,5}{0,5 \cdot 30} = 0,37 \text{ mm}$$

Din graficele anexei 1 [12] rezultă că acestei valori îi corespunde cursa liberă  $\gamma_3^J = 0,17$ .

20. Adoptăm reductorul sinusoidal cu bile pe 4 rânduri. Rândurile, în ordinea amplasării lor, le notăm prin  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  și  $\tau$ . Rândurile  $\alpha$  și  $\gamma$ ,  $\beta$  și  $\tau$  le adoptăm amplasate în fază. Aceasta înseamnă că acceptăm:  $\alpha_3 = \gamma_3$ ,  $\alpha_2 = \gamma_2$ ;  $\alpha_1 = \gamma_1$ ;  $\beta_3 = \tau_3$ ;  $\beta_2 = \tau_2$ ;  $\beta_1 = \tau_1$ . Rândul  $\beta$  este deplasat în raport cu rândul  $\alpha$ , astfel că, pentru



obținerea dimensiunilor axiale minime, canalele pentru bile, au fost dispuse în șah în colivie (vezi figura 1.108), adică:

$$\varphi_{2\beta\alpha} = \frac{\Delta\varphi}{2l} = 360/(2 \cdot 7) = 27^\circ 42' 51''.$$

21. Distanța minimă necesară între marginile apropiate ale sinusoidelor vecine se determină din relația (1.184):

$$l = \sqrt{\left(\frac{27,7}{2} + 30\right)^2 - \left(\frac{27,7}{2} + \frac{30}{2}\right)^2} = 33 \text{ mm}$$

Adoptăm  $l = 35$  mm, deoarece lungimea reală a canalelor pentru bile, la colivie, trebuie să o depășească pe cea teoretică cu 1...2 mm.

### 4.5.3. Aspecte tehnologice

Prelucrarea propriu-zisă a căilor de rulare a sinusoidelor se face cu scule de formă specială. Pentru frezarea prealabilă se recomandă utilizarea frezelor-deget cu

doi dinți. Pentru frezarea finită a căilor de rulare după tratarea termică se recomandă utilizarea frezelor deget sferice cu multe cuțițe (freze pentru alezare), a căror producție trebuie însușită, de asemenea, de industrie.

Pentru generarea profilului căii de rulare sinusoidale poate fi utilizată metoda cinematicii forțate (impuse), analoagă metodei de înfășurare utilizată la producerea roților dințate. Semifabricatul se mișcă astfel întrucât centrul sferei generatoare descrie, în raport cu semifabricatul, o sinusoidă cu parametri dați ( $A$  și  $Z$ ).

Mecanismele pentru prelucrarea căilor de rulare sinusoidale prin metoda cinematicii forțate pot fi construite din elemente rigide. Avantajul acestor mecanisme este discontinuitatea avansului. Pentru prelucrarea căilor de rulare sinusoidale pot fi utilizate și mașini-unelte de frezare cu programare numerică.

La prelucrarea căilor de rulare, muchiile frezelor se uzează. Aceasta duce la abaterea sferei generatoare de la forma ei inițială în direcția reducerii diametrului ei. Pentru preîntâmpinarea acestui fenomen, raza inițială a sferei generatoare se adoptă puțin mai mare (cu aproximativ 0,1 mm) decât raza nominală a bilelor.

# 5

# Reductoare planetare cu destinație generală și cu destinație specială

## 5.1. REDUCTOARE PLANETARE CU DESTINAȚIE GENERALĂ

În lucrare sunt analizate diferite construcții de transmisii planetare cu desinație generală: cu una și două trepte, combinate etc., cu dinți și cu bolțuri, cu angrenare interioară și exterioară.

### Planșa 1. Reductoare planetare

Construcția reductorului din figura 1 (planșa 1) este elaborată după schema 2K-H cu o roată centrală baladoare, fixată în corp prin intermediul unui cuplaj cu dinți. Roata centrală se sprijină numai pe dinții sateliților, pe care se autocentreează liber. Ungerea se efectuează prin împoșcare cu ajutorul unei roți cu palete.

În figura 2 este prezentată construcția reductorului elaborată după schema 3K, cu axele sateliților instalate pe rulmenți cu ace. Pentru preîntâmpinarea deplasărilor axiale ale blocului sateliților, între aceștia și rulmenți sunt instalate șaibe cu duritate superficială ridicată pentru prevenirea gripării [24].

### Planșa 2. Reductoare planetare cu bolțuri

În reductoarele planetare cu bolțuri, arborele motor are două manivele, deplasate una față de alta la  $180^\circ$ . Pe manivele sunt instalate, pe rulmenți cu role, două roți dințate care angrenează cu bolțurile ce au axele fixate în corpul reductorului. La o rotație a arborelui motor, roțile dințate se rotesc cu un unghi care corespunde diferenței dintre numărul de bolțuri și numărul de dinți.

Reductoarele au fiabilitate ridicată și zgomot redus. Ungerea se efectuează cu unsoare consistentă specială. Reductoarele sunt destinate pentru funcționare reversibilă.

## 5.2. REDUCTOARE PLANETARE CU DESTINAȚIE SPECIALĂ

### Planșa 3. Reductorul planetar al mecanismului de acționare a centrifugii cu funcționare continuă în două trepte

Fiecare treaptă reprezintă transmisia AJ (schema firmei „Berd”). Prima treaptă e planetară (transmisia  $a, b, c$ ), cea de a doua – diferențială. Roata centrală  $C$  a primei trepte este legată cu roata solară  $d$  a treptei a doua a reductorului. Arborele șneului centrifugii este antrenat de motor și legat cu roata centrală  $f$  a treptei a doua. Carcasa centrifugii este legată cu corpul reductorului, care în același timp servește drept portsatelit pentru ambele trepte ale reductorului. Arborele pinionului solar de sprijin al primei trepte a reductorului este legat cu mecanismul de siguranță, care se distruge la suprasolicitare (apariția unei deplasări relative a șneului și carcasei). Turația relativă a carcasei (în raport cu șneul) este  $n_{rel} = 1200 - 1180 = 20 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = 0,2099 \text{ s}^{-1}$ ).

Raportul de transmitere al reductorului, de la portsatelit (carcasă) la roata  $f$ , (șnecl) este aproximativ 1,016. Reductorul se lubrificiază cu ulei, prin împoșcare.

### Planșa 4. Mecanismul de acționare diferențial al centrifugii cu acționare continuă

Pe arborele 1 (vezi schema cinematică) sunt executate două excentrice, deplasate unul față de altul cu un unghi de  $180^\circ$ . Pe aceste excentrice, pe rolele 4, sunt montați sateliții 3 cu angrenaj cicloidal cu numărul de dinți egal cu 45, care angrenează cu roata cu bolțuri 2 cu numărul dinților (bolțurilor) egal cu  $45 + 1 = 46$ . Roata cu bolțuri 2 este legată rigid de corpul centrifugii 6. Sateliții 3 sunt legați cu portsatelitul 5 cu ajutorul unui cuplaj cu bolțuri. Portsatelitul 5 este legat rigid de șneclul 7. Rotorul centrifugii 8, corpul diferențialului 6 legat cu el și roata cu bolțuri 2 sunt antrenate de motor (pe schemă nu este indicat) cu turația  $1400 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = 146,533 \text{ s}^{-1}$ ). Întrând în angrenare cu roata 2, sateliții 3 primesc o mișcare de rotație față de roata 2 în direcția mișcării ultimului. Rotirea sateliților 3 are loc pe rolele 4, în jurul fusului excentricului de pe arborele 1, care la funcționarea normală a diferențialului e fixat (imobil). Rotirea sateliților 3 în raport cu roata 2 se transmite, prin intermediul unui cuplaj cu bolțuri, portsatelitului 5 și șnecului 7, care începe să se rotească cu o turație relativă de  $31 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = 3,25 \text{ s}^{-1}$ ).

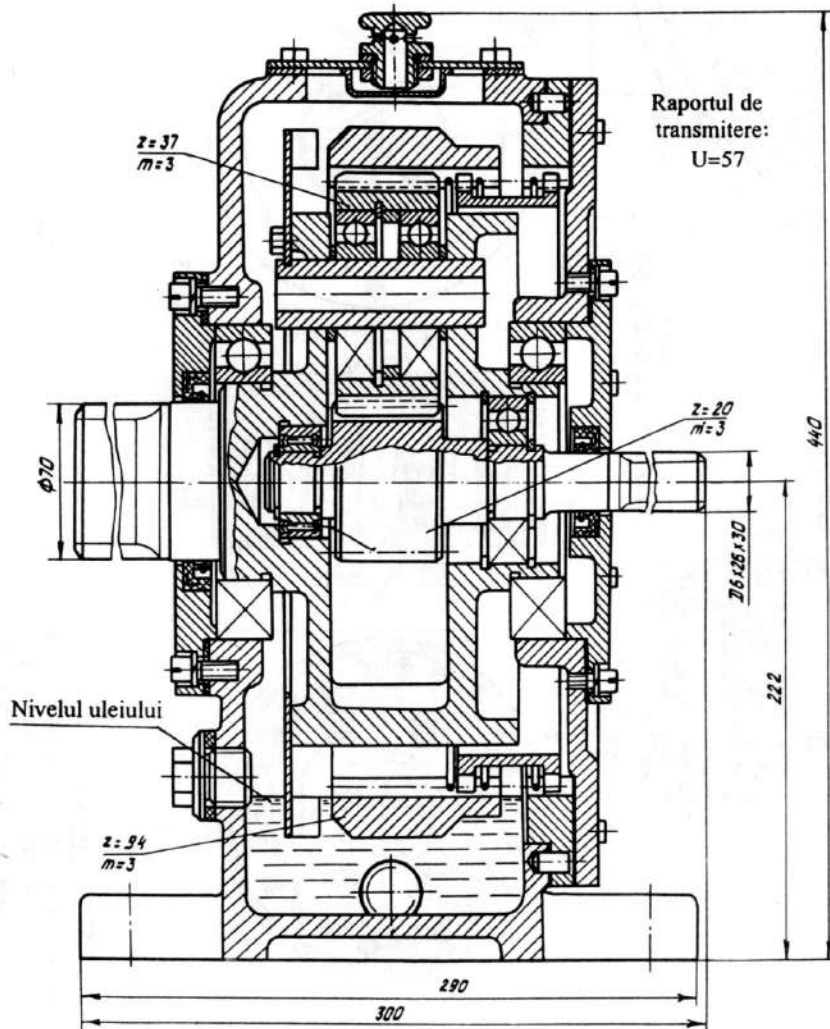


Fig. 1.

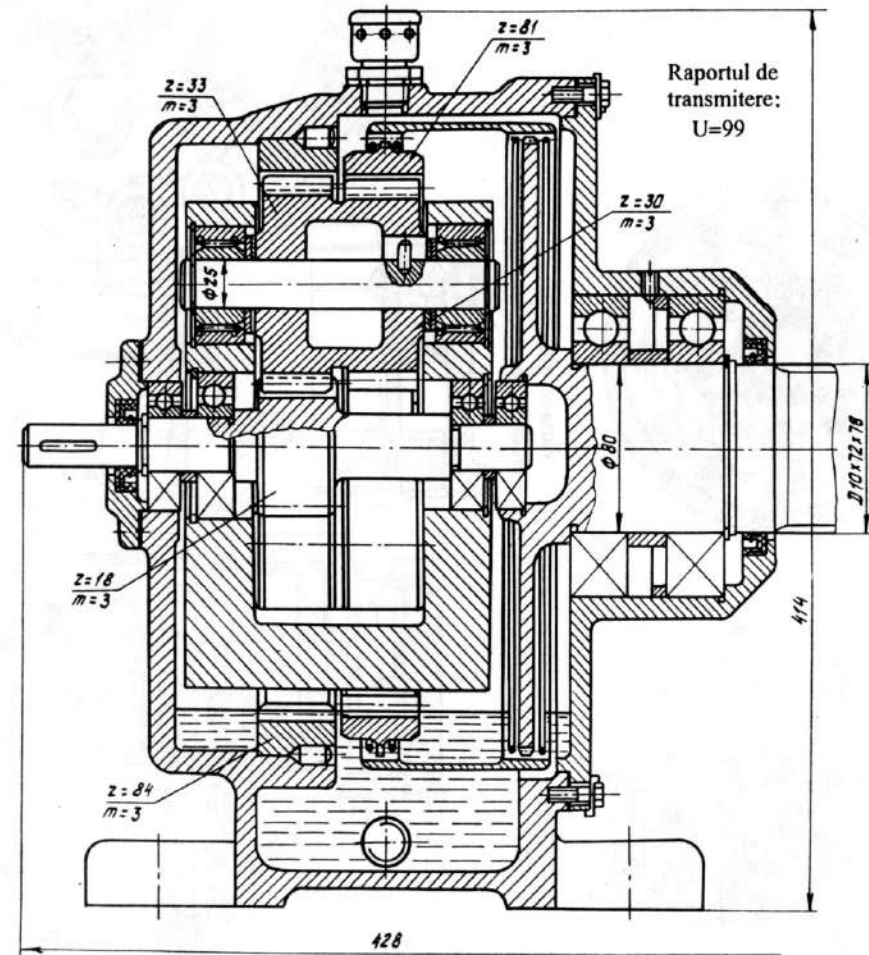


Fig. 2

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Raportul de transmitere al reductorului:

$$U_{1a}^b = \frac{1}{U_{4H}^b} = \frac{1}{1 - U_{ab}^h} = \frac{1}{1 - \frac{12}{71}} = -11$$

Numărul bolților:  $Z_b = 12$ ,  $X = 0,45$ Numărul dinților roți dințate:  $Z_r = 11$ , $R_b = 55$  mm,  $r_b = R_b(1-X) = 55(1-0,45) = 30,25$  mm $r_a = r_b \cdot i_{ba}^h = 30,25 \cdot \frac{Z_r}{Z_b} = 30,25 \cdot \frac{11}{12} = 27,7$  mm

$$A = \frac{r_b}{Z_b} = \frac{30,25}{12} = 2,52 \text{ mm (dezașarea)}$$

Schema cinematică

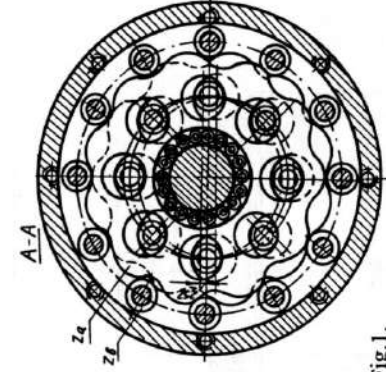
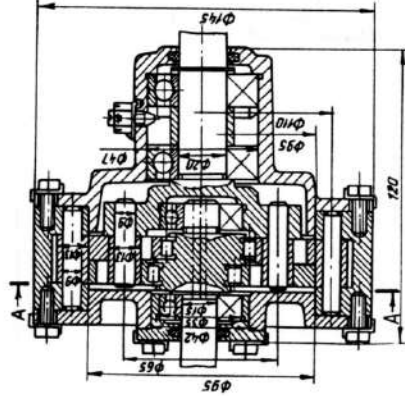


Fig. 1.

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Raportul de transmitere al reductorului:

$$U_{1a}^b = \frac{1}{U_{4H}^b} = \frac{1}{1 - U_{ab}^h} = \frac{1}{1 - \frac{22}{71}} = -21$$

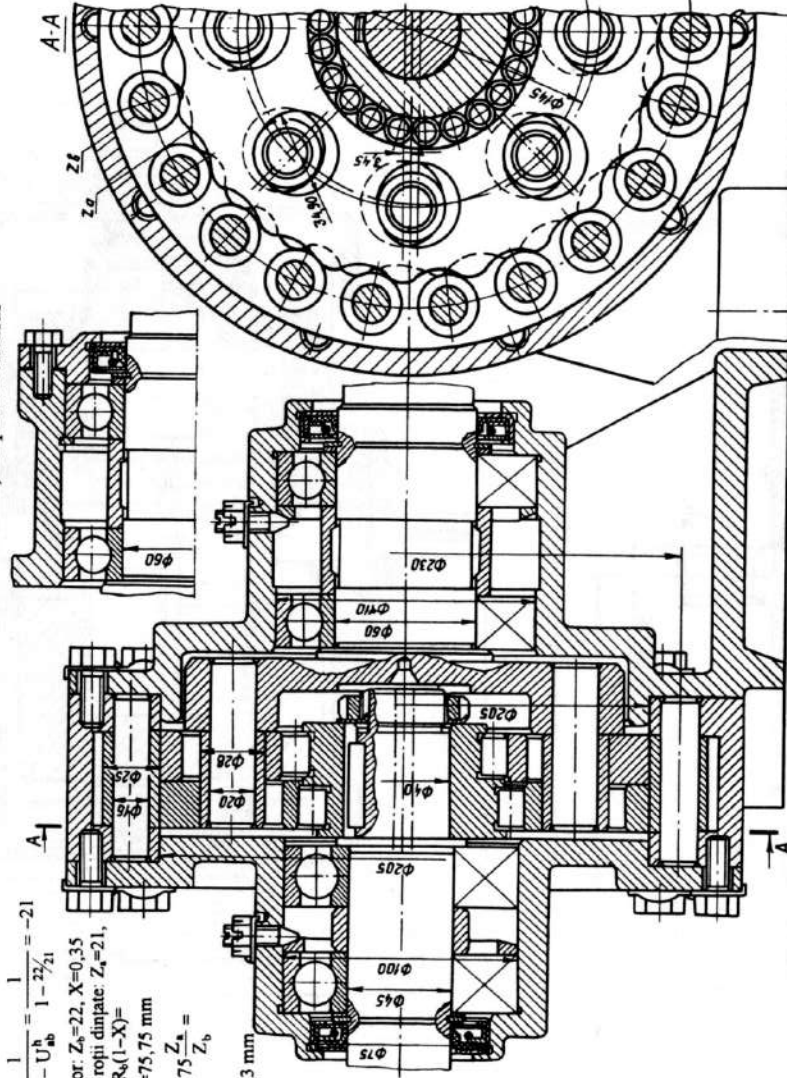
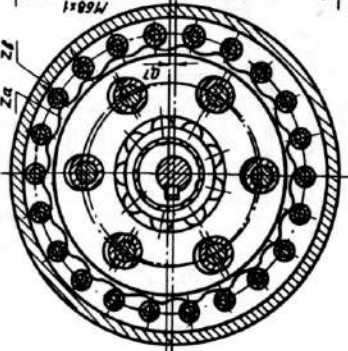
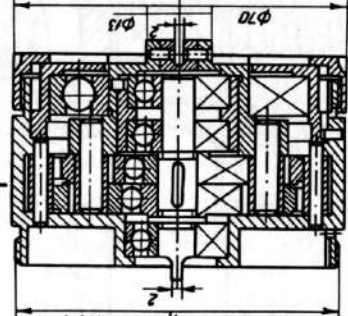
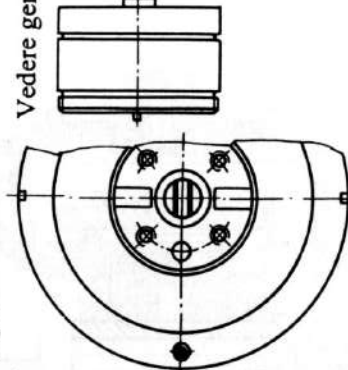
Numărul bolților:  $Z_b = 22$ ,  $X = 0,35$ Numărul dinților roți dințate:  $Z_r = 21$ , $R_b = 115$  mm,  $r_b = R_b(1-X) =$  $= 115(1-0,35) = 75,75$  mm $r_a = r_b \cdot i_{ba}^h = 75,75 \cdot \frac{Z_r}{Z_b} =$  $= 75,75 \cdot \frac{21}{22} = 72,3$  mmVarianta montării  
rulmenților portsatelului

Fig. 2.

Fig. 3.

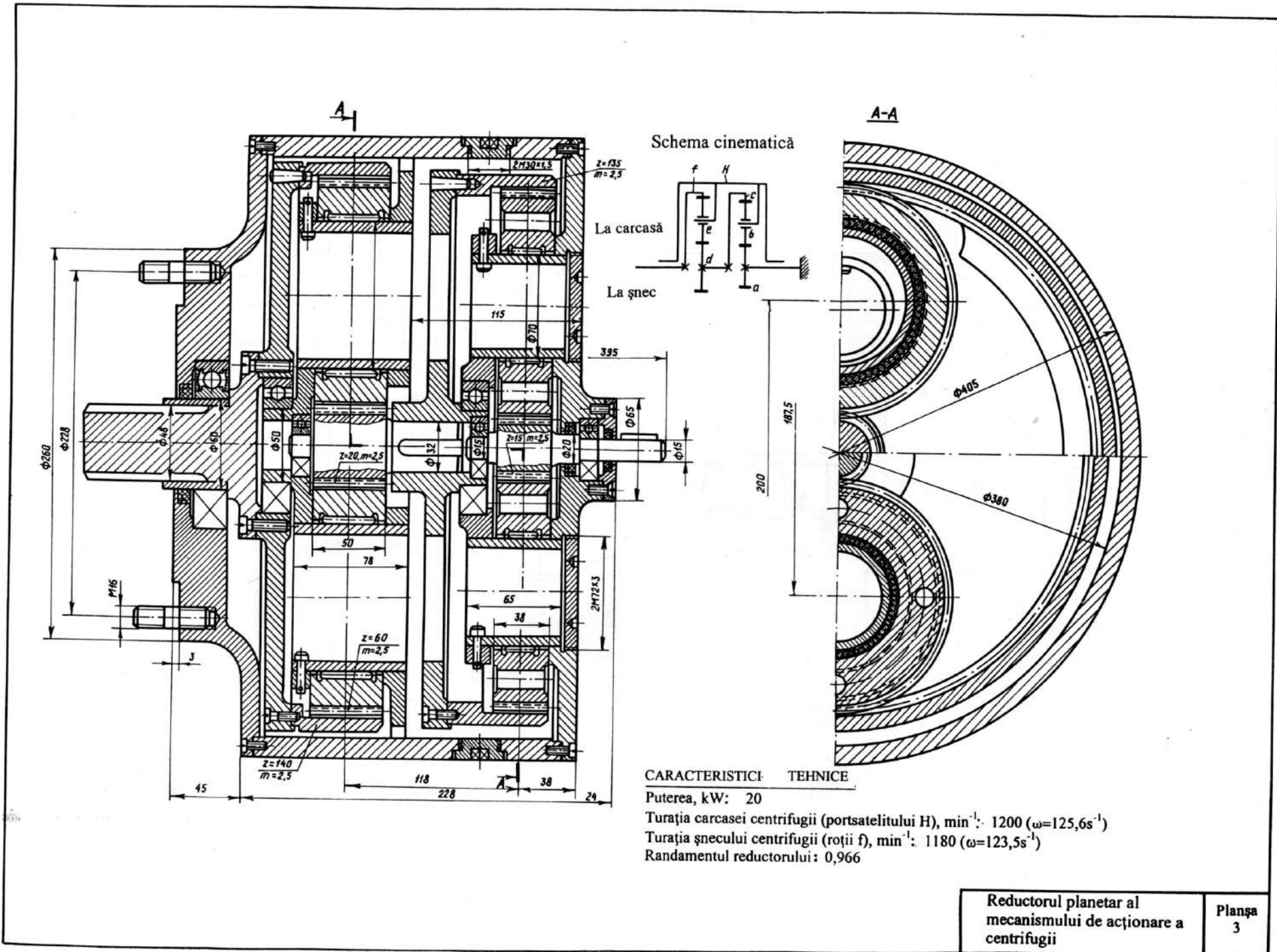
Vedere generală

**CARACTERISTICI TEHNICE**Numărul bolților:  $Z_b = 22$ ; numărul dinților roți:  $Z_r = 21$ ;Turajul arborelui conducător, min<sup>-1</sup>: 364 ( $\omega = 38,1$  s<sup>-1</sup>)

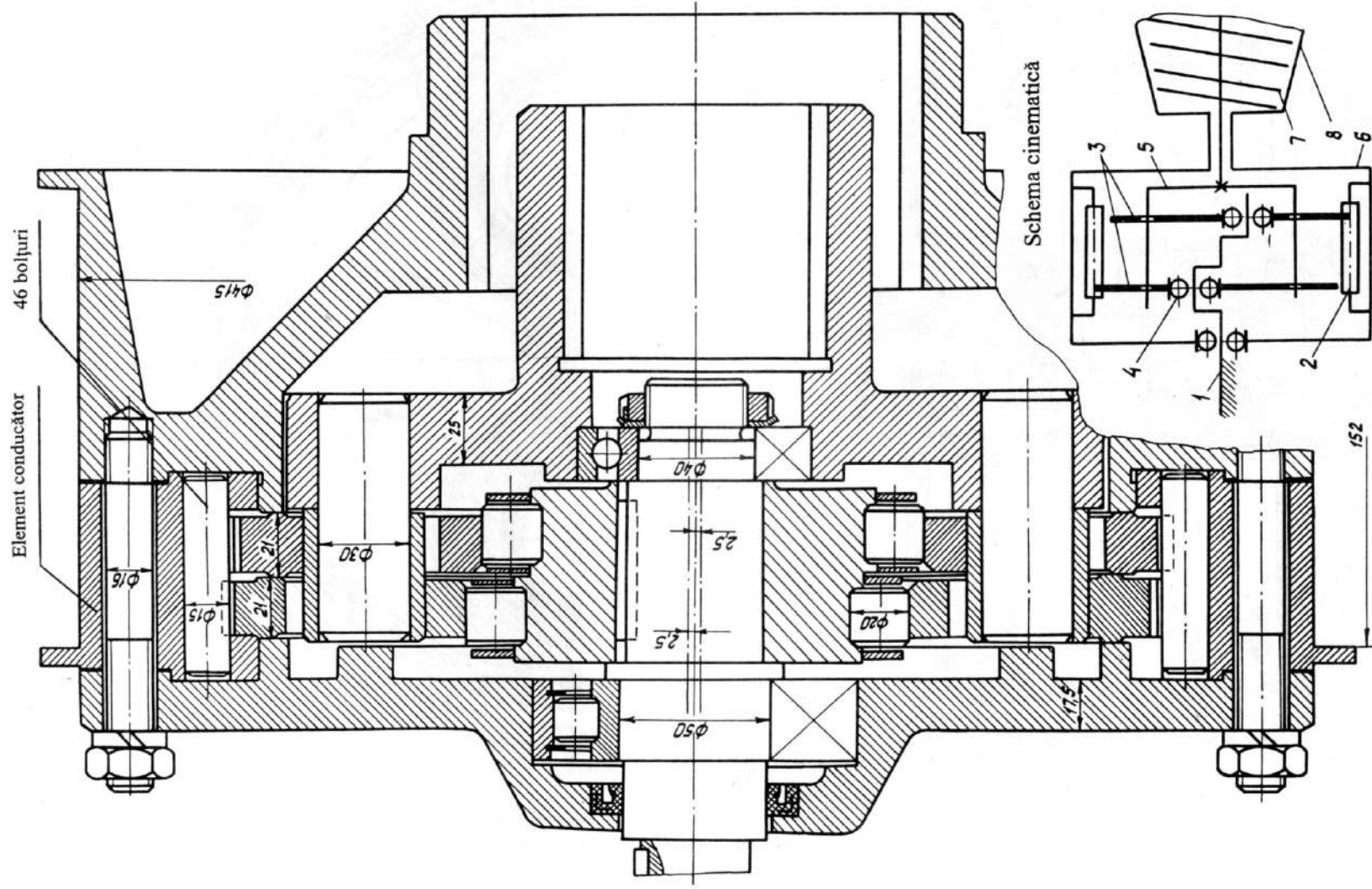
Momentul de torsiune la arborele conducător, Nm: 9,32

Randamentul: 0,92.







**CARACTERISTICI TEHNICE**

Puterea transmisă P, kW: 44

Raportul de transmitere U: 1,0226

Randamentul: 0,9

Elementul conducător: roata cu bolțuri

Mecanismul de acționare  
diferențial al centrifugii cu  
acționare continuă

Planșa  
4

# 6

## Mecanisme planetare ale mașinilor de ridicat, excavatoarelor etc.

### Planșa 5. Mecanismul planetar de rotire a macaralei-turn KB-40

Planșa prezintă un reductor planetar în trei trepte, compus din transmisii AJ cu roata exterioară fixă. Raportul de transmitere al reductorului este  $U = 258$  (împreună cu roata dințată deschisă). Portsatelitul fiecărei trepte interioare este legat de roata solară a treptei posterioare. Portsateliții primelor două trepte sunt flotanți, adică nu au sprijine radiale, iar portsatelitul ultimei trepte este montat prin caneluri pe arborele condus. Epiciclu primelor două trepte e legat printr-un cuplaj cu dinți de epiciclu treptei a doua și a treia care sunt fixate rigid în corp. Sateliții primelor două trepte sunt montați, pe axele lor, pe rulmenți radiali cu bile, ce, de asemenea, le asigură o libertate suplimentară. Arborele motorului este legat rigid cu o roată solară a primei trepte. Pe arborele motorului este montat, de asemenea, discul frânei electromagnetice cu saboți.

Reductorul se unge cu ulei, iar rulmentul roții de la ieșire – cu unsoare consistentă.

### Planșa 6. Electropalan cu reductor planetar

În desen este prezentat mecanismul de ridicare al palanului electric TA 0,5-611 cu sarcina de ridicare 0,5 t și înălțimea de ridicare 3 m. Durata de pornire este DP 25 %.

Electromotorul este montat în interiorul tamburului și statorul lui se rotește împreună cu tamburul. Rotorul și statorul sunt caracteristice motorului electric AOS-31-2. Alimentarea motorului se efectuează printr-un colector de curent inelar. Reductorul mecanismului de ridicare, montat în tambur, este planetar excentric de tip 2K-H cu două angrenaje interioare cu dinți drepecți. Elementele flotante lipsesc. Pe arborele reductorului e instalată o frână electromagnetice cu saboți. Reductorul se lubrifică cu ulei.

### Planșa 7. Troliu planetar fără lagăre

Reductorul trolului este executat după schema 3K, cu coroană dedublată imobilă. Sateliții se pot autocentra, atât în direcție radială cât și tangențială, asigurând distribuția uniformă a sarcinii între ei. Sateliții sunt fixați în direcție axială de părțile frontale ale dinților. Forțele de distanțare, care acționează asupra sateliților din partea angrenajelor, sunt preluate de inele speciale, pe care se rotesc sateliții cu fusurile lor. Lungimea totală a acestor fusuri urmează să fie luată mai mică sau egală cu 0,2 din lățimea satelitului.

În scopul simplificării tehnologiei de execuție și al majorării raportului de transmitere, numărul dinților tuturor sateliților este același. Totodată, axele dinților danturilor laterale trebuie să se caracterizeze printr-o precizie de execuție ridicată. Randamentul reductorului este 0,81. Reductorul este destinat pentru funcționare de scurtă durată.

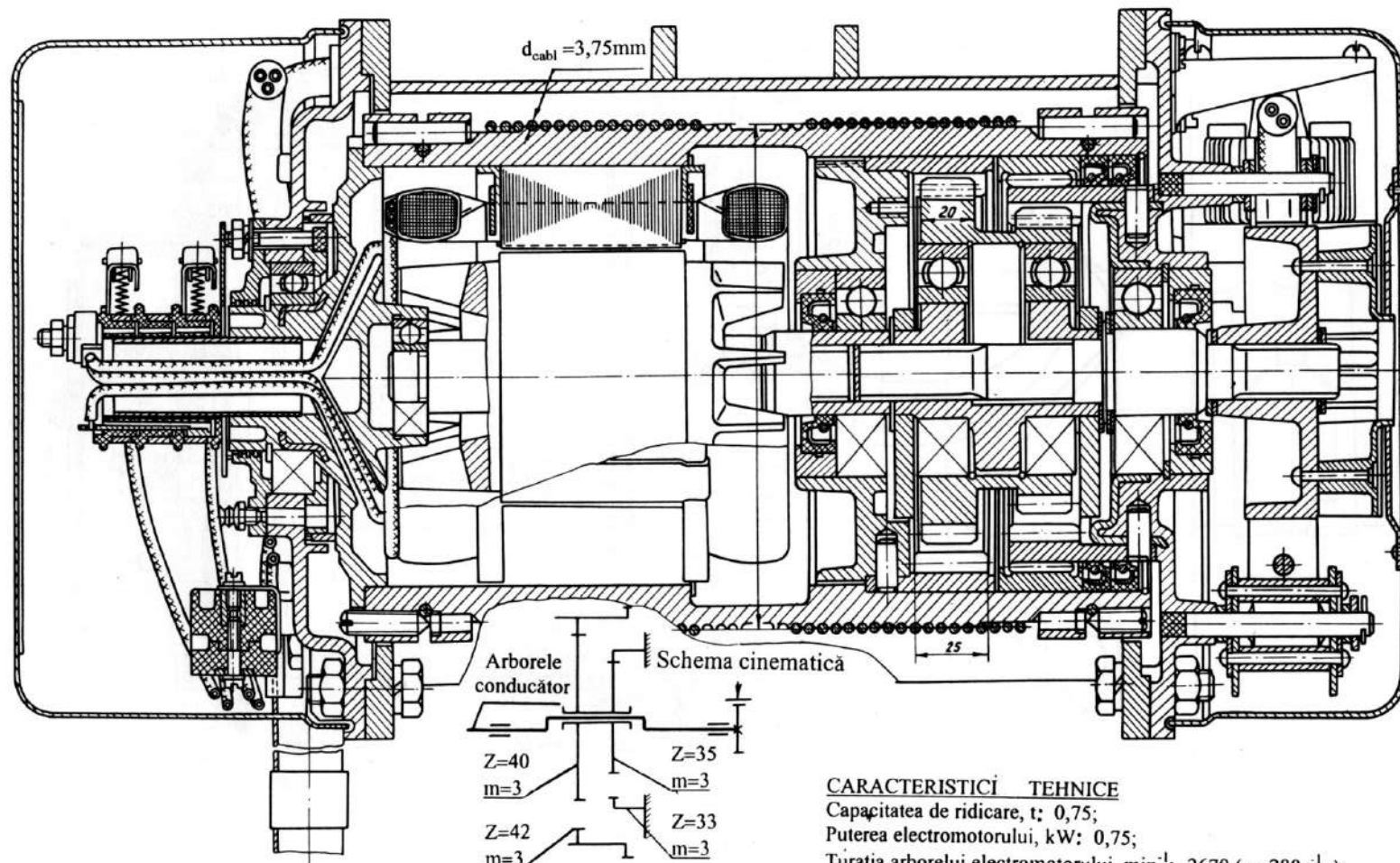
Particularitățile asamblării transmisiilor similare constau în faptul că suma numărului dinților coroanelor centrale poate să nu fie multiplu al numărului sateliților, cu toate că diferența dintre numerele dinților coroanelor mari trebuie să fie multiplu al numărului sateliților.

### Planșa 8. Tambur cu motor $\phi$ 650 mm

Este destinat pentru acționarea transportorului cu bandă. Motorul electric și reductorul sunt montate în interiorul tamburului. Reductorul este elaborat în două trepte, prima treaptă planetară fiind executată după schema AJ, a doua – transmisie ordinară cu angrenaj interior cu pinion intermediar – fiind executată, de asemenea, după schema AJ cu portsatelit imobil.

Statorul motorului electric este legat, prin flanșe, de arborii de sprijin ai tamburului, care sunt fixați.





#### CARACTERISTICI TEHNICE

Capacitatea de ridicare, t: 0,75;  
 Puterea electromotorului, kW: 0,75;  
 Turația arborelui electromotorului,  $\text{min}^{-1}$ : 2670 ( $\omega=280\text{s}^{-1}$ );  
 Raportul de transmitere al reductorului: 99;  
 Randamentul reductorului: 0,7;  
 Dezaxarea, mm: 4,55;  
 Turația tamburului,  $\text{min}^{-1}$ : 27 ( $\omega=2,83\text{s}^{-1}$ ).

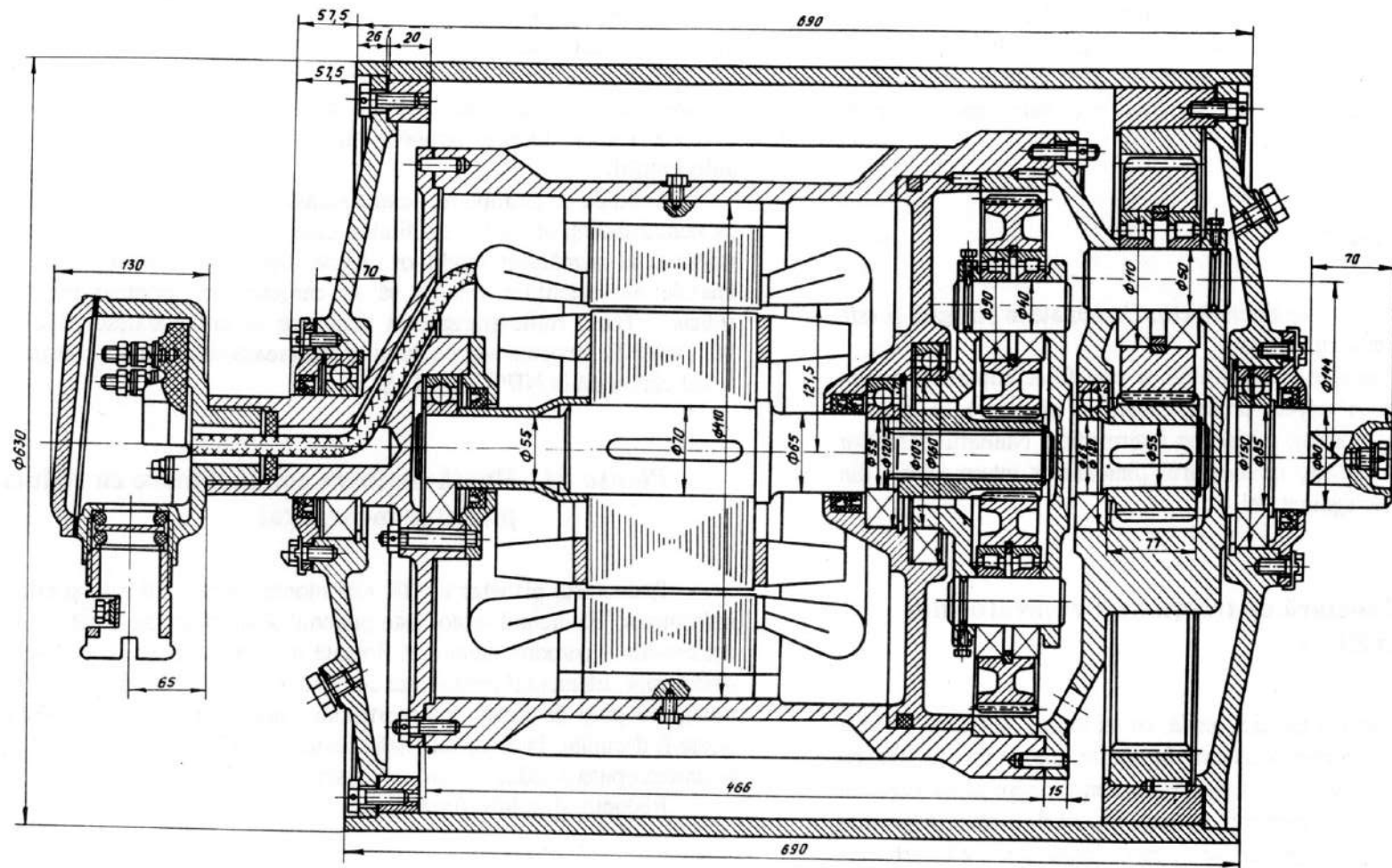
Electropalan cu reductor  
planetar

Plasa  
6









#### CARACTERISTICI TEHNICE

Raportul de transmitere:  $U_{tot}=36,8$ ;

- treapta 1 (planetară)  $U=7,36$ ;
- treapta 2  $U=5$ ;

Viteza liniară a tamburului, m/s:  $1,3$ ;

Masa, kg:  $698$ ;

Electromotor: AV-71-4,  $P=20\text{kW}$ ,  $n=1450\text{min}^{-1}$  ( $\omega=2,83\text{s}^{-1}$ ).

Tambur cu motor  $\phi 630$

Planșa  
8

Numărul sateliților în treapta planetară este egal cu doi, iar numărul pinioanelor intermediare în treapta a doua a reductorului – cu trei.

Portsatelitul treptei planetare a reductorului este legat rigid cu pinionul central al treptei a doua a reductorului. În reductor lipsesc elementele flotante.

Mișcarea se transmite spre tambur prin coroana danturată a treptei a doua a reductorului, legată de tambur prin intermediul șurubului și sateliților. În interiorul tamburului se introduce ulei care lubrifică angrenajele și rulmenții și răcește statorul electromotorului.

### **Planșa 9. Tambur-motor**

Construcția tamburului-motor este similară celei prezentate în planșa 8 și este destinată acționării transportoarelor cu bandă.

Motorul este montat în interiorul tamburului și este fixat împotriva rotirii. Reductorul este elaborat în două trepte: prima treaptă – planetară, a doua – transmisie ordinară cu angrenaj interior, cu pinion intermediar. Numărul sateliților din treapta planetară este egal cu doi, iar numărul pinioanelor intermediare, din treapta a doua a reductorului, este egal cu trei.

### **Planșa 10. Roată planetară de tracțiune a excavatorului pășitor AKG-4**

Este destinată pentru acționarea fiecărei șenile, cu un motor autonom DP-52. Reductorul roții prezintă o transmisie planetară în multe trepte de tip 3K cu angrenaj interior cu sateliți dubli liberi și include (vezi schema cinematică): coroana centrală interioară 1; bușele 2 (pot fi rulmenți cu ace); blocul de sateliți 3 (nu mai puțin de trei); coroanele de margine 4; buloanele 5, care leagă coroanele; arborele motor al pinionului 6; rulmenții 7 ai roților intermediare; roțile intermediare 8; bandajele 9; coroana danturată dublă 10 (cu dinți interiori și exteriori) și inelele arcuite 11 pentru fixarea radială a blocurilor. Legătura coroanelor duble se efectuează cu patru buloane de diametru mare, care trec prin interiorul sateliților, dintre care două lucrează la forfecare.

În construcția dată, sateliții liberi sunt descărcați de momentul de viraj datorită aplicării simetrice a forțelor exterioare. Legătura dintre coroanele danturate de margine 4 și angrenajul interior se efectuează prin intermediul roții duble 10, ai cărei dinți interiori se află în angrenare cu dinții roților intermediare 8, iar cei exteriori – cu dinții sateliților.

În reductorul planetar nu mai este necesară legătura relativă dintre axele sateliților 3 (pentru preîntâmpinarea virajului lor sub acțiunea sarcinilor exterioare), și de aceea nu mai sunt necesari nici rulmenții montați pe osiile de rotire a sateliților.

Forțele de distanțare, care apar în angrenaje, sunt receptabile de bandajele 9, pe care se rotesc sateliții.

Grosimea bandajelor poate fi luată astfel ca săgeata statică, generată de acțiunea sarcinilor de distanțare din sateliți, să compenseze erorile de bază de la execuția roților dințate. Arborele pinion motor are, de asemenea, posibilitatea autocentrării.

Condiția de asamblare, pentru această variantă a schemei 3K, constă în faptul ca numărul dinților roților satelitului, care angrenează cu coroana exterioară, să fie multiplu al numărului sateliților. Axele dinților coroanelor bifurcate și ai roților laterale ale sateliților trebuie să se caracterizeze printr-o precizie de execuție ridicată. Toate roțile transmisiei planetare se îmbunătățesc până la duritatea de 80...340 HB. Ungerea angrenajului se efectuează cu lubrifiant consistent. Construcția a fost elaborată în NIPIGORMAȘ.

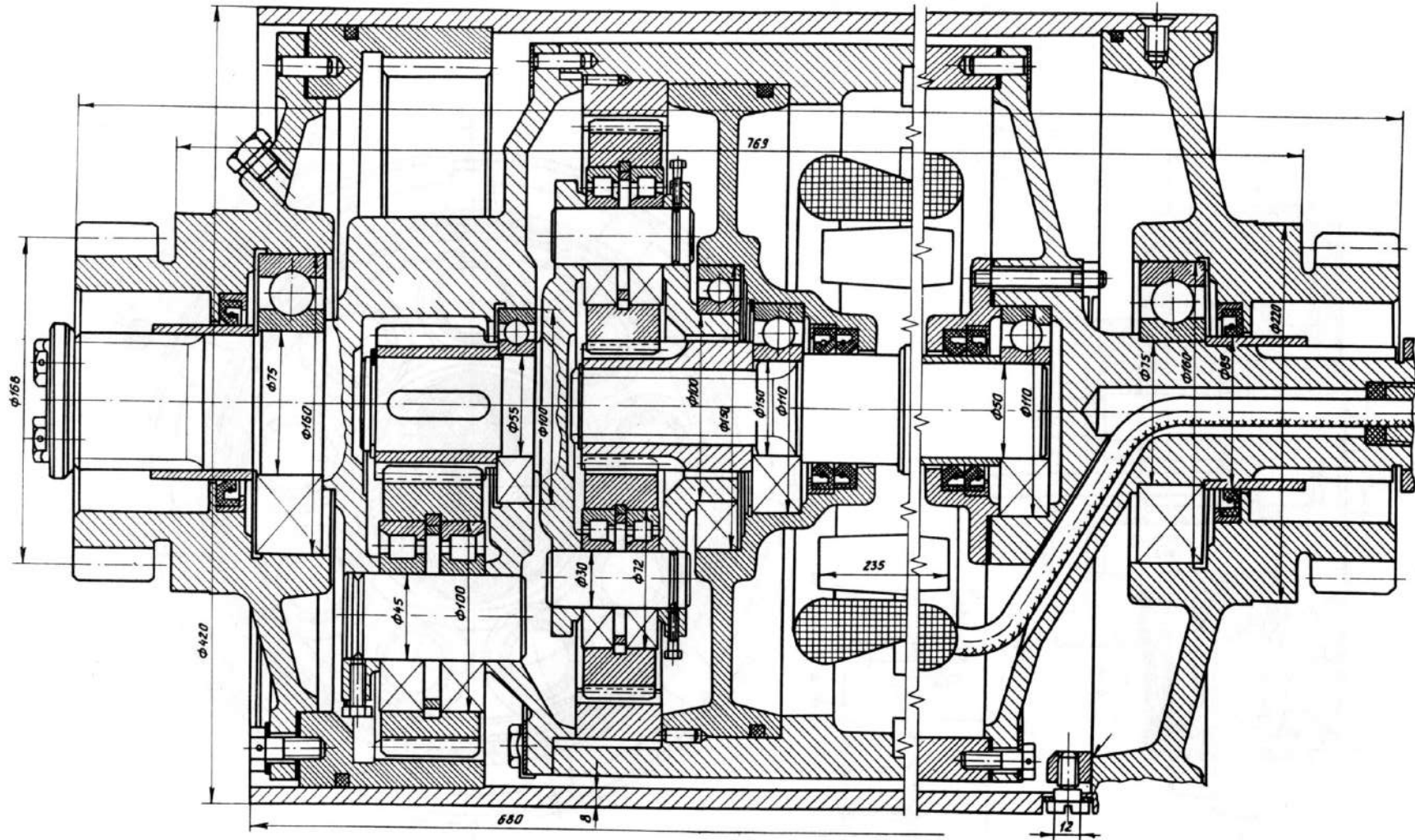
### **Planșa 11. Roată-motoare conducătoare cu reductor planetar încorporat**

Reductorul planetar tip 3K este montat în butucul roții și este antrenat de un hidromotor. Elementul motor este pinionul solar al primei trepte a reductorului, iar cel condus – coroana danturată flotantă a treptei a doua, care este legată rigid de discul roții. Elementul imobil este coroana danturată a primei trepte, legată printr-un cuplaj cu dinți de șasiul transportorului rulant. În caz de necesitate, acest cuplaj poate fi decuplat, întrerupând astfel lanțul cinematic dintre motor și roată. În roată, în partea opusă a reductorului, este instalată o frână cu saboți.

Reductorul se lubrifică cu ulei.

### **Planșa 12. Mecanism planetar de acționare a traductorului fotoelectric al mecanismului de rotire a macaralei**

Prezintă o transmisie planetară închisă AJ. Treapta planetară este formată din: pinionul solar, satelitul, portsatelitul și coroana danturată. Transmisia de încheiere este seria *d-e-f*, care este o transmisie ordinară cu angrenaj interior, obținută dintr-o transmisie planetară prin fixarea portsatelitului. Raportul de transmitere al transmisiei de încheiere este  $U = 4$ . Raportul de transmitere total de la roata solară la portsatelit este egal cu 96. Reductorul se unge cu ulei.

**CARACTERISTICI TEHNICE**Raportul de transmitere:  $U_{tot}=30$ ;

- treapta 1 (planetară)  $U=6$ ;
- treapta 2  $-U=5$ ;

Viteza liniară a tamburului, m/s: 1,06  
 Masa, kg: 424

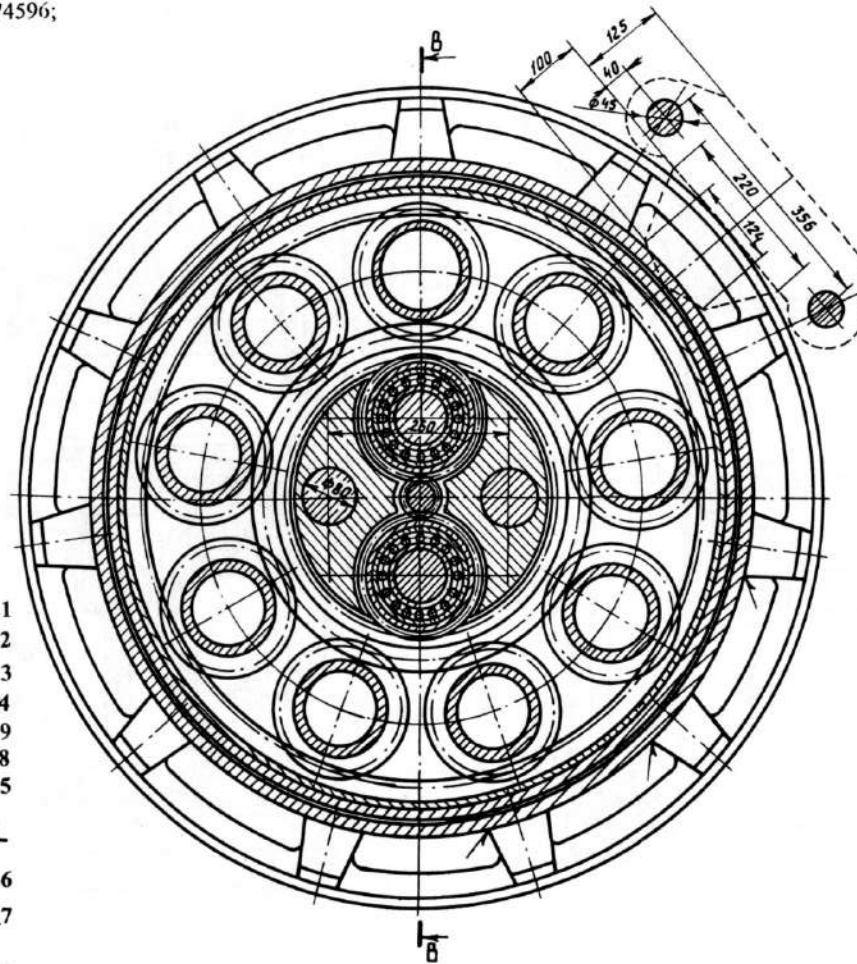
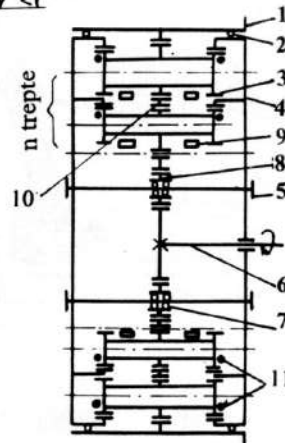
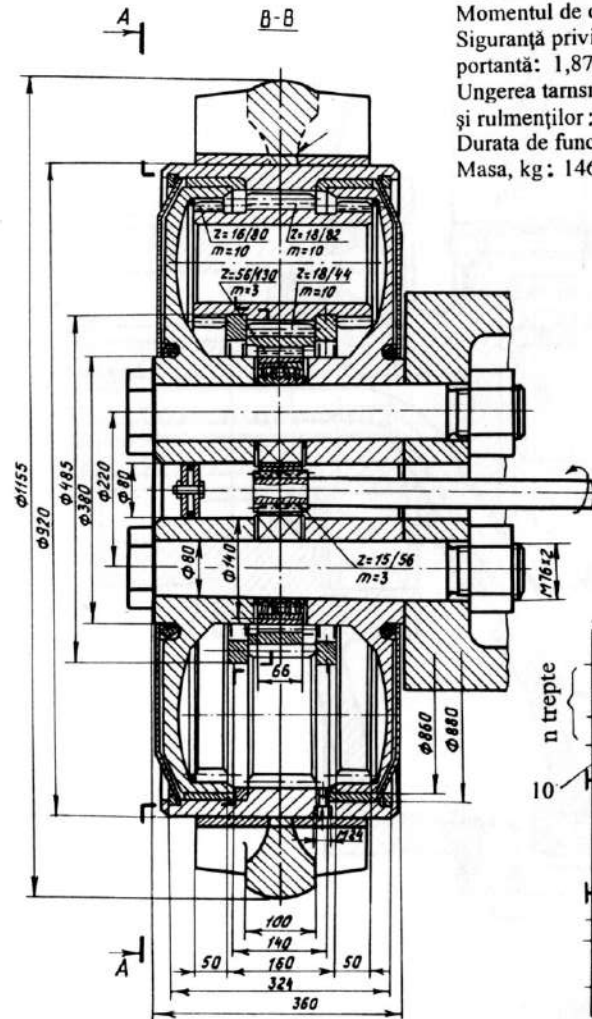
Tambur-motor

Planșa  
9

CARACTERISTICI TEHNICE

Forța de tracțiune la șenilă, N: 441315 ;  
 Raportul de transmitere total: 290;  
 Momentul de calcul al motorului, Nm: 1078,77;  
 Randamentul sumar al transmisiei: 0,86;  
 Momentul de calcul la roți, Nm: 274596;  
 Siguranță privind capacitatea  
 portantă: 1,87;  
 Ungerea transmisiilor  
 și rulmenților: semilichidă;  
 Durata de funcționare, h: 80000;  
 Masa, kg: 1465.

A-A (coroana din stânga este scoasă)

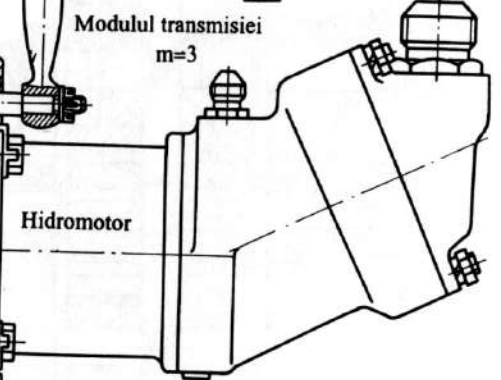
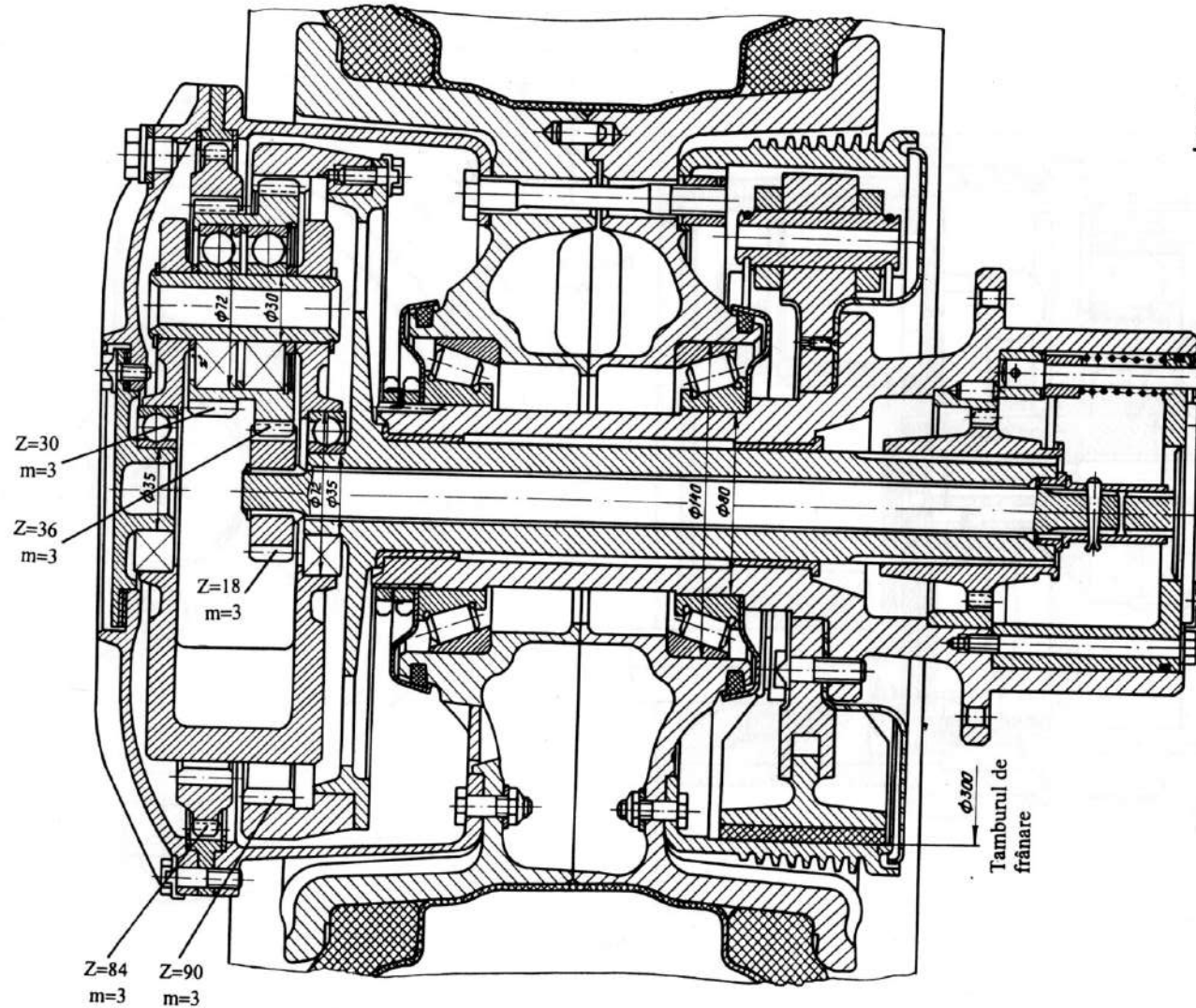
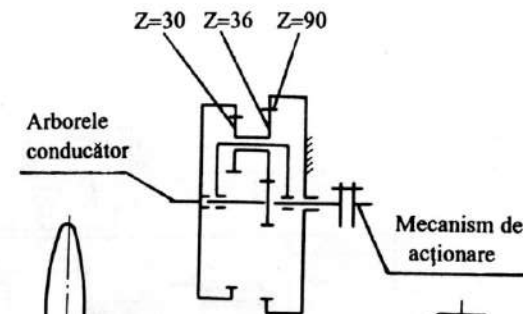


Roată planetară de tracțiune a  
excavatorului AKG-4

Planșa  
10



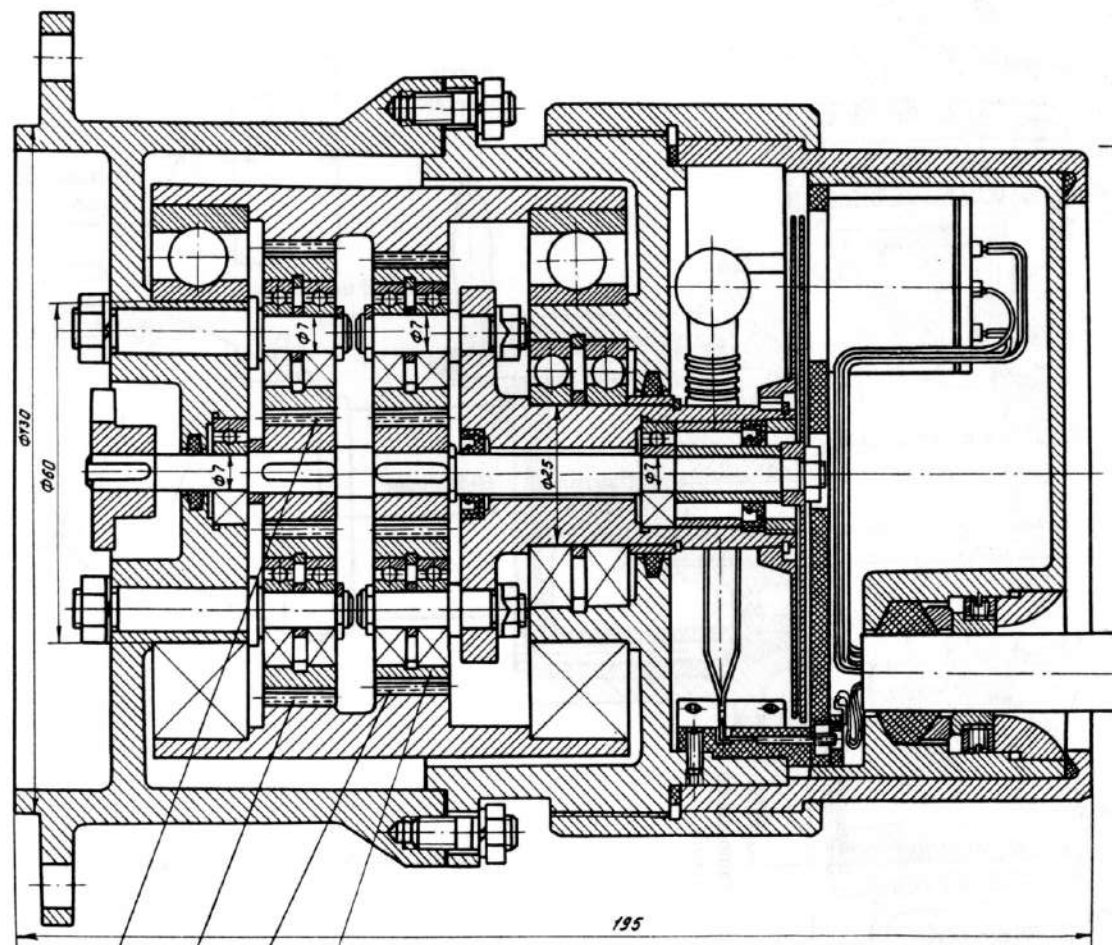
Schema cinematică



Raportul de transmitere al reductorului:  $U=56$

Roată-motoare conducătoare cu reductor planetar încorporat

Planșa 11



Z=20  
m=1

Z=80  
m=1

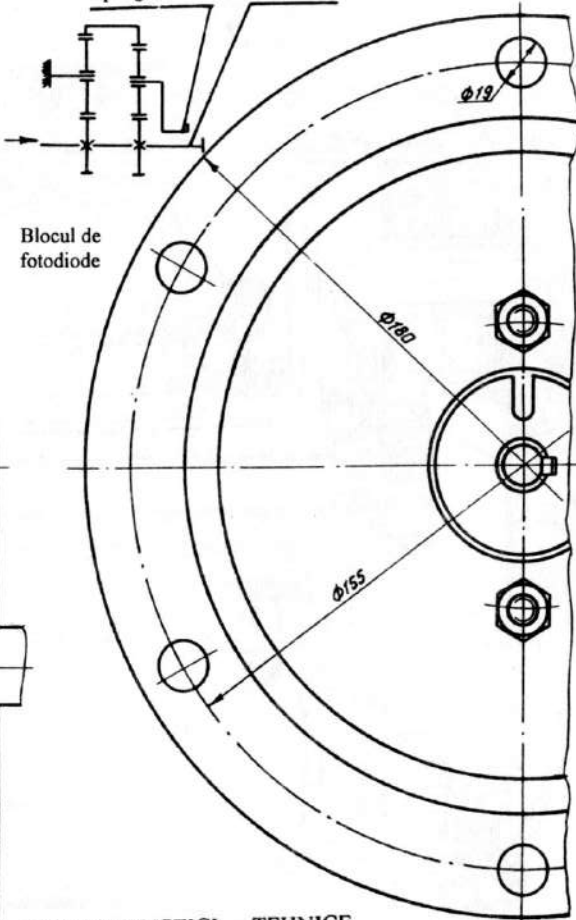
Z=80  
m=1

Z=80  
m=1

Schema cinematică

La discul de  
programare

La discul  
nonius



Blocul de  
fotodiode

**CARACTERISTICI TEHNICE**  
 Raportul de transmitere total:  $U=96$ ;  
 Numărul canalelor: 8  
 Masa, kg: 11,5

Mecanism planetar de acționare a  
 traductorului fotoelectric al meca-  
 nismului de rotire a macaralei

Planșa  
 12

Mecanismul de acționare planetar este destinat pentru traductorul fotoelectric de precizie al mecanismului de rotire a macaralei. La rotirea arborelui pinionului solar, legat cu organul de lucru al macaralei, se rotește, în raport cu elementele traductorului fotoelectric, discul nonius. Prin transmisia planetară de încheiere, cu raportul de transmitere dat, se rotește și portsatelitul cu discul de programare instalat pe el. Când găurile de marcare a discurilor nonius și de programare coincid, are loc comutarea electromotorului mecanismului de rotire a macaralei.

### Planșa 13. Reductorul planetar al mașinii de netezire

Prezintă o transmisie planetară 2K-H în două trepte cu angrenaj interior, elaborată cu motor electric. În construcție este prevăzută o contragreutate, care echilibrează blocul de sateliți. Roțile dințate sunt executate din oțeluri aliate. Pe arborele condus al reductorului este instalată o șaibă elastică, un corp, în care sunt fixate trei osii pentru instalarea pe ele a discurilor de finisare. La rotirea corpului, discurile de finisare vor efectua o mișcare planetară (se rotesc în jurul axelor lor și al axei reductorului).

Masa reductorului: circa 1,5 kg. Caracteristicile tehnice sunt indicate pe desen. Reductorul se unge cu ulei, cu excepția arborelui de la ieșire al reductorului și electromotorului, care se lubrifică cu unsoare consistentă.

### Planșa 14. Reductoare planetare sinusoidale cu bile și elicoidale dezaxate

În figura 1 este prezentat un reductor planetar sinusoidal cu bile fără rulmenți. Reductorul include două trepte, în care coliviile 2 și 4 sunt legate rigid cu portsatelitul 6 și ulterior cu arborele condus 7. Bucșa exterioară este executată dintr-o piesă cu corpul 1. Bucșa intermediară 3 are căi de rulare sinusoidale, executate pe suprafețele interioară ( $Z'_3$ ) și exterioară ( $Z''_3$ ). Bucșa interioară 5 are căi de rulare sinusoidale  $Z_5$  și este legată cu arborele de intrare (pe desen nu este arătat). În căile de rulare sunt amplasate corpurile de rulare 8. Raportul de transmitere al reductorului analizat este:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \left( 1 - \frac{Z'_3 \cdot Z_1}{Z_5 \cdot Z''_3} \right)$$

Sistemul autocirculant de lubrifiere face inutil controlul permanent al lubrifiantului din reductor.

Reductorul este destinat mecanismelor utilizate în forajul sondelor de petrol și gaz.

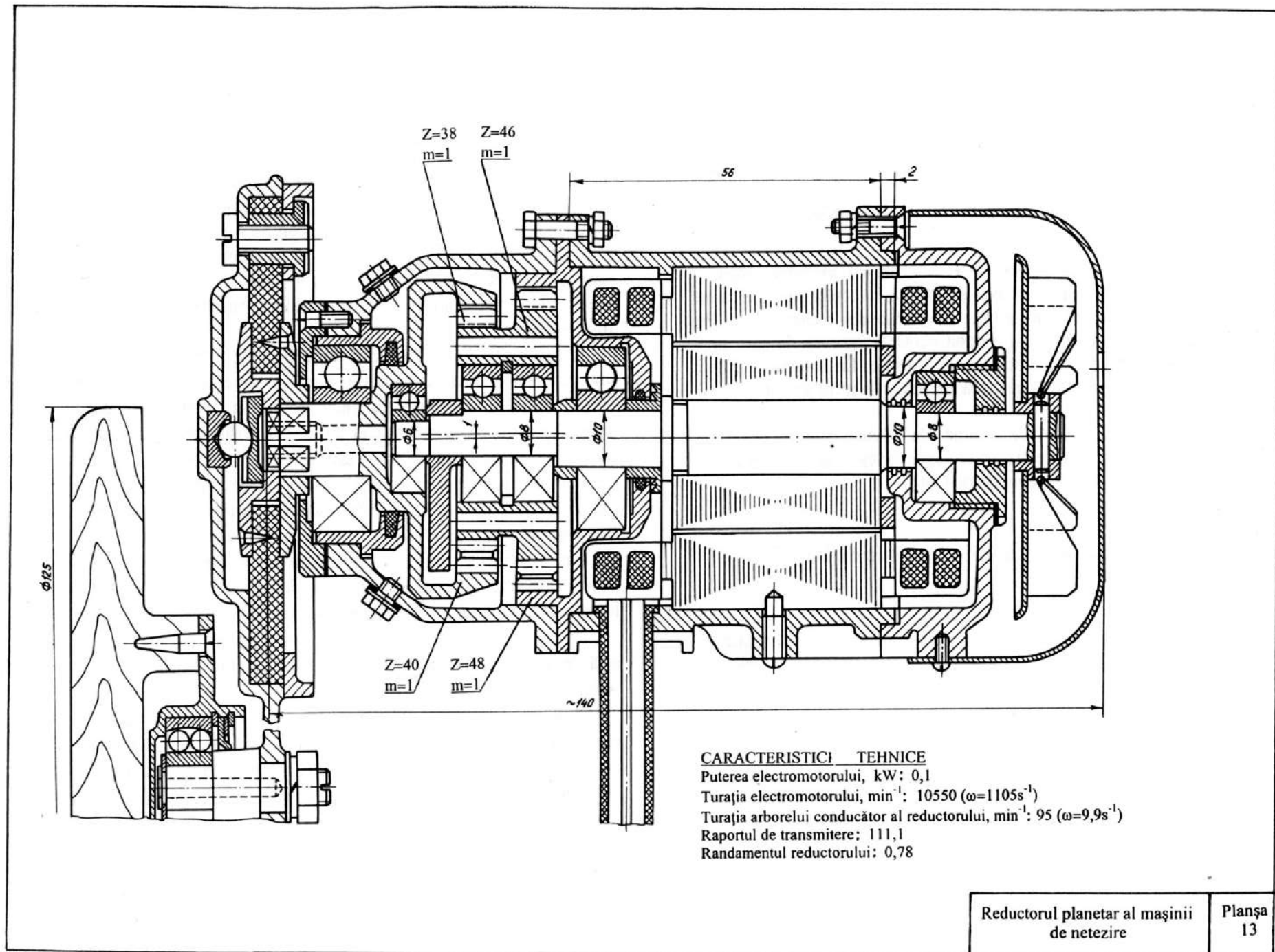
În figura 2 este prezentată una din multiplele construcții de reductoare elicoidale dezaxate. Reductorul include corpul 1, în care sunt amplasate bucșa excentrică 2, piulița 3 cu coroana dințată 4 cu angrenaj exterior, legată de roata dințată 5 cu angrenaj interior, și șurubul 6. La frânarea roții dințate 5 cu mecanismul 7, mișcarea de rotație a bucșei 2 prin intermediul rulmenților 8, montați pe suprafața interioară, executată excentric cu excentricitatea  $e$ , se transformă în mișcare planetară a piuliței 3 în jurul șurubului 6. Ca rezultat al angrenării dezaxate a filetelor, șurubul 6 se va deplasa cu un grad stabilit de reducere. În cazul când roata dințată 5 este liberă, mecanismul funcționează ca un diferențial.

Mecanismul din figura 3 include arborele conducător 1, antrenat manual, pe care este fixată bucșa 2 cu două suprafețe excentrice, pe care sunt instalate două role filetate 3 și 4. Ultimele angrenează în zone diametral opuse cu piulița-tijă 5, legată de corpul 6 prin pana de ghidare 7, cu posibilitatea deplasării axiale.

Mecanismul din figura 4 este destinat transmiterii mișcării axiale în spațiu etanș. Bucșa excentrică 1 este antrenată în mișcare de rotație, care prin corpurile de rulare 2, datorită executării excentrice a suprafeței ei interioare se transformă în mișcare planetară a piuliței 3, care angrenează cu șurubul 4. Ca rezultat al angrenării, filetul șurubului se va deplasa axial în spațiu etanș, deoarece piulița este legată de corpul 5, prin intermediul diafragmei 6, care servește drept mecanism de legătură și membrană de separare a spațiilor.

Piulița 2 a mecanismului din figura 5 include o singură spiră inelară, care se află în angrenare dezaxată cu filetul șurubului 1. Principiul de funcționare a reductorului e similar celui din figura 2, 3, 4.

În figura 6 este prezentat un moto-reductor compact, în care statorul electromotorului 1 este legat rigid de corpul 2. În interiorul rotorului 3 sunt amplasate piulițele 4 și 5, rolele-satelit filetate 6 și 7, care angrenează simultan cu piulițele 3, 4 și șurubul filetat 8. La rotirea rotorului 3, piulițele 4 și 5, rotindu-se, transmit mișcarea de rotație, prin intermediul roților 6 și 7 (numărul lor este  $n = 1 \dots 8$ ), șurubului filetat 8, care se va deplasa axial cu un grad de reducere stabilit.





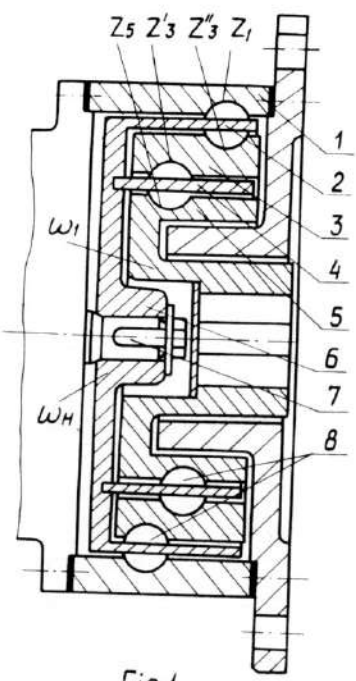


Fig.1

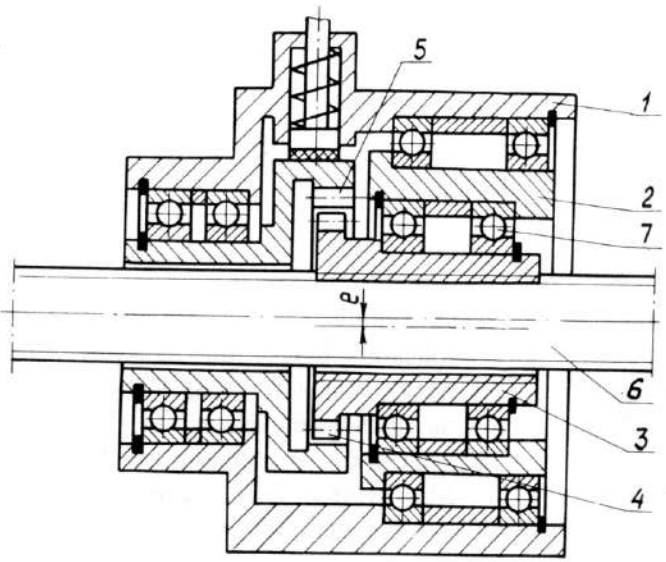


Fig.2

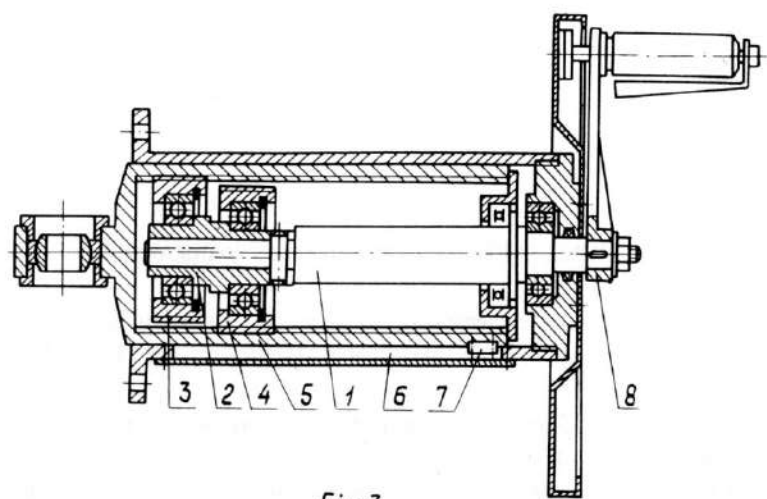


Fig.3

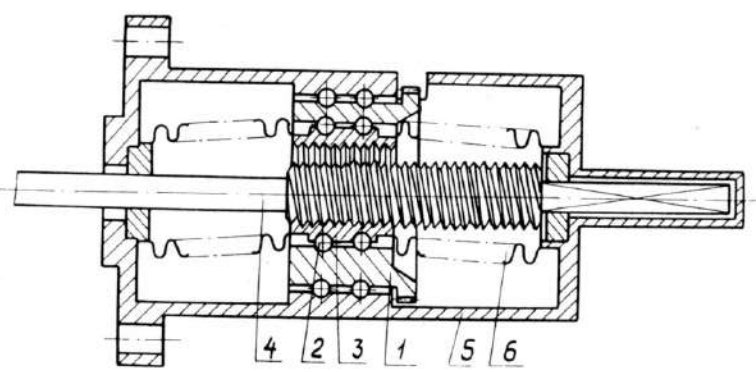


Fig.4

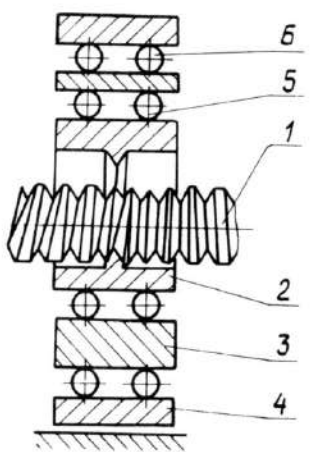


Fig.5

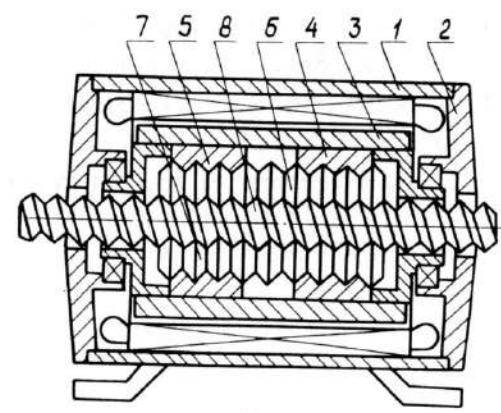


Fig.6

# Bibliografie

1. AIRAPETOV Ā.L., GHENCHIN M.D. *Deformativnosti planetarnyh mehanismov*. Moscova, Nauca, 1973.
2. BARR R. *Improvements in or relating to epicyclic gearing and mecanisms employing such gearing* [Cenbrax ltd]/ Brevet Anglia, Nr. 881190, M.cl 40 (1), 01.11.61.
3. BERESTNEV O.V. ș.a. *Ţzevocinye reductory s Ţzicloidalinym zaŢzepleniem*. Minsk, INDMAȘ, 1985, 45p.
4. BUȘENIN D.V. ș.a. *Proiectirovanie vintovyh mehanismov*. Vladimir, 1982.
5. CAHN-SPEYER P. „Mechanical infinitely variable speed drives.” În: *Engrs Digest*, 25, nr. 8, 1964, p.87-99, 101.
6. DUCA Z. *Teoria sculelor așchiotoare*. București, Editura Tehnică, 1968.
7. \*\*\* Engel GMBH.62 Wisbaden-Schierstein, Rheingaustr.34-36,R.F.C.
8. \*\*\* Graham transmissions. INC, Menomonee Falls, Wisconsin, SUA.
9. \*\*\* Hans Lenze Kg. 4923 Bosingfeld Lippe, R.F.C.
10. HARRISSON W.H. „Belastungsproben an Stirnrädern mit zähnen nachdem Wildhaber-Novicov-System.” În: *VDI – Berichte*, nr.47, 1961.
11. \*\*\* Huttenwerk sonthofen, 8972. Sonthofen/Allgau, R.F.G.
12. IGNATIȘCEV R.M. *Sinusoșaricovye reductory*. Minsk, Vyșșaiă școla, 1993, 107 p.
13. IGNATIȘCEV R.M., MACAREVICI D.M. „Zaboinye sinusoșaricovye reductor-vstavki.” În cul.: *Mașiny i nefteanoe oborudovanie / VNIIOĂNG*. M.: 1981, Ed. 9, p.12-14.
14. KVITCO A.K., Grișanov A.G. *Mehanizmy privodov gornotransportnyh mașin*. Moscova, Nedra, 1996.
15. KOLCIN N.I. *Mecanica mașin. 1.*, Mașinostroienie, 1971, t.1-2.
16. KUDREAVŢEV V.N. *Planetarnye peredaci*. Leningrad, Mașinostroenie, 1977.
17. KUDREAVŢEV V.N., GALIPER R.G. ș.a. *Povyșenie nesușcei sposobnosti mehanicescogo privoda*. Mașinostroienie, Leningrad, 1973.
18. KUDREAVŢEV V.N. „Planetarnye peredaci”. *Mașghiz*, Moscova-Leningrad, 1966, p.251-271.
19. LEHMAN M. „Berechnung und Messung der Krafte im. Frochoiden – Gerbriebe”. *Antribstechnik*, 1979, 18, nr.12, p.613-618.
20. MARGOLIN L.V. „Planetarnaia peredacia vint – gaica cacenia s rezinovymi rolicami”. În rev.: *Stanchi i instrument*, 1970, nr.1.
21. MATSUYAMA T. „Eine Froveiterung der Novicov-Verzannung auf Zahnradern mit gekreuzten Achsen”. În.: *VDI-Berichte*, nr.47, 1961.
22. MILOIU G. „Problemele de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M.L. Novicov”. În.: *Constr. maș.*, 16 (1964), nr.12, p.659-666.
23. \*\*\* *Planetanradergetriebe in Stirnaderbauart mit nur ein Ritzel tragender Ritzelwelle*, I.M.Voith, G.m.b.H, Brevet Austria Nr. 244702, Mcl. 47 h1/20 FO6h, 15.10.63.
24. RUDENCO V.N. *Planetarnye i volnovye peredaci. Alibom construcții*. Mașinostroenie, Moscova, 1980.
25. SEMENOV M.V. *Teoria odno – i dvuhstupenciatyh planetarnyh peredaci*. Mașinostroenie, Leningrad, 1965.
26. SIGOV I.V. „O metodike proiectirovania reductorov s vneșentroidnym Ţzicloidalinym zaŢzepleniem”. În.: *Vestnic mașinostroienia*. nr.4, 1960, p.31-34.
27. \*\*\* *Statica i dinamica mehanizmov s zubciatyimi peredaceami* (Sub red. M.D.Genkin și Ā.L.Airapetov), Moscova, Nauca, 1974.
28. \*\*\* Societe auxiliare d'industrie SADI, 4 rue de Carburant. Forest Bruxels 19, Belgia.
29. ȘANNICOV V.M. „Teoria i construirovanie reductorov s vneșentroidnym Ţzicloidalinym zaŢzepleniem, vstroennyh v âlectrodvigateli”. În: *Zubciatye i cerveacinye peredaci*. Moscova-Leningrad, Mașghiz, 1959, p. 74-109.
30. FEDIAKIN R.V., CESNOCOV V.A. „Zubciatye peredaci s zaŢzepleniem M.L.Novicova”. În: *Vestnic mașinostroenia*, 38(1958), nr.4 și 5.
31. FRITSCH F. *Planetengetriebe mit Sohnenrad, Hohlrhad und drei Planeterraden*. Brevet R.F.G., Nr.1200629, M.cl 47H7, FO6h. 24.10.60.
32. ŢYPLACOV I.U.S. *Biplanetarnye mecanizmy*. Mașinostroenie, Moscova, 1968.
33. VOLCOV D.P., KRAINEV A.F. *Planetarnye, volnovye i combinirovannye peredaci stroitelinyh i dorojnyh mașin*. Mașinostroenie, Moscova, 1968, p.144-172.

# III

# Transmisii precesionale

1. Calculul transmisiilor precesionale
  2. Reductoare precesionale cu destinație generală
  3. Reductoare precesionale cu destinație specială
  4. Transmisii precesionale în elaborări de perspectivă
- Bibliografie

# 1

# Calculul transmisiilor precesionale

În deceniul 8 al secolului curent, prin cercetările autorilor și-a făcut apariția o nouă clasă de transmisii mecanice cu angrenaj multiplu – *transmisiile planetare precesionale*. Problemele ce țin de valorificarea unei transmisii noi cum este transmisia planetară precesională au fost soluționate în mod complex: „angrenaj-transmisie-tehnologie-control”. Teoria fundamentală a angrenajului precesional multiplu a fost elaborată de academicianul Ion Bostan, fiind recunoscută de Comitetul de Stat pentru știință și Tehnică al fostei U.R.S.S. ca o direcție nouă în construcția de mașini. Angrenajele obținute, tehnologiile moderne de execuție și metodele de control ale calității, precum și gama largă de scheme de transmisii, conțin elemente de *know-how* și sunt protejate cu peste 130 brevete de invenție, fiind patentate în Republica Moldova și Federația Rusă.

Transmisiile planetare precesionale au fost prezentate la peste 25 expoziții naționale și internaționale diverse, inclusiv la saloanele internaționale de invenții EUREKA-'94, '95, '96 (Bruxelles, Belgia), INPEX-XXII (1996, Pittsburgh, S.U.A.), INPEX-XXIII (1997, Pittsburgh, S.U.A.), Al 42-lea Salon Internațional de Aeronautică Le Bourget (1997, Paris, Franța), GENIUS-'96 (Budapesta, Ungaria), Iași-'94, '96, unde au fost premiate cu medalii de aur și argint.

Actualmente, la Universitatea Tehnică a Moldovei există o preocupare deosebită pentru elucidarea diverselor aspecte privind transmisiile planetare precesionale, bazată pe o literatură tehnică vastă din domeniu (circa 300 lucrări științifice și brevete de invenții).

## 1.1. NOȚIUNI GENERALE, STRUCTURA, CLASIFICAREA ȘI CINEMATICA TRANSMISIILOR PRECESIONALE

Conform cerințelor de exploatare [57], necesarul de reductoare se stabilește după criteriul raportului de transmitere și se exprimă printr-o curbă logaritmică-normală cu densitatea maximă în zona rapoartelor de transmitere egale cu 40 (vezi

figura 2.1). Totodată, 75% din reductoare au raportul de transmitere între 10 și 80. Aceste necesități pot fi satisfăcute în modul cel mai rațional de transmisiile precesionale cu angrenaj multiplu.

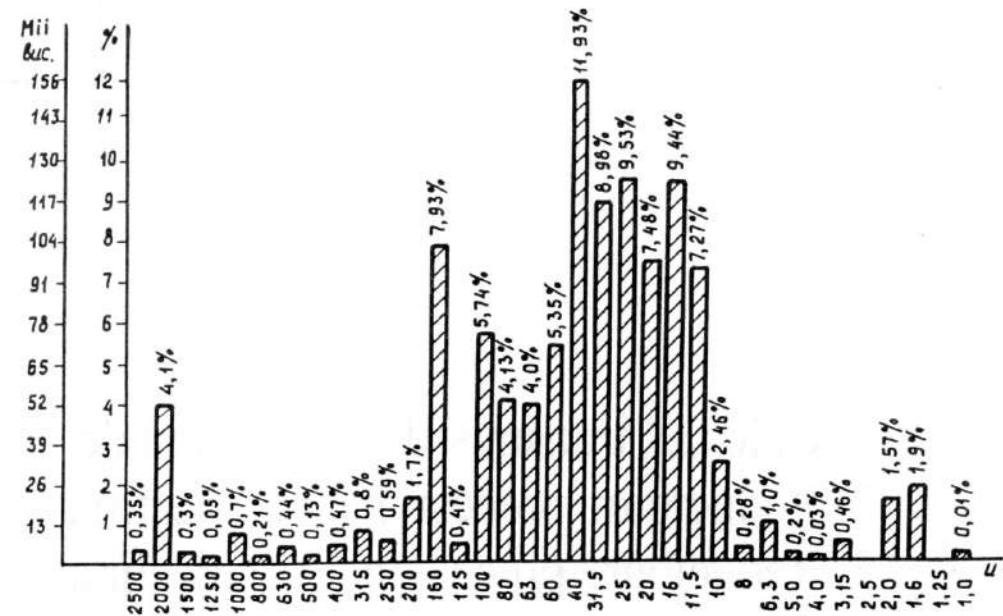


Fig. 2.1.

În funcție de schema structurală, transmisiile precesionale se împart în două tipuri de bază, **K-H-V** și **2K-H**, din care poate fi elaborată o gamă variată de soluții constructive care posedă posibilități cinematice și funcționale largi, ca și capacitatea de a funcționa în regim de reductor, multiplicator, diferențial, de autofrânare etc.

Schema cinematică a transmisiei precesionale **K-H-V** (vezi figura 2.2, a) include patru elemente: portsatelitul *H*, roata-satelit *g*, roata centrală *b* și batiul.



Roata-satelit  $g$  și cea centrală  $b$  se află în angrenare interioară, iar generatoarele dinților lor se intersectează într-un punct, numit centru de precesie. Roata-satelit  $g$  este amplasată pe portsatelitul  $H$ , elaborat în forma unei manivele înclinate, a cărei axă formează cu axa roții centrale un unghi oarecare  $\theta$ . Manivela înclinată  $H$ , rotindu-se, transmite roții-satelit o mișcare spațial-sferică în raport cu articulația sferică instalată în centrul de precesie.

Să analizăm cinematica acestor transmisii, având o legătură suplimentară a satelitului  $g$  cu corpul. La o rotație a arborelui motor (portsatelitului  $H$ ) roata centrală  $b$  se va roti cu un unghi oarecare  $\Delta\Psi_b$ . Pentru determinarea poziției arborelui condus  $V$  în funcție de poziția arborelui motor  $H$  este necesară stabilirea ecuației mișcării roții-satelit. La o viteză unghiulară constantă a arborelui motor  $H$ , mișcarea sfero-spațială a satelitului  $g$  este descrisă de un sistem de ecuații, exprimate prin unghiurile Euler  $\Psi = \omega_H t$ ,  $\varphi = \varphi(t)$ ,  $\theta = \text{const}$ , unde:  $\Psi$  este unghiul de precesie (de rotire a axei  $O'O'$  a roții-satelit  $g$  în raport cu axa  $OO$  a roții centrale  $b$ );  $\varphi$  – unghiul rotirii proprii a satelitului în jurul axei  $O'O'$ ;  $\theta$  – unghiul de nutație (de înclinare a axei  $O'O'$  a roții-satelit față de axa  $OO$  a roții centrale). Trebuie menționat că ecuația rotirii libere a roții-satelit  $\varphi = \varphi(t)$  este determinată de tipul legăturii cinematice dintre roata-satelit și batiu. Pentru transmisia cu mecanism de legătură elaborat în forma unui cuplaj cu dinți (fig. 2.2,  $b$ ), raportul de transmitere variază între limitele:

$$U_{HV}^g = -\frac{z_g \cos \theta - z_b}{z_b}; U_{HV}^g = -\frac{z_g - z_b \cos \theta}{z_b \cos \theta} \quad (2.1)$$

atingând valorile extreme de 4 ori la fiecare turație a arborelui motor  $H$ . În caz de necesitate, acest neajuns poate fi eliminat, utilizându-se în calitate de mecanism de legătură articulația cardanică dublă, cuplajele sincrone cu bile etc.

Raportul de transmitere mediu va fi:

$$U_{HV med}^g = -\frac{z_g - z_b}{z_b} \quad (2.2)$$

Pentru  $z_g = z_b + 1$ ,  $U_{HV}^g = -1/z_b$ , adică arborii motor și condus au direcții opuse.

Pentru  $z_g = z_b - 1$ ,  $U_{HV}^g = 1/z_b$ , adică arborii se rotesc în același sens.

Transmisii precesionale cu roată satelit imobilă sunt prezentate în figura 2.2,  $f, g$ . Legătura roții-satelit cu corpul (vezi figura 2.2,  $f$ ) este realizată printr-o diafragmă gofrată  $W$ , care asigură transmiterea mișcării de rotație și a momentului în spațiu etanșat [14,15].

Legătura roții satelit cu corpul, din figura 2.2,  $g$ , este efectuată prin intermediul unui cuplaj de degete curbe, centrul razei de curbura a acestora aflându-se în centrul de precesie.

Scheme de transmisii precesionale, în care roata centrală  $b$  este legată cu corpul (batiul), iar roata-satelit  $g$  – cu arborele condus  $V$ , sunt prezentate în figura 2.2,  $b, c, d, e$  [17,3]. În transmisiile precesionale **K-H-V** cu roată centrală fixă, un element însemnat este mecanismul  $W$  de legătură a roții satelit cu arborele condus  $V$ . Mecanismul  $W$  efectuează transmiterea mișcării între arborii cu axe paralele ai roții-satelit  $g$  și arborele condus  $V$  cu funcția de transmitere egală cu +1. Mecanismul de legătură poate fi elaborat în formă de articulație cardanică mono- și dublă sau cuplaj sincron cu bile etc. În aceste transmisii, roțile-satelit și cea centrală au diferența de dinți  $z_g = z_b \pm 1$ .

Raportul de transmitere mediu al acestor transmisii se determină din relația:

$$U_{HV}^b = \frac{z_g}{z_b - z_g} \quad (2.3)$$

unde:  $U_{HV}^b = -z_g$  pentru  $z_b = z_g + 1$ ;  $U_{HV}^b = z_g$  pentru  $z_b = z_g - 1$ .

Din punct de vedere cinematic prezintă interes combinații de transmisii **K-H-V**.

În figura 2.2,  $h$  este reprezentată o schemă de transmisie precesională combinată, care include două transmisii **K-H-V** cu angrenaj cu role. În figura 2.2,  $h$ , coroana cu role  $b$  este imobilă. Cu ea angrenează, din ambele părți, dinții rotilor dințate-satelit  $g_1$  și  $g_2$ , instalate pe manivele înclinate diferit (în calitate de manivelă înclinată, pentru roata-satelit  $g_2$  servește suprafața exterioară a butucului roții-satelit  $g_1$ ). Mișcarea de rotație a roților satelit  $g_1$  și  $g_2$  se transmite arborilor conduși  $V_1$  și  $V_2$  prin intermediul mecanismelor de legătură  $W_1$  și  $W_2$ .

Raportul de transmitere al mecanismului se determină din relațiile:

$$U_{H_1V_1}^b = -\frac{Z_{g_1}}{Z_b - Z_{g_1}}, U_{H_2V_2} = -\frac{Z_{g_2}}{Z_b - Z_{g_2}}$$

În aceste relații:

– pentru  $Z_b = Z_{g_1} + 1$  și  $Z_b = Z_{g_2} + 1$ ,  $U_{H_1V_2} = -Z_{g_1} \cdot Z_{g_2}$ ;

– pentru  $Z_b = Z_{g_1} - 1$  și  $Z_b = Z_{g_2} - 1$ ,  $U_{H_1V_2} = Z_{g_1} \cdot Z_{g_2}$ .

Astfel, transmisia poate realiza un interval de rapoarte de transmitere destul de larg,  $U_{H_1V_1} \subset 8...60$  și  $U_{H_1V_2} \subset 60...3600$ , la gabarite relativ mici.

O astfel de sinteză a transmisiilor precesionale **K-H-V** a devenit posibilă ca rezultat al combinării funcțiilor la angrenarea a două roți imobile cu o coroană danturată cu role.

Performanțe mai ridicate, inclusiv în plan cinematic, posedă transmisiile precesionale **2K-H**, în diferite variante conform clasificării V.N.Kudreavțev. Transmisiile precesionale **2K-H** (fig. 2.2,  $i$ ) includ roata-satelit  $g$ , cu două coroane dințate  $Z_{g_1}$  și  $Z_2$ , care se află în angrenaj cu roțile centrale imobilă  $b$  și mobilă  $a$ .

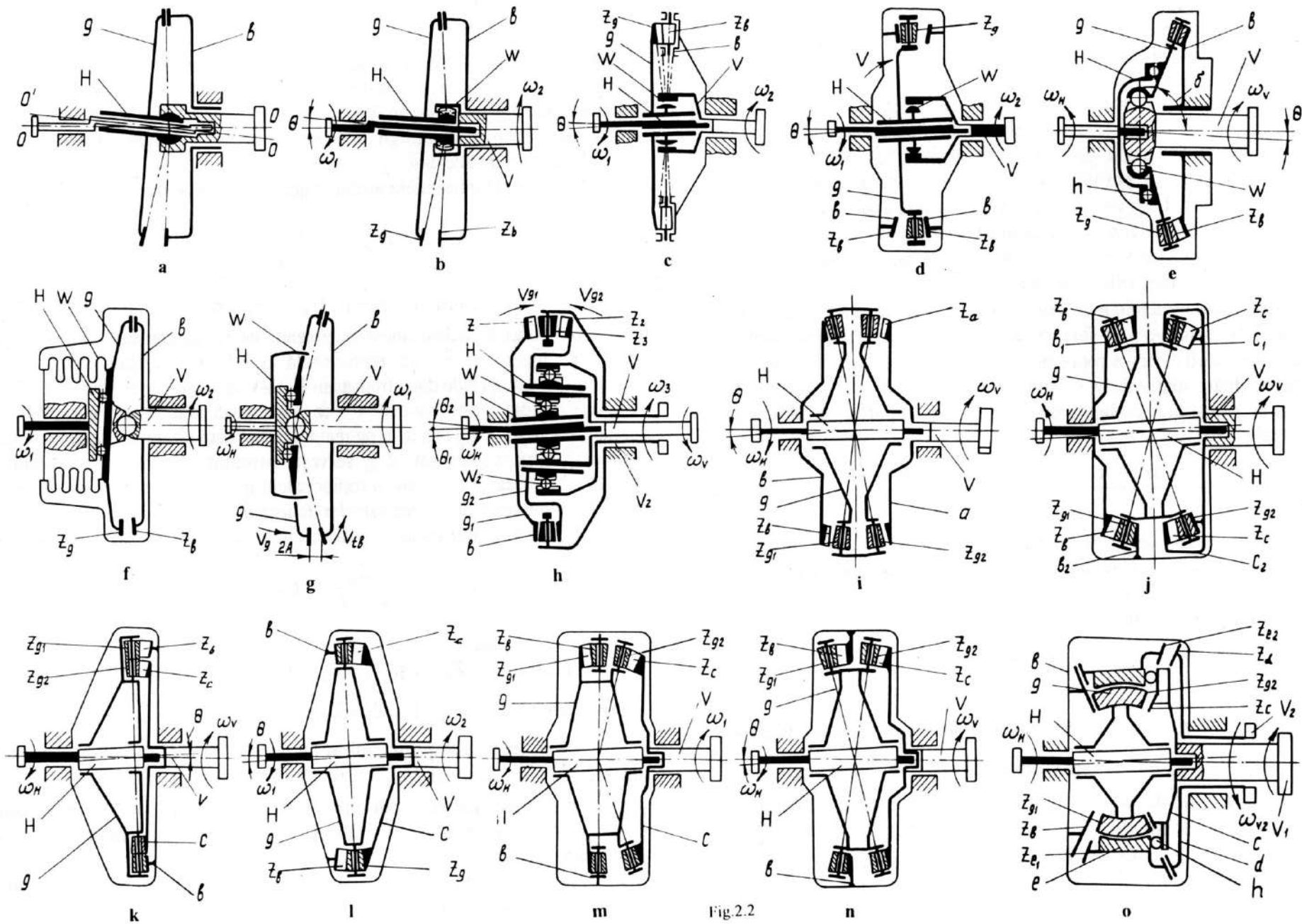


Fig.2.2

Raportul de transmitere al transmisiilor precesionale **2K-H** se determină din relația:

$$U = -\frac{Z_{g_1} Z_a}{Z_b Z_{g_2} - Z_{g_1} Z_a} \quad (2.4)$$

Analiza relațiilor (2.4) denotă faptul că transmisiile precesionale **2K-H** (fig. 2.2, *i*) asigură realizarea unui interval larg al rapoartelor de transmitere. Efectul cinematic maxim se atinge prin corelarea dinților:

$$\begin{aligned} Z_b = Z_{g_2}; \quad Z_{g_1} = Z_{g_2} + 1; \quad Z_a = Z_{g_2} - 1 \\ U_{HV\max}^b = Z_{g_1} \quad \text{pentru} \quad Z_a = Z_{g_1}, \quad Z_{g_2} = Z_{g_1} + 1, \quad Z_b = Z_{g_1} - 1 \end{aligned} \quad (2.5)$$

Angrenajele propuse permit obținerea efectului cinematic maxim și la alte corelări ale dinților, de exemplu:

$$\begin{aligned} U_{\max} = Z_{g_1}^2 \quad \text{pentru} \quad Z_a = Z_{g_1}, \quad Z_{g_2} = Z_{g_1} - 1, \quad Z_b = Z_{g_1} + 1 \\ U_{\max} = Z_{g_2}^2 - 1 \quad \text{pentru} \quad Z_b = Z_{g_2}, \quad Z_{g_1} = Z_{g_2} - 1, \quad Z_a = Z_{g_2} + 1 \end{aligned} \quad (2.6)$$

La proiectarea transmisiilor precesionale **2K-H** apare problema selectării optime a numărului dinților roților, care asigură obținerea raportului de transmitere dat. În scopul facilitării selectării numărului rațional al dinților după relația (2.4), au fost determinate, cu ajutorul calculatorului, variantele posibile de corelare a lor, pentru intervalul rapoartelor de transmitere  $U = \pm (12 \dots 3599)$ . Calculele au fost efectuate pentru corelațiile dinților  $Z_{g_1} = Z_b + 1$ ;  $Z_{g_2} = Z_a + 1$ ;  $Z_{g_1} = Z_{g_2} \pm 1, 2, 3 \dots$  (vezi anexă).

E necesară precizarea unei serii de particularități ale transmisiilor precesionale **2K-H**, care le conferă performanțe net superioare în raport cu transmisiile planetare similare cu roți dințate cilindrice [2]: transmisiile precesionale nu necesită respectarea condiției egalității distanței dintre axe, factor care lărgeste domeniul proiectării lor optime; cinematica transmisiilor precesionale nu limitează alegerea modulelor cuplului de roți dințate sau a pasului amplasării roților, factor care lărgeste posibilitățile formării cuplului numerelor de dinți și intervalului rapoartelor de transmitere; particularitățile angrenajelor precesionale elaborate admit, spre deosebire de angrenajele tradiționale evolventice, corelarea suplimentară a dinților conform condițiilor (2.6), fapt care, de asemenea, lărgeste simțitor posibilitățile transmisiilor precesionale.

Transmisiile precesionale **2K-H** pot fi elaborate după două scheme de bază: cu amplasare uni- și bilaterală a roților centrale (fig. 2.2, *i, k*) [2].

În cazul dispunerii bilaterale (fig. 2.2, *i*) se măresc gabaritele axiale, iar la amplasarea unilaterală (fig. 2.2, *k*) – gabaritele radiale. Alegerea schemei este dictată de cerințele beneficiarului. În schema din figura 2.2, *k*, roata imobilă *b* și cea

mobilă *a* sunt dispuse de aceeași parte a roții satelit *g*. Rolele  $Z_{g_1}$  și  $Z_{g_2}$  pot fi situate pe axe separate sau comune.

În cazul amplasării pe aceeași axă, adică atunci când  $Z_{g_1} = Z_{g_2}$ , raportul de transmitere se determină din relația:

$$U_{HV}^b = -\frac{Z_a}{Z_b - Z_a} \quad (2.7)$$

Dacă  $Z_a = Z_{g_2} - 1$  și  $Z_b = Z_{g_1} + 1$ , atunci  $U_{HV}^b = Z_a/2$ , iar dacă  $Z_a = Z_{g_2} + 1$  și  $Z_b = Z_{g_1} - 1$ , atunci  $U_{HV}^b = -Z_a/2$ .

În cazul când  $Z_{g_1} \neq Z_{g_2}$ , raportul de transmitere se determină din relația (2.4). La această transmisie e posibilă execuția dacă se respectă condiția  $Z_b = Z_{g_1}$ . În acest caz, angrenajul  $Z_{g_1} - Z_b$  se transformă în mecanism de legătură a roții-satelit cu corpul, cu funcția de transmitere  $U = +1$ , iar raportul de transmitere se determină din relațiile (2.1) și (2.2).

Varianta aranjării roților în transmisia combinată biplanetară **2K-H** (conform clasificării V.N. Kudreavțev) asigură obținerea unui efect cinematic maxim la gabarite și mase reduse (fig. 2.2, *o*) [20]. În acest scop, satelitul *g* este instalat pe o manivelă înclinată *H*, iar satelitul *e* – pe suprafața sferică a primului satelit. Ambii sateliți sunt prevăzuți cu câte două coroane danturate, care angrenează concomitent cu roata fixă *b* și cu roțile mobile *c* și *d*. Portsatelitul *H* (manivela înclinată), rotindu-se, transmite satelitelui *g* mișcare de precesie, iar roții centrale *C* și arborelui condus  $V_1$  – mișcare de rotație redusă. Rotirea roții *C* se transformă în mișcare de precesie a satelitelui *e* prin intermediul corpurilor de rulare, instalate între partea frontală înclinată a roții *C* și partea frontală a satelitelui *e*. În acest caz, satelitul *e* angrenează cu dinții roților imobilă *b* și mobilă *d*, transmițându-le ultimei și arborelui  $V_2$  mișcare de rotație cu gradul de reducere:

$$U = \frac{Z_{g_1} Z_c Z_{e_1} Z_d}{Z_b Z_{g_2} (Z_b Z_{e_2} - Z_{e_1} Z_d) - Z_{g_1} Z_c (Z_b Z_{e_2} - Z_{e_2} Z_d)} \quad (2.8)$$

Dacă această transmisie are, de exemplu, numărul de dinți  $Z_b = 59$ ,  $Z_{e_2} = Z_{g_2} = 61$ ,  $Z_{e_1} = Z_d = Z_{g_2} = Z_c = 60$ , ea permite obținerea raportului de transmitere  $U = 12\,960\,000$ .

În transmisia precesională din figura 2.2, *l*, roata centrală *b* este legată cu corpul, iar roata *C* – cu arborele condus *V*. Roata satelit *g*, angrenând simultan cu dinții roților centrale imobilă *b* și mobilă *C*, transmite arborelui condus *V* o mișcare de rotație cu gradul de reducere:

$$U_{HV}^b = -\frac{Z_c}{Z_b - Z_c} = -\frac{Z_c}{2} \quad (2.9)$$



Dacă  $Z_c = Z_g - 1$  și  $Z_b = Z_g + 1$ ,  $U_{HV}^b = +Z_c/2$ , iar dacă  $Z_c = Z_g + 1$  și  $Z_b = Z_g - 1$ ,  $U_{HV}^b = +Z_c/2$ .

Dacă se adoptă  $Z_b = Z_g$ , atunci angrenajul se transformă în mecanism de legătură a satelitelui  $g$  cu corpul, cu funcția de transmitere  $U = +1$ . În acest caz, arborele condus va primi o mișcare de rotație redusă cu:

$$U_{HV} = -\frac{Z_c}{Z_g - Z_c} \quad (2.10)$$

În cazul când  $Z_g = Z_c + 1$ , rezultă  $U_{HV} = -Z_c$ , iar pentru  $Z_g = Z_c - 1$  rezultă  $U_{HV}^b = Z_c$ .

În schemele ce urmează sunt prezentate variante de combinare a transmisiilor precesionale cu diferite alte transmisi.

În transmisia precesională din figura 2.3, *a*, roata satelit efectuează mișcare de precesie între două roți centrale mobile  $b$  și  $c$ . Mișcarea de precesie este transmisă roții satelit de portsatelitul  $H$ , format din două came cu părți frontale înclinate. Aceste came pot fi executate în butucul roții altei transmisi (fig. 2.3, *b*) [38]. Portsatelitul  $H$  este legat cu arborele motor  $V_1$ , iar roțile centrale  $c$  și  $b$  – cu arborii conduși  $V_2$  și respectiv  $V_3$ . Pentru funcționarea transmisiiei în regim de reductor e necesară fixarea unuia din arborii  $V_2$  și  $V_3$ . Atunci, pentru determinarea raportului de transmitere se utilizează relațiile (2.9) și (2.10). Pentru anumite relații ale parametrilor angrenajului, transmisia poate funcționa în regim de diferențial.

În transmisia din figura 2.3, *b* [38] cama este executată în butucul roții conice conduse  $b$  a transmisiiei conice. Mișcarea de rotație redusă a roții conice conduse  $b$  se transformă, datorită portsatelitelui (camei), în mișcare de precesie a satelitelui  $g$ . Ca rezultat al angrenării dinților  $Z_{g_1}$  și  $Z_{g_2}$  cu dinții roților dințate centrale  $c$  și  $d$ , arborele  $V_3$  (dacă  $V_2$  e fixat) sau arborele  $V_2$  (dacă  $V_3$  e imobil) se vor roti cu raportul de reducere  $U = U_c \cdot U_{tp}$ , unde  $U_c$  este raportul de transmitere al transmisiiei conice, iar  $U_{tp}$  – raportul de transmitere al transmisiiei precesionale **2K-H**.

Transmisia poate funcționa în calitate de diferențial. O combinare interesantă a transmisiiei sinusoidale elicoidale cu bile cu transmisia precesională este prezentată în figura 2.3, *c* [7,13]. Pe suprafața cilindrică a arborelui motor sunt executate una (două) căi de rulare, descrise de sinusoidă cu o perioadă, în care sunt amplasate bile. Bilele angrenează cu canalele înclinate [13] sau descrise de sinusoidă cu  $n$  perioade, executate pe suprafața cilindrică a bușei conduse. Suprafața ei exterioară, pe care este instalat satelitul transmisiiei precesionale, este executată cu înclinare. Raportul de transmitere al mecanismului este:

$$U_{\Sigma} = U_{dH_2}^{H_1} \cdot U_{H_2V}^a$$

unde:  $U_{dH_2}^{H_1} = \frac{n_{H_2}}{n_d}$  este pentru transmisia sinusoidală cu bile, iar  $U_{dH_2}^{H_1} = \frac{\text{tg } \alpha_d}{\text{tg } \alpha_{H_2}}$  – pentru transmisia elicoidală cu bile;  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$  – unghiurile de înclinare ale

porțiunilor de lucru ale canalelor;  $U_{H_2V}^a$  – raportul de transmitere al transmisiiei precesionale.

În figura 2.3, *d* [21] este prezentată o combinare a transmisiiei planetare elicoidale cu cea precesională. În butucul satelitelui  $g$ , instalat pe portsatelitul  $H$ , sunt instalate piulița  $C$ , legată cinematic prin bile cu satelitul  $b$ , și șurubul  $d$ .

Mișcarea de rotație se transformă, prin intermediul portsatelitelui  $H$ , în mișcare de precesie a satelitelui  $g$ . Ultimul, angrenând cu roata centrală fixă  $a$ , se va roti cu un raport de reducere:

$$U_{Hg}^b = -\frac{Z_g}{Z_b - Z_g}$$

această mișcare fiind transmisă arborelui  $V$  prin intermediul unui cuplaj cu bolțuri.

Piulița  $C$ , împreună cu satelitul  $g$ , va efectua o mișcare planetară cu excentricitatea  $e = a \cdot \text{tg } \theta$  angrenând cu șurubul  $d$ . Ultimul va efectua o mișcare de translație lentă datorită mișcării de rotație reduse a piuliței  $C$  și particularităților transmisiiei planetare elicoidale (posibilitatea executării filetelor piuliței și șurubului cu diametre și pasuri diferite).

**Cutii de viteze și variatoare.** Posibilitățile cinematice ale transmisiilor precesionale sunt destul de diverse. Particularitățile constructive ale transmisiilor precesionale permit elaborarea unor cutii de viteze și variatoare compacte, cu performanțe ridicate.

În figura 2.4, *a* [39] este prezentată o cutie de viteze precesională cu 10 viteze. Cutia include satelitul  $g$  cu coroanele danturate  $g_1$  și  $g_2$ , instalat pe portsatelitul  $H$ , care angrenează cu două roți centrale  $a$  și  $b$ , legate cu arborii conduși  $V_3$  și  $V_4$ . De asemenea, satelitul  $g$  este legat prin intermediul mecanismului de legătură  $W$  cu arborele condus  $V_5$ . Pentru obținerea numărului maxim de viteze, diferite ca mărime și sens, sunt necesare respectarea următoarelor condiții, legate de corelarea numărului de dinți al roților:

$$Z_a = Z_{g_1} + 1, \quad Z_b = Z_{g_1} - 1, \quad Z_c = Z_{g_2} + 1, \quad Z_d = Z_2 - 1$$

Prin frânarea consecutivă a roților centrale  $a, b, c, d$  obținem:

$$U_{HC}^a = -\frac{Z_{g_1} Z_c}{Z_a Z_{g_2} - Z_{g_1} Z_c}; \quad U_{Hg}^a = -\frac{Z_{g_1}}{Z_a - Z_{g_1}}$$

$$U_{HC}^b = -\frac{Z_{g_1} Z_c}{Z_b Z_{g_2} - Z_{g_1} Z_c}; \quad U_{Hg}^b = -\frac{Z_{g_1}}{Z_b - Z_{g_1}}$$



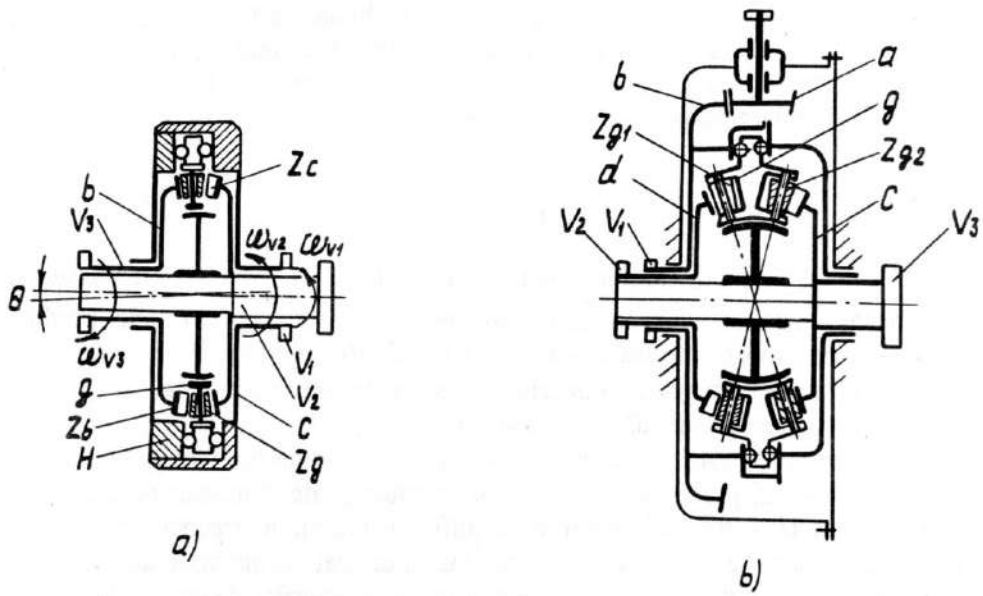


Fig.2.3

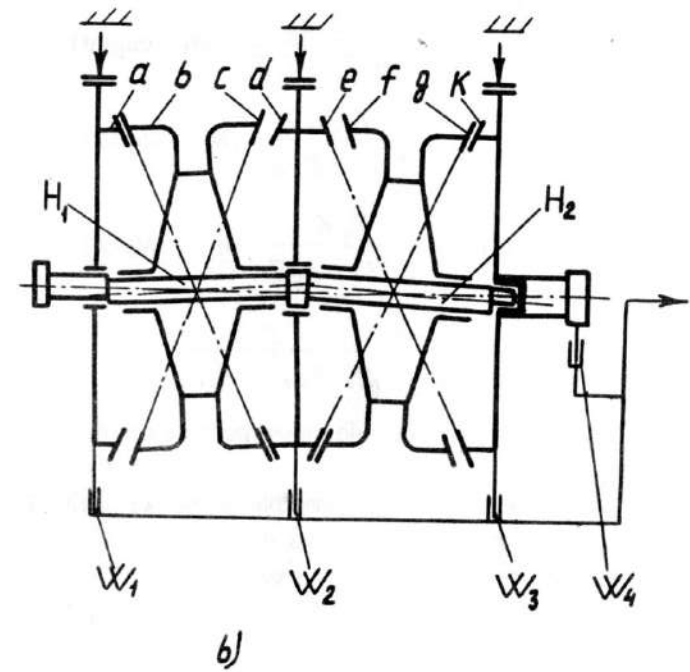
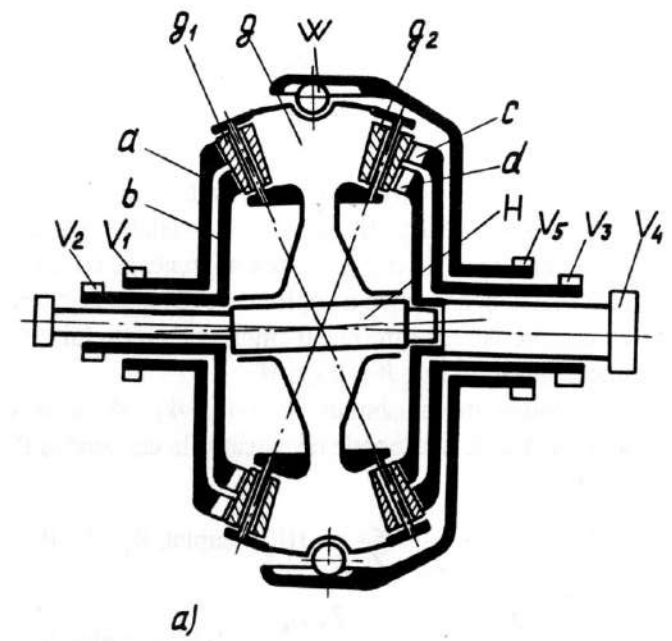
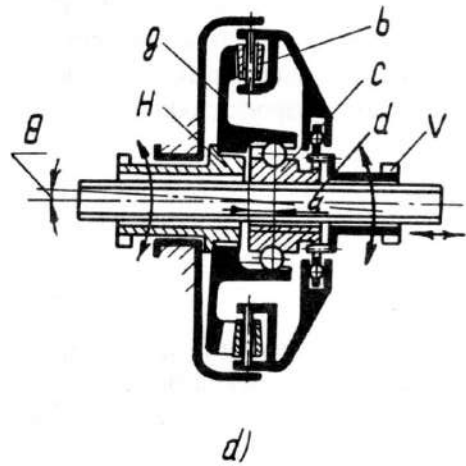
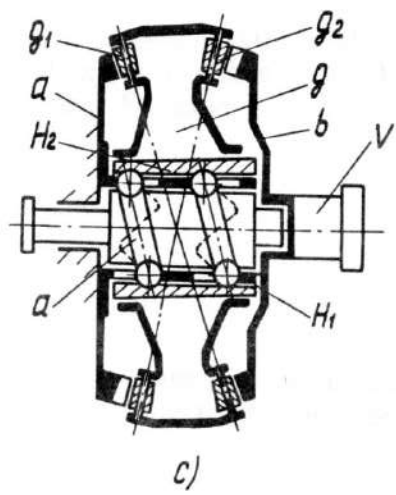


Fig.2.4

$$U_{Hg}^c = -\frac{Z_g}{Z_c - Z_g}; \quad U_{Hg}^d = -\frac{Z_g}{Z_d - Z_g}$$

$$U_{Hd}^c = -\frac{Z_d}{Z_c - Z_d}; \quad U_{Hd}^d = \frac{Z_c}{Z_d - Z_c}$$

În figura 2.4, *b* [29] este prezentată o altă schemă de cutie de viteze precesională. Pe portsateliții  $H_1$  și  $H_2$  sunt instalați liber sateliții dubli cu coroanele dințate corespunzătoare  $b, c$  și  $f, g$ , care angrenează cu roțile dințate centrale  $a, d$  și  $e, k$ . Prin frânarea consecutivă a roților centrale  $a, d-e$  și  $k$  pot fi obținute mișcări de rotație cu diferite viteze, care pot fi transmise arborelui condus printr-un sistem de mecanisme de legătură  $W_1, W_2, W_3$  și  $W_4$ .

La cuplarea mecanismului  $W_4$  ( $W_1, W_2, W_3$  sunt decuplate) mișcarea de rotație se transmite de la arborele conducător la cel condus fără reducere. În celelalte cazuri avem:

$$U_{H_1d}^a = -\frac{Z_b Z_d}{Z_a Z_c - Z_b Z_a} (W_2 - \text{cuplat}, W_1, W_3, W_4 - \text{decuplate});$$

$$U_{H_1k}^a = -\frac{Z_b Z_d}{Z_a Z_c - Z_b Z_a} \cdot \frac{Z_f Z_k}{Z_e Z_g - Z_f Z_k} (W_3 - \text{cuplat}, W_2, W_3, W_4 - \text{decuplate});$$

$$U_{H_1a}^a = -\frac{Z_c Z_a}{Z_d Z_b - Z_c Z_a} (W_1 - \text{cuplat});$$

$$U_{H_2k}^e = \frac{Z_f Z_k}{Z_e Z_g - Z_f Z_k} (W_3 - \text{cuplat})$$

$$U_{H_2e}^k = \frac{Z_g Z_e}{Z_k Z_f - Z_g Z_e} (W_2 - \text{cuplat})$$

$$U_{H_2a}^k = \frac{Z_g Z_e}{Z_k Z_f - Z_g Z_e} \cdot \frac{Z_c Z_a}{Z_d Z_b - Z_c Z_a} (W_1 - \text{cuplat}).$$

O astfel de schemă de cutie de viteze permite obținerea a 7 viteze diferite ca mărime și sens.

Un interes deosebit prezintă variatoarele precesionale. În figura 2.5, *a* este prezentat un variator precesional cu roți de fricțiune [35]. Suprafața interioară a corpului  $a$  și a arborelui condus  $b$  este executată sferic, iar suprafața care vine în contact cu elementele de fricțiune  $g_1$  și  $g_2$  ale satelitului  $g$  este executată cu compensare axială. Satelitul  $g$  dintr-o parte, având butucul cu suprafața exterioară sferică, este instalat pe o suprafață corespunzătoare a elementului condus, fiind antrenat din partea opusă de portsatelitul reglabil. Ultimul e executat în forma unei

bucșe excentrice  $l$ , montată pe porțiunea excentrică  $2$  a arborelui conducător  $3$ . Prin deplasarea manivelei  $4$  se efectuează deplasarea unghiulară a bucșei  $l$  în raport cu excentricul  $2$ , reglându-se astfel mărimea excentricității totale a portsatelitului. Variația excentricității totale a portsatelitului asigură variația razelor  $R_{g_1}$ ,  $R_a$  și  $R_{g_2}$ ,  $R_b$  ale căilor de rulare. Raportul de transmitere este:

$$U = -\frac{R_{g_1} R_b}{R_a R_{g_2} - R_{g_1} R_b}$$

Deoarece diferența razelor căilor de rulare ( $R_{g_1} - R_a$ ) și ( $R_{g_2} - R_b$ ) poate fi foarte mică (egală cu zero în cazul excentricității totale  $l_\Sigma = 0$ ), este posibilă realizarea unor rapoarte de transmitere foarte mici (0...10 000). Pentru reducerea alunecărilor geometrice și a patinărilor, elementele de fricțiune  $g_1$  și  $g_2$  sunt executate cu compensare axială (prin arcuire).

În figura 2.5, *b* este prezentată o schemă a variatorului toroidal cu element de fricțiune și angrenaj precesional [15]. Acest variator poate fi utilizat pentru puteri destul de mari ( $P > 300$  kW) datorită amplificării puterii în treapta cu angrenaj precesional. În serie se produc variatoarele Haues, utilizate la automobilele Austin și la avioane [56] și revitalizate actualmente în urma cercetărilor de mai multi ani ale companiei Perbury [58]. De la arborele motor  $1$  sunt antrenate discurile toroidale  $2$  și  $3$ , iar prin rolele  $4$  - discurile toroidale conduse  $5$  și  $6$ , legate între ele. Între părțile frontale ale discurilor  $5$  și  $6$ , executate cu un unghi de înclinare  $\alpha = 1^\circ 30' \dots 3^\circ$ , este amplasat butucul satelitului  $g$  cu coroanele danturate  $g_1$  și  $g_2$ , care angrenează cu roțile corespunzătoare  $a$  și  $b$ .

Mișcarea de rotație a arborelui motor  $2$  se reduce (multiplică) în variatorul toroidal cu un raport de transmitere  $U_1 = D_2/D_1$ , care mai apoi se transformă, datorită înclinației părților frontale ale discurilor  $5$  și  $6$ , în mișcare de precesie a satelitului  $g$ . Raportul total de transmitere este:

$$U_\Sigma = U_1 U_2$$

unde:

$$U_2 = -\frac{Z_{g_1} Z_b}{Z_a Z_{g_2} - Z_{g_1} Z_b}$$

Două variatoare în care lipsesc elementele de fricțiune sunt prezentate în figura 2.5, *c* și *e*. Schemele prezentate sunt interesante prin faptul că varierea vitezei este realizată prin elemente de angrenare [33].

Variatorul din figura 2.5, *c* [33] reprezintă sinteza a două transmisii: elicoidală cu bile și precesională cu angrenaj. Arborele motor  $1$  antrenează bucșa  $2$ , pe a cărei suprafață sferică este executat un canal sinusoidal (deseori o sinusoidă cu o perioadă), în care sunt dispuse bilele  $3$ , situate în același timp și în canalele executate în separatorul  $4$ , care angrenează cu canalele înclinate executate pe

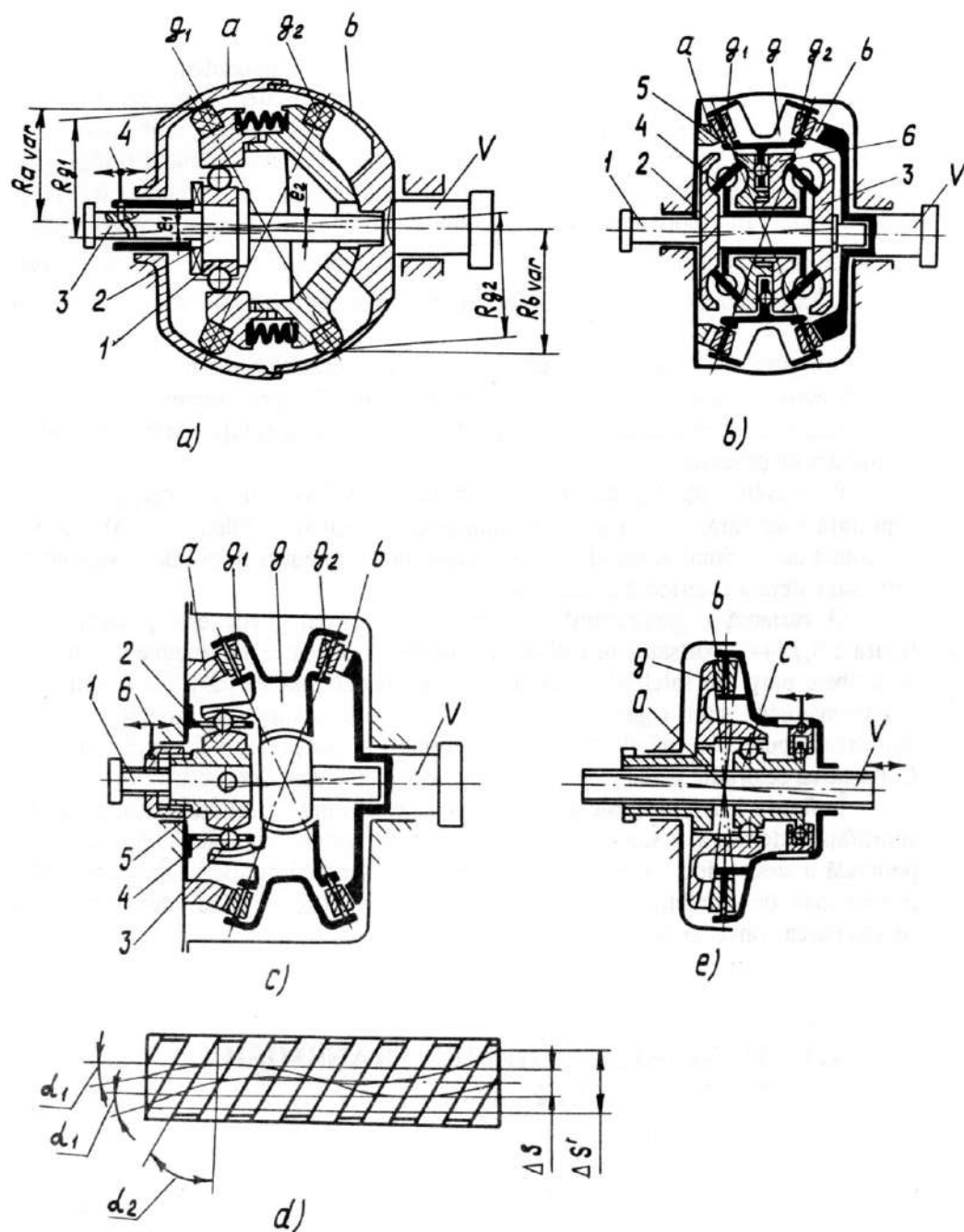


Fig.2.5

suprafața sferică a butucului satelitelui  $g$ . Bucșa 2, având suprafață interioară înclinată, este montată pe o altă bucșă 5, a cărei suprafață exterioară este, de asemenea, înclinată. Deplasarea axială a manivelei 6 permite varierea unghiului de înclinare a bucșei 2. Satelitul  $g$  include coroanele danturate  $g_1$  și  $g_2$ , care angrenează cu roțile centrale  $a$  și  $b$ . Mișcarea de precesie a satelitelui  $g$  se obține în urma excentricității obținute prin intrarea/ieșirea bilelor în/din contact cu căile de rulare ale satelitelui, în zone diametral opuse. Raportul de transmitere al variatorului este:

$$U = U_I \cdot U_{II},$$

unde:

$$U_I = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} \quad \text{și} \quad U_{II} = -\frac{Z_{g_1} Z_b}{Z_a Z_{g_2} - Z_{g_1} Z_b}$$

La o altă poziție unghiulară a bucșei 2 (fig. 2.5,  $d$ ) avem:

$$U_I = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha'_2}$$

Acest variator permite transmiterea unor puteri mari fără alunecări și patinare (fără fluctuație a raportului de transmitere).

Variatorul din figura 2.5,  $e$  [21] este destinat obținerii unor mișcări de translație variabile. La baza acestui variator se află sinteza transmisiilor precesionale și cu șurub-piuliță dezaxată. Datorită mișcării de precesie și de rotație redusă a satelitelui  $g$ , piulița  $C$  este antrenată într-o mișcare planetară în jurul axei șurubului  $V$ , angrenând cu spirele lui în diferite zone. Particularitățile constructive ale transmisiilor cu șurub-piuliță dezaxată permit executarea spirelor cu pas diferit la piuliță și șurub, ultimele având diametre diferite. Deplasarea piuliței în direcție axială, spre centrul de precesie  $O$  al transmisiiei precesionale, reduce dezaxarea până la zero în punctul  $O$  (în punctul  $O$ , piulița  $C$  nu mai efectuează mișcare planetară în jurul axei șurubului, primind numai mișcarea de rotație redusă în treapta precesională și, deci, transmisia șurub-piuliță va funcționa ca o transmisie șurub-piuliță ordinară, coaxială).

## 1.2. ANGRENAJE UTILIZATE ÎN TRANSMISII PRECESIONALE

La baza proiectării noilor angrenaje pentru transmisiile precesionale a stat condiția respectării continuității funcției de transmisie și considerarea particularităților mișcării sfero-spațiale a satelitelui. Drept rezultat, au fost elaborate

o serie de angrenaje pentru diferite scheme de transmisii precesionale [2, 5, 6, 10] și cazuri de încărcare.

Astfel, în schemele din figura 2.2, *a, b, f, g* poate fi utilizat angrenajul multiplu-convex-concav sau angrenajul cu contact flanc drept-flanc arcuit [5]. Acest angrenaj permite lărgirea intervalului rapoartelor de transmitere până la  $U_{\max} = 100 \dots 200$ . În transmisiile din figura 2.2, *c, d, e, h, i, f, k, l, m, n* este utilizat un angrenaj multiplu cu dinți cu profilul flancului special și role conice, montate pe axe. Raportul de transmitere se află, pentru transmisiile **K-H-V**, în limitele  $U = 8 \dots 60$ , iar pentru **2 K-H**, în limitele  $U = 12 \dots 3600$ .

Angrenajul cu role conice oferă unele avantaje:

- permite obținerea unui randament mecanic relativ ridicat;
- tehnologia de execuție a roții conice cu dinți interiori este relativ ușoară;
- angrenarea bilaterală cu una și aceeași coroană cu role permite elaborarea

diferitelor scheme de transmisii planetare cu efect cinematic deosebit (vezi figura 2.2, *d, h, f, l*).

Astfel, pentru reducerea sarcinilor care acționează asupra lagărelor, e rațională utilizarea schemelor cu angrenaje interior și exterior (pe roata-satelit). În figura 2.2, *n* se prezintă o schemă cinematică în care rolele roții satelit  $Z_{g1}$  sunt executate cu angrenaj exterior, iar rolele  $Z_{g2}$  – cu angrenaj interior. În aceasta schemă, arcul de angrenare din angrenajele  $Z_b-Z_{g1}$  și  $Z_c-Z_{g2}$  se află de o parte a portsatelitului *H*, ceea ce asigură reducerea momentului generat de forțele axiale față de centrul de precesie și, respectiv, reducerea forțelor de reacțiune din lagărele satelitului *g* și portsatelitului *H*. Însă forțele axiale, care acționează asupra satelitului, nu se autocompensează și exercită o solicitare axială directă a lagărelor.

În plan tehnologic, e mai rațională schema din figura 2.2, *m* deoarece nu include roți dințate cu angrenaj interior (care prezintă dificultăți în execuție).

Transmisiile precesionale **2K-H** cu raport de transmitere mare transmit sarcini mari, drept urmare angrenajele lor sunt foarte solicitate. Din acest punct de vedere prezintă interes schema cinematică din figura 2.2, *g*, în care fiecare coroană de role  $Z_{g1}$  și  $Z_{g2}$  a roții satelit *g* angrenează simultan cu două roți dințate, amplasate pe ambele părți ale rotelor și care au același număr de dinți. Coroanele de role  $Z_{g1}$  și  $Z_{g2}$  sunt executate cu angrenaj interior și interacționează corespunzător cu coroanele danturate imobile  $b_1, b_2$  și mobile  $c_1, c_2$ . Coroanele danturate imobilă  $b_2$  și mobilă  $c_2$  sunt executate cu angrenaj interior, iar coroanele danturate imobilă  $b_1$  și mobilă  $c_1$  – cu angrenaj exterior. Fiecare coroană de role formează cu roțile dințate, care angrenează cu ea, două zone de angrenare diametral opuse. Astfel, în cazul multiplicității angrenajului de 100%, transmit sarcina simultan  $(Z_b - 1)$  dinți. Totodată, forțele axiale, care acționează în angrenaje, se autocompensează. În caz de necesitate, unul dintre angrenaje poate fi executat cu același număr de dinți.

Pentru transmisiile precesionale de putere mică a fost elaborat un angrenaj în care rolul rotelor îl joacă dinții conici cu profilul semicircular.

### 1.3. GENERATOARE DE PRECESIE (PORTSATELIȚI)

Cele mai răspândite generatoare de precesie sunt portsateleții executați în forma unei manivele cu axa înclinată sub un unghi  $\theta = 1^\circ 30' \dots 3^\circ$  în raport cu axa arborelui motor (vezi figura 2.6, *a*). Prin construcția lor, acești portsateleți sunt noduri dezechilibrate în componența transmisiilor precesionale. Pentru transmisiile de mare putere se propune construcția portsatelitului prezentat în figura 2.6, *b* [28]. Pentru echilibrarea portsatelitului se recomandă practicarea în arbore a unei găuri longitudinale cu diametrul  $d = D \sqrt{\text{tg} \theta / \text{tg} \gamma}$ , unde  $\gamma$  este unghiul de înclinare a axei găurii în raport cu axa arborelui motor, iar  $D$  – diametrul exterior al portsatelitului (manivelei).

În figura 2.6, *c* și *d* sunt prezentate două generatoare elaborate în forma unei came frontale, cu partea frontală înclinată ( $\theta = 1^\circ 30' \dots 3^\circ$ ), prin intermediul căreia se acționează asupra satelitului, transformându-se mișcarea de rotație a arborelui motor în mișcare de precesie.

Portsatelitul din figura 2.6, *e* este proiectat în forma unei bucșe, pe a cărei suprafață interioară, în locașuri, sunt amplasate un număr de bile ( $n_{\min} \geq 3$ ) care vin în contact cu un canal sinusoidal, având o anumită perioadă a sinusoidelor, executat pe suprafața sferică exterioară a satelitului.

O variantă a generatorului de precesie electromagnetic este prezentată în figura 2.6, *f* [44]. Portsatelitul include un număr stabilit de electromagneți amplasați pe ambele părți ale satelitului (minimum câte trei de ambele părți ale satelitului). Electromagneții sunt legați în serie câte doi (electromagneți montați în zone diametral opuse, de ambele părți ale satelitului) și aceștia funcționează simultan. Conectarea celorlalte perechi de electromagneți se efectuează consecutiv.

În figura 2.6, *g* [43] este dată schema generatorului vibrațional de precesie. Pe suprafața exterioară a satelitului este executat un canal sinusoidal cu o anumită perioadă a sinusoidelor, iar în corp sunt instalați convertori piezoelectrice care includ generatoare de oscilații longitudinale 3 și transversale 4. (Mai detaliat despre funcționarea convertorilor piezoelectrice, în [10]).

### 1.4. ALEGEREA SCHEMEI TRANSMISIEI PRECESIONALE

Diversitatea schemelor mecanismelor precesionale, care posedă posibilități largi privind raportul de transmitere, randamentul, gabaritele, masele etc., implică analiza problemelor selectării tipului transmisiei precesionale, precum și analiza lor comparativă.



Ne vom opri câteva momente asupra acestei probleme însemnate. În tabelul 2.1 sunt incluse schemele de bază și caracteristicile transmisiilor precesionale, care au cele mai largi perspective de utilizare. Gabarite radiale și mase minime au transmisiile precesionale **2K-H** cu angrenaj multiplu special. Pentru transmisii de putere se recomandă a fi utilizat angrenajul multiplu cu role, în care satelitul are două coroane cu role conice, formând angrenajul interior, iar roțile centrale au dinți cu angrenaj exterior. Posibilitatea utilizării transmisiilor precesionale **2K-H** (schema I, tabelul 2.1) pentru transmiterea puterilor mari se datorează pierderilor neînsemnate prin frecare și redistribuirii sarcinii între un număr mare de dinți datorită multiplicității înalte (până la 100% perechi de dinți participă simultan în angrenaj).

Pentru transmisii de putere mică se recomandă utilizarea angrenajului multiplu precesional, în care dinții coroanelor satelitului, de formă semicirculară în secțiune, angrenează cu dinții roților dințate cu profil special.

Transmisiile precesionale din schema II (tabelul 2.1), având calitățile transmisiei precedente, permit transmiterea mișcării și puterii între axe concurente în plan.

În cazul necesității elaborării unor mecanisme de putere redusă, cu raporturi de transmitere foarte mari, se recomandă utilizarea schemei III (tabelul 2.1). Având gabarite mici și construcție simplă, aceste transmisii prezintă un interes practic deosebit.

Transmisia realizată conform schemei IV (tabelul 2.1) se recomandă a fi utilizată în cazul unor mecanisme de acționare de putere medie și mică. Randamentul relativ redus se datorează pierderilor în mecanismul de legătură – cuplaj cu dinți. Ultimul funcționează în condiții dificile – cu înclinarea axelor până la  $\theta = 1^{\circ}30' \dots 3^{\circ}$ .

Transmisia examinată include un număr relativ redus de elemente. E de remarcat și faptul că funcționează, de asemenea, și în regim de multiplicator.

Pentru transmiterea puterilor medii și mari se recomandă transmisia precesională din schema V (tabelul 2.1). Amplasarea roții satelit plane cu dinți în formă de role conice dispuse pe axe între două roți centrale fixate în corp, care au același număr de dinți, asigură o capacitate portantă ridicată. În reductoarele de mare putere, rolele conice ale satelitului se montează pe axe prin intermediul rulmenților (cu ace sau de alt tip). Transmisia vizată funcționează foarte bine în regim de multiplicator, cu condiția alegerii profilului corespunzător al dinților roților centrale.

Un domeniu foarte important de utilizare a transmisiilor precesionale, în funcție de proprietățile lor specifice, este elaborarea mecanismelor etanșe, care funcționează în vid sau medii agresive. În acest scop pot fi utilizate transmisiile precesionale etanșe (schema VI, tabelul 2.1), care asigură etanșare absolută, funcționare normală și fiabilitate relativ ridicată.

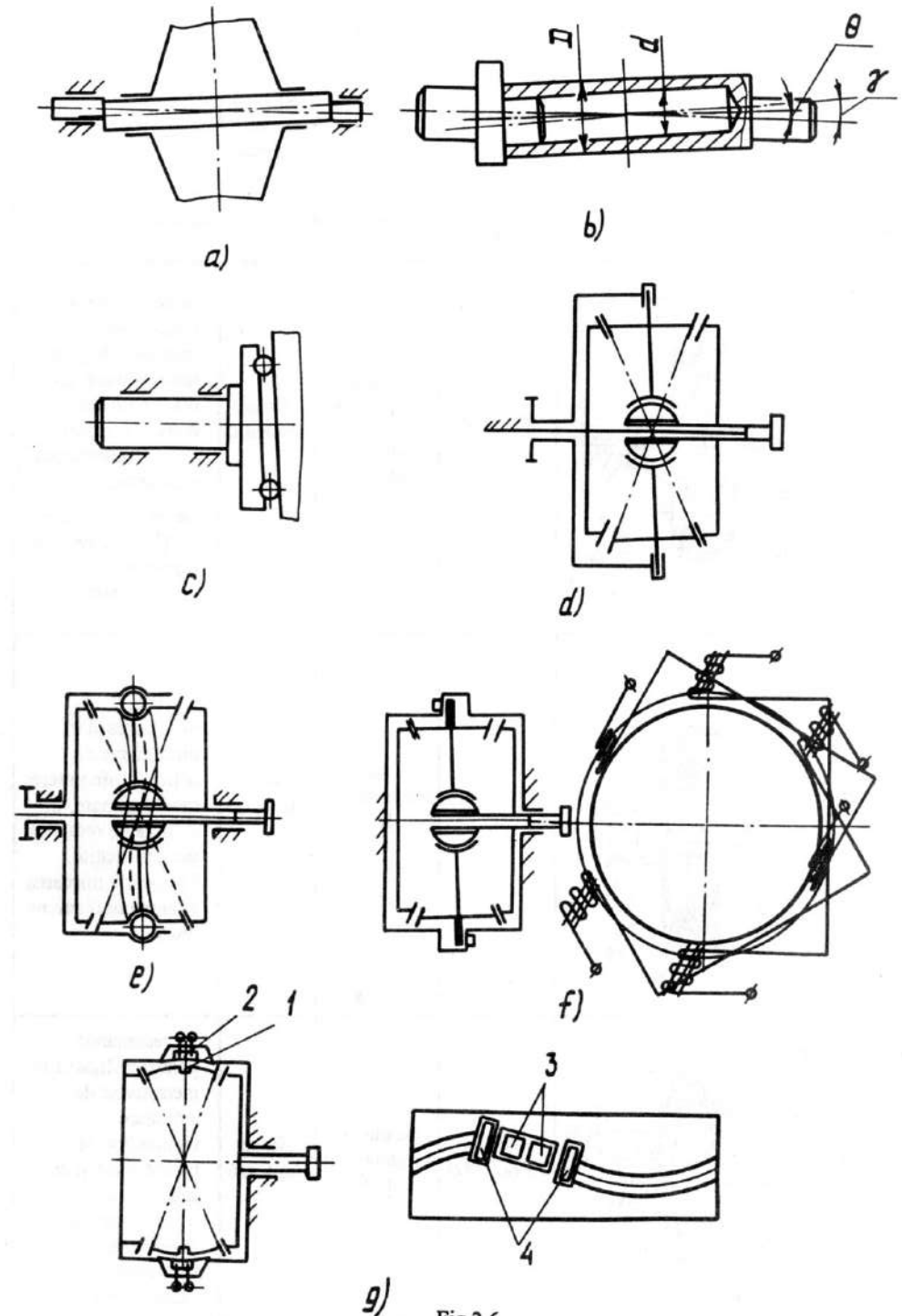


Fig.2.6

Tabelul 2.1.

Tipul transmisiei	Transmisia	Valori aproximative			Remarcă
		a intervalului raportului de transmitere	a randamentului	a puterii maxime [kW]	
1	2	3	4	5	6
2K-H		12...3600	0,95...0,8 pentru $U = 12...200$ . Scade cu creșterea lui [U]	Nu se limitează	Se utilizează în mecanisme de acționare de putere mare și mică, cu orice regim de lucru. La valori $U > 70$ autofrânarea e garantată. La valori mici ale lui [U], lucrează în regim de multiplicator
2K-H		12...15 000	Scade cu creșterea lui [U]	Nu se limitează	Se utilizează în mecanisme de acționare de putere medie și mare, în calitate de reductor sau diferențial. Transmite mișcarea și momentul sub un unghi
2K-H		Până la 12 600 000	Scade cu creșterea lui [U]	Nu se limitează	Se recomandă pentru utilizarea în mecanisme de acționare cinematice de putere mică și cu rapoarte de transmitere mari. Autofrânarea e garantată la orice valoare a lui [U]

Tabelul 2.1. (continuare)

1	2	3	4	5	6
K-H-V		8...60	0,95-0,9 în cazul utilizării unui meca- nism de legătură W	$P_a \leq 20$	Se recomandă pentru utilizare în mecanisme de acționare de putere medie și mică. Lucrează în regim de reductor și multiplicator
K-H-V		8...60	0,95...0,9. În regim de multi- plicator, randamen- tul e mai mic	Nu se limitează	Se recomandă utilizarea în mecanisme de acționare de putere medie și mare. Funcționează în regim de reductor și multiplicator
K-H-V		8...60	Randamen- tul depinde de mediul în care funcționează transmisia	Pentru puteri mici	Se recomandă pentru utilizare în mecanisme etanșe

### 1.5. FORȚELE CARE ACȚIONEAZĂ ÎN TRANSMISIILE PRECESIONALE

Relațiile pentru calculul forțelor din angrenajul transmisiilor precesionale K-H-V și 2K-H diferă între ele, particularitățile fiind datorate amplasării diferite a roților în raport cu axa roții cu role. În transmisia K-H-V, axele roților sunt amplasate, de obicei, în planul care trece prin centrul de precesie, iar în transmisia 2K-H – pe suprafața generatoare a conurilor celor două roți conice, ale căror vârfuri

se suprapun în centrul de precesie. În amplasarea roților transmisiilor indicate pot fi și excepții. De exemplu, în transmisia K-H-V prezentată în figura 2.2, e roțile sunt amplasate pe suprafața conică a roții, iar în transmisia 2K-H, prezentată în figura 2.2, k, l ele formează o roată satelit plană.

De aceea, relațiile de calcul pentru forțele din angrenaje sunt examinate ținându-se cont de amplasarea axelor roților.

### 1.5.1. Transmisia precesională K-H-V

Schema cinematică a acestei transmisii e prezentată în figura 2.2, d, iar schema de calcul – în figura 2.7.

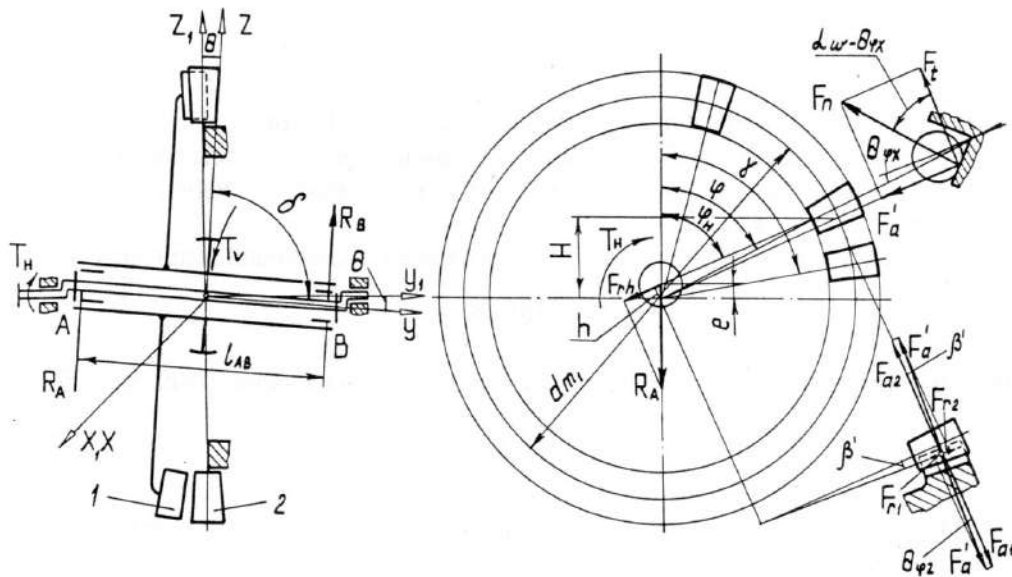


Fig. 2.7

Forțele rezultante, care acționează în angrenajul multiplu, le examinăm pentru cuplul dinte-rolă, amplasat în planul YOZ sub unghiul  $\varphi$  în raport cu axa Z a rolei maximal angrenate. Valoarea unghiului  $\varphi$  depinde de multiplicitatea angrenajului și de solicitarea transmisiei. Pe baza datelor experimentale, se recomandă ca  $\varphi$  să fie determinat din relația:

$$\varphi = 120 \frac{Z_E}{Z_2}$$

unde:

$$Z_E = \frac{Z_2 - 1}{2} \cdot \frac{\varepsilon}{100\%}$$

este numărul dinților aflați simultan sub sarcină;  $\varepsilon$  – multiplicitatea angrenajului (în %), care se alege din nomogramele prezentate în figurile 2.8, 2.9, 2.10, 2.11.

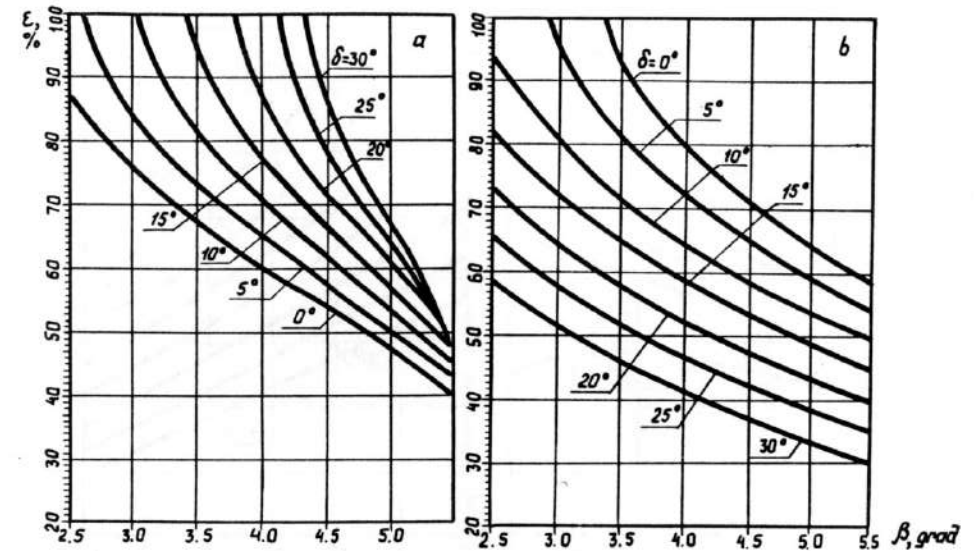


Fig. 2.8. Dependența multiplicității angrenajului  $\varepsilon$  de unghiul axoidului  $\delta$  la diferite valori ale unghiului de conicitate a roților  $\beta$  și corelații ale numărului de dinți:  $Z_1 = Z_2 - 1$  (a) și  $Z_1 = Z_2 + 1$  (b);  $Z_1 = 24$  (a), 20 (b);  $Z_2 = 25$  (a), 19 (b);  $\theta = 2^\circ 30'$  (a,b).

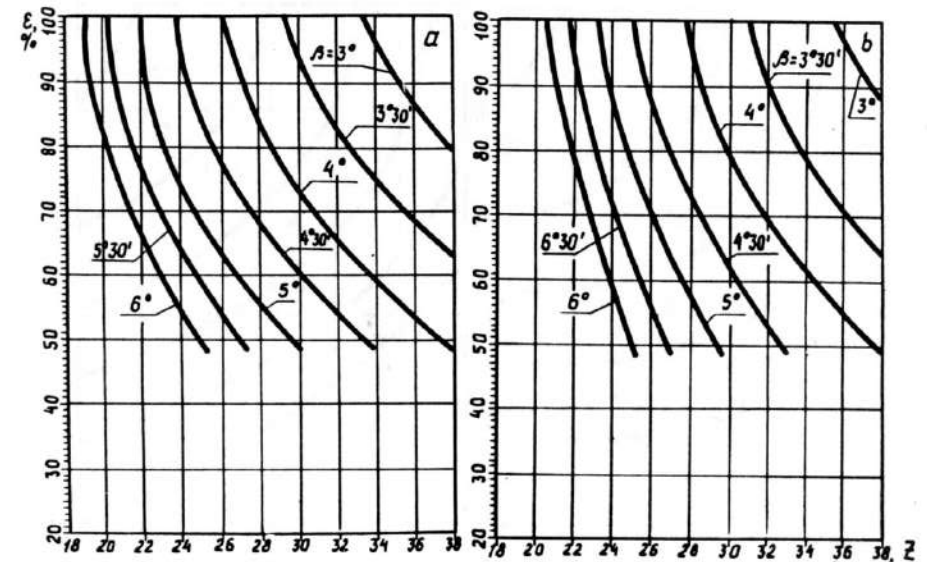


Fig. 2.9. Dependența multiplicității angrenajului  $\varepsilon$  de unghiul de nutație la diferite valori ale numărului de dinți și corelații ale numărului de dinți:  $Z_1 = Z_2 - 1$  (a) și  $Z_1 = Z_2 + 1$  (b);  $\delta = 22^\circ 30'$  (a),  $0^\circ$  (b);  $Z_2 = Z_1 + 1$  (a);  $Z_2 = Z_1 - 1$  (b);  $\beta = 3^\circ$  (a,b).

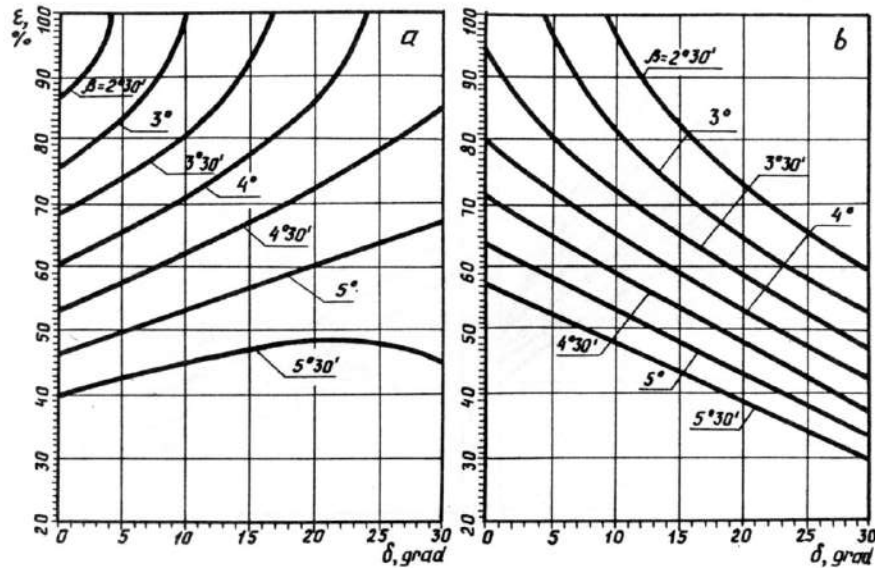


Fig. 2.10. Dependenta multiplicității angrenajului  $\epsilon$  de unghiul de conicitate a roților  $\beta$  pentru diferite unghiuri ale axoidului  $\delta$  și corelații ale numărului de dinți:  $Z_1 = Z_2 - 1$  (a) și  $Z_1 = Z_2 + 1$  (b);  $Z_1 = 24$  (a), 20 (b);  $Z_2 = 25$  (a), 19 (b);  $\theta = 2^\circ 30'$  (a,b).

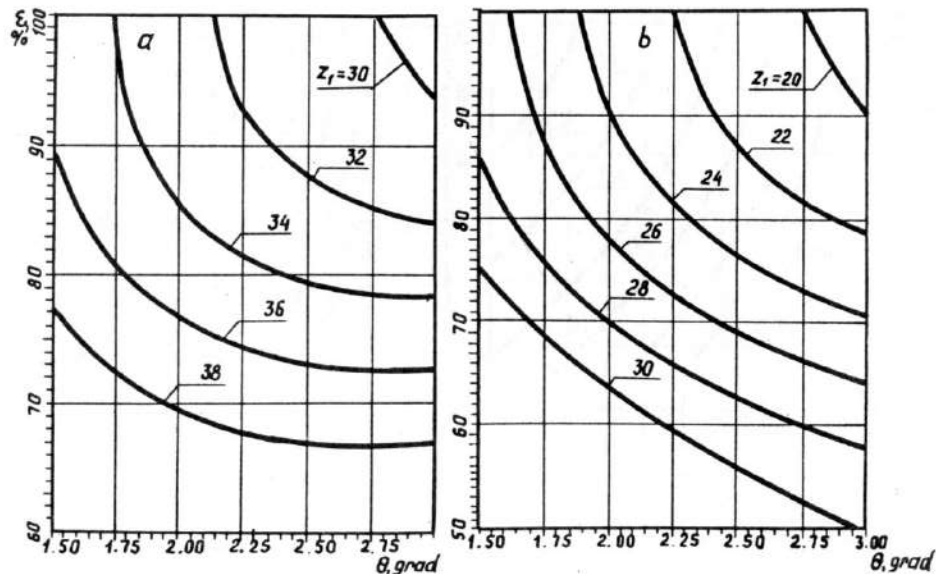


Fig. 2.11. Dependenta multiplicității angrenajului  $\epsilon$  de  $Z_1$  la diferite unghiuri de conicitate a roților  $\beta$  și corelații ale numărului de dinți:  $Z_1 = Z_2 - 1$  (a) și  $Z_1 = Z_2 + 1$  (b);  $\delta = 22^\circ 30'$  (a,b);  $\delta = 2^\circ 30'$  (a),  $2^\circ$  (b).

Pe normala la linia de contact al cuplului examinat acționează forța  $F_n$  care se descompune în forțele  $F_a$  și  $F_r$ . O astfel de descompunere este comodă la calculul arborilor și lagărelor.

În funcție de valorile date  $T_2$  și  $d_{m1}$ , determinăm:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m1}} \quad (2.11)$$

iar prin  $F_t$  – forța normală:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$$

și forța axială care acționează în planul perpendicular pe linia de contact al dinților (fig. 2.7):

$$F'_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Unghiul  $\alpha_w$  se alege din nomogramele prezentate în figura 2.12.

Componentele axială  $F_a$  și radială  $F_r$  le examinăm pentru ambele roți, deoarece ele sunt necesare pentru calculul rulmenților portsatelitului și satelitului, acestea fiind elementele mai solicitate.

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

$$F_{t2} = F'_a \sin(\beta' + \theta_{\varphi z})$$

unde  $\beta'$  este unghiul care determină poziția liniei de contact al dinților în planul  $YOZ_\varphi$ :

$$\beta' = \arcsin\left(\frac{d_{mr}}{d_{m1}}\right) \quad (2.15)$$

$\theta_{\varphi z}$  – unghiul de înclinare a rolei, la care sunt aplicate forțele rezultante de la planul  $Z_1OX_1$ . Conform figurii 2.7:

$$\theta_{\varphi z} = \arcsin \frac{2Y_\varphi}{d_{m1}}$$

unde  $Y_\varphi$  este abaterea punctului  $D$  al rolei de la planul  $Z_1OX_1$  situat sub unghiul  $\varphi$  (fig. 2.7):

$$Y_\varphi = A \cos \varphi = A \cos\left(120^\circ \frac{Z_\varepsilon}{Z_2}\right) \quad (2.16)$$

Considerând ecuația (2.16), avem:

$$\theta_{\varphi z} = \arcsin \frac{A \cos\left(120^\circ \frac{Z_\varepsilon}{Z_2}\right)}{R_{m1}} = \operatorname{tg} \theta \cos\left(120^\circ \frac{Z_\varepsilon}{Z_2}\right) \quad (1.17)$$



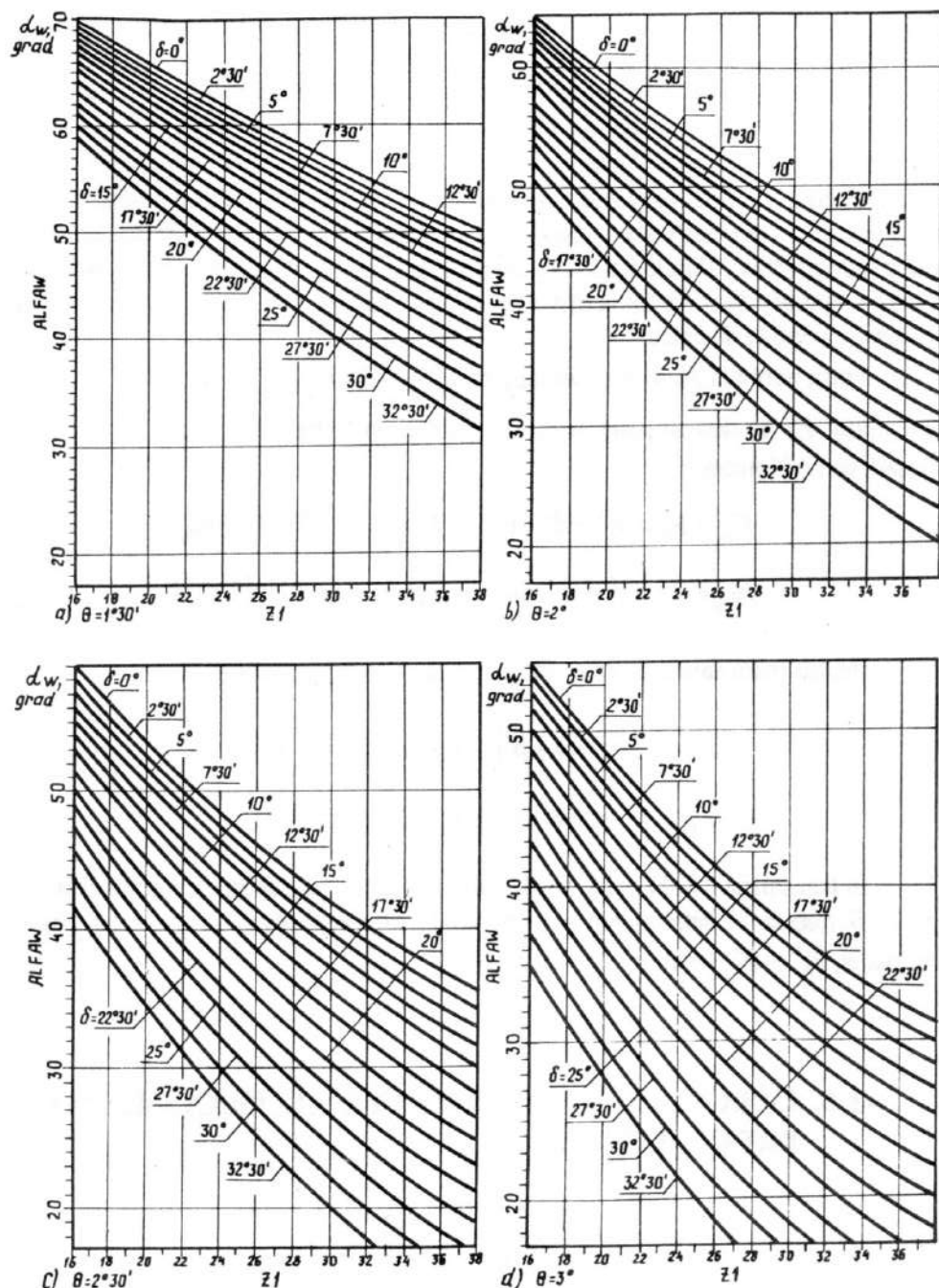


Fig. 2.12. Dependența unghiului de angrenare  $\alpha_w$  de numărul dinților  $Z_1$  la diferite unghiuri ale axoidului  $\delta$ , de nutație  $\theta$  și corelații ale numărului de dinți:  $Z_1 = Z_2 + 1$ ;  $\theta = 1^\circ 30'$  (a),  $2^\circ$  (b),  $2^\circ 30'$  (c),  $3^\circ$  (d).

Introducând (2.13) în (2.14) și ținând cont de (2.15) și (2.17), obținem:

$$F_{r_2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin(\beta^1 + \theta_{\varphi_z})$$

Folosind (2.13), determinăm forța axială care acționează asupra roții centrale:

$$F_{a_2} = F_a^1 \cos(\beta^1 + \theta_{\varphi_z}) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos(\beta^1 + \theta_{\varphi_z})$$

Pentru roata satelit cu role avem:

$$F_{r_1} = F_a^1 \sin \beta^1 = F_t \alpha_w \sin \beta^1$$

$$F_{a_1} = F_a^1 \cos \beta^1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \beta^1$$

De remarcat că forța axială care acționează asupra rolei  $F_{a_2}$  este egală cu forța radială a roții  $F_{r_1}$ , adică  $F_{a_2} = F_{r_1}$ . La transmisia din figura 2.2, *d* se ține cont de faptul că roata-satelit formează cu roțile centrale, amplasate de ambele părți, două zone de angrenare diametral opuse, adică sarcina se transmite prin două fluxuri.

Relațiile obținute pot fi utilizate, de asemenea, pentru determinarea forțelor care acționează în angrenajul transmisiilor **2K-H** prezentat în figura 2.2, *k, l*. Totodată trebuie să se țină seama de faptul că roata satelit cu role angrenează într-o parte cu roata centrală fixă, iar în cealaltă parte – cu roata mobilă.

Schema **K-H-V** prezentată în figura 2.2, *c* prezintă interes practic datorită construcției simple și avantajelor cinematice. Având la bază relațiile obținute mai sus pentru schema din figura 2.2, *c*, rezultă:

– pentru roata cu role:

$$F_{a_2} = F_a^1 \cos \beta^1 = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \theta_{\varphi_x}) \cos \beta^1$$

$$F_{a_2} = F_a^1 \sin \beta = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \theta_{\varphi_x}) \sin \beta^1$$

– pentru roata dințată:

$$F_{a_1} = F_a^1 \cos \theta_{\varphi_z} = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \theta_{\varphi_z}) \cos \theta_{\varphi_z}$$

$$F_{r_2} = F_a^1 \sin \theta_{\varphi_z} = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \theta_{\varphi_z}) \sin \theta_{\varphi_z}$$

### 1.5.2. Transmisia precesională 2K-H

Schema cinematică a transmisiei este prezentată în figura 2.2, *i*, iar schema de calcul – în figura 2.13.

Cum rezultă din figura 2.13, rolele sunt amplasate în blocul satelit pe conurile conice a două roți cu unghiuri la vârf egale sau diferite  $\delta_3 = \pi/2 - \delta$ . În transmisia

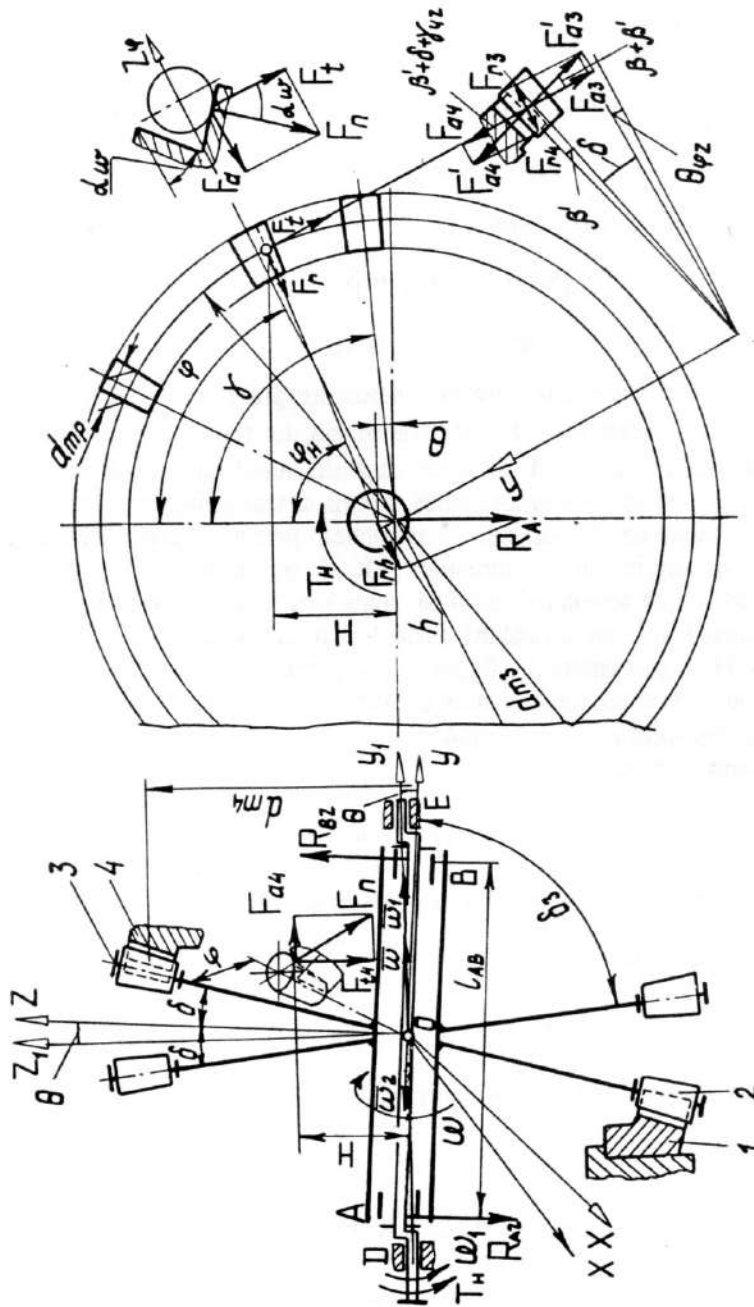


Fig. 2.13

**2K-H**, roțile 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 cuplului roților 3 și 4. Analog angrenajului din transmisia **K-H-V**, rezultantele forțelor active le aplicăm în cuplul dinte-rolă, amplasate în planul  $YOZ_{\varphi}$  sub unghiul  $\varphi$  față de axa  $Z$  a roții maximal angrenate. Aici forța normală  $F_n$  se descompune în componentele: tangențială  $F_t$ , axială  $F_a$  și radială  $F_r$ . Pentru ușurarea efectuării calculelor practice, forțele active le determinăm, de asemenea, pentru ambele roți. Unele unghiuri, datorită influenței neînsemnate asupra rezultatelor finale, nu sunt incluse în relațiile de calcul.

Forța normală  $F_n$  se descompune în  $F_{t4} = 2T_4/d_{m4}$  și  $F_a^1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_{w4}$ . La rândul său, forța  $F_a^1$  se descompune în forța axială  $F_a$  și radială  $F_r$ . Astfel, pentru roata dințată centrală avem:

$$F_{a4} = F_a^1 \cos(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z}) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z})$$

$$F_{r4} = F_a^1 \sin(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z}) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z})$$

Pentru roata satelit cu role, admitând că  $F_{a3}^1 = F_{a4}^1$ , obținem:

$$F_{a3} = F_a^1 \cos(\delta + \beta^1) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos(\delta + \beta^1)$$

$$F_{r3} = F_a^1 \sin(\delta + \beta^1) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin(\delta + \beta^1)$$

În transmisia **2K-H**, unde roțile sunt amplasate pe conurile cu unghiul la vârf  $\pi/2 - \delta$ , trebuie să determinăm și forța axială care acționează asupra roții, paralel cu axa ei,  $F_{a_r} = F_{r3} \cos \beta$ .

## 1.6. CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL TRANSMISIILOR PRECESIONALE

Structura relațiilor de calcul al transmisiilor precesionale depinde de schema lor structurală și de varianta constructivă a angrenajului. În acest capitol sunt incluse relațiile de calcul pentru cele mai distinctive scheme de transmisii cu angrenaj multiplu cu role.

### 1.6.1. Calculul de proiectare al transmisiei cu roată-satelit cu role

Transmisiile 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 a roților  $\delta > 0$  sau  $\delta = 0$ . În funcție de raportul de transmitere și de sensul rotirii arborelui condus (ale transmisiilor **2K-H** din anexă), stabilim numărul necesar de dinți la roata fixă  $Z_1$ , danturile blocului satelit,  $Z_2, Z_3$ , și dantura de la roata mobilă  $Z_4$ .

Corelarea preferențială a numărului de dinți are la bază relațiile:  $Z_1 = Z_2 - 1$ ,  $Z_4 = Z_3 - 1$ ,  $Z_2 > Z_3$ . În acest caz, sensurile rotirii arborilor motor și condus nu coincid.

În transmisiile **K-H-V** numărul dinților roților  $Z_1$  și  $Z_2$  îl determinăm în funcție de raportul de transmitere  $U$  și sensul rotirii arborelui condus, utilizând relația  $U = Z_1 / (Z_2 - Z_1)$ . Pentru  $Z_1 = U$ ,  $Z_2 = Z_1 - 1$ , iar pentru  $Z_1 = -U$ ,  $Z_2 = Z_1$ .

Parametrii geometrici sunt prezentați în schema din figura 2.14, a, iar algoritmul de calcul este dat în tabelul 2.2.

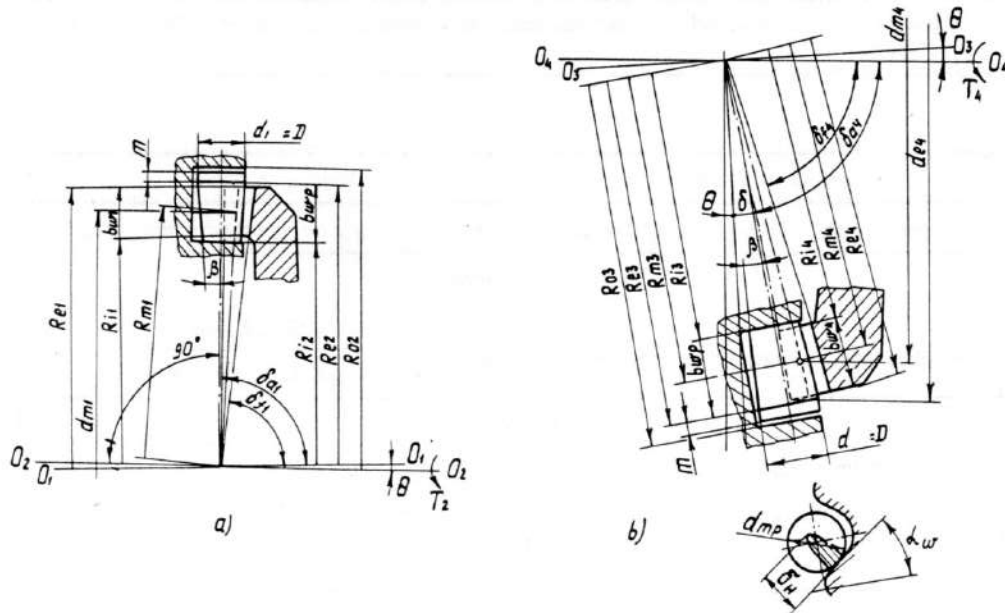


Fig. 2.14.

### 1.6.2. Particularitățile de calcul ale transmisiilor cu roată-satelit cu dinți

Transmisiile cu roată-satelit cu dinți și unghiul de amplasare a roților  $\delta \geq 0$  pot fi elaborate atât în baza schemei **K-H-V** (fig. 2.1, b, c), cât și a schemei **2K-H**

(fig. 2.1, m). Parametrii de calcul sunt indicați în schema din figura 2.10, b, iar ordinea de calcul este dată în tabelul 2.3.

Parametrii  $b_{w1}, b_{wr}, d_a, \sigma'_{HP}, R_{e1}, R_{e2}, R_{i1}, R_{i2}, R_{s2}$  și  $\sigma_H$  se determină cu relațiile corespunzătoare, incluse în tabelul 2.2.

Metodele de calcul elaborate sunt verificate experimental și aprobate în practica proiectării și însușirii producției industriale a reductoarelor precesionale.

Tabelul 2.2.

Parametrul și notarea	Relația de calcul
	<p>Conform indicațiilor date mai sus se aleg valorile unghiurilor de amplasare a roților <math>\delta</math> și de nutație <math>\theta</math>.</p> <p>Din nomogramele prezentate în figura 2.15 se alege valoarea unghiului de conicitate a roților <math>\beta</math>, în funcție de numărul dinților roții centrale <math>Z_1</math>, unghiul de nutație <math>\theta</math>, multiplicitatea angrenajului <math>\varepsilon</math> și unghiul de amplasare a roților <math>\delta</math>.</p> <p>Din nomogramele din figura 2.12 se alege valoarea unghiului de angrenare <math>\alpha_w</math> în funcție de <math>Z_1, \beta</math> și <math>\theta</math>.</p> <p>Din nomogramele din figura 2.16 se alege valoarea coeficientului de proporționalitate <math>v</math> în funcție de <math>Z_1, \delta</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 e 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> $d_{m4} = 53 \sqrt{\frac{T_4 (1-v) \cos(\delta + \theta) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV}}{\sigma_{HP}^2 \Psi_{bd} Z_\varepsilon \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w}}$ $Z_\varepsilon = \frac{Z_4 - 1}{2} \cdot \frac{\varepsilon}{100}$ <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 date mai jos.	
Lungimea dintelui $b_{w4}$	$b_{w4} = \Psi_{bd} d_{m4}$
Lungimea rolei $b_{w3}$	$b_{w3} = b_{w4} + (2 \dots 5) \text{ mm}$
Diametrul rolei în secțiune medie $d_{mr}$	$d_{mr} = d_{m4} \operatorname{tg} \beta / \cos(\delta + \theta)$
Diametrul rolei în secțiune frontală $d_{fr}$	$d_{fr} = d_{mr} + b_{wr} \operatorname{tg} \beta$
Diametrul axei rolei	$d_a = (0,7 \dots 0,8) (d_{m2} - b_{wr} \operatorname{tg} \beta)$

Tabelul 2.2. (continuare)

Parametrul și notarea	Relația de calcul
Tensiunea de contact (hertziană) admisibilă la rostogolire cu frecare	$\sigma_{HP} = \sigma_{HP} (0,28 + 0,72 e^{-V_{al}/k_3}).$ <p>unde: <math>\sigma_{HP}</math> este tensiunea de contact admisibilă la rostogolire curată (fără alunecare); <math>K_3</math> – coeficient dimensional (pentru oțel <math>K_3 = 31,5</math>); <math>V_{al}</math> – viteza de alunecare în contactul cuplului dinte-rolă aplicabil la angrenajul cu role.</p>
	$V_{al} = K_1 \ln \frac{f_{max}}{f_{max} - \frac{2K}{d_{mr}} - \left[ f_{da} + 0,5(d_{fr} + d_a) \sin \alpha_w \sin(\delta + \beta') \cos \delta + 2K \right] / d_{mr}}$
	<p>unde: <math>\beta' = \arctg(d_{mr} \sin \alpha_w / d_{m_4})</math> este unghiul care determină poziția liniei de contact în raport cu axa roletelor; <math>K_1 = 2,463</math> – coeficientul care depinde de condițiile de lucru ale cuplului 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>

**Calculul geometric**

Diametrul mediu $d_{m_4}$ a roții dințate (cu considerarea frecării la rostogolire)	$d_{m_4} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_4 (1-\nu) \cos(\delta + \theta) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV}}{\sigma'_{HP} \Psi_{bd} Z_\epsilon \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w}}$
Raza medie a coroanei cu role	$R_{m_3} = \frac{d_{m_4}}{2 \cos(\delta + \theta) [1 - \operatorname{tg} \beta \sin \alpha_w \operatorname{tg}(\delta + \theta)]}$
Lungimea dinților $b_{w_4}$	$b_{w_4} = \Psi_{bd} - d_{m_4}$
Lungimea roletelor $b_{w_5}$	$b_{w_5} = b_{w_4} + (2 \dots 5) \text{ mm}$
Diametrul rolei în secțiune medie $d_{m_r}$	$d_{m_r} = 2 R_{m_3} \operatorname{tg} \beta$
Diametrul rolei în secțiune frontală $d_{f_r}$	$d_{f_r} = d_{m_r} + b_{w_2} \operatorname{tg} \beta$
Raza medie a roții dințate	$R_{m_4} = \frac{d_{m_4}}{2 \cos[\delta + \theta + \arctg(d_{m_2} \sin \alpha_w) / 2 R_{m_3}]}$
Raza exterioară $R_{e_3}$ a coroanei cu role	$R_{e_3} = R_{m_3} + 0,5 b_{w_3}$
Raza interioară $R_{i_3}$ a coroanei cu role	$R_{i_3} = R_{m_3} - 0,5 b_{w_3}$
Raza exterioară $R_{e_4}$ a roții dințate	$R_{e_4} = R_{m_4} + 0,5 b_{w_4}$

Tabelul 2.2. (continuare)

Parametrul și notarea	Relația de calcul
Raza interioară $R_{i_4}$ a roții dințate	$R_{i_4} = R_{m_4} - 0,5 b_{w_4}$
Unghiul conului de fund $\delta_{f_4}$ al dinților	$\delta_{f_4} = 90 - (\delta + \theta + \beta)$
Unghiul conului de vârf $\delta_{a_4}$ al dinților	$\delta_{a_4} = \delta_{f_4} + 2\theta$
Raza suprafeței de sprijin a danturii cu role	$R_{f_3} = \sqrt{(R_{e_3} + m)^2 + (0,25D)^2},$ <p>unde <math>D</math> și <math>m</math> sunt diametrul și grosimea șabei, care se adoptă constructiv</p>
<b>Calculul de verificare</b>	
Calcul de verificare a angrenajului la rezistența de contact	$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4 (1-\nu) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV}}{d_{m_4} d_{m_r} b_{w_4} Z_\epsilon \cos \alpha_w}}$
<p><i>Remarcă:</i> Ordinea de calcul din tabel este adecvată și transmisiilor cu unghiul de amplasare a roletelor <math>\delta = 0</math>.</p>	

Tabelul 2.3.

Parametrul și notarea	Relația de calcul
Alegerea unghiurilor $\delta$ , $\theta$ , $\beta$ și $\alpha$ se efectuează conform primelor trei puncte din tabelul 2.2.	
<b>Calculul de predimensionare</b>	
Diametrul mediu al roții dințate (prealabil)	$d_{m_1} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_2 (1-\nu) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV}}{\sigma'_{HP} \Psi_{bd} Z_\epsilon \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w \cos^2 \delta}}$
<b>Calculul geometric</b>	
Diametrul rolei în secțiune medie $d_{m_r}$	$d_{m_r} = d_{m_2} \operatorname{tg} \beta / \cos \delta,$
Diametrul rolei în secțiune frontală $d_{f_r}$	$d_{f_r} = d_{m_r} + b_{w_r} \operatorname{tg} \beta$
Diametrul mediu al roții dințate $d_{m_1}$ (cu considerarea frecării la rostogolire)	$d_{m_1} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{HP} K_{H\beta} K_{HV} (1-\nu)}{\sigma'_{HP} \Psi_{bd} Z_\epsilon \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w \cos^2 \delta}}$
Raza medie a coroanei cu role $R_{m_2}$	$R_{m_2} = \frac{d_{m_1} \cos \theta - d_{m_2} \sin \alpha_w \sin \delta}{2 \cos \delta}$
Raza medie a roții dințate $R_{m_1}$	$R_{m_1} = \frac{d_{m_1} \cos \theta}{2 \cos[\delta - \arctg(d_r \sin \alpha_w / 2 R_{m_r})]}$
Unghiul conului de fund $\delta_{f_1}$ al dinților	$\delta_{f_1} = 90^\circ - \beta - \theta + \delta,$
Unghiul conului de vârf $\delta_{a_1}$ al dinților	$\delta_{a_1} = \delta_{f_1} + 2\theta$



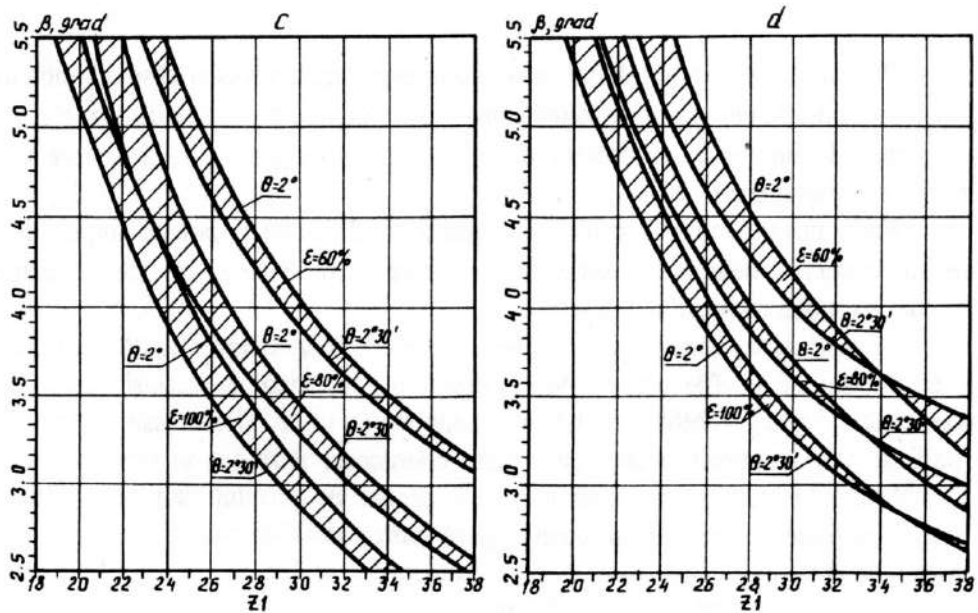
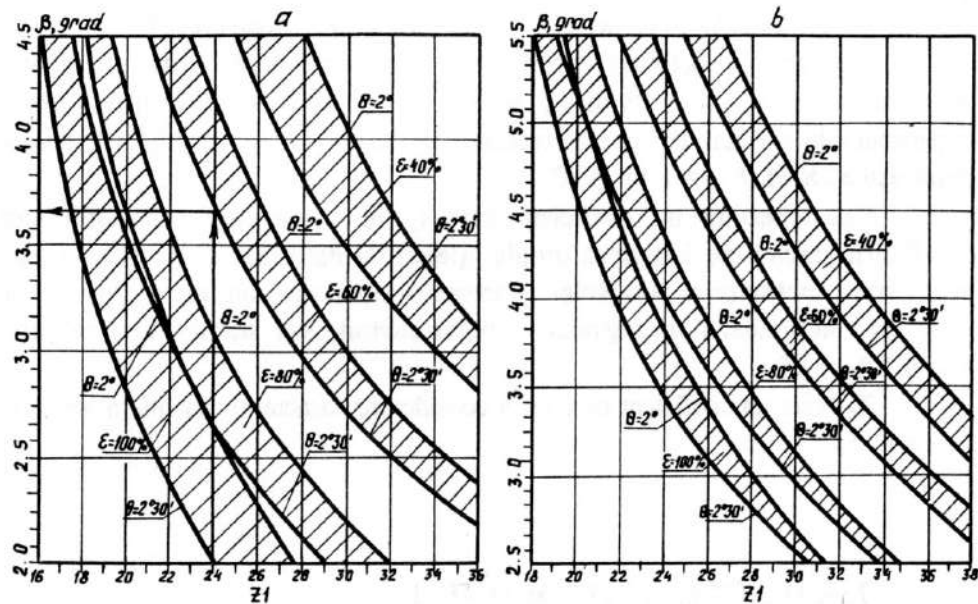


Fig. 2.15. Dependența unghiului de conicitate a roților  $\beta$  de numărul dinților  $Z_1$  la diferite unghiuri de nutație  $\theta$ , unghiuri ale axoidului  $\delta$  și multiplicare a angrenajului  $\epsilon$ :  $\delta = 0$  (a),  $\delta = 15^\circ$  (b),  $\delta = 22^\circ 30'$  (c),  $\delta = 30^\circ$  (d).

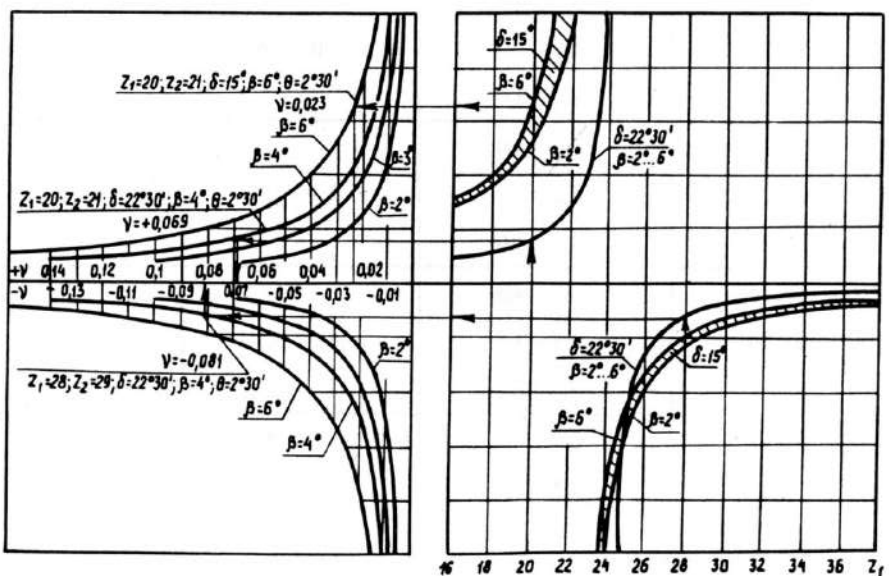
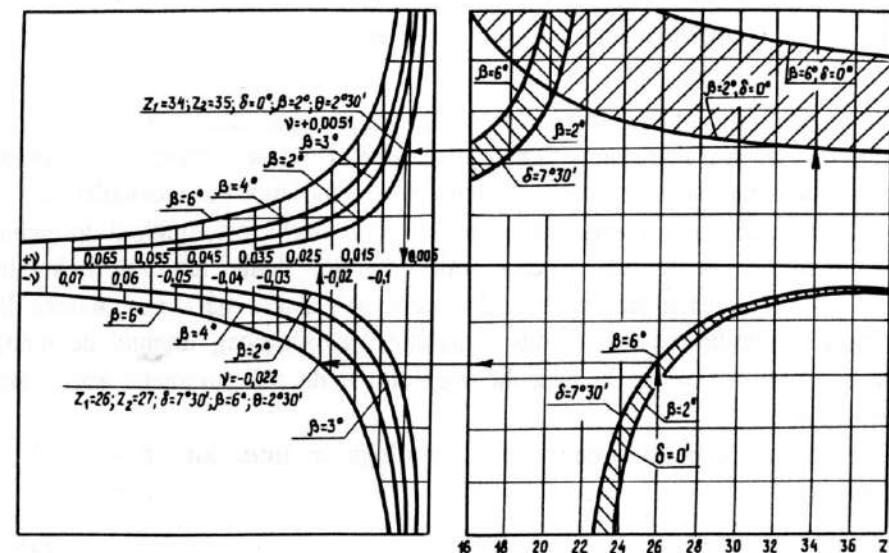


Fig. 2.16. Dependența coeficientului de proporționalitate  $\nu$  de numărul dinților  $Z_1$  la diferite unghiuri ale axoidului  $\delta = 0$  și  $\delta = 15^\circ$  (a),  $\delta = 22^\circ 30'$  și  $\delta = 30^\circ$  (b), unghiuri de conicitate a roților  $\beta = 2^\circ \dots 6^\circ$  pentru unghiul de nutație  $\theta = 2^\circ 30'$  și relația numărului de dinți  $Z_1 = Z_2 + 1$ .

### 1.6.3. Unele indicații privind alegerea unghiurilor și a coeficienților $K_{HP}$ , $K_{H\beta}$ , $K_{HV}$ , $\Psi_{bd}$

În transmisiile precesionale există un grup de parametri geometrici ale căror valori influențează simțitor parametrii calitativi. De aceea, proiectarea calitativă a transmisiilor precesionale necesită alegerea justă a parametrilor recalculabili.

Unghiul  $\theta$ , numit *unghi de nutație a roții satelit*, este unghiul de înclinare a axei manivelei în raport cu axa roții centrale. Poate lua valori în limitele  $\theta = 1^\circ 30' \dots 3^\circ$ . În cazul transmisiilor de putere, pentru a se mări amplitudinea dinților (parametru similar modulului din angrenajele evolventice), unghiul de nutație se ia mai mare, și invers. Dependența unghiului  $\theta$  de alți parametri este arătată în tabelul 2.4.

Unghiul conului generator  $\delta$  se alege în intervalul  $\delta = 0 \dots 30^\circ$  (vezi tabelul 2.4).

Tabelul 2.4.

$Z_1$	$\beta$ [grade]	$\delta$ [grade]	$\theta$ [grade]
15 – 18	5,0 – 4,0	0 – 7,5	1,75 – 2,5
18 – 20	4,0 – 3,0		
20 – 27	3,0 – 2,0		
15 – 19	5,0 – 4,0	7,5 – 15,0	1,75 – 2,5
19 – 22	4,0 – 3,0		
22 – 29	3,0 – 2,0		
15 – 20	6,0 – 4,5	15,0 – 22,5	2,0 – 2,5
20 – 24	4,5 – 3,5		
25 – 31	3,5 – 2,5		
15 – 21	6,0 – 4,5	22,5 – 30,0	2,0 – 2,5
21 – 27	4,5 – 3,5		
27 – 35	3,5 – 2,5		
15 – 23	6,0 – 4,5	30,0 – 33,0	2,0 – 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 transmisiilor precesionale, în relațiile de calcul se introduc coeficienții  $K_{HP}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{HV}$ . În legătură cu aceștia, trebuie făcute următoarele precizări:

–  $K_{HP}$  este un coeficient experimental care ține seama de neuniformitatea distribuirii sarcinii între dinții  $Z_e$  aflați simultan sub sarcină; prin metode experimentale s-a stabilit: pentru transmisiile **K-H-V**,  $K_{HP} = 1,3 \dots 1,93$ ; pentru transmisiile **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 (legat de deformarea specifică a axei geometrice înclinate a manivelei (portsatelitului) sub acțiunea cuplului de forțe care acționează în angrenaj); experimental, s-a stabilit în intervalul  $K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,45$ ;

–  $K_{HV}$  este un coeficient care ia în considerare caracterul dinamic al sarcinii;  $K_{HV} = 1 \dots 1,05$ .

## 1.7. ASPECTE TEHNOLOGICE

Profilul dinților roților dințate utilizate în angrenajul precesional se schimbă în funcție de valorile unghiurilor axoidei conice  $\delta$ , de unghiul de conicitate a roților  $\beta$ , de unghiul de nutație  $\theta$ , de numărul de dinți al roților dințate  $Z_1$ ,  $Z_2$  și de corelația între acești parametri [3,10].

Prelucrarea acestor profile prin metode tradiționale e practic imposibilă, deoarece pentru fiecare corelație între parametrii  $\delta$ ,  $\beta$ ,  $\theta$  și  $Z$  este necesară executarea sculei cu profilul respectiv.

În legătură cu aceasta, se propune o metodă modernă care asigură realizarea unei mulțimi de profile ale dinților, utilizându-se o sculă cu aceiași parametri geometrici [54,11]. 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 [3], inclusiv cu modificarea longitudinală și de profil.

Suprafața descrisă de partea periferică a sculei, față de semifabricatul rotitor, reproduce un corp oarecare, imaginabil, numit *roată 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 sculei rotitoare în spațiu 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.

Din punct de vedere al geometriei și cinematicii, metoda prelucrării prin rulare e analogă angrenajului fără joc al semifabricatului și roții generatoare.

Pentru realizarea mișcărilor necesare ale sculei au fost elaborate dispozitive de frezare și de rectificare a dinților roților dințate, care pot fi folosite la mașinile-unelte de prelucrat roți dințate, și, de asemenea, un dispozitiv de rulare a dinților la cald. Vederea generală a dispozitivului este prezentată în figura 2.17, a. Dispozitivul include carcasa 1, traversa 2, arborele-manivelă 3, instalat în corpul 4, pe care sunt fixate rigid nervurile 5, capul de rectificat 6 cu scula 7, semifabricatul 8, fixat în mecanismul de strângere 9, mecanismul de corecție 10, legat rigid cu corpul 4, balansiera 11, în care se fixează capul de rectificat 6. Sistemul de coordonate XYZ este fix, iar sistemul mobil  $X_1Y_1Z_1$  este legat cu arborele-manivelă 3;  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\delta$  și  $\beta$  sunt, respectiv, unghiurile de precesie, nutație, al conului generator și de conicitate a sculei.

La rotirea axului principal al mașinii-unelte, legat cu arborele-manivelă 1, sculei 7 i se comunică o serie de mișcări coordonate între ele, care se repetă la fiecare rotație a axului principal.

Pentru compensarea erorii de schemă a satelitului la rotirea lui sfero-spațială și a mecanismului de legătură, în dispozitivul de rectificare a dinților se utilizează o construcție a mecanismului de legătură a traversei 2 a balansierei 11 cu corpul 1, care asigură continuitatea funcției de transfer a lanțului cinematic axul principal 3-scula 7-semifabricatul 8. Cu alte cuvinte, la prelucrarea dinților prin metoda propusă, profilul lor se corectează cu o valoare egală cu eroarea unghiulară a arborelui condus, generată de mecanismul de legătură a satelitului cu carcasa și de mișcarea lui sfero-spațială. În figura 2.17, b este prezentat profilul obținut al dintelui (variabil în funcție de diverși parametri geometrici), echidistant față de traiectoria sculei.

În figura 2.18 sunt prezentate schemele poziționale de formare a profilului dinților roții centrale. Pentru stabilirea traiectoriei mișcării centrului sculei analizăm interacțiunea conturului sculei cu dintele prelucrat, în diferite faze de formare, respectând condiția  $\omega_H/\omega_b = \text{const}$ , unde  $\omega_H$ ,  $\omega_b$  sunt, respectiv, vitezele unghiulare ale axului principal  $H$  și 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 ei se află în punctul 2". În continuare, procesul se repetă. La o tură a axului principal, partea periferică a sculei efectuează prelucrarea incontinuu a dintelui. Centrul sculei va descrie traiectoria 1", 2", 3"...16".

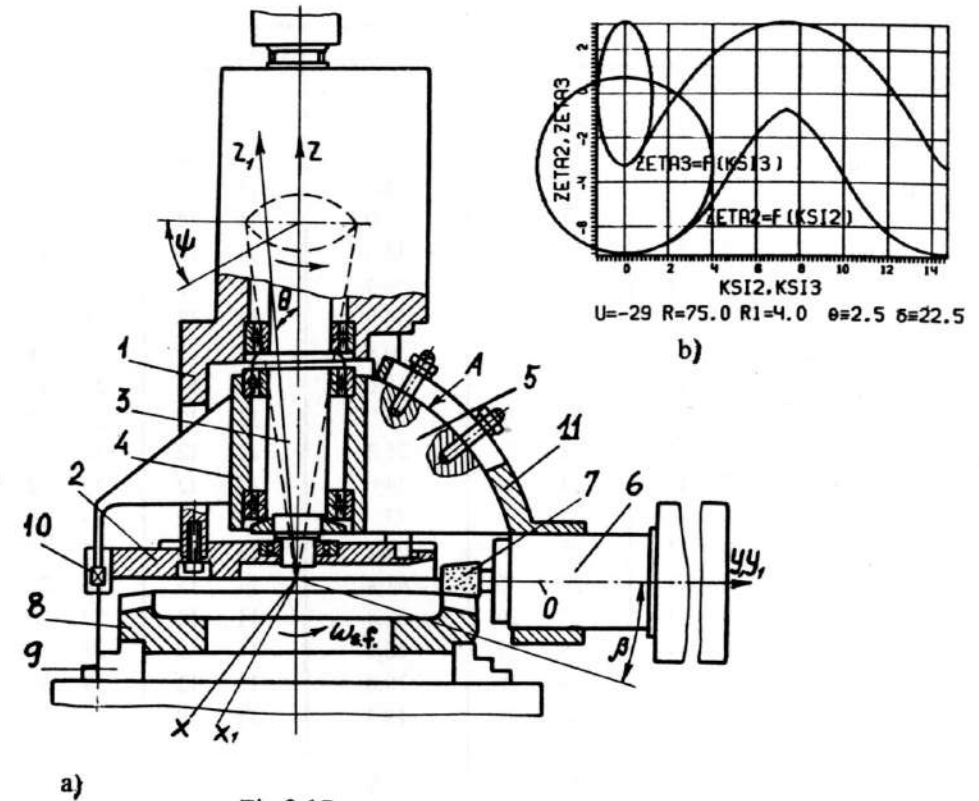


Fig.2.17.

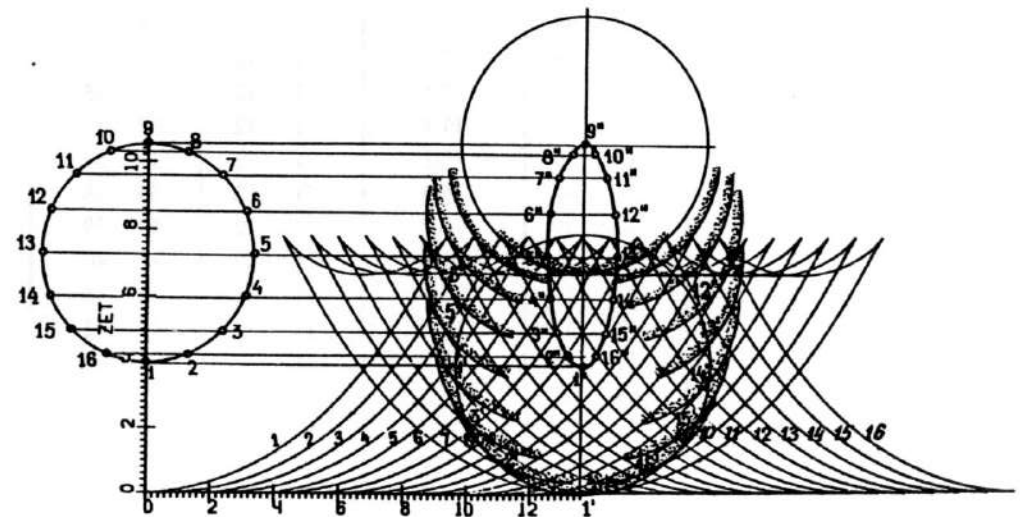


Fig.2.18.



## ANEXĂ

## Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
0,0	10	11	11	10	120,0	11	12	11	10
121,0	10	11	12	11	0,0	11	12	12	11
66,0	10	11	13	12	144,0	11	12	13	12
47,7	10	11	14	13	78,0	11	12	14	13
38,5	10	11	15	14	56,0	11	12	15	14
33,0	10	11	16	15	45,0	11	12	16	15
29,3	10	11	17	16	38,4	11	12	17	16
26,7	10	11	18	17	34,0	11	12	18	17
24,8	10	11	19	18	30,9	11	12	19	18
23,2	10	11	20	19	28,5	11	12	20	19
22,0	10	11	21	20	26,7	11	12	21	20
21,0	10	11	22	21	25,2	11	12	22	21
20,2	10	11	23	22	24,0	11	12	23	22
19,5	10	11	24	23	23,0	11	12	24	23
18,9	10	11	25	24	22,2	11	12	25	24
18,3	10	11	26	25	21,4	11	12	26	25
17,9	10	11	27	26	20,8	11	12	27	26
17,5	10	11	28	27	20,3	11	12	28	27
17,1	10	11	29	28	19,8	11	12	29	28
16,8	10	11	30	29	19,3	11	12	30	29
16,5	10	11	31	30	18,9	11	12	31	30
16,2	10	11	32	31	18,6	11	12	32	31
16,0	10	11	33	32	18,3	11	12	33	32
15,8	10	11	34	33	18,0	11	12	34	33
15,6	10	11	35	34	17,7	11	12	35	34
15,4	10	11	36	35	17,5	11	12	36	35
15,2	10	11	37	36	17,3	11	12	37	36
15,1	10	11	38	37	17,1	11	12	38	37
14,9	10	11	39	38	16,9	11	12	39	38
14,8	10	11	40	39	16,7	11	12	40	39
14,7	10	11	41	40	16,6	11	12	41	40
14,5	10	11	42	41	16,4	11	12	42	41
14,4	10	11	43	42	16,3	11	12	43	42
14,3	10	11	44	43	16,1	11	12	44	43
14,2	10	11	45	44	16,0	11	12	45	44
14,1	10	11	46	45	15,9	11	12	46	45
14,1	10	11	47	46	15,8	11	12	47	46
14,0	10	11	48	47	15,7	11	12	48	47
13,9	10	11	49	48	15,6	11	12	49	48
13,8	10	11	50	49	15,5	11	12	50	49

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
65,0	12	13	11	10	-46,7	13	14	11	10
143,0	12	13	12	11	-77,0	13	14	12	11
0,0	12	13	13	12	-168,0	13	14	13	12
169,0	12	13	14	13	0,0	13	14	14	13
91,0	12	13	15	14	196,0	13	14	15	14
65,0	12	13	16	15	105,0	13	14	16	15
52,0	12	13	17	16	74,7	13	14	17	16
44,2	12	13	18	17	59,5	13	14	18	17
39,0	12	13	19	18	50,4	13	14	19	18
35,3	12	13	20	19	44,3	13	14	20	19
32,5	12	13	21	20	40,0	13	14	21	20
30,3	12	13	22	21	36,8	13	14	22	21
28,6	12	13	23	22	34,2	13	14	23	22
27,2	12	13	24	23	32,2	13	14	24	23
26,0	12	13	25	24	30,5	13	14	25	24
25,0	12	13	26	25	29,2	13	14	26	25
24,1	12	13	27	26	28,0	13	14	27	26
23,4	12	13	28	27	27,0	13	14	28	27
22,8	12	13	29	28	26,1	13	14	29	28
22,2	12	13	30	29	25,4	13	14	30	29
21,7	12	13	31	30	24,7	13	14	31	30
21,2	12	13	32	31	24,1	13	14	32	31
20,8	12	13	33	32	23,6	13	14	33	32
20,4	12	13	34	33	23,1	13	14	34	33
20,1	12	13	35	34	22,7	13	14	35	34
19,8	12	13	36	35	22,3	13	14	36	35
19,5	12	13	37	36	21,9	13	14	37	36
19,2	12	13	38	37	21,6	13	14	38	37
19,0	12	13	39	38	21,3	13	14	39	38
18,8	12	13	40	39	21,0	13	14	40	39
18,6	12	13	41	40	20,7	13	14	41	40
18,4	12	13	42	41	20,5	13	14	42	41
18,2	12	13	43	42	20,3	13	14	43	42
18,0	12	13	44	43	20,1	13	14	44	43
17,9	12	13	45	44	19,9	13	14	45	44
17,7	12	13	46	45	19,7	13	14	46	45
17,6	12	13	47	46	19,5	13	14	47	46
17,5	12	13	48	47	19,4	13	14	48	47
17,3	12	13	49	48	19,2	13	14	49	48
17,2	12	13	50	49	19,1	13	14	50	49



Anexa (continuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-37,5	14	15	11	10	-32,0	15	16	11	10
-55,0	14	15	12	11	-44,0	15	16	12	11
-90,0	14	15	13	12	-64,0	15	16	13	12
-195,0	14	15	14	13	-104,0	15	16	14	13
0,0	14	15	15	14	-224,0	15	16	15	14
225,0	14	15	16	15	0,0	15	16	16	15
120,0	14	15	17	16	256,0	15	16	17	16
85,0	14	15	18	17	136,0	15	16	18	17
67,5	14	15	19	18	96,0	15	16	19	18
57,0	14	15	20	19	76,0	15	16	20	19
50,0	14	15	21	20	64,0	15	16	21	20
45,0	14	15	22	21	56,0	15	16	22	21
41,3	14	15	23	22	50,0	15	16	23	22
38,3	14	15	24	23	46,0	15	16	24	23
36,0	14	15	25	24	42,7	15	16	25	24
34,1	14	15	26	25	40,0	15	16	26	25
32,5	14	15	27	26	37,8	15	16	27	26
31,2	14	15	28	27	36,0	15	16	28	27
30,0	14	15	29	28	34,5	15	16	29	28
29,0	14	15	30	29	33,1	15	16	30	29
28,1	14	15	31	30	32,0	15	16	31	30
27,4	14	15	32	31	31,0	15	16	32	31
26,7	14	15	33	32	30,1	15	16	33	32
26,1	14	15	34	33	29,3	15	16	34	33
25,5	14	15	35	34	28,6	15	16	35	34
25,0	14	15	36	35	28,0	15	16	36	35
24,5	14	15	37	36	27,4	15	16	37	36
24,1	14	15	38	37	26,9	15	16	38	37
23,8	14	15	39	38	26,4	15	16	39	38
23,4	14	15	40	39	26,0	15	16	40	39
23,1	14	15	41	40	25,6	15	16	41	40
22,8	14	15	42	41	25,2	15	16	42	41
22,5	14	15	43	42	24,9	15	16	43	42
22,2	14	15	44	43	24,6	15	16	44	43
22,0	14	15	45	44	24,3	15	16	45	44
21,8	14	15	46	45	24,0	15	16	46	45
21,6	14	15	47	46	23,7	15	16	47	46
21,4	14	15	48	47	23,5	15	16	48	47
21,2	14	15	49	48	23,3	15	16	49	48
21,0	14	15	50	49	23,1	15	16	50	49

Anexa (continuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-28,3	16	17	11	10	-25,7	17	18	11	10
-37,4	16	17	12	11	-33,0	17	18	12	11
-51,0	16	17	13	12	-43,2	17	18	13	12
-73,7	16	17	14	13	-58,5	17	18	14	13
-119,0	16	17	15	14	-84,0	17	18	15	14
-255,0	16	17	16	15	-135,0	17	18	16	15
0,0	16	17	17	16	-288,0	17	18	17	16
289,0	16	17	18	17	0,0	17	18	18	17
153,0	16	17	19	18	324,0	17	18	19	18
107,7	16	17	20	19	171,0	17	18	20	19
85,0	16	17	21	20	120,0	17	18	21	20
71,4	16	17	22	21	94,5	17	18	22	21
62,3	16	17	23	22	79,2	17	18	23	22
55,9	16	17	24	23	69,0	17	18	24	23
51,0	16	17	25	24	61,7	17	18	25	24
47,2	16	17	26	25	56,3	17	18	26	25
44,2	16	17	27	26	52,0	17	18	27	26
41,7	16	17	28	27	48,6	17	18	28	27
39,7	16	17	29	28	45,8	17	18	29	28
37,9	16	17	30	29	43,5	17	18	30	29
36,4	16	17	31	30	41,5	17	18	31	30
35,1	16	17	32	31	39,9	17	18	32	31
34,0	16	17	33	32	38,4	17	18	33	32
33,0	16	17	34	33	37,1	17	18	34	33
32,1	16	17	35	34	36,0	17	18	35	34
31,3	16	17	36	35	35,0	17	18	36	35
30,6	16	17	37	36	34,1	17	18	37	36
30,0	16	17	38	37	33,3	17	18	38	37
29,4	16	17	39	38	32,6	17	18	39	38
28,8	16	17	40	39	31,9	17	18	40	39
28,3	16	17	41	40	31,3	17	18	41	40
27,9	16	17	42	41	30,8	17	18	42	41
27,5	16	17	43	42	30,2	17	18	43	42
27,1	16	17	44	43	29,8	17	18	44	43
26,7	16	17	45	44	29,3	17	18	45	44
26,4	16	17	46	45	28,9	17	18	46	45
26,1	16	17	47	46	28,6	17	18	47	46
25,8	16	17	48	47	28,2	17	18	48	47
25,5	16	17	49	48	27,9	17	18	49	48
25,2	16	17	50	49	27,6	17	18	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-23,8	18	19	11	10	-22,2	19	20	11	10
-29,9	18	19	12	11	-27,5	19	20	12	11
-38,0	18	19	13	12	-34,3	19	20	13	12
-49,4	18	19	14	13	-43,3	19	20	14	13
-66,5	18	19	15	14	-56,0	19	20	15	14
-95,0	18	19	16	15	-75,0	19	20	16	15
-152,0	18	19	17	16	-106,7	19	20	17	16
-323,0	18	19	18	17	-170,0	19	20	18	17
0,0	18	19	19	18	-360,0	19	20	19	18
361,0	18	19	20	19	0,0	19	20	20	19
190,0	18	19	21	20	400,0	19	20	21	20
133,0	18	19	22	21	210,0	19	20	22	21
104,5	18	19	23	22	146,7	19	20	23	22
87,4	18	19	24	23	115,0	19	20	24	23
76,0	18	19	25	24	96,0	19	20	25	24
67,9	18	19	26	25	83,3	19	20	26	25
61,8	18	19	27	26	74,3	19	20	27	26
57,0	18	19	28	27	67,5	19	20	28	27
53,2	18	19	29	28	62,2	19	20	29	28
50,1	18	19	30	29	58,0	19	20	30	29
47,5	18	19	31	30	54,5	19	20	31	30
45,3	18	19	32	31	51,7	19	20	32	31
43,4	18	19	33	32	49,2	19	20	33	32
41,8	18	19	34	33	47,1	19	20	34	33
40,4	18	19	35	34	45,3	19	20	35	34
39,1	18	19	36	35	43,8	19	20	36	35
38,0	18	19	37	36	42,4	19	20	37	36
37,0	18	19	38	37	41,1	19	20	38	37
36,1	18	19	39	38	40,0	19	20	39	38
35,3	18	19	40	39	39,0	19	20	40	39
34,5	18	19	41	40	38,1	19	20	41	40
33,9	18	19	42	41	37,3	19	20	42	41
33,3	18	19	43	42	36,5	19	20	43	42
32,7	18	19	44	43	35,8	19	20	44	43
32,2	18	19	45	44	35,2	19	20	45	44
31,7	18	19	46	45	34,6	19	20	46	45
31,2	18	19	47	46	34,1	19	20	47	46
30,8	18	19	48	47	33,6	19	20	48	47
30,4	18	19	49	48	33,1	19	20	49	48
30,0	18	19	50	49	32,7	19	20	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-21,0	20	21	11	10	-20,0	21	22	11	10
-25,7	20	21	12	11	-24,2	21	22	12	11
-31,5	20	21	13	12	-29,3	21	22	13	12
-39,0	20	21	14	13	-35,8	21	22	14	13
-49,0	20	21	15	14	-44,0	21	22	15	14
-63,0	20	21	16	15	-55,0	21	22	16	15
-84,0	20	21	17	16	-70,4	21	22	17	16
-119,0	20	21	18	17	-93,5	21	22	18	17
-189,0	20	21	19	18	-132,0	21	22	19	18
-399,0	20	21	20	19	-209,0	21	22	20	19
0,0	20	21	21	20	-440,0	21	22	21	20
441,0	20	21	22	21	0,0	21	22	22	21
231,0	20	21	23	22	484,0	21	22	23	22
161,0	20	21	24	23	253,0	21	22	24	23
126,0	20	21	25	24	176,0	21	22	25	24
105,0	20	21	26	25	137,5	21	22	26	25
91,0	20	21	27	26	114,4	21	22	27	26
81,0	20	21	28	27	99,0	21	22	28	27
73,5	20	21	29	28	88,0	21	22	29	28
67,7	20	21	30	29	79,8	21	22	30	29
63,0	20	21	31	30	73,3	21	22	31	30
59,2	20	21	32	31	68,2	21	22	32	31
56,0	20	21	33	32	64,0	21	22	33	32
53,3	20	21	34	33	60,5	21	22	34	33
51,0	20	21	35	34	57,5	21	22	35	34
49,0	20	21	36	35	55,0	21	22	36	35
47,3	20	21	37	36	52,8	21	22	37	36
45,7	20	21	38	37	50,9	21	22	38	37
44,3	20	21	39	38	49,2	21	22	39	38
43,1	20	21	40	39	47,7	21	22	40	39
42,0	20	21	41	40	46,3	21	22	41	40
41,0	20	21	42	41	45,1	21	22	42	41
40,1	20	21	43	42	44,0	21	22	43	42
39,3	20	21	44	43	43,0	21	22	44	43
38,5	20	21	45	44	42,1	21	22	45	44
37,8	20	21	46	45	41,3	21	22	46	45
37,2	20	21	47	46	40,5	21	22	47	46
36,6	20	21	48	47	39,8	21	22	48	47
36,0	20	21	49	48	39,1	21	22	49	48
35,5	20	21	50	49	38,5	21	22	50	49

Anexa (continuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-19,2	22	23	11	10	-18,5	23	24	11	10
-23,0	22	23	12	11	-22,0	23	24	12	11
-27,6	22	23	13	12	-26,2	23	24	13	12
-33,2	22	23	14	13	-31,2	23	24	14	13
-40,3	22	23	15	14	-37,3	23	24	15	14
-49,3	22	23	16	15	-45,0	23	24	16	15
-61,3	22	23	17	16	-54,9	23	24	17	16
-78,2	22	23	18	17	-68,0	23	24	18	17
-103,5	22	23	19	18	-86,4	23	24	19	18
-145,7	22	23	20	19	-114,0	23	24	20	19
-230,0	22	23	21	20	-160,0	23	24	21	20
-483,0	22	23	22	21	-252,0	23	24	22	21
0,0	22	23	23	22	-528,0	23	24	23	22
529,0	22	23	24	23	0,0	23	24	24	23
276,0	22	23	25	24	576,0	23	24	25	24
191,7	22	23	26	25	300,0	23	24	26	25
149,5	22	23	27	26	208,0	23	24	27	26
124,2	22	23	28	27	162,0	23	24	28	27
107,3	22	23	29	28	134,4	23	24	29	28
95,3	22	23	30	29	116,0	23	24	30	29
86,3	22	23	31	30	102,9	23	24	31	30
79,2	22	23	32	31	93,0	23	24	32	31
73,6	22	23	33	32	85,3	23	24	33	32
69,0	22	23	34	33	79,2	23	24	34	33
65,2	22	23	35	34	74,2	23	24	35	34
61,9	22	23	36	35	70,0	23	24	36	35
59,1	22	23	37	36	66,5	23	24	37	36
56,7	22	23	38	37	63,4	23	24	38	37
54,6	22	23	39	38	60,8	23	24	39	38
52,8	22	23	40	39	58,5	23	24	40	39
51,1	22	23	41	40	56,5	23	24	41	40
49,6	22	23	42	41	54,7	23	24	42	41
48,3	22	23	43	42	53,1	23	24	43	42
47,1	22	23	44	43	51,6	23	24	44	43
46,0	22	23	45	44	50,3	23	24	45	44
45,0	22	23	46	45	49,1	23	24	46	45
44,1	22	23	47	46	48,0	23	24	47	46
43,2	22	23	48	47	47,0	23	24	48	47
42,5	22	23	49	48	46,1	23	24	49	48
41,7	22	23	50	49	45,2	23	24	50	49

Anexa (continuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-17,9	24	25	11	10	-17,3	25	26	11	10
-21,2	24	25	12	11	-20,4	25	26	12	11
-25,0	24	25	13	12	-24,0	25	26	13	12
-29,5	24	25	14	13	-28,2	25	26	14	13
-35,0	24	25	15	14	-33,1	25	26	15	14
-41,7	24	25	16	15	-39,0	25	26	16	15
-50,0	24	25	17	16	-46,2	25	26	17	16
-60,7	24	25	18	17	-55,3	25	26	18	17
-75,0	24	25	19	18	-66,9	25	26	19	18
-95,0	24	25	20	19	-82,3	25	26	20	19
-125,0	24	25	21	20	-104,0	25	26	21	20
-175,0	24	25	22	21	-136,5	25	26	22	21
-275,0	24	25	23	22	-190,0	25	26	23	22
-575,0	24	25	24	23	-299,0	25	26	24	23
0,0	24	25	25	24	-624,0	25	26	25	24
625,0	24	25	26	25	0,0	25	26	26	25
325,0	24	25	27	26	676,0	25	26	27	26
225,0	24	25	28	27	351,0	25	26	28	27
175,0	24	25	29	28	242,7	25	26	29	28
145,0	24	25	30	29	188,5	25	26	30	29
125,0	24	25	31	30	156,0	25	26	31	30
110,7	24	25	32	31	134,3	25	26	32	31
100,0	24	25	33	32	118,9	25	26	33	32
91,7	24	25	34	33	107,3	25	26	34	33
85,0	24	25	35	34	98,2	25	26	35	34
79,5	24	25	36	35	91,0	25	26	36	35
75,0	24	25	37	36	85,1	25	26	37	36
71,2	24	25	38	37	80,2	25	26	38	37
67,9	24	25	39	38	76,0	25	26	39	38
65,0	24	25	40	39	72,4	25	26	40	39
62,5	24	25	41	40	69,3	25	26	41	40
60,3	24	25	42	41	66,6	25	26	42	41
58,3	24	25	43	42	64,2	25	26	43	42
56,6	24	25	44	43	62,1	25	26	44	43
55,0	24	25	45	44	60,2	25	26	45	44
53,6	24	25	46	45	58,5	25	26	46	45
52,3	24	25	47	46	57,0	25	26	47	46
51,1	24	25	48	47	55,5	25	26	48	47
50,0	24	25	49	48	54,3	25	26	49	48
49,0	24	25	50	49	53,1	25	26	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-16,9	26	27	11	10	-16,5	27	28	11	10
-19,8	26	27	12	11	-19,3	27	28	12	11
-23,1	26	27	13	12	-22,4	27	28	13	12
-27,0	26	27	14	13	-26,0	27	28	14	13
-31,5	26	27	15	14	-30,2	27	28	15	14
-36,8	26	27	16	15	-35,0	27	28	16	15
-43,2	26	27	17	16	-40,7	27	28	17	16
-51,0	26	27	18	17	-47,6	27	28	18	17
-60,8	26	27	19	18	-56,0	27	28	19	18
-73,3	26	27	20	19	-66,5	27	28	20	19
-90,0	26	27	21	20	-80,0	27	28	21	20
-113,4	26	27	22	21	-98,0	27	28	22	21
-148,5	26	27	23	22	-123,2	27	28	23	22
-207,0	26	27	24	23	-161,0	27	28	24	23
-324,0	26	27	25	24	-224,0	27	28	25	24
-625,0	26	27	26	25	-350,0	27	28	26	25
0,0	26	27	27	26	-728,0	27	28	27	26
729,0	26	27	28	27	0,0	27	28	28	27
378,0	26	27	29	28	784,0	27	28	29	28
261,0	26	27	30	29	406,0	27	28	30	29
202,5	26	27	31	30	280,0	27	28	31	30
167,4	26	27	32	31	217,0	27	28	32	31
144,0	26	27	33	32	179,2	27	28	33	32
127,3	26	27	34	33	154,0	27	28	34	33
114,8	26	27	35	34	136,0	27	28	35	34
105,0	26	27	36	35	122,5	27	28	36	35
97,2	26	27	37	36	112,0	27	28	37	36
90,8	26	27	38	37	103,6	27	28	38	37
85,5	26	27	39	38	96,7	27	28	39	38
81,0	26	27	40	39	91,0	27	28	40	39
77,1	26	27	41	40	86,2	27	28	41	40
73,8	26	27	42	41	82,0	27	28	42	41
70,9	26	27	43	42	78,4	27	28	43	42
68,3	26	27	44	43	75,3	27	28	44	43
66,0	26	27	45	44	72,5	27	28	45	44
63,9	26	27	46	45	70,0	27	28	46	45
62,1	26	27	47	46	67,8	27	28	47	46
60,4	26	27	48	47	65,8	27	28	48	47
58,9	26	27	49	48	64,0	27	28	49	48
57,5	26	27	50	49	62,4	27	28	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-16,1	28	29	11	10	-15,8	29	30	11	10
-18,8	28	29	12	11	-18,3	29	30	12	11
-21,8	28	29	13	12	-21,2	29	30	13	12
-25,1	28	29	14	13	-24,4	29	30	14	13
-29,0	28	29	15	14	-28,0	29	30	15	14
-33,5	28	29	16	15	-32,1	29	30	16	15
-38,7	28	29	17	16	-36,9	29	30	17	16
-44,8	28	29	18	17	-42,5	29	30	18	17
-52,2	28	29	19	18	-49,1	29	30	19	18
-61,2	28	29	20	19	-57,0	29	30	20	19
-72,5	28	29	21	20	-66,7	29	30	21	20
-87,0	28	29	22	21	-78,8	29	30	22	21
-106,3	28	29	23	22	-94,3	29	30	23	22
-133,4	28	29	24	23	-115,0	29	30	24	23
-174,0	28	29	25	24	-144,0	29	30	25	24
-241,7	28	29	26	25	-187,0	29	30	26	25
-377,0	28	29	27	26	-260,0	29	30	27	26
-783,0	28	29	28	27	-405,0	29	30	28	27
0,0	28	29	29	28	-840,0	29	30	29	28
841,0	28	29	30	29	0,0	29	30	30	29
435,0	28	29	31	30	900,0	29	30	31	30
299,7	28	29	32	31	465,0	29	30	32	31
232,0	28	29	33	32	320,0	29	30	33	32
191,4	28	29	34	33	247,5	29	30	34	33
164,3	28	29	35	34	204,0	29	30	35	34
145,0	28	29	36	35	175,0	29	30	36	35
130,5	28	29	37	36	154,3	29	30	37	36
119,2	28	29	38	37	138,8	29	30	38	37
110,2	28	29	39	38	126,7	29	30	39	38
102,8	28	29	40	39	117,0	29	30	40	39
96,7	28	29	41	40	109,0	29	30	41	40
91,5	28	29	42	41	102,5	29	30	42	41
87,0	28	29	43	42	96,9	29	30	43	42
83,1	28	29	44	43	92,1	29	30	44	43
79,8	28	29	45	44	88,0	29	30	45	44
76,8	28	29	46	45	84,4	29	30	46	45
74,1	28	29	47	46	81,2	29	30	47	46
71,7	28	29	48	47	78,3	29	30	48	47
69,6	28	29	49	48	75,8	29	30	49	48
67,7	28	29	50	49	73,5	29	30	50	49



Anexa (continuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-15,5	30	31	11	10	-15,2	31	32	11	10
-17,9	30	31	12	11	-17,6	31	32	12	11
-20,7	30	31	13	12	-20,2	31	32	13	12
-23,7	30	31	14	13	-23,1	31	32	14	13
-27,1	30	31	15	14	-26,4	31	32	15	14
-31,0	30	31	16	15	-30,0	31	32	16	15
-35,4	30	31	17	16	-34,1	31	32	17	16
-40,5	30	31	18	17	-38,9	31	32	18	17
-46,5	30	31	19	18	-44,3	31	32	19	18
-53,5	30	31	20	19	-50,7	31	32	20	19
-62,0	30	31	21	20	-58,2	31	32	21	20
-72,3	30	31	22	21	-67,2	31	32	22	21
-85,3	30	31	23	22	-78,2	31	32	23	22
-101,9	30	31	24	23	-92,0	31	32	24	23
-124,0	30	31	25	24	-109,7	31	32	25	24
-155,0	30	31	26	25	-133,3	31	32	26	25
-201,5	30	31	27	26	-166,4	31	32	27	26
-279,0	30	31	28	27	-216,0	31	32	28	27
-434,0	30	31	29	28	-298,7	31	32	29	28
-899,0	30	31	30	29	-464,0	31	32	30	29
0,0	30	31	31	30	-960,0	31	32	31	30
961,0	30	31	32	31	0,0	31	32	32	31
496,0	30	31	33	32	1024,0	31	32	33	32
341,0	30	31	34	33	528,0	31	32	34	33
263,5	30	31	35	34	362,7	31	32	35	34
217,0	30	31	36	35	280,0	31	32	36	35
186,0	30	31	37	36	230,4	31	32	37	36
163,9	30	31	38	37	197,3	31	32	38	37
147,3	30	31	39	38	173,7	31	32	39	38
134,3	30	31	40	39	156,0	31	32	40	39
124,0	30	31	41	40	142,2	31	32	41	40
115,5	30	31	42	41	131,2	31	32	42	41
108,5	30	31	43	42	122,2	31	32	43	42
102,5	30	31	44	43	114,7	31	32	44	43
97,4	30	31	45	44	108,3	31	32	45	44
93,0	30	31	46	45	102,9	31	32	46	45
89,1	30	31	47	46	98,1	31	32	47	46
85,7	30	31	48	47	94,0	31	32	48	47
82,7	30	31	49	48	90,4	31	32	49	48
79,9	30	31	50	49	87,1	31	32	50	49

Anexa (ontinuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-15,0	32	33	11	10	-14,8	33	34	11	10
-17,3	32	33	12	11	-17,0	33	34	12	11
-19,8	32	33	13	12	-19,4	33	34	13	12
-22,6	32	33	14	13	-22,1	33	34	14	13
-25,7	32	33	15	14	-25,1	33	34	15	14
-29,1	32	33	16	15	-28,3	33	34	16	15
-33,0	32	33	17	16	-32,0	33	34	17	16
-37,4	32	33	18	17	-36,1	33	34	18	17
-42,4	32	33	19	18	-40,8	33	34	19	18
-48,2	32	33	20	19	-46,1	33	34	20	19
-55,0	32	33	21	20	-52,3	33	34	21	20
-63,0	32	33	22	21	-59,5	33	34	22	21
-72,6	32	33	23	22	-68,0	33	34	23	22
-84,3	32	33	24	23	-78,2	33	34	24	23
-99,0	32	33	25	24	-90,7	33	34	25	24
-117,9	32	33	26	25	-106,3	33	34	26	25
-143,0	32	33	27	26	-126,3	33	34	27	26
-178,2	32	33	28	27	-153,0	33	34	28	27
-231,0	32	33	29	28	-190,4	33	34	29	28
-319,0	32	33	30	29	-246,5	33	34	30	29
-495,0	32	33	31	30	-340,0	33	34	31	30
-1023,0	32	33	32	31	-527,0	33	34	32	31
0,0	32	33	33	32	-1088,0	33	34	33	32
1089,0	32	33	34	33	0,0	33	34	34	33
561,0	32	33	35	34	1156,0	33	34	35	34
385,0	32	33	36	35	595,0	33	34	36	35
297,0	32	33	37	36	408,0	33	34	37	36
244,2	32	33	38	37	314,5	33	34	38	37
209,0	32	33	39	38	258,4	33	34	39	38
183,9	32	33	40	39	221,0	33	34	40	39
165,0	32	33	41	40	194,0	33	34	41	40
150,3	32	33	42	41	174,3	33	34	42	41
138,6	32	33	43	42	158,7	33	34	43	42
129,0	32	33	44	43	146,2	33	34	44	43
121,0	32	33	45	44	136,0	33	34	45	44
114,2	32	33	46	45	127,5	33	34	46	45
108,4	32	33	47	46	120,3	33	34	47	46
103,4	32	33	48	47	114,1	33	34	48	47
99,0	32	33	49	48	108,8	33	34	49	48
95,1	32	33	50	49	104,1	33	34	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-14,6	34	35	11	10	-14,4	35	36	11	10
-16,7	34	35	12	11	-16,5	35	36	12	11
-19,1	34	35	13	12	-18,8	35	36	13	12
-21,7	34	35	14	13	-21,3	35	36	14	13
-24,5	34	35	15	14	-24,0	35	36	15	14
-27,6	34	35	16	15	-27,0	35	36	16	15
-31,1	34	35	17	16	-30,3	35	36	17	16
-35,0	34	35	18	17	-34,0	35	36	18	17
-39,4	34	35	19	18	-38,1	35	36	19	18
-44,3	34	35	20	19	-42,8	35	36	20	19
-50,0	34	35	21	20	-48,0	35	36	21	20
-56,5	34	35	22	21	-54,0	35	36	22	21
-64,2	34	35	23	22	-60,9	35	36	23	22
-73,2	34	35	24	23	-69,0	35	36	24	23
-84,0	34	35	25	24	-78,5	35	36	25	24
-97,2	34	35	26	25	-90,0	35	36	26	25
-113,8	34	35	27	26	-104,0	35	36	27	26
-135,0	34	35	28	27	-121,5	35	36	28	27
-163,3	34	35	29	28	-144,0	35	36	29	28
-203,0	34	35	30	29	-174,0	35	36	30	29
-262,5	34	35	31	30	-216,0	35	36	31	30
-361,7	34	35	32	31	-279,0	35	36	32	31
-560,0	34	35	33	32	-384,0	35	36	33	32
-1155,0	34	35	34	33	-594,0	35	36	34	33
0,0	34	35	35	34	-1224,0	35	36	35	34
1225,0	34	35	36	35	0,0	35	36	36	35
630,0	34	35	37	36	1296,0	35	36	37	36
431,7	34	35	38	37	666,0	35	36	38	37
332,5	34	35	39	38	456,0	35	36	39	38
273,0	34	35	40	39	351,0	35	36	40	39
233,3	34	35	41	40	288,0	35	36	41	40
205,0	34	35	42	41	246,0	35	36	42	41
183,8	34	35	43	42	216,0	35	36	43	42
167,2	34	35	44	43	193,5	35	36	44	43
154,0	34	35	45	44	176,0	35	36	45	44
143,2	34	35	46	45	162,0	35	36	46	45
134,2	34	35	47	46	150,5	35	36	47	46
126,5	34	35	48	47	141,0	35	36	48	47
120,0	34	35	49	48	132,9	35	36	49	48
114,3	34	35	50	49	126,0	35	36	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-14,2	36	37	11	10	-14,1	37	38	11	10
-16,3	36	37	12	11	-16,1	37	38	12	11
-18,5	36	37	13	12	-18,2	37	38	13	12
-20,9	36	37	14	13	-20,6	37	38	14	13
-23,5	36	37	15	14	-23,1	37	38	15	14
-26,4	36	37	16	15	-25,9	37	38	16	15
-29,6	36	37	17	16	-29,0	37	38	17	16
-33,1	36	37	18	17	-32,3	37	38	18	17
-37,0	36	37	19	18	-36,0	37	38	19	18
-41,4	36	37	20	19	-40,1	37	38	20	19
-46,3	36	37	21	20	-44,7	37	38	21	20
-51,8	36	37	22	21	-49,9	37	38	22	21
-58,1	36	37	23	22	-55,7	37	38	23	22
-65,5	36	37	24	23	-62,4	37	38	24	23
-74,0	36	37	25	24	-70,2	37	38	25	24
-84,1	36	37	26	25	-79,2	37	38	26	25
-96,2	36	37	27	26	-89,8	37	38	27	26
-111,0	36	37	28	27	-102,6	37	38	28	27
-129,0	36	37	29	28	-118,2	37	38	29	28
-153,3	36	37	30	29	-137,8	37	38	30	29
-185,0	36	37	31	30	-162,9	37	38	31	30
-229,0	36	37	32	31	-196,3	37	38	32	31
-296,0	36	37	33	32	-243,2	37	38	33	32
-407,0	36	37	34	33	-313,5	37	38	34	33
-629,0	36	37	35	34	-430,7	37	38	35	34
-1295,0	36	37	36	35	-665,0	37	38	36	35
0,0	36	37	37	36	-1368,0	37	38	37	36
1369,0	36	37	38	37	0,0	37	38	38	37
703,0	36	37	39	38	1444,0	37	38	39	38
481,0	36	37	40	39	741,0	37	38	40	39
370,0	36	37	41	40	506,7	37	38	41	40
303,4	36	37	42	41	389,5	37	38	42	41
259,0	36	37	43	42	319,2	37	38	43	42
227,3	36	37	44	43	272,3	37	38	44	43
203,5	36	37	45	44	238,9	37	38	45	44
185,0	36	37	46	45	213,8	37	38	46	45
170,2	36	37	47	46	194,2	37	38	47	46
158,1	36	37	48	47	178,6	37	38	48	47
148,0	36	37	49	48	165,8	37	38	49	48
139,5	36	37	50	49	155,2	37	38	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-13,9	38	39	11	10	-13,8	39	40	11	10
-15,9	38	39	12	11	-15,7	39	40	12	11
-18,0	38	39	13	12	-17,8	39	40	13	12
-20,3	38	39	14	13	-20,0	39	40	14	13
-22,8	38	39	15	14	-22,4	39	40	15	14
-25,4	38	39	16	15	-25,0	39	40	16	15
-28,4	38	39	17	16	-27,8	39	40	17	16
-31,6	38	39	18	17	-30,9	39	40	18	17
-35,1	38	39	19	18	-34,3	39	40	19	18
-39,0	38	39	20	19	-38,0	39	40	20	19
-43,3	38	39	21	20	-42,1	39	40	21	20
-48,2	38	39	22	21	-46,7	39	40	22	21
-53,6	38	39	23	22	-51,8	39	40	23	22
-59,8	38	39	24	23	-57,5	39	40	24	23
-66,9	38	39	25	24	-64,0	39	40	25	24
-75,0	38	39	26	25	-71,4	39	40	26	25
-84,5	38	39	27	26	-80,0	39	40	27	26
-95,7	38	39	28	27	-90,0	39	40	28	27
-109,2	38	39	29	28	-101,8	39	40	29	28
-125,7	38	39	30	29	-116,0	39	40	30	29
-146,3	38	39	31	30	-133,3	39	40	31	30
-172,7	38	39	32	31	-155,0	39	40	32	31
-208,0	38	39	33	32	-182,9	39	40	33	32
-257,4	38	39	34	33	-220,0	39	40	34	33
-331,5	38	39	35	34	-272,0	39	40	35	34
-455,0	38	39	36	35	-250,0	39	40	36	35
-702,0	38	39	37	36	-480,0	39	40	37	36
-1443,0	38	39	38	37	-740,0	39	40	38	37
0,0	38	39	39	38	-1520,0	39	40	39	38
1521,0	38	39	40	39	0,0	39	40	40	39
780,0	38	39	41	40	1600,0	39	40	41	40
533,0	38	39	42	41	820,0	39	40	42	41
409,5	38	39	43	42	560,0	39	40	43	42
335,4	38	39	44	43	430,0	39	40	44	43
286,0	38	39	45	44	352,0	39	40	45	44
250,7	38	39	46	45	300,0	39	40	46	45
224,3	38	39	47	46	262,9	39	40	47	46
203,7	38	39	48	47	235,0	39	40	48	47
187,2	38	39	49	48	213,3	39	40	49	48
173,7	38	39	50	49	196,0	39	40	50	49

Anexa (continuare)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-13,7	40	41	11	10	-13,5	41	42	11	10
-15,6	40	41	12	11	-15,4	41	42	12	11
-17,6	40	41	13	12	-17,4	41	42	13	12
-19,7	40	41	14	13	-19,5	41	42	14	13
-22,1	40	41	15	14	-21,8	41	42	15	14
-24,6	40	41	16	15	-24,2	41	42	16	15
-27,3	40	41	17	16	-26,9	41	42	17	16
-30,3	40	41	18	17	-29,8	41	42	18	17
-33,5	40	41	19	18	-32,9	41	42	19	18
-37,1	40	41	20	19	-36,3	41	42	20	19
-41,0	40	41	21	20	-40,0	41	42	21	20
-45,3	40	41	22	21	-44,1	41	42	22	21
-50,1	40	41	23	22	-48,6	41	42	23	22
-55,5	40	41	24	23	-53,7	41	42	24	23
-61,5	40	41	25	24	-59,3	41	42	25	24
-68,3	40	41	26	25	-65,6	41	42	26	25
-76,1	40	41	27	26	-72,8	41	42	27	26
-85,2	40	41	28	27	-81,0	41	42	28	27
-95,7	40	41	29	28	-90,5	41	42	29	28
-108,1	40	41	30	29	-101,5	41	42	30	29
-123,0	40	41	31	30	-114,5	41	42	31	30
-141,2	40	41	32	31	-130,2	41	42	32	31
-164,0	40	41	33	32	-149,3	41	42	33	32
-193,3	40	41	34	33	-173,3	41	42	34	33
-232,3	40	41	35	34	-204,0	41	42	35	34
-287,0	40	41	36	35	-245,0	41	42	36	35
-369,0	40	41	37	36	-302,4	41	42	37	36
-505,7	40	41	38	37	-388,5	41	42	38	37
-779,0	40	41	39	38	-532,0	41	42	39	38
-1599,0	40	41	40	39	-819,0	41	42	40	39
0,0	40	41	41	40	-1680,0	41	42	41	40
1681,0	40	41	42	41	0,0	41	42	42	41
861,0	40	41	43	42	1764,0	41	42	43	42
587,7	40	41	44	43	903,0	41	42	44	43
451,0	40	41	45	44	616,0	41	42	45	44
369,0	40	41	46	45	472,5	41	42	46	45
314,3	40	41	47	46	386,4	41	42	47	46
275,3	40	41	48	47	329,0	41	42	48	47
246,0	40	41	49	48	288,0	41	42	49	48
232,2	40	41	50	49	257,3	41	42	50	49

Anexa (continua)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-13,4	42	43	11	10	-13,3	43	44	11	10
-15,3	42	43	12	11	-15,1	43	44	12	11
-17,2	42	43	13	12	-17,0	43	44	13	12
-19,3	42	43	14	13	-19,1	43	44	14	13
-21,5	42	43	15	14	-21,2	43	44	15	14
-23,9	42	43	16	15	-23,6	43	44	16	15
-26,5	42	43	17	16	-26,1	43	44	17	16
-29,2	42	43	18	17	-28,8	43	44	18	17
-32,3	42	43	19	18	-31,7	43	44	19	18
-35,5	42	43	20	19	-34,8	43	44	20	19
-39,1	42	43	21	20	-38,3	43	44	21	20
-43,0	42	43	22	21	-42,0	43	44	22	21
-47,3	42	43	23	22	-46,1	43	44	23	22
-52,1	42	43	24	23	-50,6	43	44	24	23
-57,3	42	43	25	24	-55,6	43	44	25	24
-63,2	42	43	26	25	-61,1	43	44	26	25
-69,9	42	43	27	26	-67,3	43	44	27	26
-77,4	42	43	28	27	-74,3	43	44	28	27
-86,0	42	43	29	28	-82,1	43	44	29	28
-95,9	42	43	30	29	-91,1	43	44	30	29
-107,5	42	43	31	30	-101,5	43	44	31	30
-121,2	42	43	32	31	-113,7	43	44	32	31
-137,6	42	43	33	32	-128,0	43	44	33	32
-157,7	42	43	34	33	-145,2	43	44	34	33
-182,8	42	43	35	34	-166,2	43	44	35	34
-215,0	42	43	36	35	-192,5	43	44	36	35
-258,0	42	43	37	36	-226,3	43	44	37	36
-318,2	42	43	38	37	-271,3	43	44	38	37
-408,0	42	43	39	38	-334,4	43	44	39	38
-559,0	42	43	40	39	-429,0	43	44	40	39
-860,0	42	43	41	40	-586,7	43	44	41	40
-1763,0	42	43	42	41	-902,0	43	44	42	41
0,0	42	43	43	42	-1848,0	43	44	43	42
1849,0	42	43	44	43	0,0	43	44	44	43
946,0	42	43	45	44	1938,0	43	44	45	44
645,0	42	43	46	45	990,0	43	44	46	45
494,5	42	43	47	46	674,7	43	44	47	46
404,2	42	43	48	47	517,0	43	44	48	47
344,0	42	43	49	48	422,4	43	44	49	48
301,0	42	43	50	49	359,3	43	44	50	49

Anexa (continua)

U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Z <sub>4</sub>
-13,2	44	45	11	10	-13,1	45	46	11	10
-15,0	44	45	12	11	-14,9	45	46	12	11
-16,9	44	45	13	12	-16,7	45	46	13	12
-18,9	44	45	14	13	-18,7	45	46	14	13
-21,0	44	45	15	14	-20,8	45	46	15	14
-23,3	44	45	16	15	-23,0	45	46	16	15
-25,7	44	45	17	16	-25,4	45	46	17	16
-28,3	44	45	18	17	-27,9	45	46	18	17
-31,2	44	45	19	18	-30,7	45	46	19	18
-34,2	44	45	20	19	-33,6	45	46	20	19
-37,5	44	45	21	20	-36,8	45	46	21	20
-41,1	44	45	22	21	-40,3	45	46	22	21
-45,0	44	45	23	22	-44,0	45	46	23	22
-49,3	44	45	24	23	-48,1	45	46	24	23
-54,0	44	45	25	24	-52,6	45	46	25	24
-59,2	44	45	26	25	-57,5	45	46	26	25
-65,0	44	45	27	26	-62,9	45	46	27	26
-71,5	44	45	28	27	-69,0	45	46	28	27
-78,8	44	45	29	28	-75,8	45	46	29	28
-87,0	44	45	30	29	-83,4	45	46	30	29
-96,4	44	45	31	30	-92,0	45	46	31	30
-107,3	44	45	32	31	-101,9	45	46	32	31
-120,0	44	45	33	32	-113,2	45	46	33	32
-135,0	44	45	34	33	-126,5	45	46	34	33
-153,0	44	45	35	34	-142,2	45	46	35	34
-175,0	44	45	36	35	-161,0	45	46	36	35
-202,5	44	45	37	36	-184,0	45	46	37	36
-237,9	44	45	38	37	-212,8	45	46	38	37
-285,0	44	45	39	38	-249,7	45	46	39	38
-351,0	44	45	40	39	-299,0	45	46	40	39
-450,0	44	45	41	40	-368,0	45	46	41	40
-615,0	44	45	42	41	-471,5	45	46	42	41
-945,0	44	45	43	42	-644,0	45	46	43	42
-1935,0	44	45	44	43	-989,0	45	46	44	43
0,0	44	45	45	44	-2024,0	45	46	45	44
2025,0	44	45	46	45	0,0	45	46	46	45
1035,0	44	45	47	46	2116,0	45	46	47	46
705,0	44	45	48	47	1081,0	45	46	48	47
540,0	44	45	49	48	736,0	45	46	49	48
441,0	44	45	50	49	563,5	45	46	50	49



Anexa (continuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-13,1	46	47	11	10	-313,3	46	47	41	40
-14,8	46	47	12	11	-385,4	46	47	42	41
-16,6	46	47	13	12	-493,5	46	47	43	42
-18,5	46	47	14	13	-673,7	46	47	44	43
-20,6	46	47	15	14	-1034,0	46	47	45	44
-22,7	46	47	16	15	-2115,0	46	47	46	45
-25,1	46	47	17	16	0,0	46	47	47	46
-27,6	46	47	18	17	2209,0	46	47	48	47
-30,2	46	47	19	18	1128,0	46	47	49	48
-33,1	46	47	20	19	767,7	46	47	50	49
-36,2	46	47	21	20	-13,0	47	48	11	10
-39,5	46	47	22	21	-14,7	47	48	12	11
-43,1	46	47	23	22	-16,5	47	48	13	12
-47,0	46	47	24	23	-18,4	47	48	14	13
-51,3	46	47	25	24	-20,4	47	48	15	14
-56,0	46	47	26	25	-22,5	47	48	16	15
-61,1	46	47	27	26	-24,8	47	48	17	16
-66,8	46	47	28	27	-27,2	47	48	18	17
-73,1	46	47	29	28	-29,8	47	48	19	18
-80,2	46	47	30	29	-32,6	47	48	20	19
-88,1	46	47	31	30	-35,6	47	48	21	20
-97,1	46	47	32	31	-38,8	47	48	22	21
-107,4	46	47	33	32	-42,2	47	48	23	22
-119,3	46	47	34	33	-46,0	47	48	24	23
-133,2	46	47	35	34	-50,1	47	48	25	24
-149,5	46	47	36	35	-54,5	47	48	26	25
-169,2	46	47	37	36	-59,4	47	48	27	26
-193,2	46	47	38	37	-64,8	47	48	28	27
-223,3	46	47	39	38	-70,7	47	48	29	28
-261,9	46	47	40	39	-77,3	47	48	30	29

Anexa (continuare)

<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>	<i>U</i>	<i>Z</i> <sub>1</sub>	<i>Z</i> <sub>2</sub>	<i>Z</i> <sub>3</sub>	<i>Z</i> <sub>4</sub>
-84,7	47	48	31	30	-35,0	48	49	21	20
-93,0	47	48	32	31	-38,1	48	49	22	21
-102,4	47	48	33	32	-41,5	48	49	23	22
-113,1	47	48	34	33	-45,1	48	49	24	23
-125,5	47	48	35	34	-49,0	48	49	25	24
-140,0	47	48	36	35	-53,3	48	49	26	25
-157,1	47	48	37	36	-57,9	48	49	27	26
-177,6	47	48	38	37	-63,0	48	49	28	27
-202,7	47	48	39	38	-68,6	48	49	29	28
-234,0	47	48	40	39	-74,8	48	49	30	29
-274,0	47	48	41	40	-81,7	48	49	31	30
-328,0	47	48	42	41	-89,4	48	49	32	31
-403,2	47	48	43	42	-98,0	48	49	33	32
-516,0	47	48	44	43	-107,8	48	49	34	33
-704,0	47	48	45	44	-119,0	48	49	35	34
-1080,0	47	48	46	45	-131,9	48	49	36	35
-2208,0	47	48	47	46	-147,0	48	49	37	36
0,0	47	48	48	47	-164,8	48	49	38	37
2304,0	47	48	49	48	-186,2	48	49	39	38
1176,0	47	48	50	49	-212,3	48	49	40	39
-12,9	48	49	11	10	-245,0	48	49	41	40
-14,6	48	49	12	11	-287,0	48	49	42	41
-16,3	48	49	13	12	-343,0	48	49	43	42
-18,2	48	49	14	13	-421,4	48	49	44	43
-20,2	48	49	15	14	-539,0	48	49	45	44
-22,3	48	49	16	15	-735,0	48	49	46	45
-24,5	48	49	17	16	-1127,0	48	49	47	46
-26,9	48	49	18	17	-2303,0	48	49	48	47
-29,4	48	49	19	18	0,0	48	49	49	48
-32,1	48	49	20	19	2401,0	48	49	50	49

# 2

## Reductoare precesionale cu destinație generală

În atlas sunt examinate diferite construcții de reductoare precesionale cu destinație generală: tip **K-H-V** cu una sau două roți centrale și un satelit și tip **2K-H** cu unghiul conului de dispunere  $\delta \leq 90^\circ$ , elaborate la Universitatea Tehnică a Moldovei sub conducerea științifică a acad. Ion Bostan. La elaborarea construcțiilor reductoarelor precesionale au luat parte, de asemenea, dr.conf. Anatol Oprea, dr. Sergiu Mazuru și ing. Grigore Oglindă, cărora autorii le aduc mulțumiri.

### Planșele 1-2. Reductoare precesionale

Reductorul precesional din figura 1 (planșa 1) este elaborat după schema **K-H-V** și include corpul, în care este fixată roata centrală cu dinți executați în formă de role conice și satelitul instalat pe manivela înclinată a arborelui motor. Mecanismul de legătură a roții satelit cu arborele condus este executat în forma unui cuplaj cu angrenare. Gama de variație a raportului de transmitere este  $U = 8 \dots 60$ . Randamentul acestui reductor este relativ scăzut:  $\eta = 0,95 \dots 0,85$ , din cauza condițiilor dificile de funcționare a cuplajului cu angrenare (funcționare cu unghi de înclinare a axelor  $\theta = 1^\circ 30' \dots 2^\circ 30'$ ). Puterea transmisă de reductor este, de asemenea, limitată de capacitatea portantă a cuplajului cu angrenaj.

În figura 2 este prezentat un reductor precesional cu funcționare etanșă, care include satelitul cu dinți montat pe manivela a arborelui conducător și legat, prin intermediul cuplajului cu dinți și al diafragmei de corp. Roata conducătoare, cu coroana plană cu role, este legată rigid de arborele condus. Luând în considerare condițiile de funcționare a angrenajului precesional (în vid sau în mediu agresiv, unde lubrifiții lichizi nu funcționează), rolele coroanei satelitului sunt executate prin presare din pulbere metalică cu conținut de lubrifiții solizi, iar roata centrală e executată din oțel inoxidabil.

În scopul creșterii capacității portante, la reductorul precesional din figura 1 (planșa 2) [17], satelitul cu rolele sale este executat plan și este instalat între două roți dințate, cu același număr de dinți, fixate în corp. Mecanismul de legătură a satelitului cu arborele condus este executat sub formă de role conice montate pe

arbori în corpul satelitului, amplasate cu un joc minim în canale și executate în arborele condus. Astfel, angrenarea concomitentă a tuturor roților satelitului cu dinții ambelor roți dințate asigură reductorului o capacitate portantă ridicată. De asemenea, mecanismul de legătură elaborat permite transmiterea unor sarcini considerabile, având randament ridicat. Pentru reductoare precesionale de mare putere, rolele pot fi instalate pe arbori sprijiniți pe rulmenți radial-axiali sau radiali, cu bile sau role.

Reductorul precesional din figura 2 (planșa 2), elaborat conform schemei **2K-H** (schema aflată la baza mai multor mecanisme precesionale elaborate), include blocul satelit cu coroanele dințate, montat pe manivela înclinată, care angrenează concomitent cu dinții roților dințate centrale. Ultima este legată rigid de arborele condus, care se va roti cu un raport de reducere:

$$U = - \frac{Z_2 Z_6}{Z_5 Z_3 - Z_2 Z_6}$$

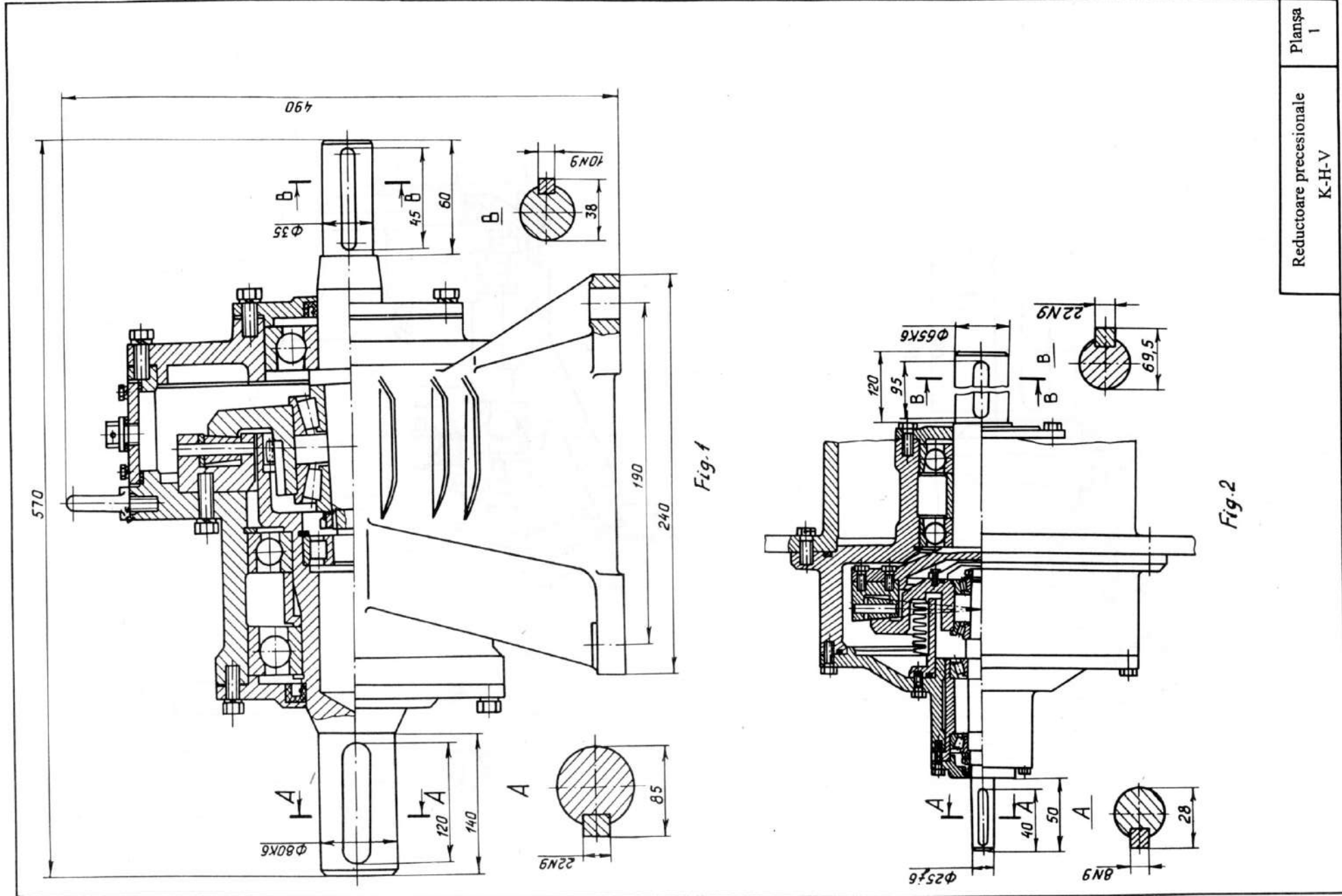
unde:  $Z_2, Z_3$  reprezintă numerele de dinți ale coroanelor satelitului, iar  $Z_5, Z_6$  – numerele de dinți ale roților dințate centrale.

Elaborarea construcțiilor transmisiilor precesionale este însoțită de elaborarea unui complex de măsuri necesare execuției lor: tehnologia de prelucrare a angrenajului precesional [5,4]; tehnologia de generare a dinților [10,11]; metoda și dispozitivul de control pentru angrenajul precesional [12].

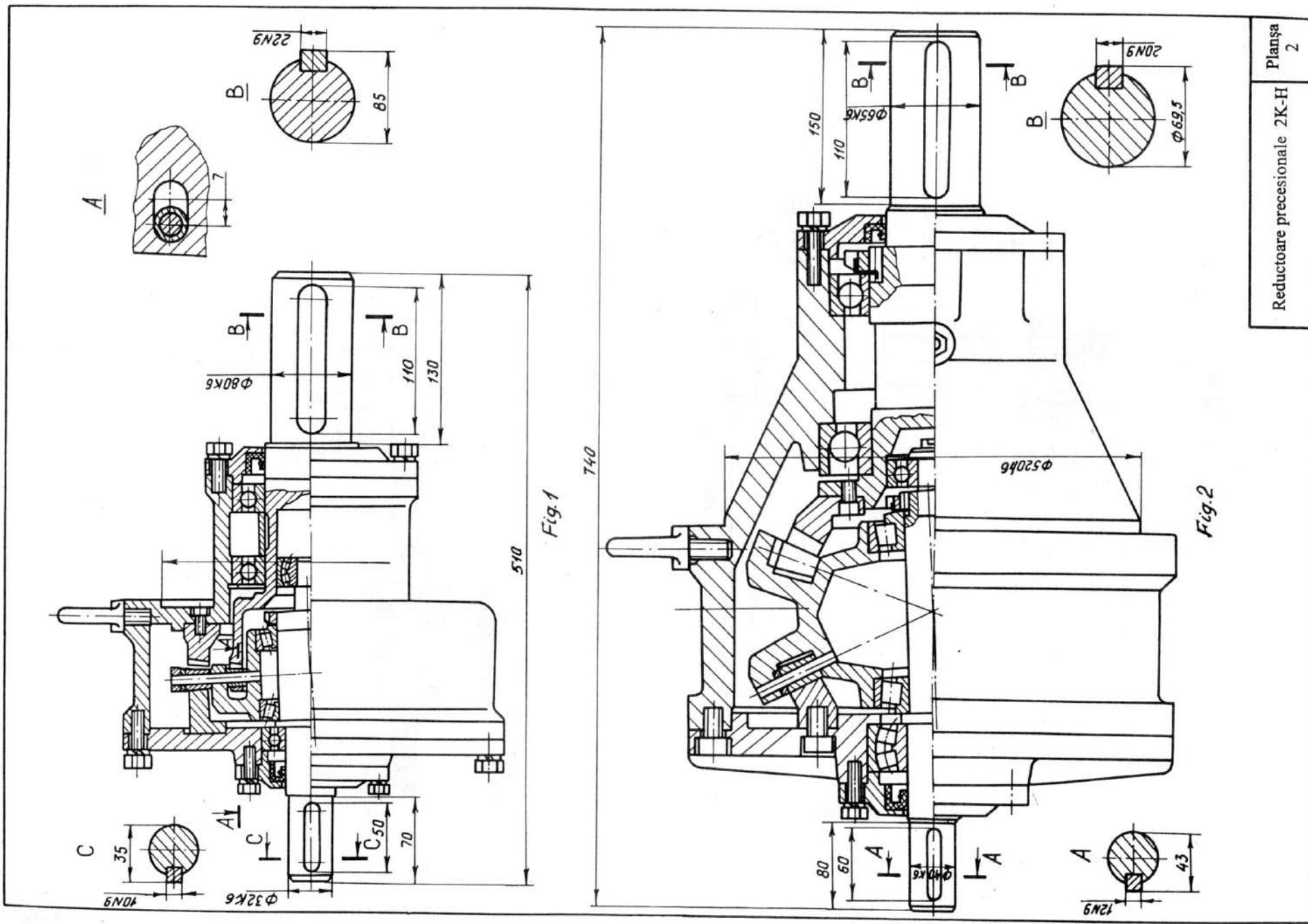
Reductoarele precesionale **2K-H** au următoarele avantaje:

- fiabilitate ridicată, datorită lipsei elementelor flexibile;
- efect cinematic deosebit ( $U = 8 \dots 3600$ );
- capacitate portantă ridicată, datorită multiplicității ridicate a angrenajului precesional (simultan, în angrenare se pot afla până la 100% din numărul dinților roților angrenate);
- nivel redus al zgomotului și al vibrațiilor ( $\approx 50 \dots 60$  dB);
- precizie cinematică ridicată ( $\Delta\varphi = 30'' \dots 70''$ );
- randament mecanic ridicat,  $\eta = 0,95 \dots 0,8$ , pentru rapoartele de transmitere

$U = 12 \dots 200$ .



Reductoare precesionale  
K-H-V  
Plansa  
1





# 3

## Reductoare precesionale cu destinație specială

Condițiile dificile de exploatare a mecanismelor submersibile de acționare a tehnicii de extragere din zăcămintele solide de pe fundul Oceanului Planetar (adâncimea de 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 de 50-60 MPa și temperatura apei de +2...4°C, crește brusc viscozitatea cinematică a uleiului, fapt ce generează pierderi hidraulice considerabile. Vitezele mici de lucru ale mecanismelor submersibile și acțiunea presiunii hidrostatice exterioare necesită utilizarea reductoarelor compacte cu raport de transmitere  $U = 100...600$ . În acest plan, se deschid perspective largi de utilizare a transmisiilor precesionale cu angrenaj cu bolturi în construcția CECFM (a complexului de extragere a concrețiunilor feromanganice).

În continuare, în planșele 3...10 se prezintă construcțiile mecanismelor precesionale destinate tehnicii submersibile, elaborate în UTM la comanda Institutului de Proiectare VNIPIOkeanmaș (Ecaternoslav, Ucraina).

### **Planșa 3. Module electromecanice de acționare a hidrolocatorului CECFM ( $U = -323$ ) și a șuberului aeroliftului ( $U = -1443$ )**

Modulul electromecanic precesional din figura 1 (planșa 3) include un electromotor special, al cărui stator este fixat în corpul comun al modulului, rotorul fiind amplasat pe arborele conducător-manivelă a reductorului. Mișcarea de rotație a arborelui se transformă în mișcare de precesie a satelitului prin intermediul manivelei înclinată; drept rezultat, coroanele dințate ale satelitului angrenează cu roțile dințate centrale, fixă și condusă, ultima rotindu-se cu raportul de reducere  $U = -323$ . Pentru etanșarea spațiului interior al reductorului este utilizat un sistem de garnituri radiale și frontale. Egalizarea presiunilor interioară și exterioară este asigurată de un compensator, care include un corp sferic cu gaură în centru și o membrană elastică, montate de partea electromotorului. În scopul evitării

pătrunderii particulelor abrazive, produse în angrenajul precesional, în spațiul de lucru al electromotorului este prevăzut un filtru amplasat în planul de separare a spațiilor de lucru ale motorului electric și reductorului precesional. Pentru îmbunătățirea randamentului, dinții satelitului sunt executați sub forma unor role conice, montate cu alunecare pe arbori în corpul satelitului.

În scopul utilizării la maxim a posibilităților cinematice ale transmisiilor de tip 2K-H, angrenajul precesional cu role este înlocuit cu un angrenaj convex-concav multipar [3]. În acest context, a fost elaborată construcția modulului electromecanic, prezentată în figura 2 (planșa 3), angrenajul convex-concav permițând obținerea raportului de transmitere  $U = -1443$ . Blocul-satelit este obținut prin sinterizare din pulberi metalice, tehnologie caracterizată printr-o productivitate ridicată.

Seria zero a ambelor module electromecanice a fost executată la uzina AZOVMAȘ (Mariopol, Ucraina).

### **Planșa 4. Reductor precesional pentru acționarea alimentatorului CECFM**

Reductorul precesional, prezentat în planșa are caracteristicile tehnice:  $U = -405$ ;  $T = 2950 \text{ N} \cdot \text{m}$ ; masa,  $m = 145 \text{ kg}$ ; consumul specific de material,  $\gamma = 0,049 \text{ kg/N} \cdot \text{m}$ . Multiplicitatea angrenajului este 100 %.

Reductorul are la bază schema 2K-H a transmisiei precesionale. Motorul electric este fixat prin flanșă de reductorul precesional, iar arborele electromotorului, având capătul conic, este cuplat cu arborele conducător al reductorului în modul „arbore în arbore”. Etanșarea elementelor imobile se efectuează cu ajutorul garniturilor de flanșă, iar etanșarea arborelui condus – prin intermediul unor etanșări complexe, radiale și de flanșă. Elucidarea jocului în joncțiunea arborele electromotorului-arborele reductorului se efectuează prin pretensionarea axială cu ajutorul unui șurub lung.

Producerea industrială a acestui reductor a fost valorificată de către uzina AZOVMAȘ (Mariopol, 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 - puiliță 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.

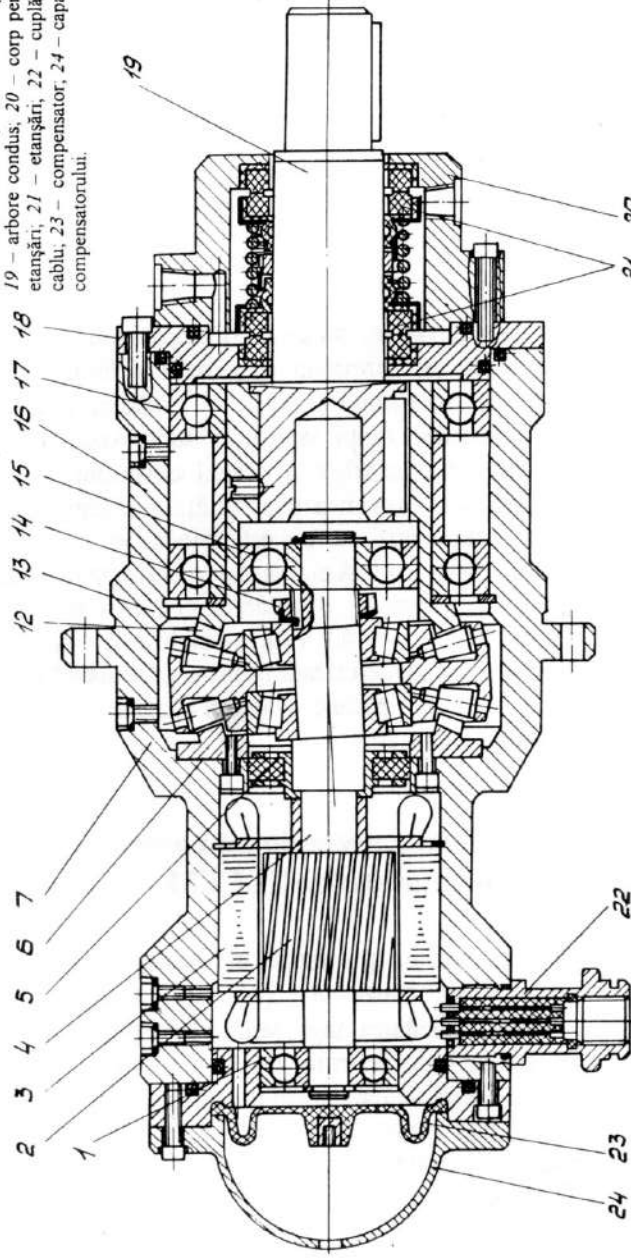


Fig. 1

**CONDIIȚII 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**

Puterea motorului, kW: 0,37;

Turația arborelui electromotorului, min<sup>-1</sup>: 1500;

Raportul de transmitere: 1443;

Numărul dinților coroanelor danturate:

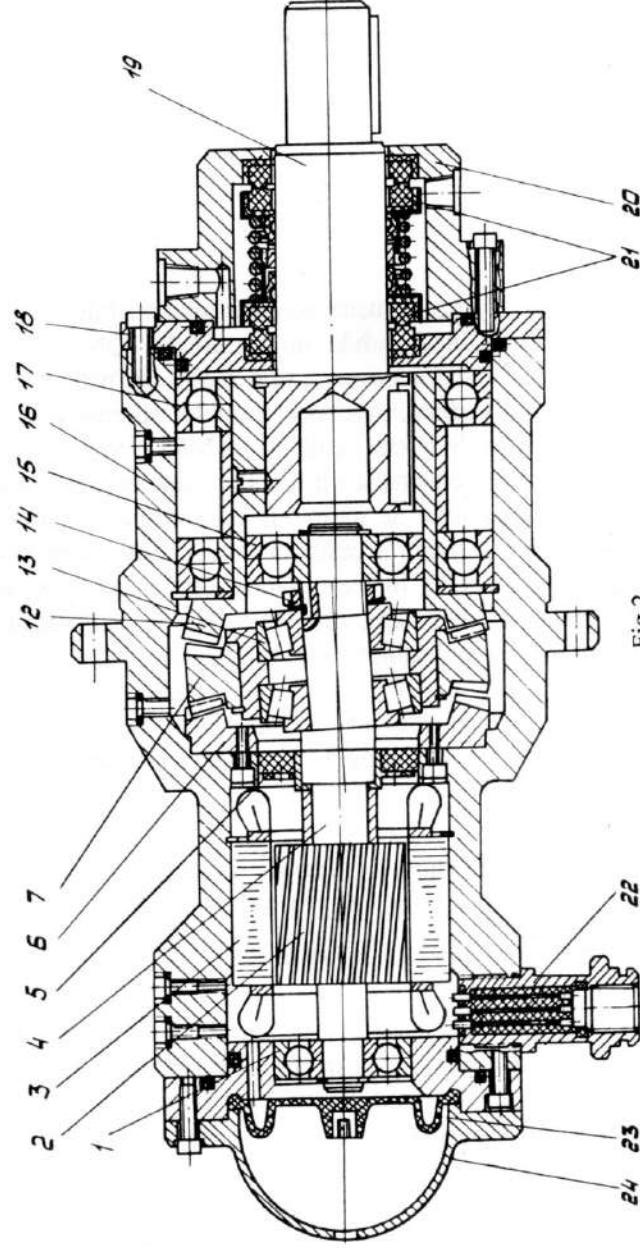
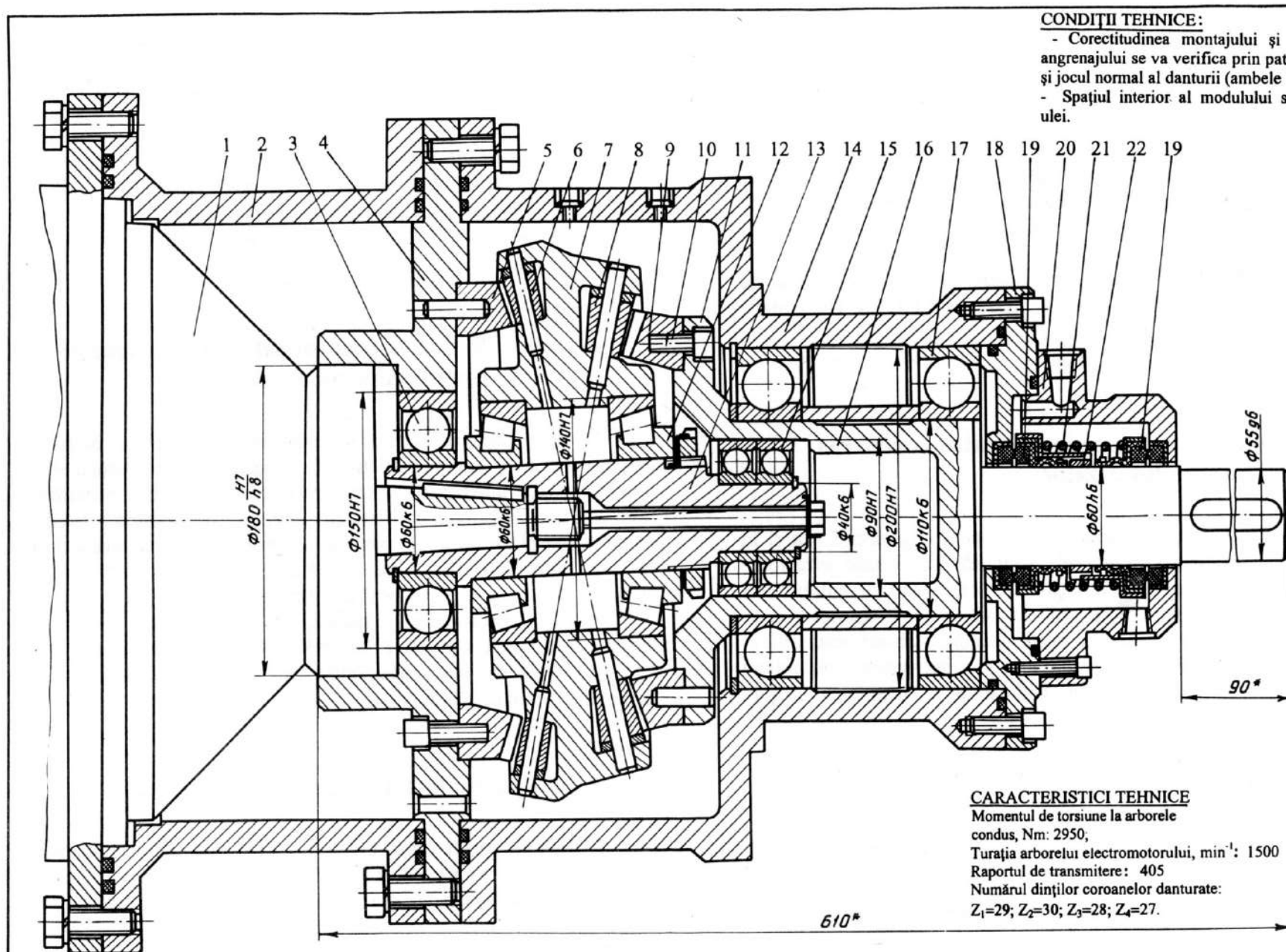
 $Z_1=38$ ;  $Z_2=39$ ;  $Z_3=38$ ;  $Z_4=37$ .

Fig. 2

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 - puiliță 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. 1)  
și șberului aeroliftului (fig. 2)

Planșa  
3

**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,  
 Turația arborelui electromotorului,  $\text{min}^{-1}$ : 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 - rolă; 7 - bloc  
 satelit; 8 - rolă; 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 - etanșări radiale;  
 20 - corp pentru etanșări; 21 - arc; 22 - bucă de separare.

Reductor precesional pentru acționarea  
 alimentatorului CECFM

Planșa  
 4



### **Planșa 5. Motoreductor precesional pentru acționarea tehnicii submersibile**

Motoreductorul examinat e elaborat conform schemei din planșa menționată, având doar unghiul conului de dispunere modificat,  $\delta = 22^\circ 30'$  față de  $\delta = 7^\circ 30'$ . Blocul-satelit este instalat liber între coroanele danturate ale roților centrale, fixă și condusă. Arborele condus, care intră cu capătul de ieșire în contact cu apa de mare, este executat din titan și prezintă la ambele capete caneluri pentru o cuplare ușoară. Electromotorul este asigurat cu un compensator, iar reductorul – cu trei compensatoare de presiune.

**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere,  $U = -279$ ; momentul de torsiune la arborele condus,  $T = 15\ 000\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; masa,  $m = 691\ \text{kg}$  (fără ulei); consumul specific de material,  $\gamma = 0,045\ \text{kg/N} \cdot \text{m}$ .

Ungerea reductorului se efectuează cu ulei.

### **Planșa 6. Motoreductor precesional pentru acționarea alimentatorului-dozator**

Motoreductorul examinat este similar celui prezentat în planșa 5. Ca și în cazul precedent, satelitul, împreună cu arborele manivelă, este instalat între roțile centrale cu autocentrare. Reglarea jocului în angrenaj se efectuează cu ajutorul unei plăci metalice inelare, instalată între roata centrală fixă și corp. Grosimea ei se determină în funcție de valoarea jocului, cu relații stabilite. Arborele-manivelă al reductorului este cuplat cu arborele electromotorului prin intermediul unui arbore torsional, care trece prin cavitatea rotorului. Reductorul și electromotorul sunt prevăzute cu compensatoare autonome.

**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere,  $U = -144$ ; momentul de torsiune la arborele condus,  $T = 9010\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; puterea la arborele conducător,  $P = 6\ \text{kW}$ ; masa,  $m = 391\ \text{kg}$  (fără ulei), consumul specific de material,  $\gamma = 0,042\ \text{kg/N} \cdot \text{m}$ .

### **Planșele 7-8. Reductor precesional al troliului de ridicare a brațului complexului robotizat**

Reductorul, prezentat în planșa 7 este utilizat în calitate de troliu de ridicare a brațului (planșa 8) complexului robotizat. Reductorul-troliu 2 este amplasat pe lagărele de alunecare a brațului 4. Arborele condus al reductorului este legat cu

traversa 3 a brațului 4. La rotirea arborelui-manivelă corpul reductorului, executat în forma unei tobe, se rotește cu o turație redusă în raport de cea a brațului. Arborele condus 10 (planșa 7) este montat pe doi rulmenți radiali cu role cilindrice și un rulment axial cu bile. Nodul blocul-satelit 6-arborele manivelă este montat, de asemenea, cu autocentrare între roțile centrale 5 și 8. Arborele condus, care vine în contact cu apa de mare, este executat din titan. Prin canalul executat în arborele fix se pompează în cavitatea reductorului ulei compensator din sistemul central.

**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere,  $U = -144$ ; momentul de torsiune la arborele condus,  $T = 5431\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; puterea la arborele conducător,  $P = 37\ \text{kW}$ ; masa,  $m = 2822\ \text{kg}$  (fără ulei); consumul specific de material,  $\gamma = 0,05\ \text{kg/N} \cdot \text{m}$ .

### **Planșa 9. Reductor precesional pentru acționarea troliului complexului robotizat**

În comparație cu reductorul troliului de ridicare a brațului (planșa 7), reductorul troliului superior (planșa 9) posedă o serie de particularități. Arborele conducător este antrenat în mișcare de rotație de două electromotoare, iar pentru solicitarea lor uniformă unul dintre ele este legat de arborele conducător printr-un arbore torsional. În cazuri accidentale (nefuncționarea unuia dintre electromotoarele de bază), este prevăzută rotirea arborelui condus de un electromotor de rezervă, printr-un reductor conic fixat pe flanșa arborelui.

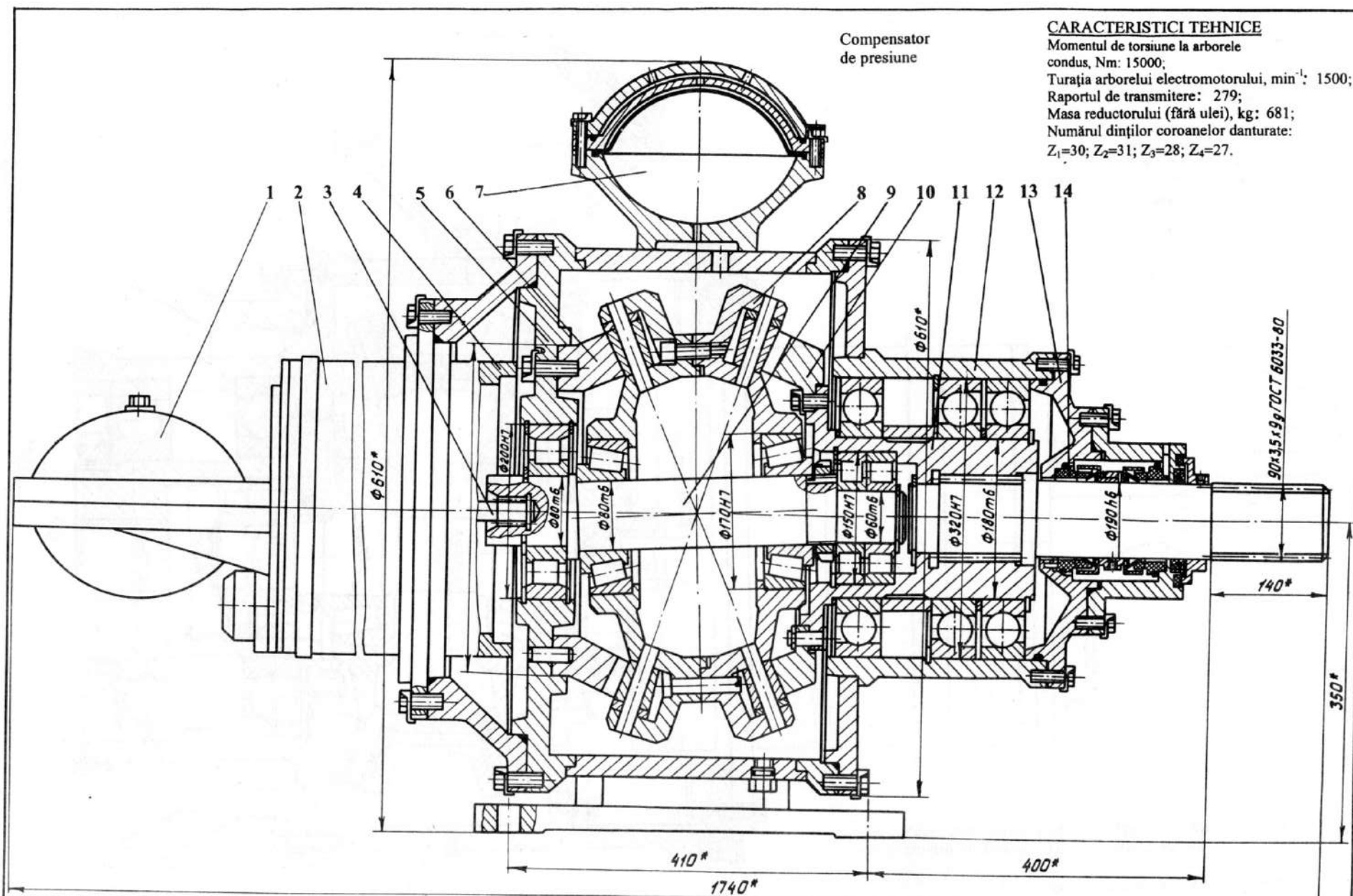
**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere,  $U = -575$ ; momentul de torsiune la arborele condus,  $T = 370\ 000\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; puterea la arborele conducător,  $P = 2 \times 37 = 74\ \text{kW}$ ; masa reductorului,  $m = 8225\ \text{kg}$  (fără ulei); consumul specific de material,  $\gamma = 0,022\ \text{kg/N} \cdot \text{m}$ .

### **Planșa 10. Reductor precesional al troliului**

Reductorul precesional prezentat pe planșa 10 este destinat acționării troliului – parte componentă a CECFM. Arborele de ieșire este montat pe un rulment radial cu bile și alți doi rulmenți radiali-axiali montați pereche. Arborele condus este executat din titan și este fixat în lagăr prin caneluri. Nodul blocul satelit-arborele-manivelă este montat cu autofixare între roțile centrale. Etanșarea este efectuată cu ajutorul unui sistem complex de etanșare.

**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere,  $U = -144$ ; momentul de torsiune la arborele condus,  $T = 50\ 917\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; masa,  $m = 3885\ \text{kg}$  (fără ulei); consumul specific de material,  $\gamma = 0,076\ \text{kg/N} \cdot \text{m}$ .





**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 15000;  
 Turația arborelui electromotorului, min<sup>-1</sup>: 1500;  
 Raportul de transmitere: 279;  
 Masa reductorului (fără ulei), kg: 681;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 Z<sub>1</sub>=30; Z<sub>2</sub>=31; Z<sub>3</sub>=28; Z<sub>4</sub>=27.

Compensator de presiune

**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.

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.

Motoreductor precesional pentru acționarea tehnicii submersibile.	Planșa 5
---	----------

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune la arborele

condus, Nm: 9010;

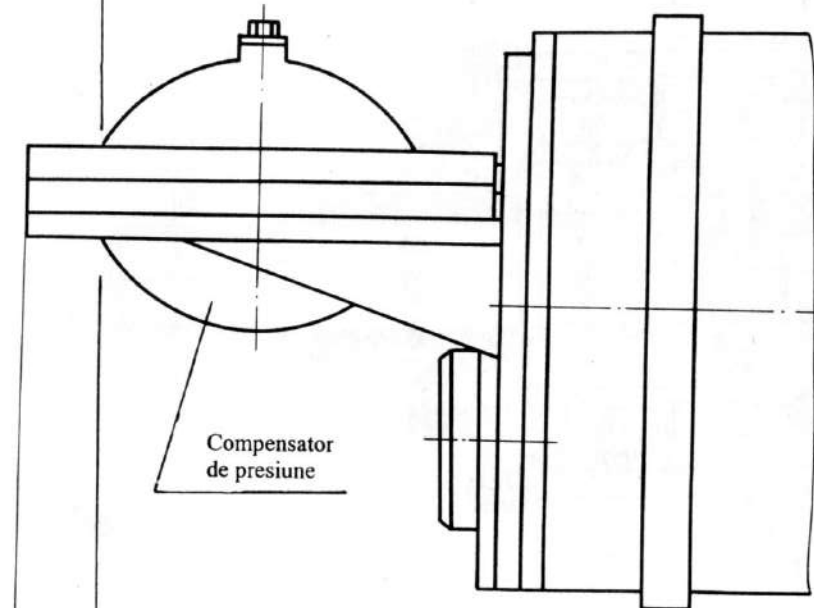
Turația arborelui electromotorului,  $\text{min}^{-1}$ : 1500;

Raportul de transmitere: 144;

Masa reductorului (fără ulei), kg: 391;

Numărul dinților coroanelor danturate:

$Z_1=29$ ;  $Z_2=30$ ;  $Z_3=25$ ;  $Z_4=24$ .

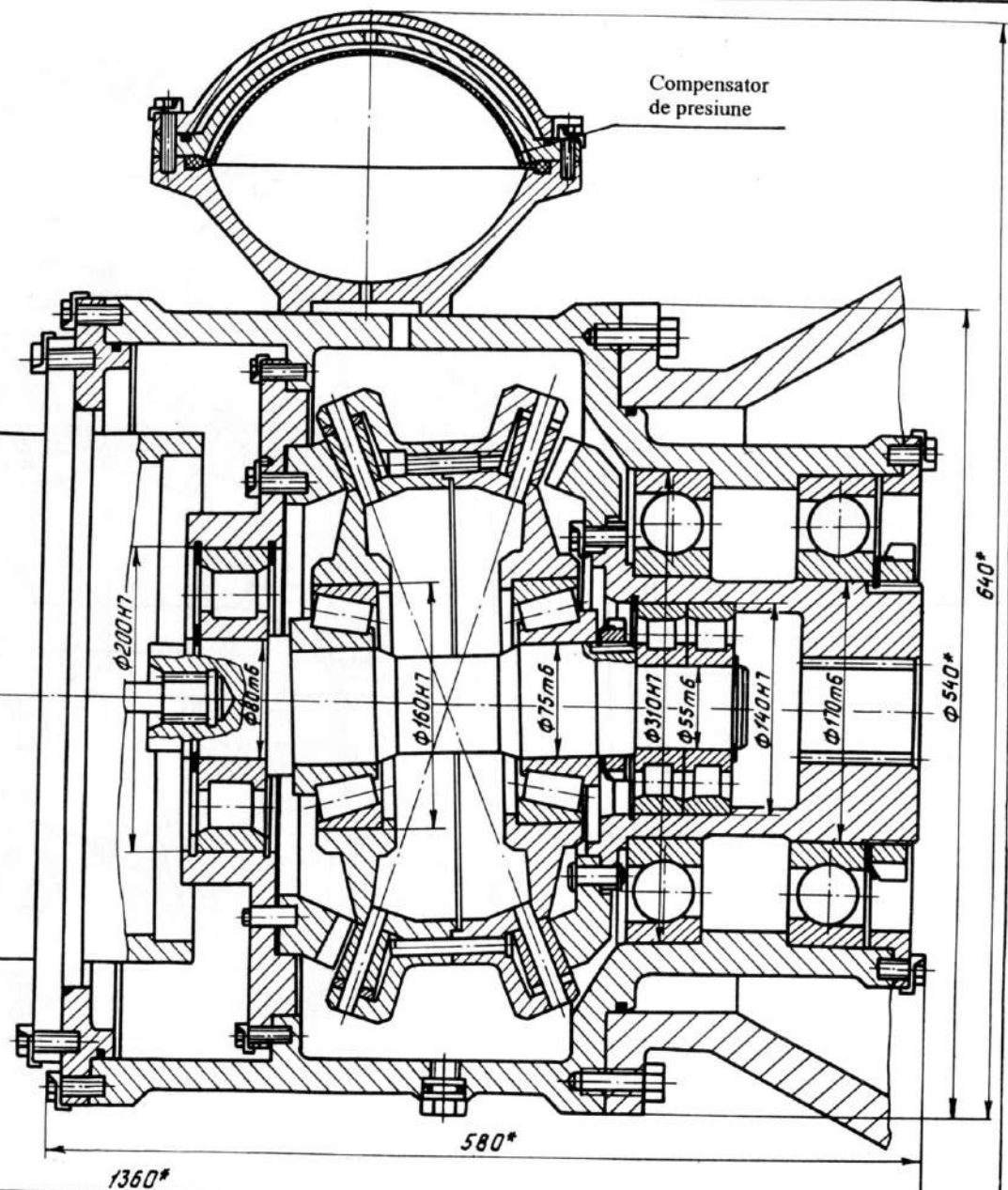


Compensator  
de presiune

**CONDIȚII TEHNICE**

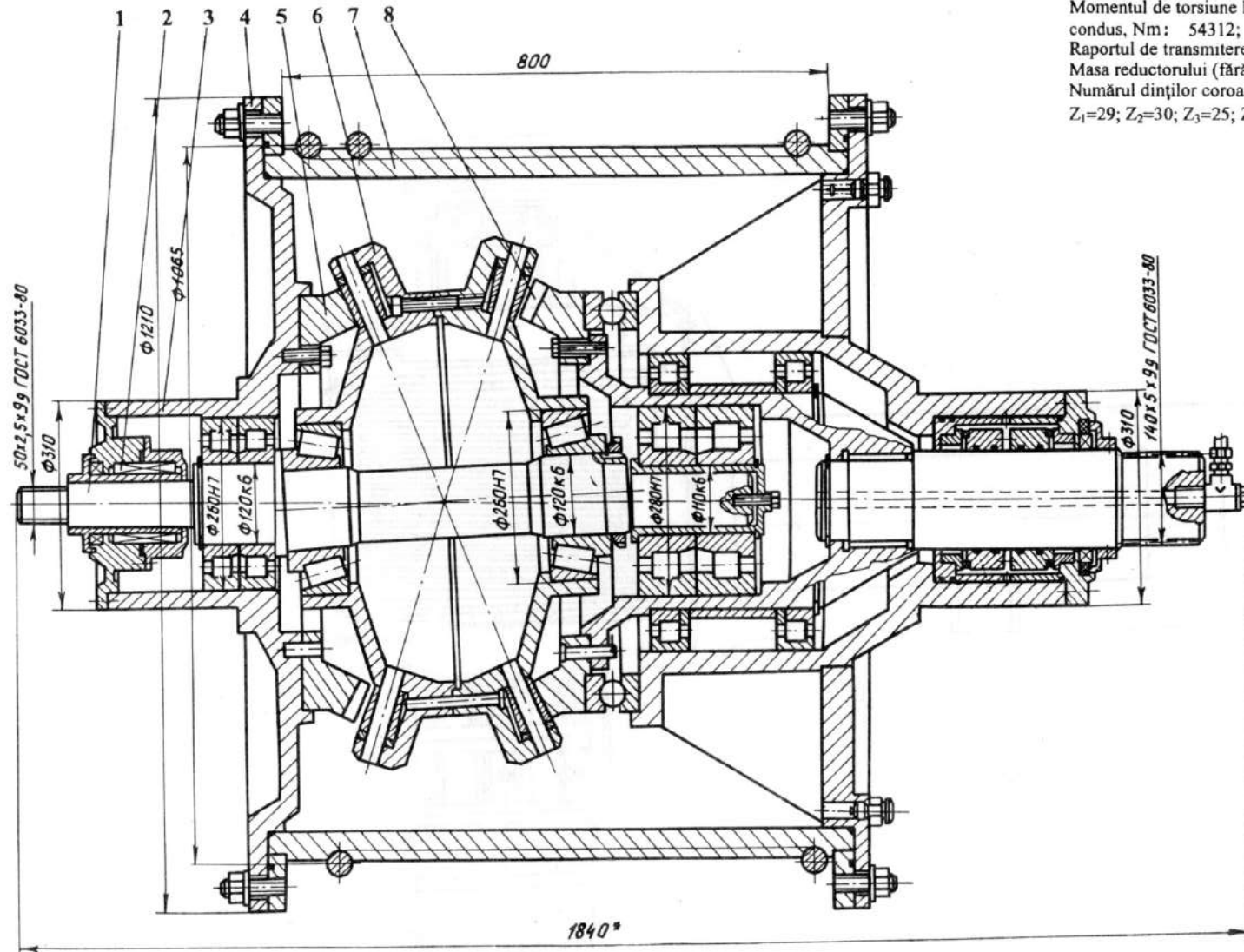
- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);

- Spațiul interior al modului se umple cu ulei.



Motoreductor precesional pentru  
acționarea alimentatorului-doзатор

Planșa  
6

**CARACTERISTICI TEHNICE**

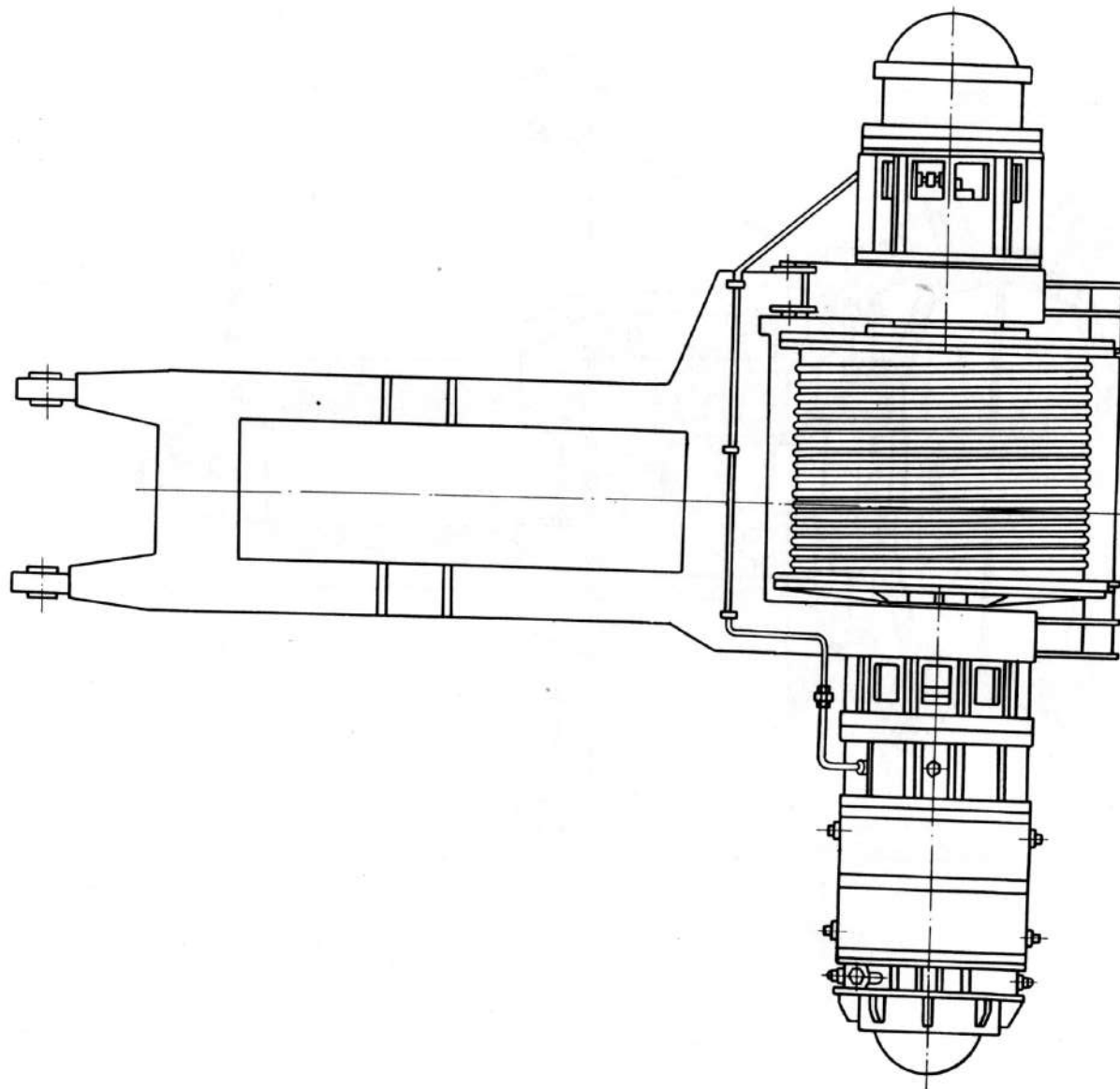
Puterea electromotorului, kW: 37;  
 Momentul de torsiune la arborele  
 condus, Nm: 54312;  
 Raportul de transmitere: 144;  
 Masa reductorului (fără ulei), kg: 2822;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=29$ ;  $Z_2=30$ ;  $Z_3=25$ ;  $Z_4=24$ .

**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.

Reductor precesional al trolului de  
 ridicare a brațului complexului  
 robotizat

Planșa  
 7

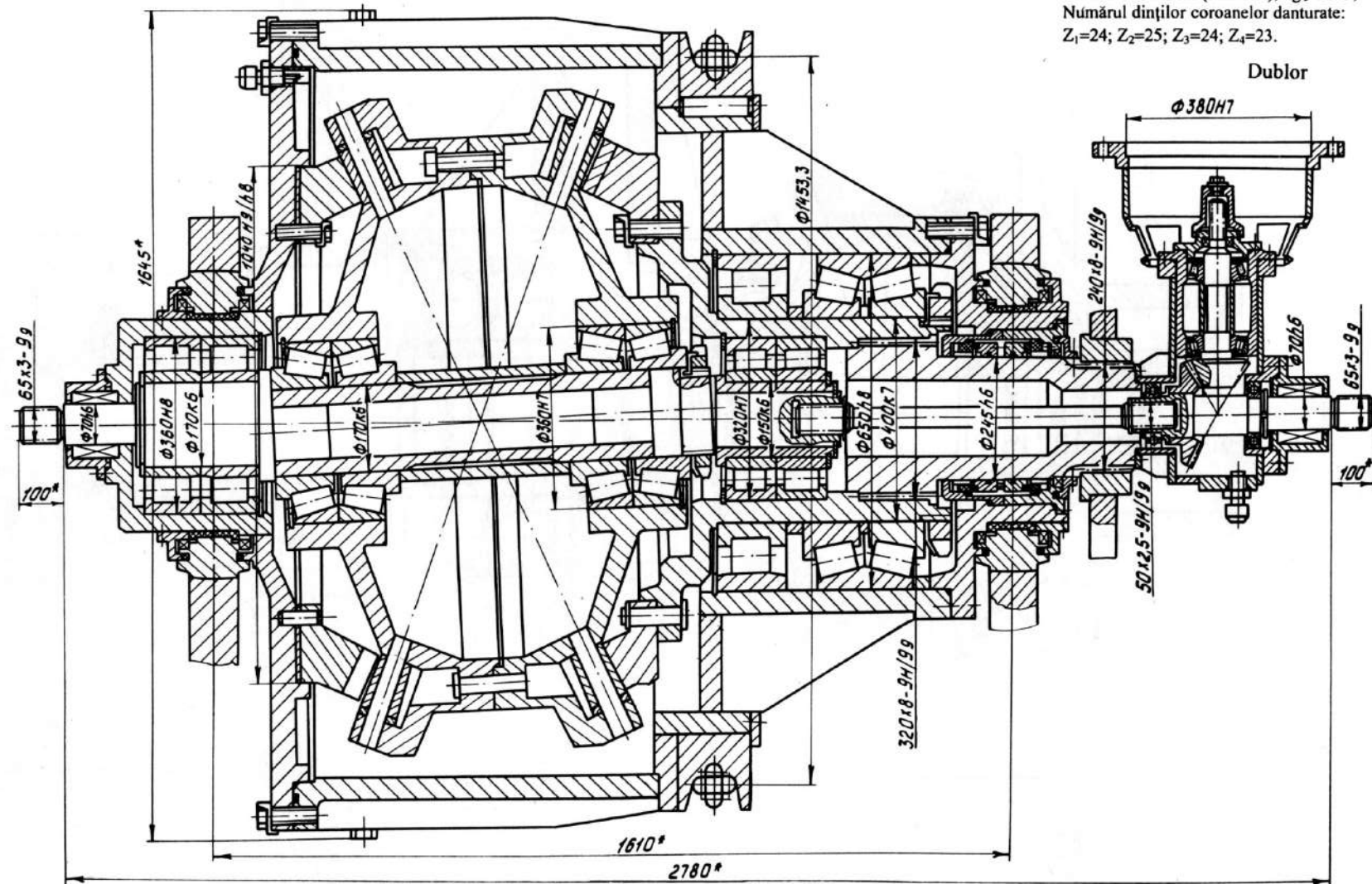


Reductor precesional al trotului de ridicare a brațului complexului robotizat	Planșa 8
---	-------------



## CARACTERISTICI TEHNICE

Puterea electromotorului, kW:  $2 \times 37 = 74$ ;  
 Momentul de torsiune la arborele  
 condus, Nm: 370000;  
 Raportul de transmitere: 575;  
 Masa reductorului (fără ulei), kg: 8225;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1 = 24$ ;  $Z_2 = 25$ ;  $Z_3 = 24$ ;  $Z_4 = 23$ .

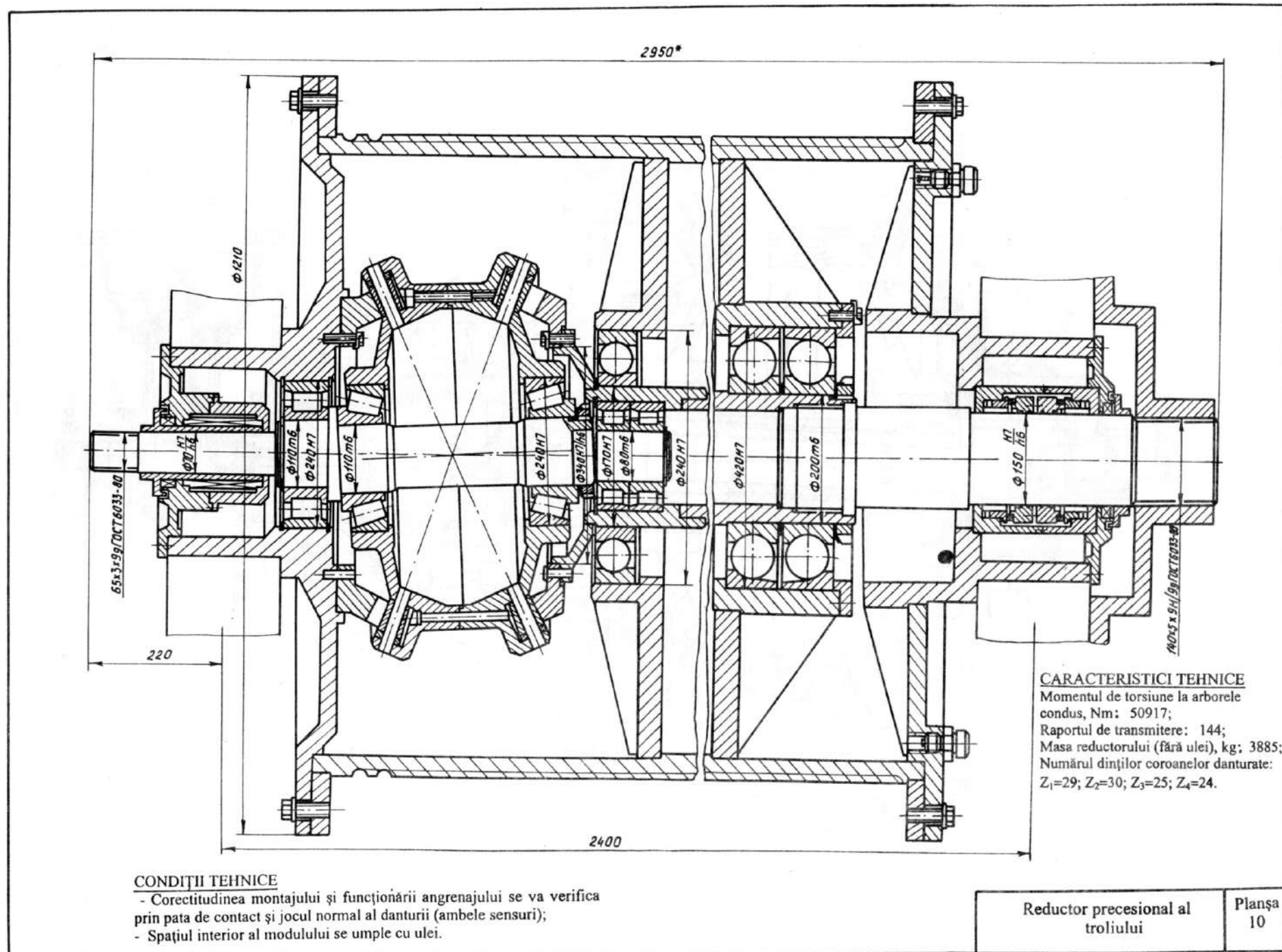


## CONDIȚII TEHNICE

- 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.

Reductor precesional pentru  
 acționarea trolului complexului  
 robotizat

Planșa  
 9



### Planșa 11. Turbomotor precesional reactiv cu ejecție a armăturii pentru conducte

Turbomotorul este destinat pentru închiderea și deschiderea conductelor de gaz, gaz condensat și alte medii lichide și gazoase. Turbomotorul [49] include: turbina reactivă 1, fixată pe arborele pinion 2 care angrenează cu roata dințată cilindrică 3, montată pe arborele-manivelă 4 al primei trepte precesionale. Roata dințată centrală 5 este legată cinematic cu sistemul de rotire manual 6 blocat în corp de știftul de fixare 7, iar roata centrală 8 este legată rigid cu corpul-manivelă 9, a cărui suprafață exterioară este executată cu înclinare și ține locul de manivelă pentru treapta a doua precesională. Pe corpul-manivelă 9 este montat satelitul 10, cu angrenaj cu role, situat între roțile centrale 11 și 12, legate corespunzător de corpul turbomotorului 13 și, respectiv, de arborele robinetului sferoidal 14. La închiderea sau deschiderea robinetului sferoidal 14, gazul din conductă, cu presiunea 1,5...8 MPa, acționează prin injectorul 15 asupra turbinei 1, impunându-i o mișcare de rotație cu frecvența 15 000...20 000 min<sup>-1</sup>. Mișcarea de rotație redusă se transmite arborelui robinetului sferoidal, al cărui unghi necesar de rotire se reglează cu ajutorul unor sprijine speciale. În cazuri accidentale, rotirea robinetului sferoidal se efectuează cu ajutorul sistemului de rotire manual 6, deblocându-se cuplul de roți dințate conice și blocându-se roțile centrale și satelitul primei trepte precesionale.

Acționarea de la turbina reactivă poate fi elaborată destul de compact, cu raportul de reducere  $U = 20\ 000...50\ 000$ . Robinetul sferoidal  $D_y-500$ , cu turbomotor precesional reactiv cu ejecție, are următoarele caracteristici: diametrul convențional al conductei – 500 mm; presiunea convențională – 8 MPa; temperatura mediului de lucru – 60-80°C; timpul de lucru – 10...60 s; produsul transportat prin conductă – gaz natural neagresiv; presiunea produsului transportat – 1,5...8 MPa; raportul de transmitere al mecanismului de acționare – 20 000; momentul de torsiune maxim la arborele robinetului sferoidal – 30 000 N·m; masa totală – 2150 kg; masa turbomotorului precesional cu ejecție – 315 kg.

Rulmenții și angrenajele turbomotorului se lubrificază cu unsoare consistentă.

Seria zero a fost executată la uzina „Compressormăș” (Sumy, Ucraina). Proiectarea a fost elaborată în UTM.

### Planșa 12. Motoreductor precesional de acționare a macaralei pivotante MKG-25.01

Motoreductorul examinat [50] este destinat acționării fiecărei șenile în parte, cu un electromotor separat 3. Reductorul include o transmisie cu roți dințate cilindrice 4, cu o roată parazită, și o transmisie precesională 2K-H. Satelitul este montat pe manivela înclinată 5 cu autoașezare între roțile dințate centrale 6 și 8,

legate de sașii pânzei cu șenile 2 și, respectiv, de corpul tobă cu roțile de lanț 10. Atât arborele-manivelă cât și corpul-tobă sunt montate cu autoașezare, pe rulmenți sferici. Transmisia cilindrică este destinată asigurării spațiului liber dintre motor și drum (nu mai puțin de 0,4 m). Pentru remorcarea macaralei, buloanele 13 și știfturile 14 se scot. În acest caz, roțile de lanț vor roti corpul-tobă, împreună cu angrenajul blocat, și arborele condus în lagărele 11 și 15.

Proiectarea a fost elaborată în Universitatea Tehnică a Moldovei.

**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere al transmisiei cilindrice,  $U_I = 1,25$ , iar al transmisiei precesionale,  $U_{II} = 80$ ; puterea motorului tip MTKG-312-8, 11 kW.

Ungerea transmisiei cu roți dințate cilindrice se efectuează cu unsoare consistentă, iar a transmisiei precesionale – cu ulei.

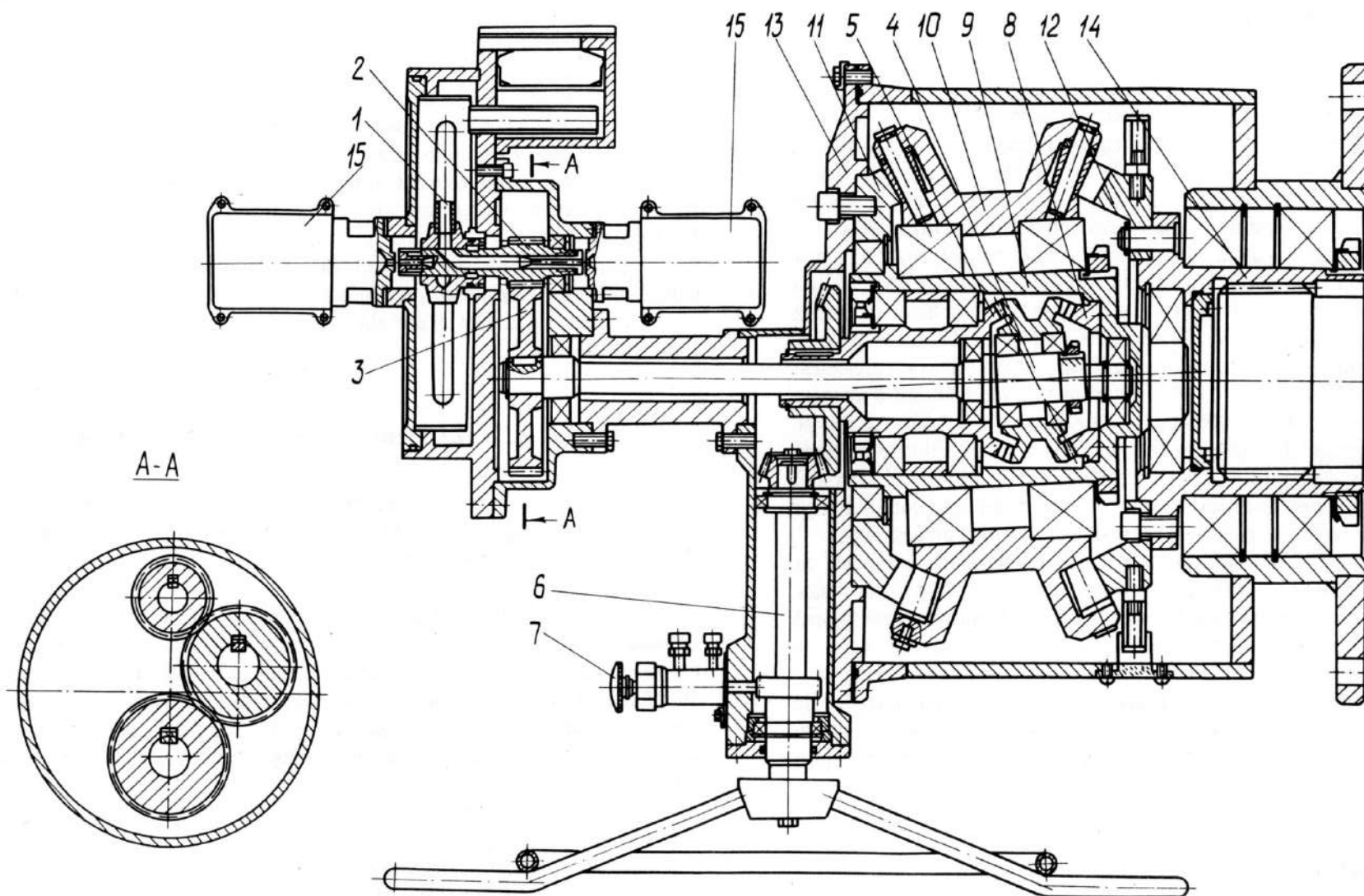
Construcția a fost elaborată la comanda uzinei de macarale pivotante din Cebârcul (Rusia).

### Planșa 13. Multiplicator precesional cu generator

La rapoarte de transmitere mici, transmisiile precesionale K-H-V și 2K-H funcționează în regim de multiplicator. În planșa 13 este prezentată construcția multiplicatorului agregatului electroeolian AVĂ-16 [55], având la bază transmisia precesională tip K-H-V.

Multiplicatorul conține corpul demontabil 1, roțile centrale 2, fixate în flanșele corpului, arborele condus 3, pe a cărui manivelă înclinată pe rulmenții 5 este montat satelitul plan 6. Dinții satelitelui sunt executați în formă de role conice 9, montate pe bolșurile 7 și șaibele 8. Butucul 11 al satelitelui și arborele conducător 4 sunt legați printr-un cuplaj cu role 10. Roțile centrale 2 au același număr de dinți, iar diferența dintre numărul dinților roților centrale și numărul roților 9 ale satelitelui 6 este egală cu 1.

Mișcarea de rotație a roții de (elice) lucru a agregatului eolian se transmite printr-un arbore torsional arborelui conducător 4 și, mai departe, prin intermediul cuplajului cu role 10 – satelitelui 6. Ultimul, rotindu-se cu frecvența  $n$ , impune roților 9 să se rostogolească simultan pe dinții roților fixe 2. Astfel, rotirea arborelui conducător 4 este transformată de un cuplu rezultat de forțe, care acționează în zone diametral opuse, în mișcare de precesie a satelitelui în jurul unui punct nemișcat, cu frecvența ciclurilor de precesie  $n_6 = -n_4 Z_g / (Z_g - Z_2)$ , unde  $Z_2$ ,  $Z_g$  sunt numerele dinților roților corespunzătoare. Mai departe, satelitul 6, prin intermediul rulmenților 5, antrenează în mișcare de rotație arborele condus 3 și arborele generatorului 12, cu frecvența ciclurilor de precesie  $n_6$ . Angrenarea simultană din două părți a roților satelitelui cu dinții roților dințate centrale permite transmiterea sarcinii simultan de către toate rolele. Gama rațională a valorilor unghiului profilului dinților se află în limitele 45-80°.

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune maxim la arborele  
robinetului sferoidal, Nm: 30000;  
Turația arborelui turbinei,  $\text{min}^{-1}$ : 20000;  
Raportul de transmitere: 20000;  
Masa turbomotorului precesional cu ejecție, kg: 315;  
Presiunea agentului de lucru, MPa: 1,5...8

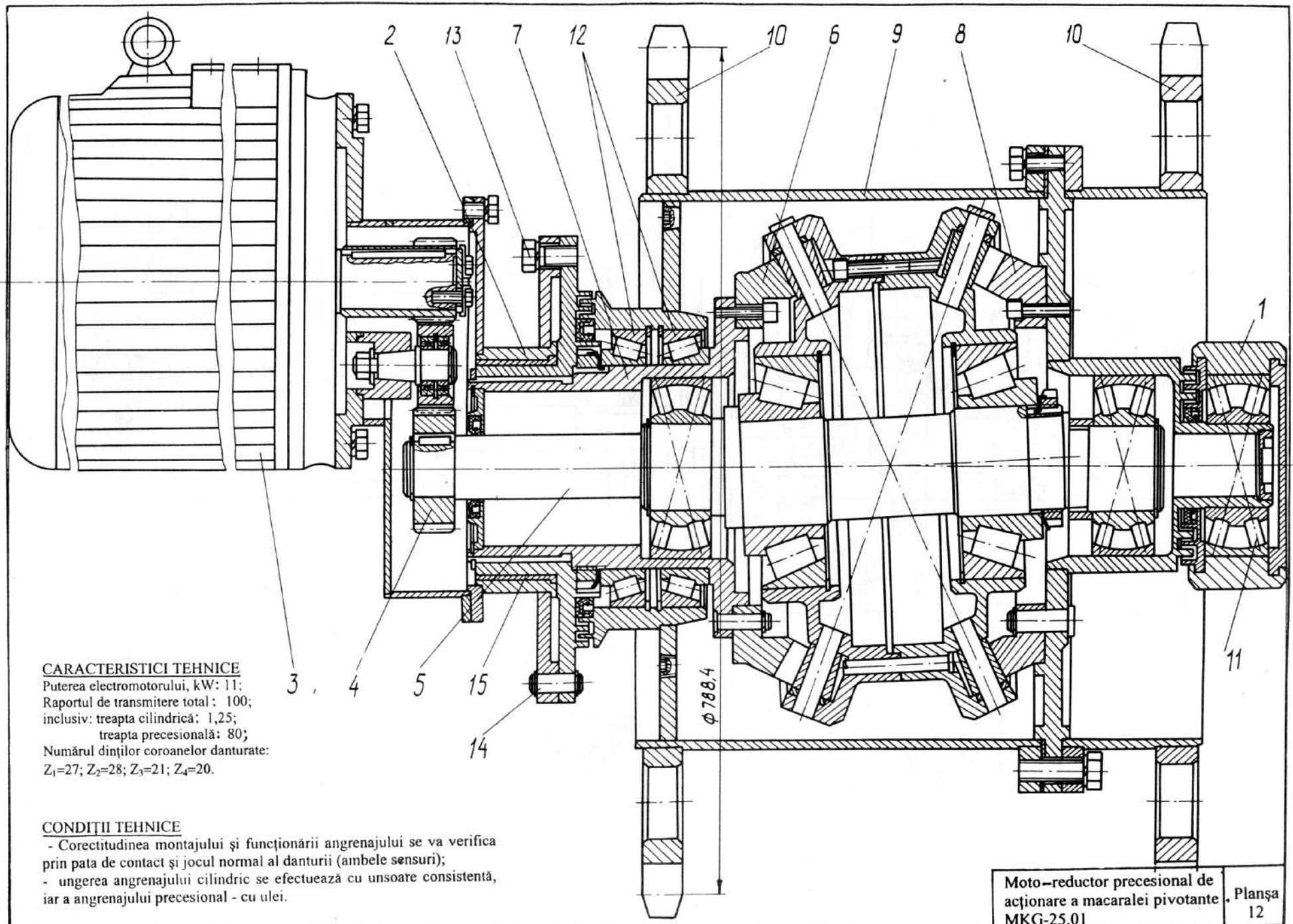
**CONDIȚII TEHNICE**

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

Turbomotor precesional reactiv  
cu ejecție a armăturii pentru  
conduce

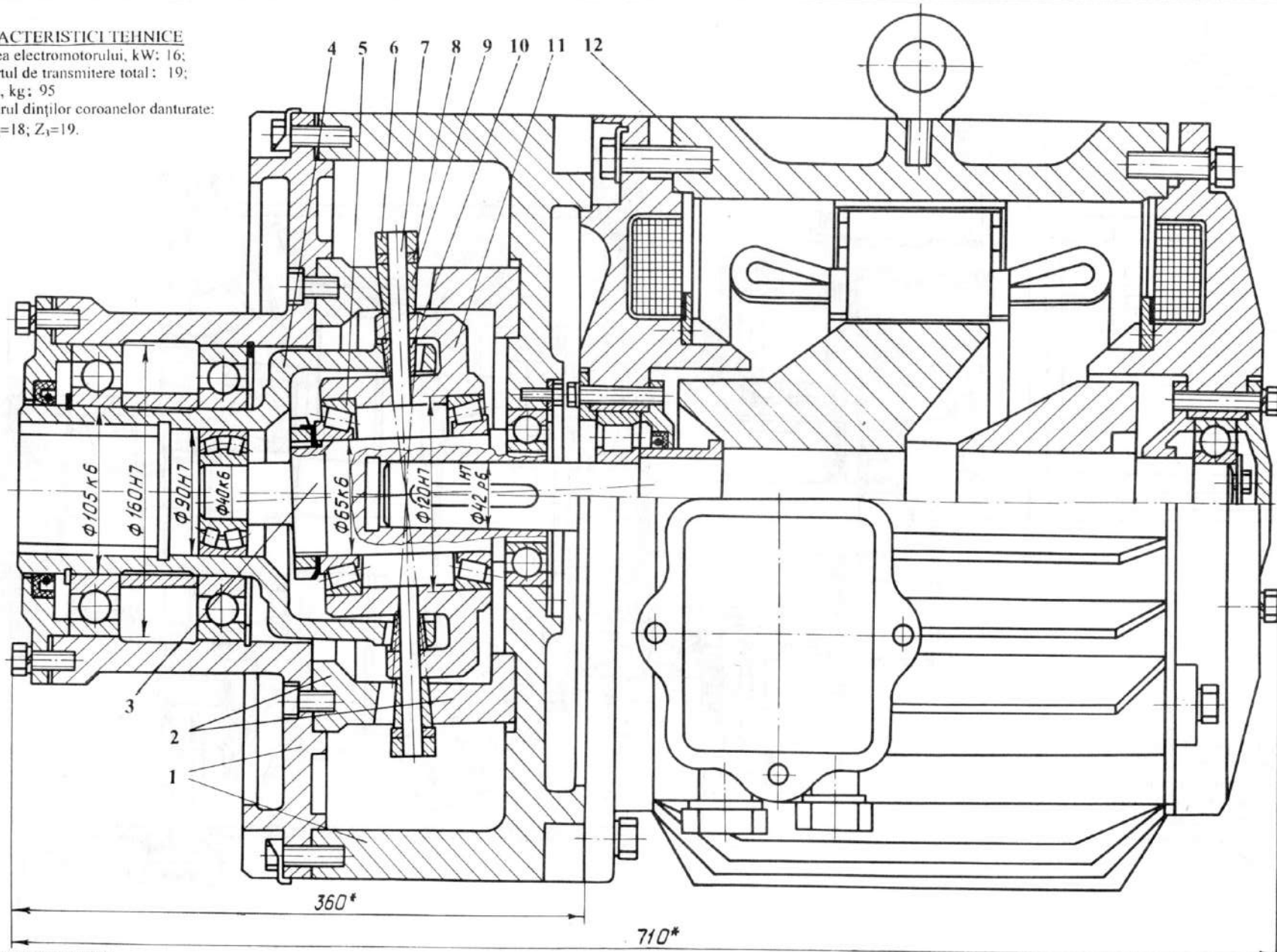
Planșa  
11





**CARACTERISTICI TEHNICE**

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

**CONDIȚII TEHNICE**

- Corectitudinea montajului și funcționării angrenajului se va verifica prin pata de contact și jocul normal al danturii (ambele sensuri);
- E necesară coordonarea unghiulară strictă a roților dințate centrale fixe.

Multiplicator precesional cu  
generator

Planșa  
13

**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere,  $U = -19$ ; puterea,  $P = 16$  kW; masa,  $m = 95$  kg.

Proiectarea multiplicatorului a fost efectuată în U.T.M., la comanda NPO "Vetroan" din orașul Istra, regiunea Moscova (Rusia).

#### **Planșa 14. Mecanism de acționare a centrifugii amestecătorului**

Mecanismul de acționare a centrifugii amestecătorului este destinat industriei alimentare, chimice sau farmaceutice. Reductorul precesional este executat după schema **2K-H**, cu angrenaj multipar. 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 autocentrare. Numărul dinților coroanelor danturate angrenate este ales din condiția respectării multiplicității angrenajului  $\epsilon = 100\%$ .

Proiectarea a fost elaborată în UTM, la comanda întreprinderii „Tambovpolimermaș” (Tambov, Rusia).

**Caracteristicile tehnice:** puterea motorului electric,  $P = 0,37$  kW; turația motorului,  $n_m = 1500$  min<sup>-1</sup>; raportul de transmitere a reductorului,  $U = -575$ ; momentul de torsiune,  $T = 400$  N·m; turația arborelui condus,  $n_{ac} = 2,6$  min<sup>-1</sup>.

#### **Planșele 15-16. Module electromecanice pentru acționarea de urmărire cu precizie înaltă a platformei de scanare a aparatului cosmic de zbor**

Modulul este elaborat pe baza transmisiei precesionale **2K-H**, cu angrenaj multiplu cu bolțuri (planșa 15) sau cu dinți (planșa 16). Modulul include electromotorul de moment 1 DMB 120-1-0,2-2 și captorii VT 60-12-0,4-0,16 pentru controlul poziției arborelui condus al reductorului.

Multiplicitatea înaltă a angrenajului și profilul dinților adecvat mișcării precesionale a satelitului asigură modulelor precizie cinematică deosebită.

**Caracteristicile tehnice:** raportul de transmitere,  $U = -289$ ; randamentul la sarcina nominală  $T = 60$  N·m și prestrângere în angrenaj este  $\eta = 0,78$ ; momentul de pornire,  $T_p = 320$  g·cm; rigiditatea torsională  $- 1,5 \cdot 10^5$  N·m/rad; precizia cinematică,  $\Delta\varphi = 65''$ . Angrenajul este fără joc reversibil.

Proiectarea modulului a fost elaborată în U.T.M., la comanda întreprinderii NPO „Kometa” (Moscova).

#### **Planșa 17. Module electromecanice pentru rotirea antenelor tehnicii cosmice**

Modulele sunt elaborate pe baza transmisiei precesionale **2K-H** cu angrenaj multiplu role-dinți (fig. 1) sau convex-concav (fig. 2). Modulul include un electromotor special 1 cu puterea  $P = 0,08$  kW, al cărui stator 2 este fixat în corpul 3, rotorul 4 fiind instalat pe arborele-manivelă cu secțiune inelară 5. Pe manivelă este amplasat satelitul 5, ai cărui dinți, executați în formă de role, angrenează cu roata centrală fixă 7 și cu cea mobilă 8. În figura 2, roata mobilă 8 este legată de arborele condus cu un cuplaj de siguranță cu bile 9. În partea dreaptă-spate a modulului este fixat traductorul de dirijare 10 al arborelui condus 11. Raportul de transmitere este  $U = 840$ .

În modulul electromecanic din figura 2, satelitul 6 este executat din pulbere metalică, utilizându-se metoda presării duble, iar roata dințată mobilă 8 este legată cu arborele condus prin intermediul cuplajului de protecție 9. Angrenajul este convex-concav. Raportul de transmitere este  $U = -2115$ .

Proiectarea modulelor a fost efectuată în U.T.M.

#### **Planșele 18-21. Reductoare precesionale în mecanisme de acționare a utilajului tehnologic**

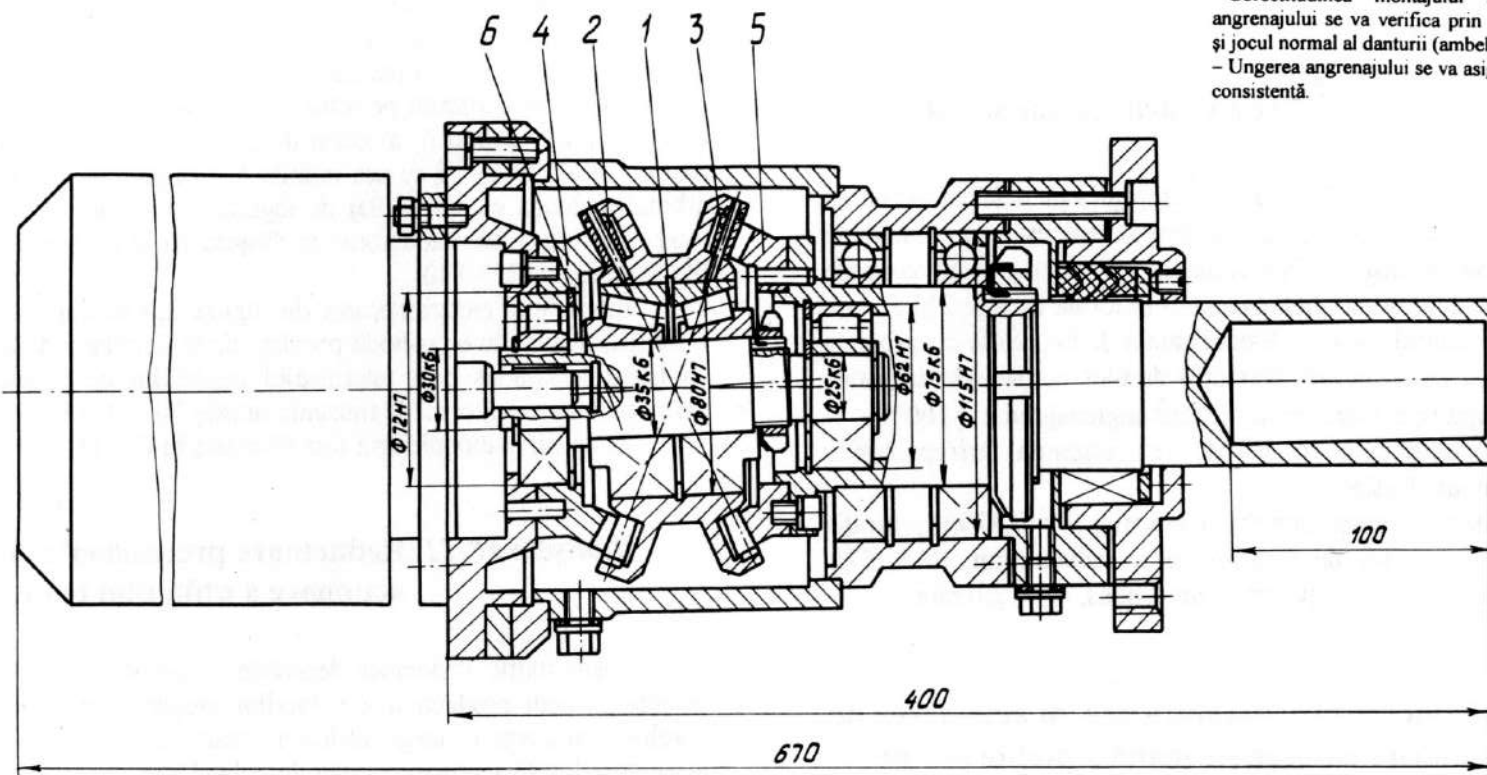
Posibilitățile cinematice deosebite, tehnologia de fabricare simplă, bazată pe tehnologia înalt productivă a pulberilor metalice, gabaritele și masele reduse, au deschis perspective largi utilizării transmisiilor precesionale în construcția mecanismelor de acționare a utilajului tehnologic.

#### **Planșa 18. Cheie electromecanică**

La baza reductorului precesional al cheii electromecanice se află schema **2K-H** cu angrenaj convex-concav. Cheia electromecanică include electromotorul special 1 de turație înaltă, al cărui arbore este legat prin filet de arborele-manivelă 2 al reductorului precesional, pe care e montat satelitul 3 cu două coroane danturate cu profil în arc de cerc, care angrenează cu roțile centrale conice 4 și 5. Ultima este legată de arborele portsculă 6 printr-o transmisie conică ortogonală. Ungerea angrenajului și a rulmenților se efectuează cu unsoare consistentă.

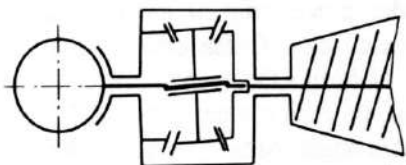
Proiectarea reductorului precesional al cheii electromecanice a fost efectuată în U.T.M. la comanda asociației de producere AvtoVAZ (Toliati, Rusia). Drept prototip a fost luată cheia electromecanică produsă de firma Boch.

**Caracteristicile tehnice:** puterea electromotorului,  $P = 470$  W; momentul maxim de înșurubare,  $100$  N·m; turația arborelui motor,  $n = 12\ 000$  min<sup>-1</sup>.

**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 cu unsoare consistentă.

Schema cinematică

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 400;

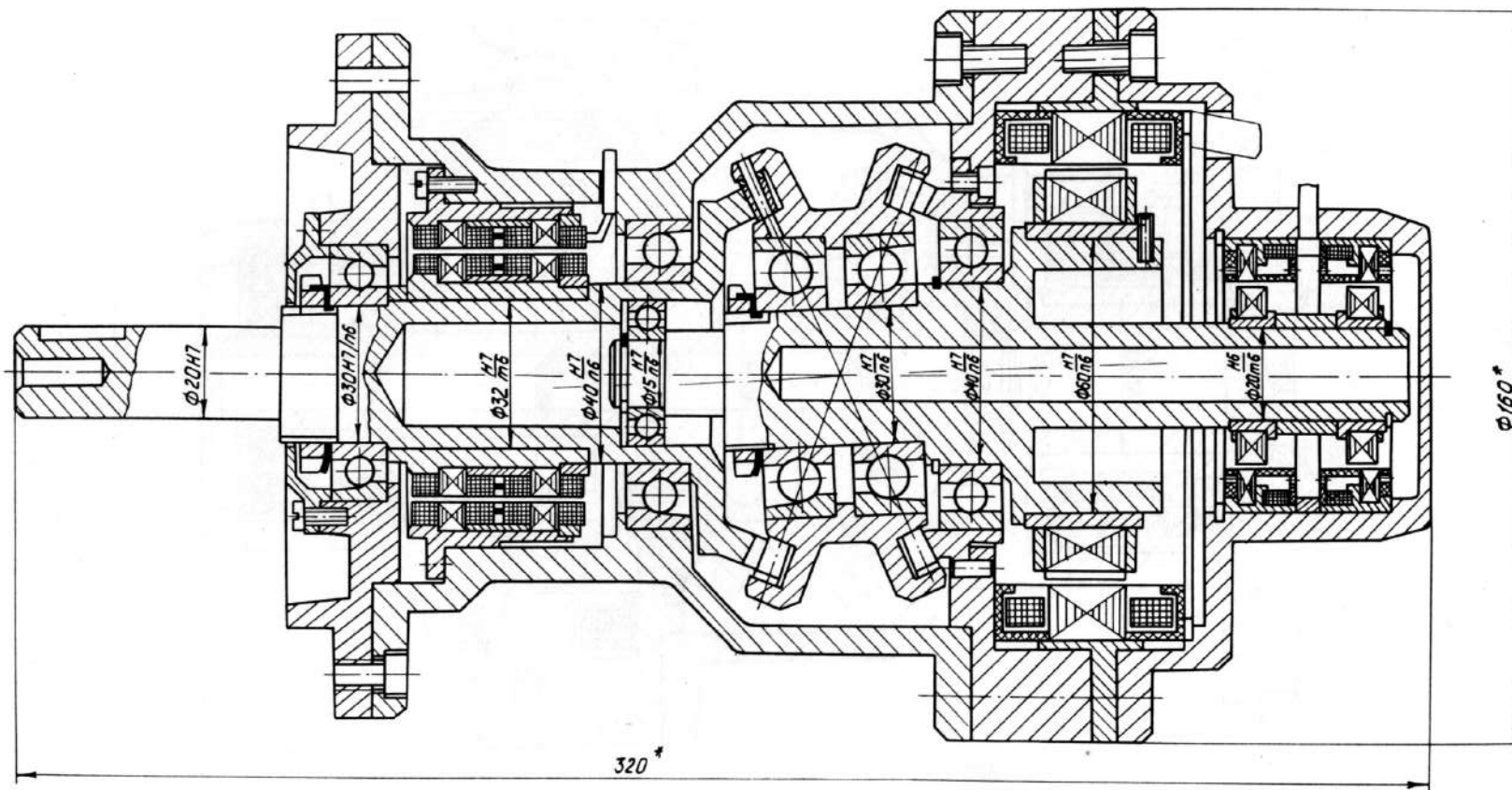
Raportul de transmitere: 575;

Turația arborelui condus,  $\text{min}^{-1}$ : 2,6

Mecanism de acționare a  
centrifugii amestecătorului

Planșa  
14



**CARACTERISTICI TEHNICE**

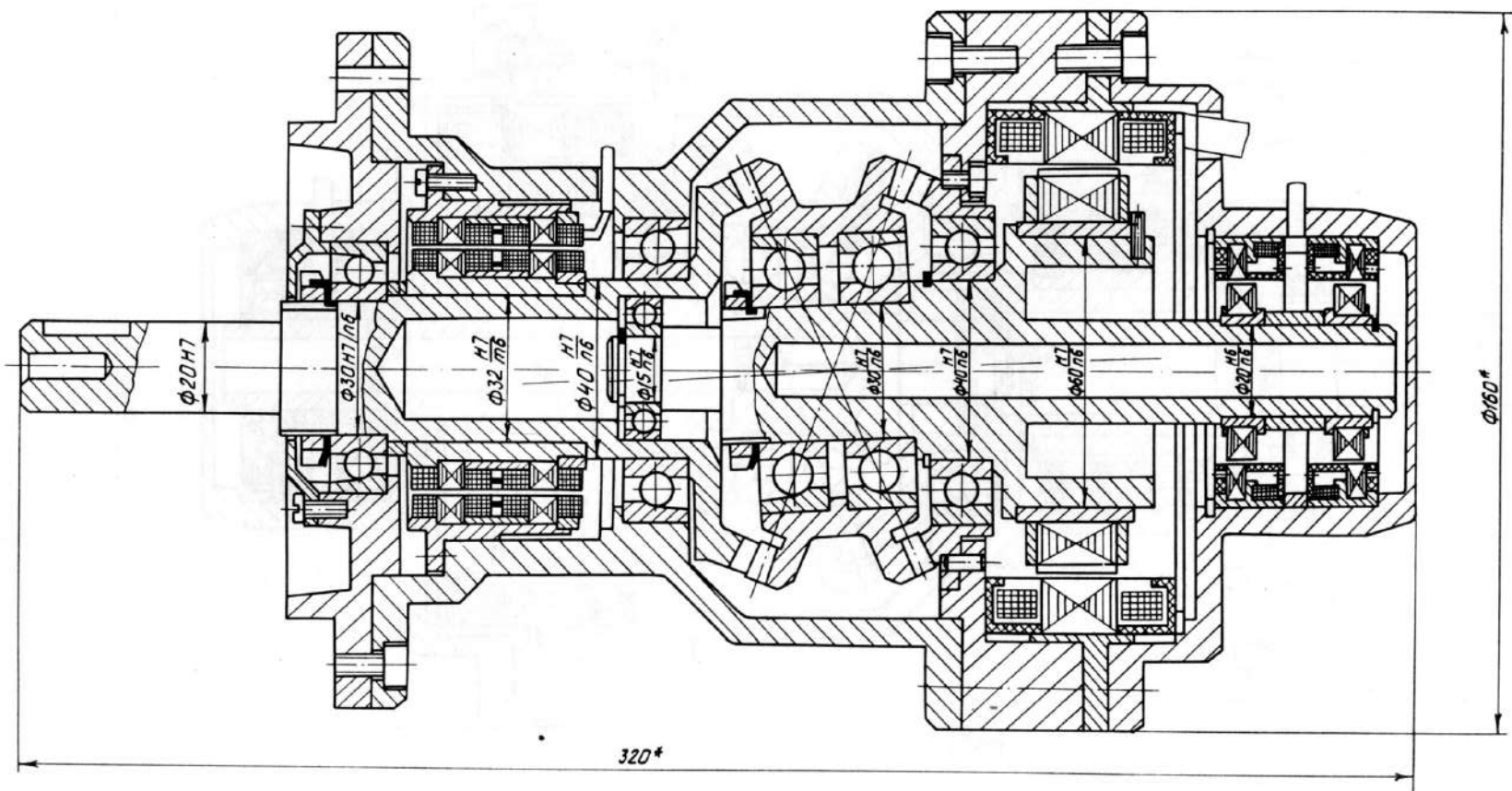
Puterea electromotorului, W: 120;  
 Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 60;  
 Momentul de pornire, g-cm: 320;  
 Rigiditatea torsională, Nm/rad.:  $1,5 \cdot 10^5$   
 Raportul de transmitere: 299;  
 Precizia cinematică, sec.ungh.: 65;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=25;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

**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 roților satelitului din pulbere metalică cu conținut de lubrifianți solizi.

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

Planșa  
 15

**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.ungh.: 65;  
 Numărul dinților coroanelor danturate:  
 $Z_1=25$ ;  $Z_2=25$ ,  $Z_3=24$ ;  $Z_4=23$ .

**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 rolor satelitului din pulbere metalică cu conținut de lubrifianți solizi.

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

Planșa  
 16

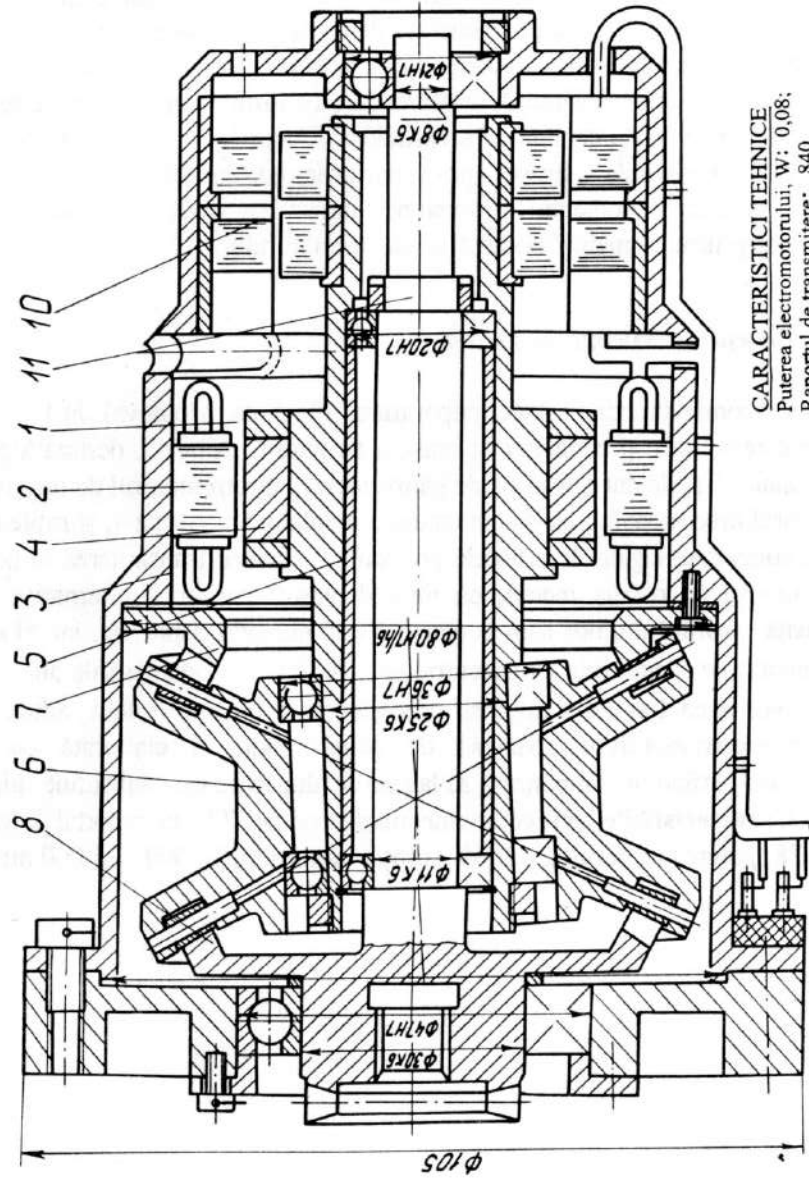


Fig.1

CARACTERISTICI TEHNICE  
Puterea electromotorului, W: 0,08;  
Raportul de transmitere: 840.

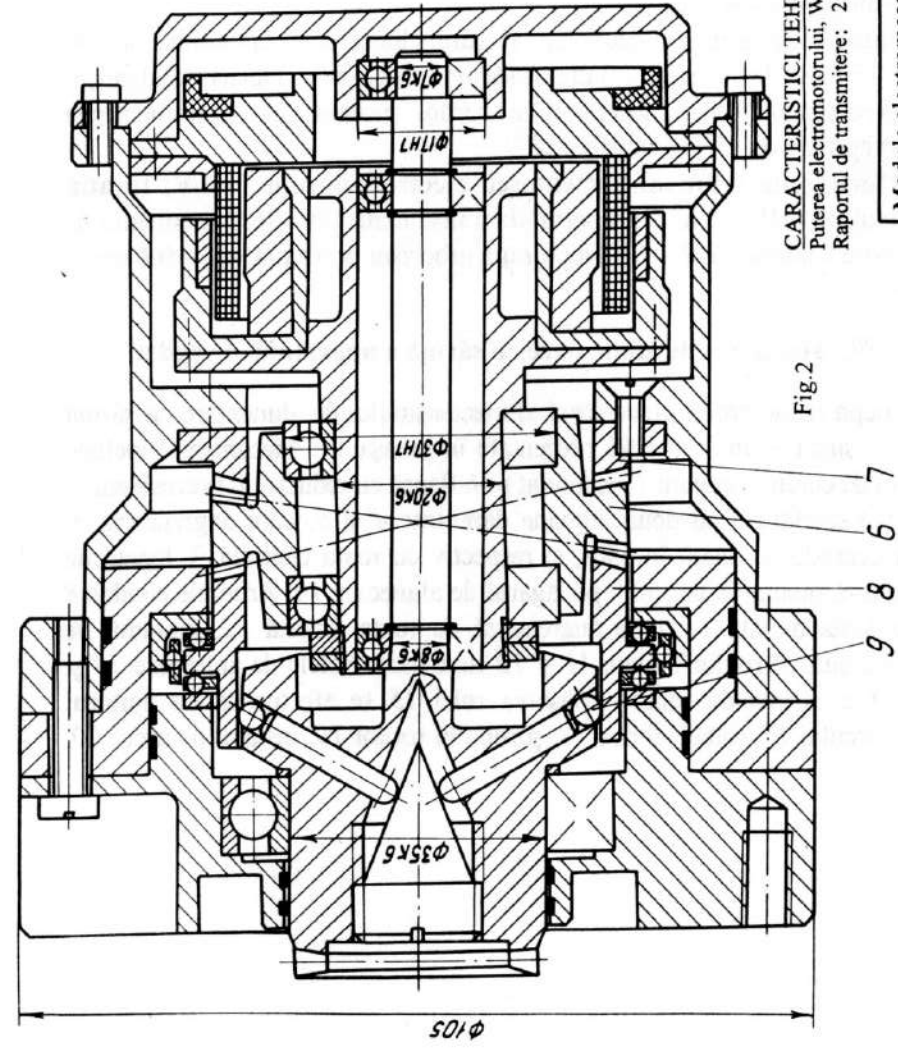


Fig.2

CARACTERISTICI TEHNICE  
Puterea electromotorului, W: 0,08;  
Raportul de transmitere: 2115.

Module electromecanice  
precesionale

Plasa  
17

### Planșa 19. Șurubelniță electromecanică

Construcția șurubelniței este similară cu cea a cheii prezentate în planșa 18. Într-un corp din masă plastică sunt asamblate electromotorul 1 și reductorul precesional 2 de tip 2K-H, a cărui roată este legată de arborele portsculă 4 prin roata 3. Șurubelnița este asigurată contra suprasarcinilor cu un mecanism de siguranță 5. Arborii sunt montați pe lagăre de alunecare. Ungerea angrenajului se efectuează cu unsoare consistentă.

Proiectarea reductorului precesional al șurubelniței electromecanice a fost elaborată în U.T.M. la comanda întreprinderii „Electron” (Plevna, Bulgaria). Reductorul precesional a fost încorporat în corpul șurubelniței electromecanice produse de întreprinderea „Sofia-Mitsukoshi”.

**Caracteristicile tehnice:** alimentarea electromotorului, 30 V; turația electromotorului,  $n_m = 18\ 000\ \text{min}^{-1}$ ; raportul de transmitere,  $U = -36,8$ ; momentul de torsiune la arborele portsculă,  $T = 3\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; turația arborelui portsculă,  $n_{ap} = 500\ \text{min}^{-1}$ .

### Planșa 20. Mecanism de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat

Construcția reductorului precesional al mecanismului de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat e similară celei prezentate în planșa 19. Mecanismul include electromotorul de curent continuu 1, asamblat prin flanșă cu reductorul precesional 2. Ultimul conține satelitul 3 cu două coroane danturate 4 și 5, care angrenează cu roata dințată centrală 6, fixată în corp, și respectiv cu roata centrală 7, legată de arborele condus 8, montat în corpul 9 pe lagărul de alunecare 10. Arborele condus 8 este legat de roata dințată 11, care angrenează cu roata dințată 12, montată pe arborele 13. Pe butucii roților dințate 11 și 12 sunt fixate rolele de antrenare 14 și de apăsare 15 a sârmei de sudat. Apăsarea rolei 15 se efectuează cu ajutorul manivelei 16, arcului 17, șabei sferice 18, șurubului rotitor 19, instalat pe arcul 20.

Spre deosebire de reductorul din planșa 18, la reductorul analizat satelitul include o coroană danturată cu unghiul conului de dispunere  $\delta = 22^\circ 30'$  și alta cu unghiul conului de dispunere  $\delta = 0$ , care formează cu roata dințată 6 un angrenaj, roțile având număr egal al dinților ( $Z_6 = Z_4$ ). În acest mod se exclude posibilitatea rotirii neuniforme a arborelui condus, generată de particularitățile mișcării precesionale a satelitului în cazul egalității numărului dinților coroanelor angrenate.

Proiectarea mecanismului de alimentare cu sârmă a aparatului de sudat a fost elaborată în U.T.M. la comanda întreprinderii "Etalon" (Simferopol, Ucraina).

**Caracteristicile tehnice:** turația electromotorului DP-60-90-4-24-P09-D09,  $n_{\text{max}} = 4000\ \text{min}^{-1}$ , momentul de torsiune admis,  $T = 16\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; forța de întindere,  $F = 24\ \text{kg}$  pentru momentul nominal al electromotorului.

### Planșa 21. Mașină de găurit

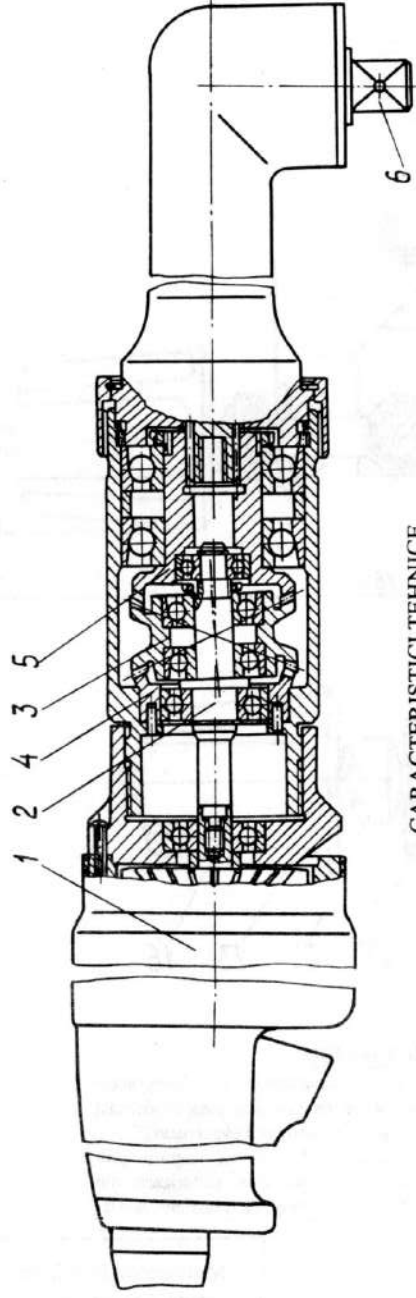
La comanda uzinei „Electroaparatura” (Tighina, Moldova), în U.T.M. a fost elaborat reductorul precesional al mașinii de găurit „Albina”, destinată prelucrării materialelor fragile dure. Mașina de găurit include electromotorul de turație înaltă 1, reductorul precesional 2, cu blocul-satelit 3 montat pe manivela 4, și roțile centrale 5 și 6. Ultima este legată de arborele portsculă 7. Pentru transmiterea la portsculă a unei mișcări de rotație reduse, cu microdeplasări periferice alternative de înaltă frecvență, profilul dinților roții conduse 6 este elaborat asimetric, iar blocul-satelit este montat pe o manivelă cu excentricitate. Astfel, microdeplasările alternative  $\varphi_{dir}$  și  $\varphi_{inv}$  vor avea frecvența mișcării precesionale a blocului-satelit, adică frecvența rotației electromotorului. Mașina de găurit poate fi elaborată cu reductor precesional, având în componența sa lagăre de alunecare care substituie rulmenții.

**Caracteristicile tehnice:** momentul de torsiune,  $7\ \text{N} \cdot \text{m}$ ; raportul de transmitere,  $U = -28$ ; puterea motorului, 620 W; turația motorului,  $18\ 000 \dots 25\ 000\ \text{min}^{-1}$ .



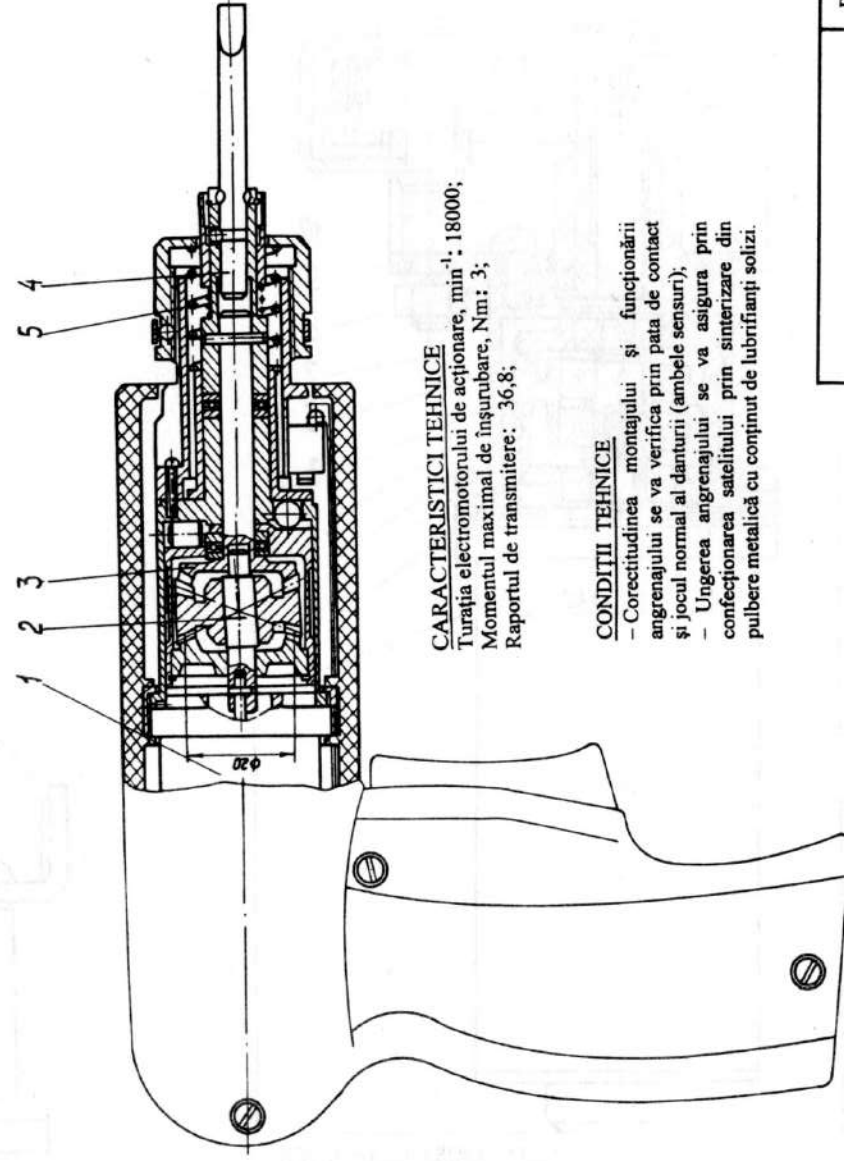
**CONDIȚII TEHNICE**

- 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.

**CARACTERISTICI TEHNICE**

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

Cheie electromecanică

Planșa  
18**CARACTERISTICI TEHNICE**

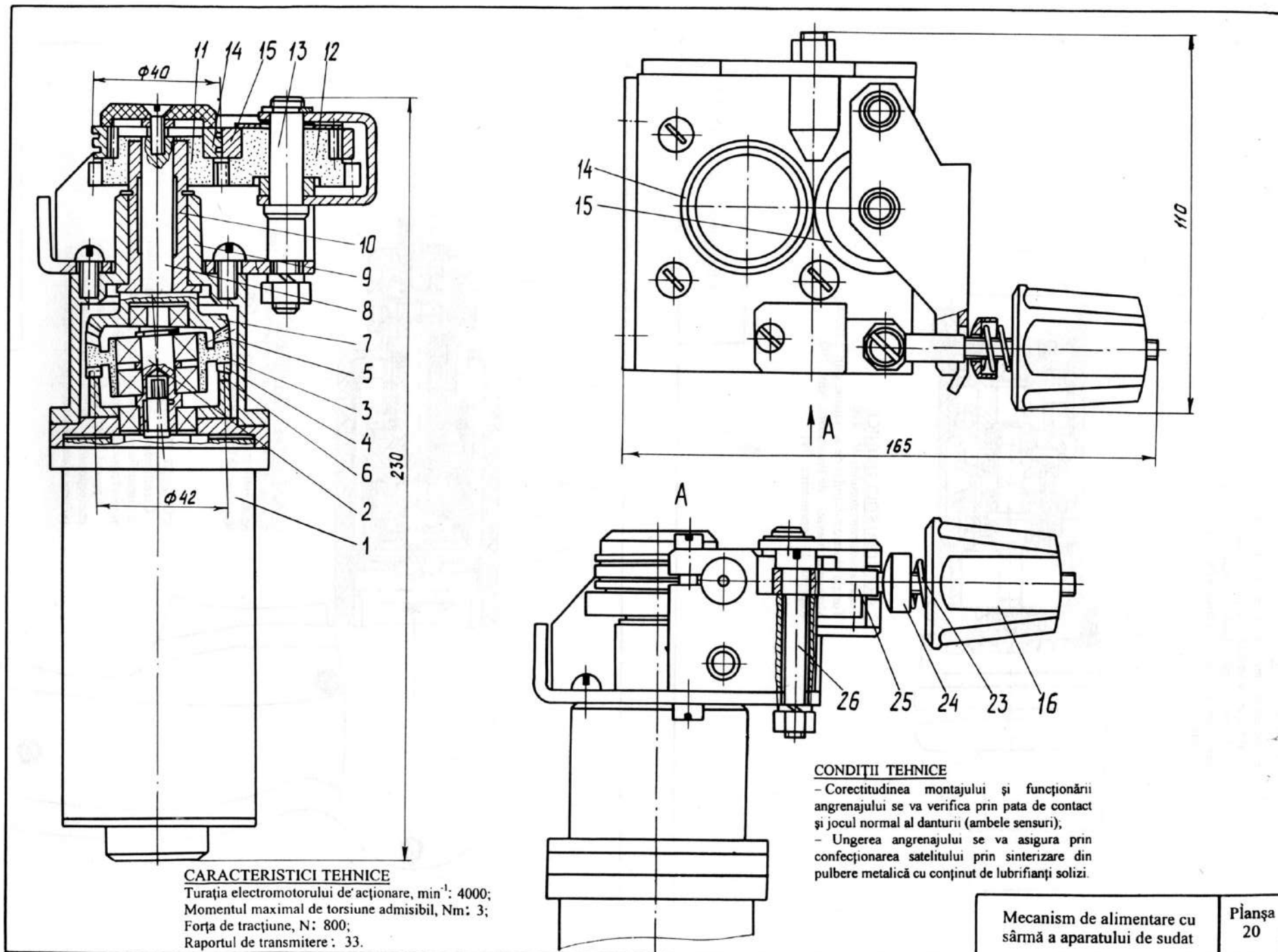
Turația electromotorului de acționare, min<sup>-1</sup>: 18000;  
 Momentul maximal de înșurubare, Nm: 3;  
 Raportul de transmitere: 36,8;

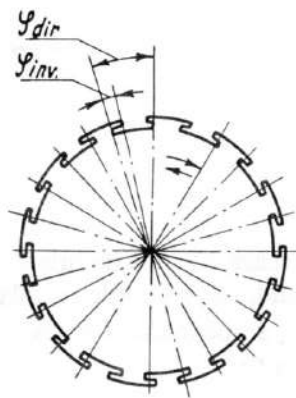
**CONDIȚII TEHNICE**

- 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 satelitelui prin sinterizare din pulbere metalică cu conținut de lubrifianti solizi.

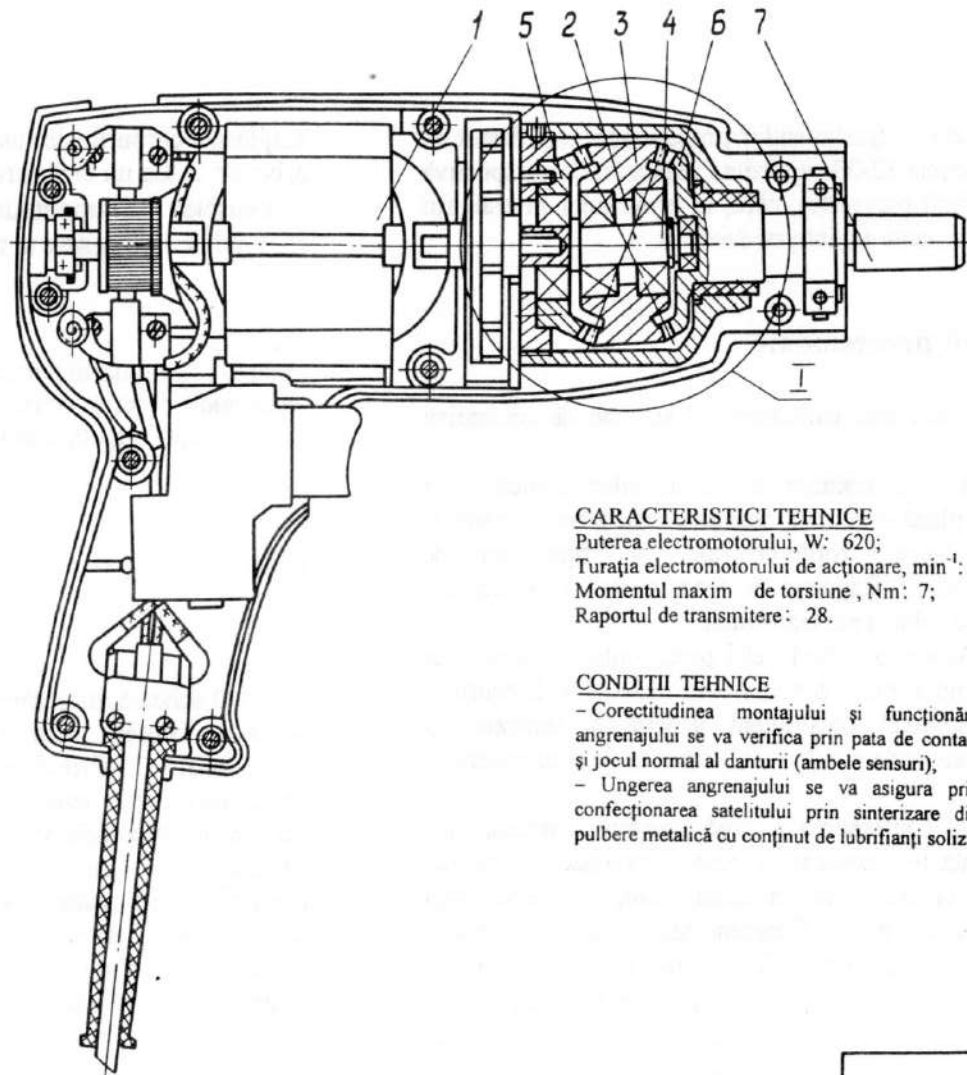
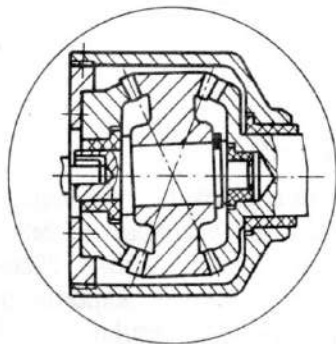
Șurubelniță electromecanică

Planșa  
19





I

**CARACTERISTICI TEHNICE**

Puterea electromotorului, W: 620;  
 Turația electromotorului de acționare,  $\text{min}^{-1}$ : 18000;  
 Momentul maxim de torsiune, Nm: 7;  
 Raportul de transmitere: 28.

**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 satelitelui prin sinterizare din pulbere metalică cu conținut de lubrifianți solizi.

# 4

## Transmisii precesionale în elaborări de perspectivă

Diversitatea domeniilor de utilizare a transmisiilor precesionale este destul de largă. Schemele mecanismelor din planșele 22-33 reprezintă elaborări de perspectivă pentru diferite domenii (majoritatea fiind brevete), care, în urma unor investigații în plan constructiv și tehnologic, pot prezenta un interes deosebit.

### Planșele 22-24. Transmisii precesionale

În planșa 22 sunt prezentate cele mai caracteristice scheme de transmisiu precesionale, brevete de autori.

În figura 1 [38] se prezintă o combinaie a transmisiilor conică 1 și precesională 2. Satelitul 3, cu o roată plană 4 cu role, este amplasat între suprafețele frontale înclinate ale butucului roții conice 5, roțile centrale 6 și 7 fiind legate de corpul 8, respectiv de arborele condus 9. Raportul de transmitere se obține din produsul rapoartelor de transmitere ale celor două transmisiu.

În figura 2 se prezintă o combinaie, similară celei precedente, a transmisiu melcate 1 și a celei precesionale 2, amplasate în butucul roții melcate 3. Satelitul 4 cu două coroane danturate 5 și 6 angrenează concomitent cu două roți centrale 7 și 8, legate cu corpul 9 și, respectiv, cu arborele condus 10. Raportul de transmitere se determină ca și în cazul precedent.

În figura 3 [20] este prezentată combinaia a două transmisiu precesionale 2K-H, 1 și 2, care au o roată centrală fixă comună 3. Roata condusă 4, a primei trepte, este legată rigid de arborele condus 5 și, în același timp, servește drept generator de precesie frontal 6 pentru satelitul 7. Coroana danturată 8 a ultimului angrenează cu roata dințată condusă 9, legată de al doilea arbore condus 10. Ultimul se va roti cu un raport de reducere  $U_o = U_1 \cdot U_2$ , unde  $U_1$  și  $U_2$  sunt rapoartele de transmitere ale transmisiu precesionale 1 și 2. Schema transmisiu analizate posedă un raport de transmitere foarte mare ( $U \approx 12\ 000\ 000$ ) și gabarite mici.

Reductorul din figura 4 include, de asemenea, doi arbori conduși 1 și 2. Arborele 1 este legat rigid de roata dințată condusă 3 a transmisiu precesionale 4. Pe suprafața sferică exterioară a satelitelui 5 sunt executate adâncituri, în care sunt

amplasate corpurile de rulare 6, care angrenează cu căile de rulare sinusoidale 7 din arborele 2. La un ciclu precesional al satelitelui 5, corpurile de rulare 6 vor efectua o sinusoidă cu amplitudinea  $A = D \operatorname{tg} \theta / 2$  și perioada  $T = D \sin 180^\circ / Z_g$ . Astfel, raportul de transmitere al treptei analizate va fi:

$$U_2 = \frac{n_8}{n_5}$$

unde  $n_8$  este numărul perioadelor sinusoidale canelurilor 7, iar  $n_5$  – numărul perioadelor sinusoidale descrise de corpul de rulare 6 (la un ciclu de precesie cu  $n_5 = 1$ ).

Drept urmare, arborele condus 8 se va roti cu viteza unghiulară:

$$\omega = \frac{\omega_1}{U_1} + \frac{\omega_1}{U_2} = \omega_1 \left( \frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2} \right)$$

unde:

$$U_1 = -\frac{Z_{10}}{Z_g - Z_{10}}$$

O schemă interesantă de variator cu angrenaj este prezentată în figura 5 [33]. În ea se folosește combinaia unei transmisiu elicoidale cu bile 1 cu transmisiu precesională 2. Principiul de funcționare al transmisiu elicoidale cu bile și precesionale este cunoscut din capitolele anterioare. Raportul de transmitere al transmisiu elicoidale se modifică cu ajutorul mecanismului 3 în felul următor: prin rotirea bucșei 4 cu fața înclınată se schimbă unghiul de înclınare a bucșei 5, pe a cărei suprafață exterioară sferică este executat un canal sinusoidal, în care sunt dispuse bilele 7 ce vin în contact cu căile de rulare practicate pe suprafața sferică a butucului satelitelui transmisiu precesionale 2. Raportul de transmitere al transmisiu elicoidale se determină din relația:

$$U_{1var} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2}$$

unde  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$  sunt, respectiv, unghiurile de înclınare ale canalului sinusoidal și canelurilor înclinate 7.



Variind unghiul de înclinare a canalului sinusoidal 6 la rotirea arborelui, satelitul se va roti în jurul axei sale cu o viteză variabilă redusă. În același timp, bilele 7, ieșind din angrenaj cu căile de rulare înclinate ale satelitului și contactând cu vârfurile lor, impun satelitului să efectueze o mișcare de precesie în jurul centrului. Ca rezultat al angrenării dinților satelitului cu cei ai roții centrale, arborele condus se va roti cu un raport de reducere:

$$U_{\Sigma} = U_{var} \cdot U_p$$

unde  $U_p$  este raportul de transmitere al transmisiei precesionale.

În figura 6 [30] este prezentată o combinație a variatorului toroidal 1 cu transmisia precesională 2. Schimbarea unghiului de înclinare a axei rulourilor 3 se efectuează prin intermediul mecanismului cu filet 4. Mișcarea redusă de rotație a discului condus 5 se transformă, prin intermediul flanșei înclinate 6 și al corpurilor de rulare 7, în mișcare de precesie a satelitului 8 al transmisiei precesionale 2. Astfel, arborele condus 9 se va roti cu un raport de reducere variabil:

$$U_{\Sigma} = U_{var} \cdot U_p$$

Capacitatea portantă a variatorului e destul de ridicată, deoarece variatorul toroidal, cu capacitate portantă redusă, este amplasat la intrare, iar reductorul precesional cu capacitate portantă ridicată – la ieșire.

**Planșa 23.** În scopul creșterii capacității portante, la reductorul din figura 1, a blocul satelit este executat din două coroane danturate 1 și 2, asamblate prin caneluri pe un tub comun 3, montat pe manivela 4. Coroana danturată 1, cu dinți executați în formă de role conice 5, angrenează simultan din două părți, în zone diametral opuse, cu roțile dințate centrale 6 și 7 fixate în corpul 8, iar coroana danturată 2 – cu roțile centrale 9 și 10 legate de arborele conducător 11. Posibilitatea de deplasare în direcție axială a coroanelor danturate 1 și 2 asigură repartizarea uniformă a sarcinii pe dinți.

Montarea coroanelor danturate 1 și 2 din figura 1, b prin caneluri pe tuburile separate 12, respectiv 13, printr-un ajustaj cu strângere pe un rulment axial cu bile 14, asigură coroanelor posibilitatea microdeplasării circulare în limitele erorilor de pas ale dinților și, deci, distribuția uniformă a sarcinii pe dinți.

În **planșa 24** este prezentat un variator precesional. Principiul de funcționare al transmisiei precesionale a variatorului din planșa 24 este similar cu cel al transmisiei precesionale din planșa 23. Coroanele danturate 1 și 2 sunt montate pe tuburile 3 și 4 printr-un ajustaj cu strângere pe rulmentul axial cu bile 5, analog celui din cadrul transmisiei din figura 1, b (planșa 22). În interiorul tuburilor 3 și 4 sunt amplasate variatoarele cu discuri de fricțiune 6 și 7, montate pe rulmenți cu ace 8 pe manivela 9. Reglarea funcționării variatoarelor cu discuri se efectuează

acționând, prin tija 11, flanșa 10. Transmiterea momentului de la arborele-manivelă 9 la arborele condus 12 se efectuează prin apăsarea discurilor vaiatoarelor 6 și 7.

### Planșele 25-26. Roți-motoare

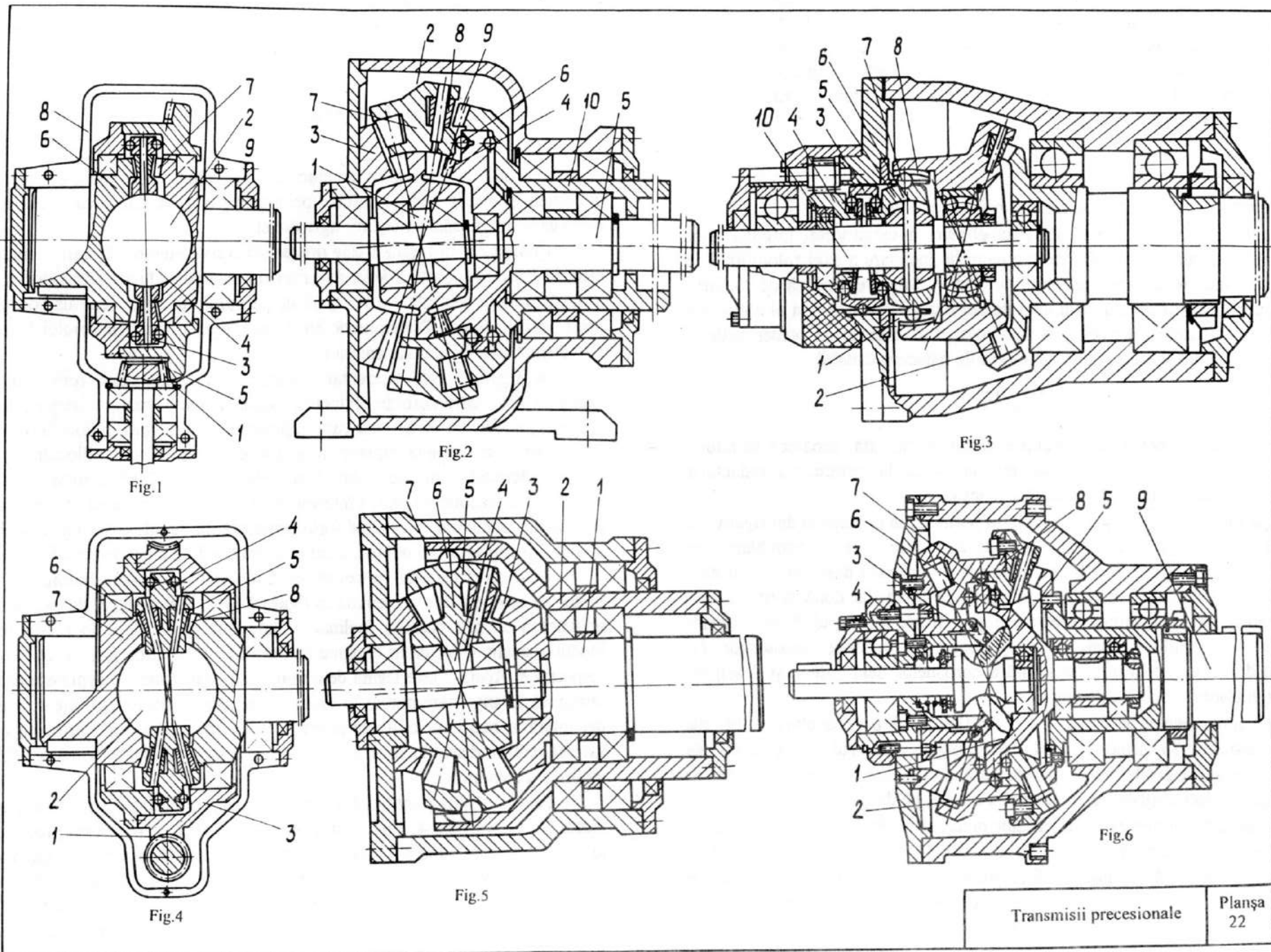
Coaxialitatea arborilor conducător și condus, capacitatea portantă ridicată, gabaritele și masele reduse deschid perspective largi în utilizarea roților-motoare la mijloacele de transport, mașinile agricole etc.

**Planșa 25.** În figura 1 este prezentată o roată-motor [8] care include motorul electric 1 fixat în corpul 2 legat de caroseria mașinii de lucru, reductorul precesional 3, a cărui roată centrală 4 este legată de corpul 2, iar roata centrală condusă 5 – de janta 6 a roții-motor. Principiul de funcționare este similar principiului de funcționare al reductoarelor examinate anterior.

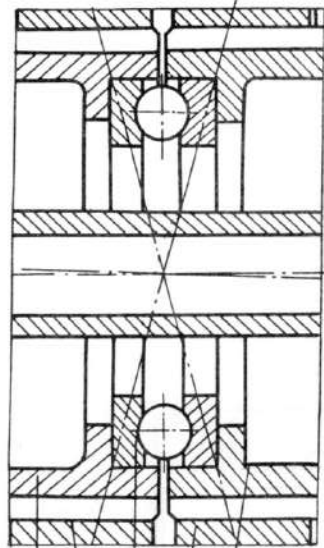
În figura 2 este prezentat motoreductorul acționării roții mijlocului de transport [18], care permite obținerea a două viteze la roata cu reglare automată a vitezelor, în funcție de sarcina care acționează asupra roții mijlocului de transport. Prima viteză se obține la cuplarea roții conice 1 cu janta roții mijlocului de transport 2 prin intermediul ambreiajului 3 cu bile, bilele 4 fiind amplasate în canalele înclinate 5 executate pe partea interioară a jantei 2. La creșterea sarcinii, ambreiajul 3 se deplasează axial, învingând forța rezistentă din arcul 6. Are loc decuplarea roții conice 1 și cuplarea arborelui 7, legat de roata condusă 8 a reductorului precesional 9.

Un interes deosebit prezintă roțile-motor cu acționare hidraulică. O roată-motor de acest tip este prezentată în figura 3 [46]. Pistoanele 1 ale hidromotorului 2 acționează asupra discului înclinat 3 amplasat pe corpuri de rulare în butucul blocului-satelit 4, ale cărui coroane danturate 5 și 6 angrenează cu roțile centrale 7, respectiv 8. Roata 7 este legată de corpul 9 cu posibilitate de deplasare axială, fiind introdusă în angrenare numai în cazuri de necesitate (la funcționare sub sarcină) și decuplată în cazul cursei libere (mers la vale). În cazul funcționării roții motor sub sarcină redusă, discul înclinat 3 este legat, prin mecanismul de legătură 10, direct cu janta 11 a roții motor.

Pentru reglarea continuă a vitezei mijlocului de transport se propune roata-motor [45] din figura 4, care include motorul electric 1, reductorul precesional 2, în al cărui butuc al blocului satelit 3 este amplasată transmisia toroidală dublă cu frecare de rulare 4. Între suprafețele frontale înclinate ale discurilor 5 și 6 este amplasat, pe corpuri de rulare, discul butucului blocului-satelit 3. Reglarea continuă a vitezei de rotație a roții-motoare se efectuează prin varierea poziției rolelor 7 și 8. Mișcarea de rotație variabilă redusă a discurilor 5 și 6 se transformă în mișcare de precesie a blocului-satelit 3, fiind redusă suplimentar în angrenajul precesional.

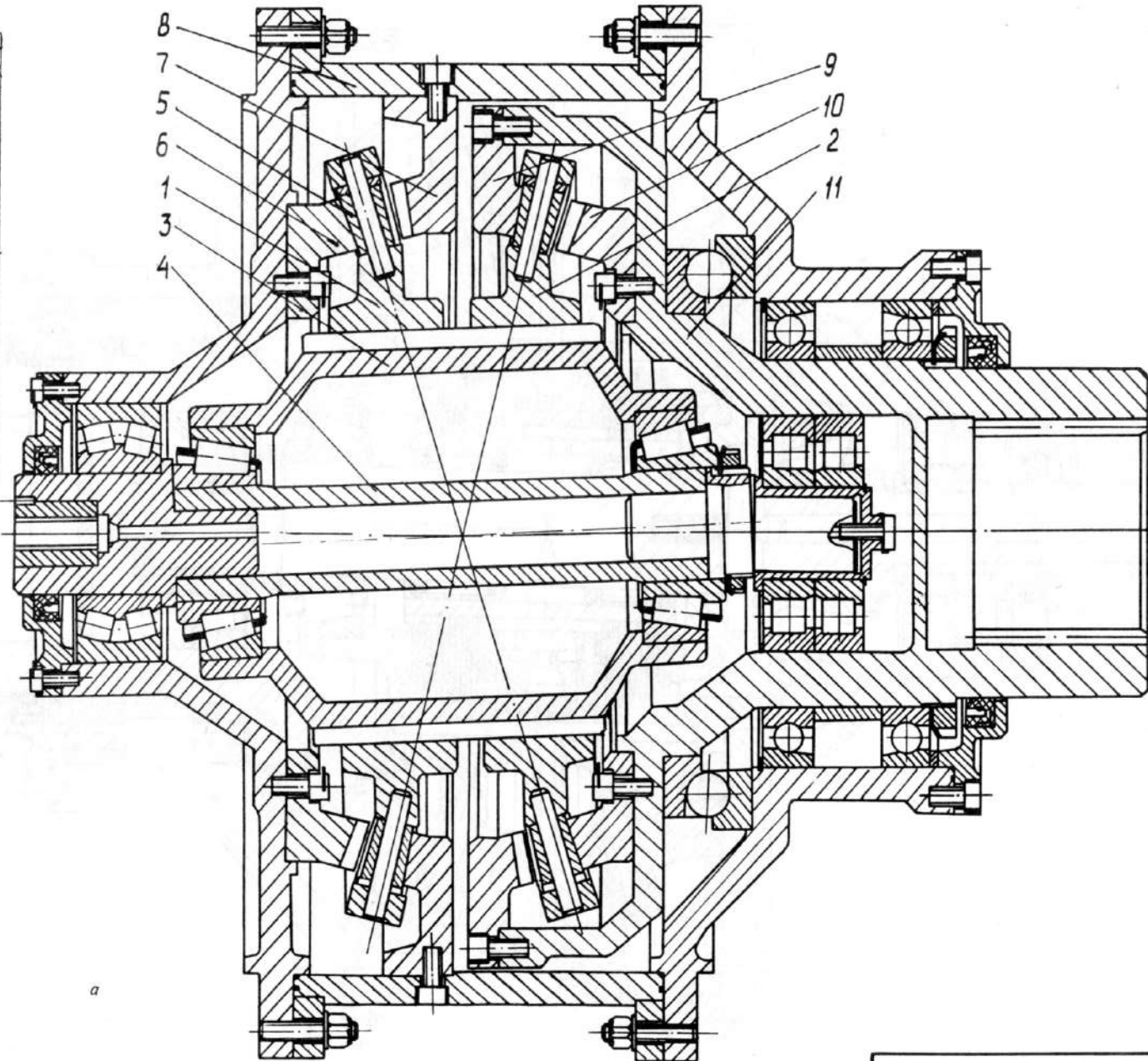


Variantă de execuție



12 1 14 2 13

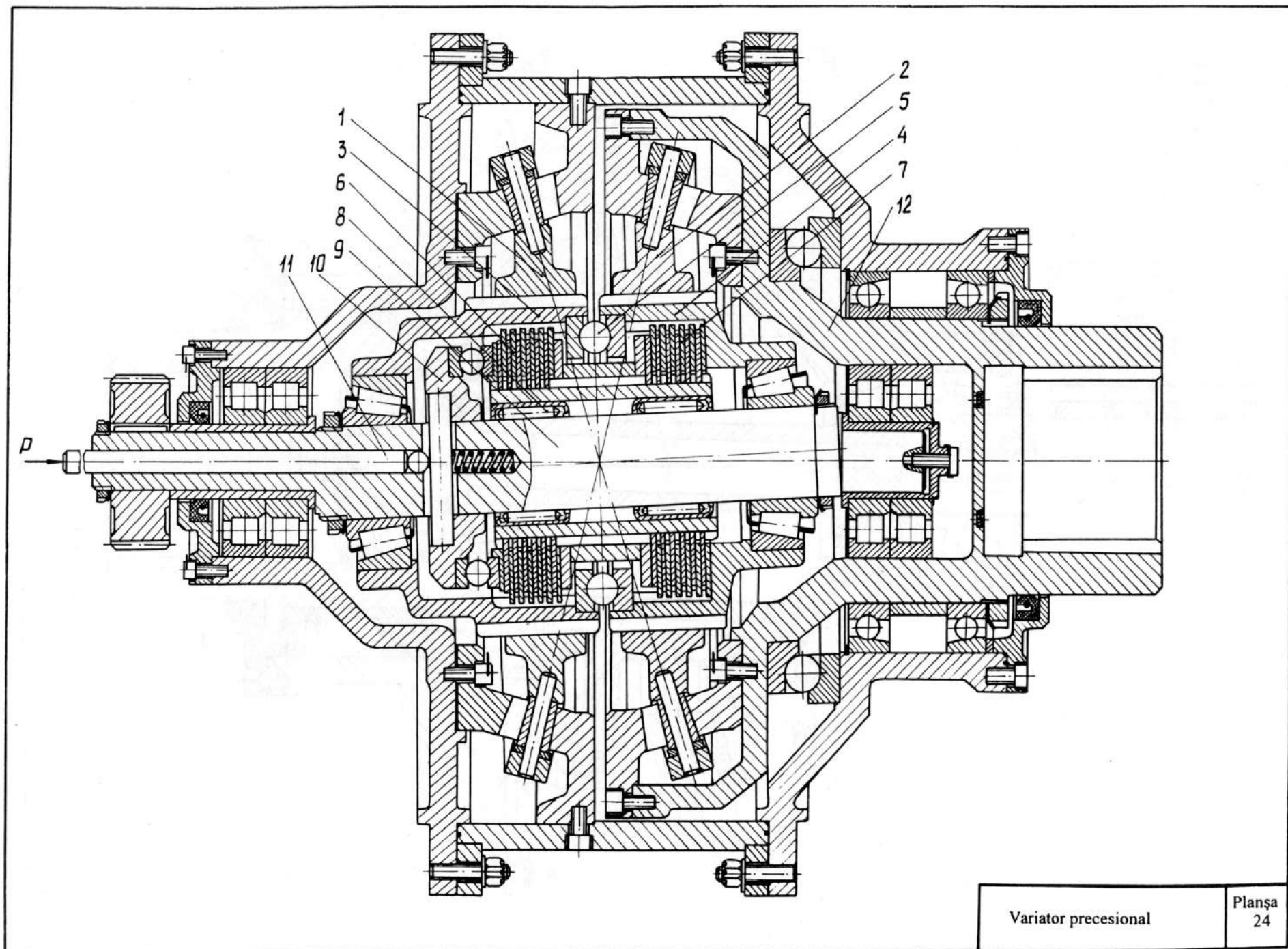
b



a

<p>Reductor precesional</p>	<p>Planșa 23</p>
-----------------------------	----------------------







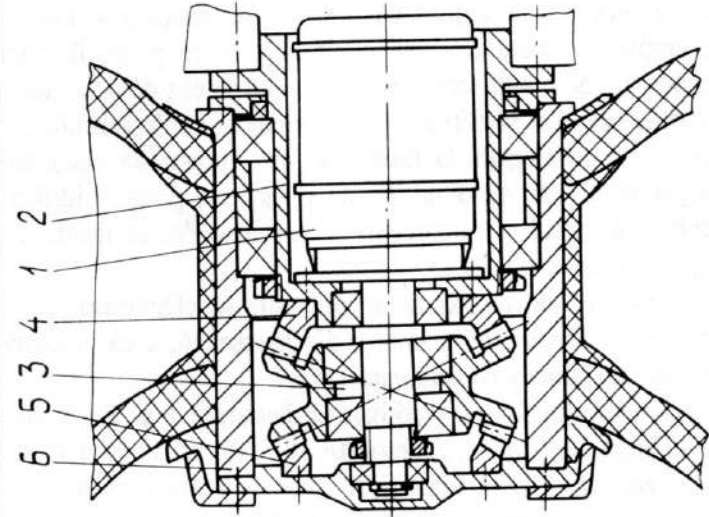


Fig.1

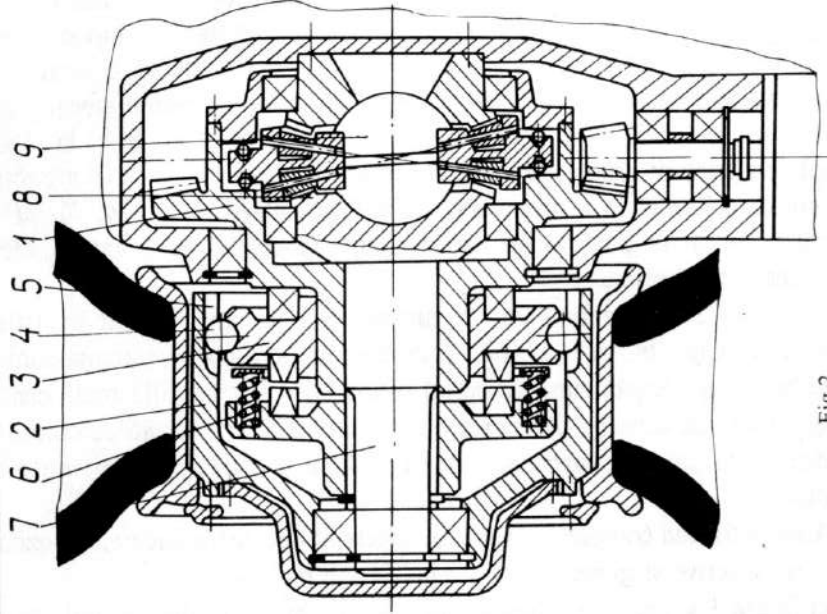


Fig.2

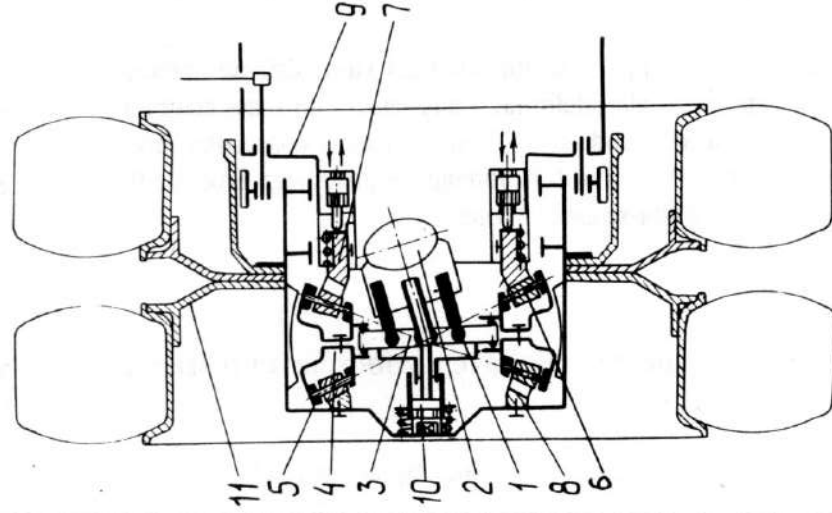


Fig.3

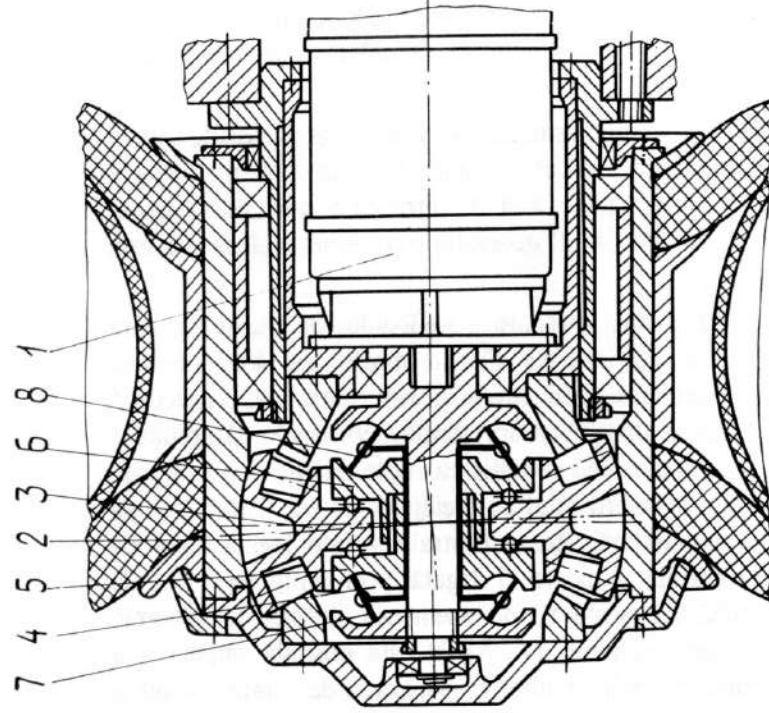


Fig.4

Roți-motoare

Planșa  
25

**Planșa 26.** Pentru minitehnica agricolă prezintă interes roata-motor [42] prezentată în figura 1. Roata-motor 1 este incorporată în furca 2 a mașinii de lucru 3. Roata-motor include obada 4, în care sunt amplasate electromotorul 5 și reductorul precesional 6, cu două viteze. Schimbarea vitezelor se efectuează prin frânarea consecutivă a roților centrale 7 și 8.

Roata-motor [40] din figura 2 este destinată acționării mijloacelor de putere redusă (de exemplu a electromobilelor ușoare). În janta 1, pe arborele-manivelă 2 este amplasat blocul satelit 3 cu coroanele 4 și 5, între care este situat discul vibromotorului 6. Principiul de funcționare al generatorului vibrațional de precesie este analizat în subcapitolul 1.3.

În figura 3 este prezentată puntea motoare a mijlocului de transport, care asigură obținerea a 3 viteze (directe și inverse). Fiecare dintre cele două coroane danturate 1 și 2 ale satelitului 3 angrenează cu câte două roți centrale 4, respectiv 5 și 6, respectiv 7, cu număr diferit de dinți. Numărul dinților coroanelor danturate 1 și 2 și al roților dințate 5 și 6 sunt alese din condiția ca roțile dințate 5 și 6, legate permanent de arborele punții 8 prin intermediul ambreiajelor de cursă liberă 9, să se rotească cu aceeași viteză unghiulară. Roata centrală 4 este legată rigid de corpul punții 10, iar roata centrală 7 poate fi legată prin ambreiajul 11 de arborele punții 8. Roata conică 12 poate fi, de asemenea, legată de arborele punții 8 prin intermediul aceleiași ambreiaj 11. Astfel este posibilă obținerea a 3 mișcări de rotație cu raporturi de reducere diferite. Mișcarea de rotație redusă a roților centrale 5 și 6 se transmite simultan arborelui 8 prin două fluxuri, ceea ce permite ridicarea capacității portante a mijlocului de transport la viteze mici și sarcini mari.

Puntea motoare din figura 4 [39] permite obținerea a 4 viteze diferite (directe și inverse). Coroanele danturate 1 și 2 ale satelitului 3 angrenează cu roata centrală fixă și, respectiv, cu roțile centrale conduse 5, 6 și 7, legate consecutiv prin intermediul ambreiajului 8 de arborele punții 9. Ambreiajul 8 poate lega arborele 9, și, de asemenea, roata conică, obținându-se astfel 4 viteze.

### **Planșele 27-28. Mecanisme de acționare a roboților industriali**

Având precizie cinematică înaltă datorită multiplicității angrenajului, gabarite și mase reduse, construcție coaxială și raporturi de transmitere mari, transmisiiile precesionale își pot găsi un loc deosebit în mecanisme de acționare a roboților industriali.

În **planșa 27** sunt prezentate câteva scheme de roboți industriali cu mecanisme de acționare precesionale. În figura 1 [23] (planșa 27) este prezentat un robot industrial multiarticulat, cu o zonă largă de deservire. Robotul include batiul 1, pe care sunt montate electromotorul 2 și reductorul precesional 3, cu blocul-satelit 4, a cărui coroană danturată 5 angrenează simultan cu două roți dințate centrale 6 și 7 cu număr diferit de dinți. Roata centrală 7 este legată prin intermediul mecanismului de legătură 8 de elementul 9, iar roata 6 – de arborele condus 10, legat la rândul său prin cuplaje sferice de arborii 11, 12 și 13 ai elementelor 14, 15 și 16 ale robotului. Prin pornirea consecutivă a mecanismelor de legătură 8, 17, 18, 19, 20, 21 gheara 22 a mâinii robotului poate ocupa orice poziție în spațiul de deservire, efectuând totodată operația de prindere.

În figura 2 se prezintă un mecanism de acționare instalat în articulația robotului [16]. Una din roțile centrale 1, cu care angrenează cu coroana danturată 2 a satelitului 3, este legată rigid de batiul robotului 4, iar cealaltă roată centrală 5, care angrenează cu coroana danturată 6 a satelitului 3, este legată de corpul mâinii robotului 7. Astfel, mișcarea de rotație redusă a roții 5 se transmite mâinii robotului.

Automatizarea complexă a procesului tehnologic de producere, depozitare etc. deschide perspective largi pentru roboții industriali mobili.

În figura 3 se prezintă schema unui robot mobil [24]. Mecanismul precesional de acționare a robotului mobil include motorul electric 1 și reductorul conic 2, în al cărui butuc al roții conice 3 este amplasat reductorul precesional 4. De o parte a satelitului 5 este amplasată roata centrală condusă 6, care poate fi legată prin mecanismul de legătură 7 de batiul robotului, efectuând în caz de necesitate rotirea robotului 8. De partea opusă a satelitului 5 sunt montate roțile centrale 9 (legată rigid de platforma 10) și 11 (legată, la rândul ei, prin transmisia elicoidală 12 și mecanismul de legătură 13 de arborele 14 de dirijare a poziției roților 15 de deplasare a robotului). Regimul de funcționare a mecanismelor de legătură 7 și 13 este coordonat de punctul de comandă 15.

Acționarea roților 15 de deplasare a robotului se efectuează cu ajutorul mecanismului precesional similar roților-motor din planșa 26, a cărui dirijare este efectuată, de asemenea, de punctul de comandă 15.

În robotul industrial din figura 4 coroanele danturate 1 și 2 ale satelului 3 angrenează cu roțile dințate centrale 4, 5, respectiv 6, 7. Roata centrală 4 este fixată în corpul 8. Roata centrală 5, prin angrenajul conic 9, antrenează în mișcare de rotație mâna robotului 10 în jurul axei lagărului 11 (în cazul când ambreiajul electromagnetic 12 este decuplat). Roata centrală 6, având mișcare de rotație redusă, antrenează în mișcare de rotație mâna robotului 10, iar roata centrală 7, prin intermediul transmisiei elicoidale cu bile 13, antrenează mâna robotului 10 în mișcare de translație.

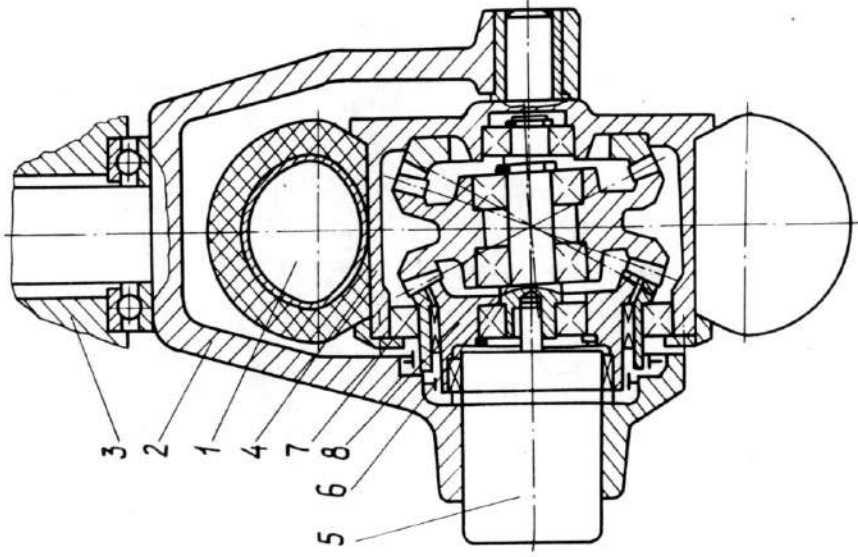


Fig.1

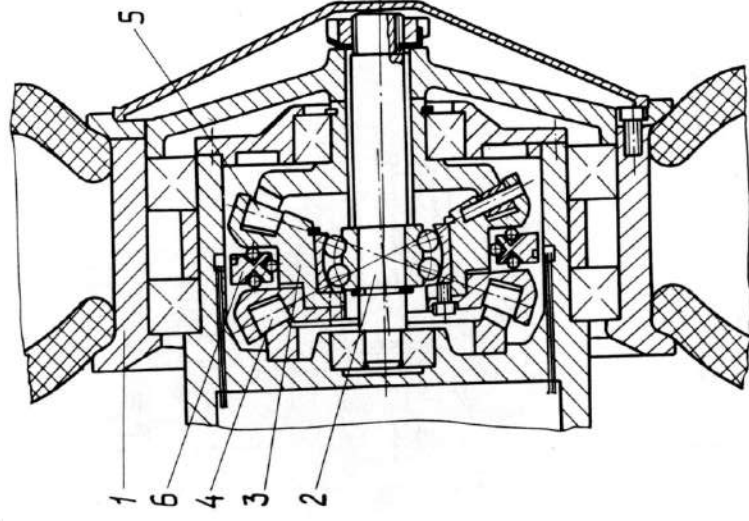


Fig.2

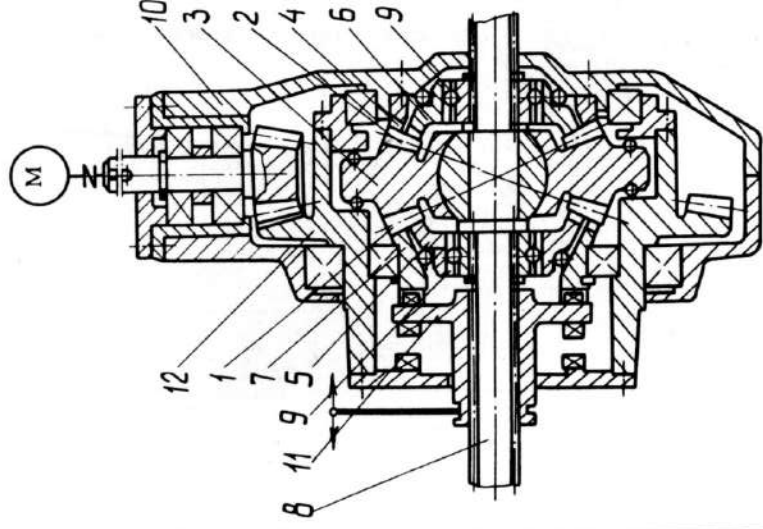


Fig.3

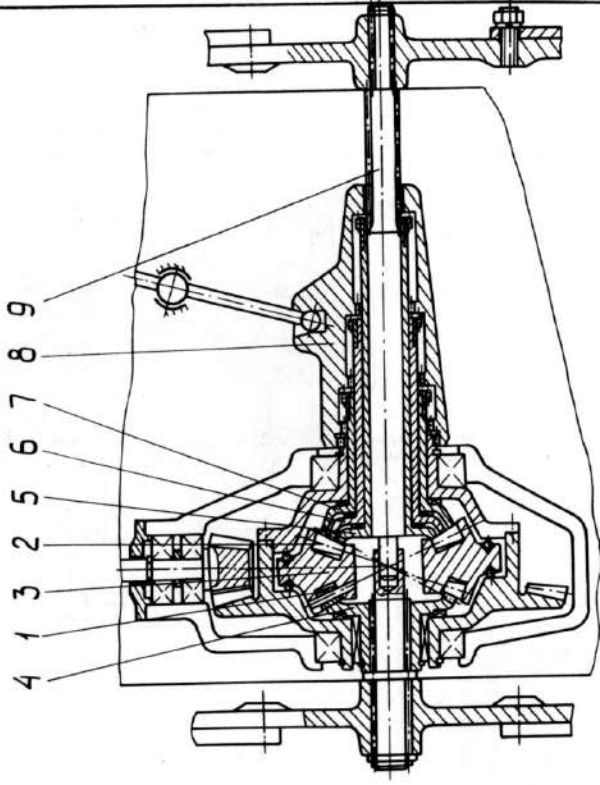


Fig.4

Roți-motoare și puntea din spate  
a mijlocului de transport

Planșa  
26

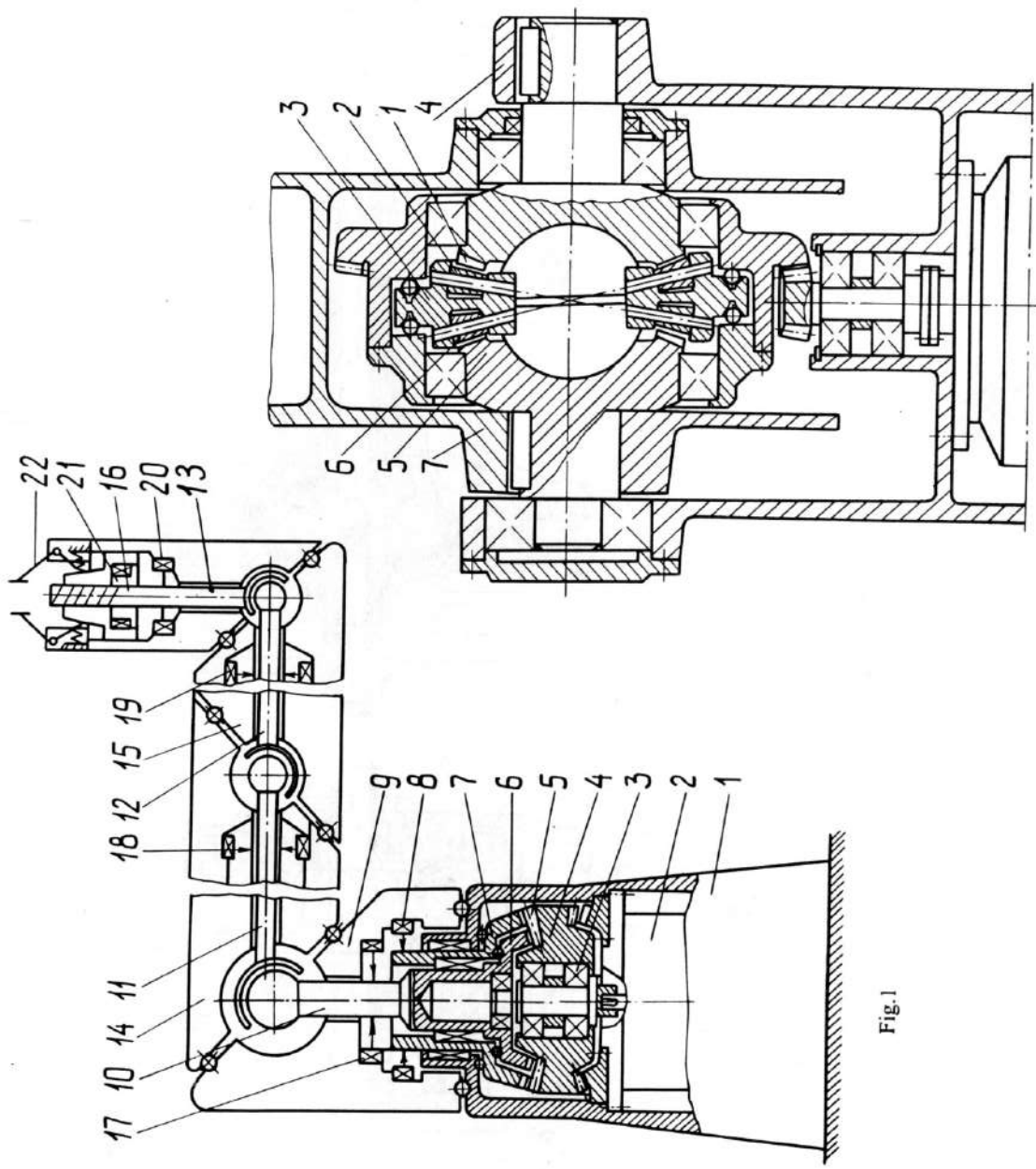


Fig. 1

Fig. 2

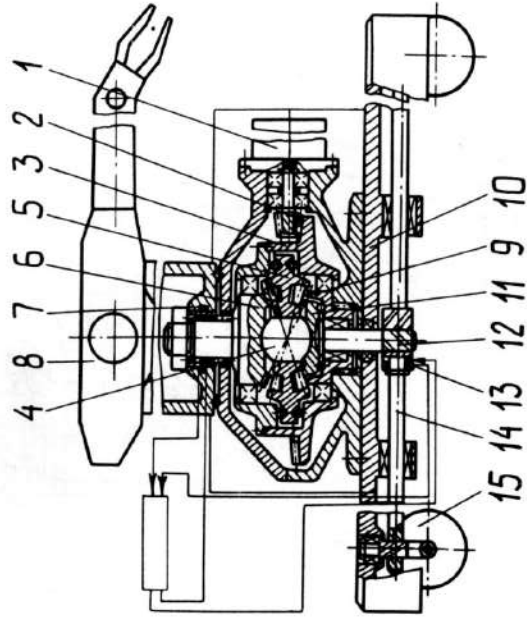


Fig. 3

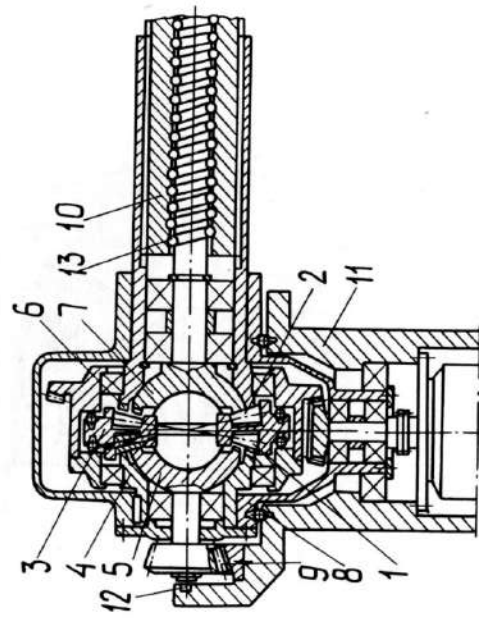


Fig. 4



În *planșa 28* sunt prezentate mecanisme de apucare ale roboților, cu mecanism precesional de acționare. În mecanismul de apucare [25] din figura 1, *a* roțile dințate conduse 1 și 2 sunt legate prin canelurile 3 și 4 cu casetele 5 și 6, în care sunt fixate ghearele 7, care apucă articolul la rotirea roților 1 și 2 în direcții opuse și îl eliberează la rotirea lor în direcție inversă. Mecanismul de apucare din figura 1, *b* este asigurat cu ghearele 8 pentru apucarea articolului pe suprafața interioară.

Mecanismul de acționare a lagărului din figura 2 [26] posedă un domeniu de căutare larg și poate fi utilizat în roboți cu precizie de poziționare redusă. Ghearele 1 de apucare fixate în articulația sferică 2, datorită amplasării arborelui 3 prin intermediul inelului arcuit 4 în golul butucului satelitului 5, vor efectua o mișcare de căutare. În poziția indicată pe desen, inelul 4 efectuează împreună cu satelitul 5 o mișcare planetară în jurul axei mâinii apucătorului, care se transmite ghearelor 1. După ce ghearele 1 au stabilit poziția obiectului căutat, venind în contact cu el, impun inelului 4 să se deplaseze spre centrul de precizie 6, învingând rezistența arcului. Amplitudinea mișcării de căutare a ghearelor 1 va fi zero atunci când inelul 4 se va situa în planul care trece prin centrul de precizie. Ghearele 1 se vor închide, efectuând strângerea obiectului, în urma deplasării axiale a bușei 7, acționată de culisoul reglabil 8, care efectuează mișcare de rotație redusă, fiind amplasat în canalul elicoidal 9. Pentru funcționarea ghearelor e necesară numai orientarea prealabilă a ghearelor cu o rază de căutare  $\pm R$ .

La conectarea traductorului 1 din figura 3 [19] sabotii cuplajului 2 se cuplează și mișcarea de rotație redusă a roții centrale conduse 3 se transmite corpului 4, asigurând rotirea ghearelor 5 în jurul axei mâinii. Mișcarea de precizie a satelitului 6 se transformă în mișcarea planetară a piuliței 7. Ca rezultat al angrenării piuliței 7 cu șurubul 8, ultimul se va deplasa în direcție axială. În același timp, piulița 7 efectuează o mișcare de rotație redusă, în sens invers, egală cu rotația satelitului în jurul axei sale. Mișcarea axială a șurubului se transmite prin pârghiile 9 ghearelor 5, asigurând apucarea obiectului. Atingând forța de apucare necesară, piulița 7, învingând rezistența arcului 10, se va deplasa axial, până când corpurile de rulare 11 nu vor mai fi situate în planul care trece prin centrul de precizie 12 (poziție în care piulița 7 nu va mai efectua o mișcare planetară, spirele piuliței și șurubului nemaifiind în stare de angrenare, deci șurubul nu se va mai deplasa axial).

Un mecanism de apucare compact, cu posibilități funcționale largi, se prezintă în figura 4 [54]. Mișcarea de rotație redusă a roții centrale 1, prin intermediul mecanismului de legătură 2 (spirală arhimedică), se va transforma în mișcare radială a lagărelor 3, asigurând apucarea obiectului. La conectarea cuplajelor 4, 5 și deconectarea cuplajului 5, roata dințată centrală 7, rotindu-se, va roti roata conică 8 și, împreună cu ea, întreg reductorul precesional 9 în jurul axei *OO*.

La conectarea cuplajului 4 și deconectarea cuplajelor 5 și 6, roata conică 8 se va rostogoli pe dinții sectorului 10 (sectorul 11 fiind liber), asigurând rotirea corpului reductorului 9 în jurul axei  $O_1O_2$ .

### **Planșele 29-31. Utilaj tehnologic**

Automatizarea proceselor de asamblare, procese care ocupă până la 35 % din volumul de lucru consumat la executarea unei mașini, reprezintă o problemă destul de stringentă. De aceea, crearea utilajului tehnologic cu performanțe ridicate ar fi un pas înainte spre rezolvarea acestei probleme.

În *planșa 29* sunt prezentate 4 chei mecanice cu mecanisme de acționare precesionale. Cheia electromecanică din figura 1, *a* [22] include electromotorul 1 și reductorul precesional 2, a cărui roata condusă 3 este legată prin cuplajul de siguranță cu plăci arcuite 4 de arborele portsculă 5. Blocul satelit 6 are într-o parte o coroană danturată 7, care angrenează cu roata condusă 3, iar pe partea opusă – două coroane danturate 8 și 9, care angrenează cu două roți centrale 10, respectiv 11, care vin în contact cu bilele 12 amplasate între dinții frontali 13 ai roții 10. Ultima este legată de corpul 14 cu ajutorul bilelor 15, amplasate în canalele înclinate 16. Reductorul precesional permite obținerea a două viteze de lucru, fapt ce lărgeste simțitor posibilitățile tehnologice ale cheii. La creșterea momentului de înșurubare la portsculă, bilele 15, învingând rezistența arcului 17 și acționând asupra pereților canelurilor înclinate, deplasează roata centrală 10 în direcție axială, asigurând angrenarea ei cu coroana danturată 8 a satelitului 6 și decuplarea ei de roata centrală 11. La creșterea în continuare a momentului de înșurubare, bilele cuplajului de siguranță 4 înving rezistența de arcuire a plăcilor inelului 18, ieșind din canalele arborelui portsculă.

Cheia electromecanică din figura 1, *b* este asigurată cu cuplajul de siguranță 19 cu sabotii arcuiți în direcție axială, care îndeplinește atât funcția de protecție a cheii contra suprasarcinilor, cât și cea de comunicare la arborele portsculă a loviturilor tangențiale ce apar la ieșirea-intrarea sabotilor 20 din angrenare. Acest efect asigură înșurubarea pieselor filetate cu un moment de înșurubare mai redus.

Cheia mecanică din figura 2 [41] este cu acționare pneumatică. Jetul de aer comprimat, reglat de întrerupătorul 1, acționează asupra paletelor 2 ale roții de lucru 3, al cărei butuc înclinat 4 este amplasat pe corpuri de rulare dintre coroanele danturate 5 și 6 ale satelitului 7. Mișcarea de rotație a roții de lucru 3, datorată înclinării butucului 4, se transformă în mișcare de precizie a satelitului 7. Mai departe, cheia mecanică funcționează similar cu cea din cazul precedent.

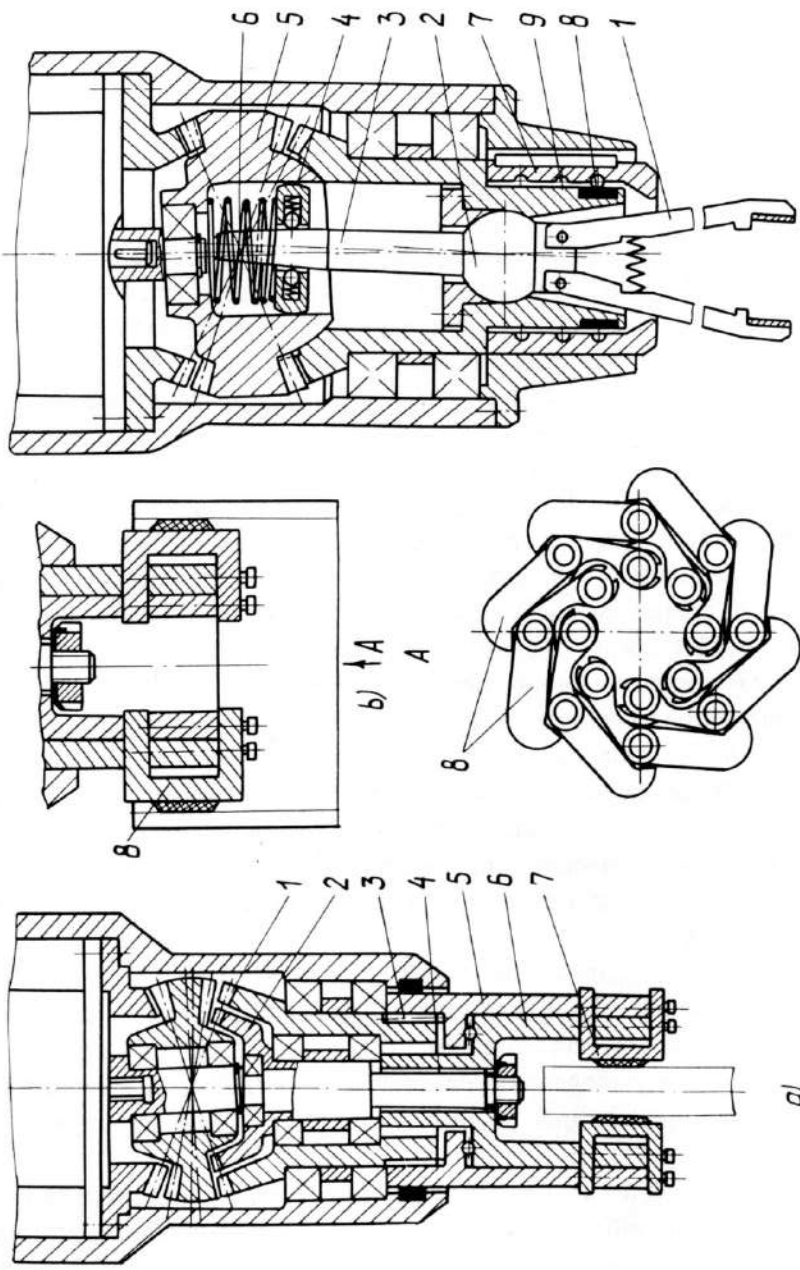


Fig.1

c/

Fig.2

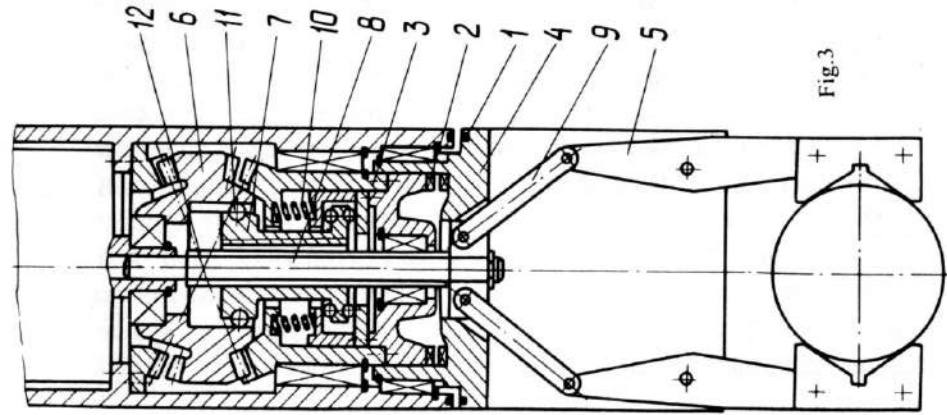


Fig.3

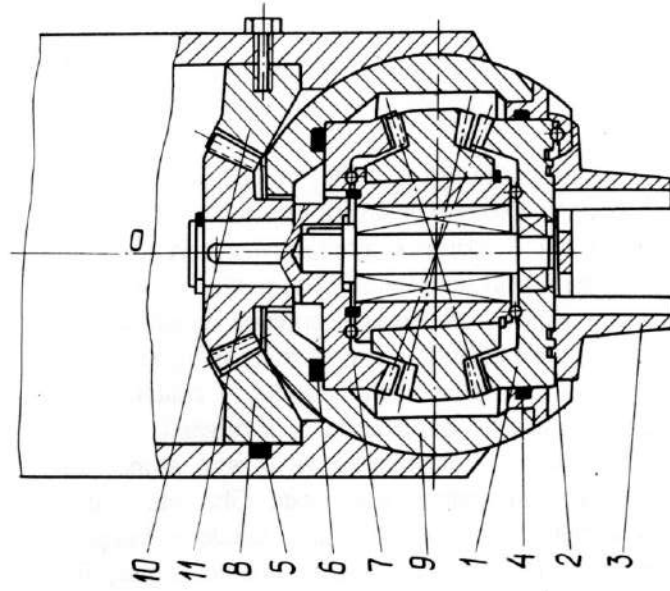


Fig.4

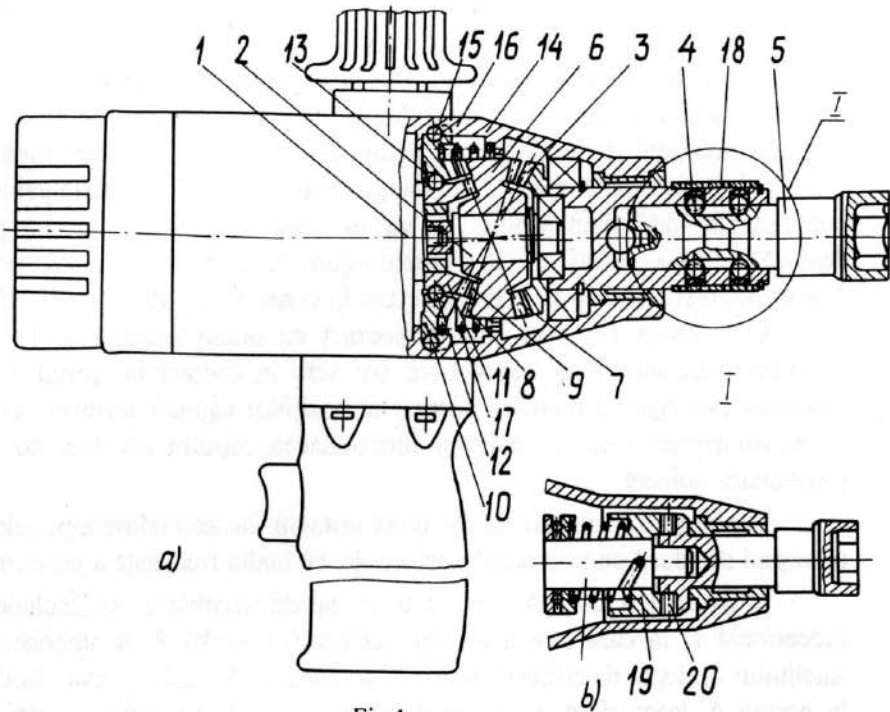


Fig.1

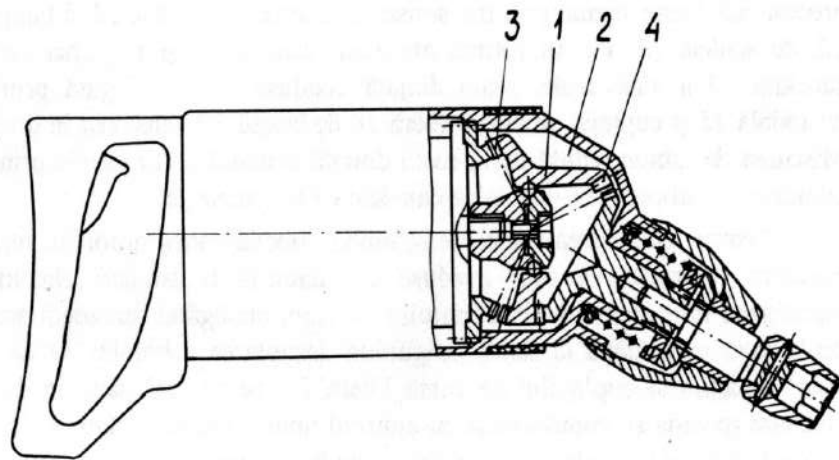


Fig.3

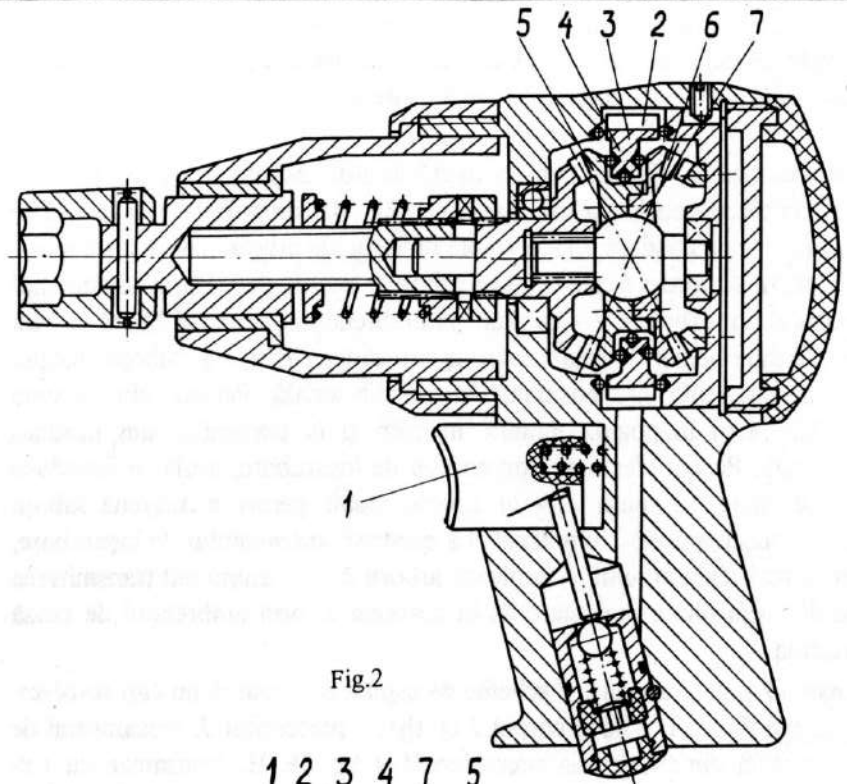


Fig.2

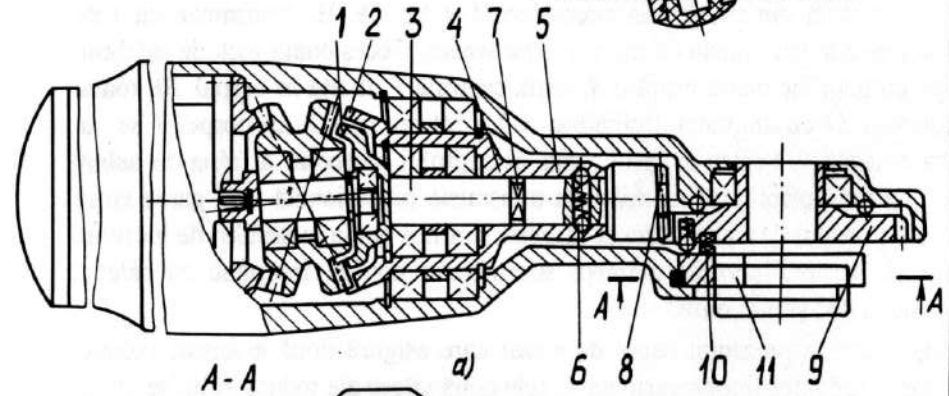
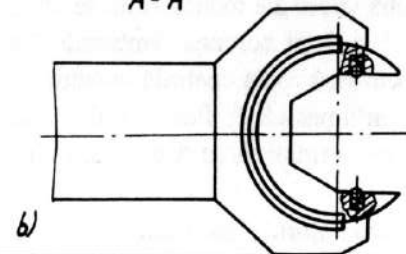


Fig.4



Chei mecanice cu mecanisme  
precesionale de acționare

Planșa  
29



Pentru efectuarea înșurubării pieselor filetate sub un unghi  $45^\circ > \alpha > 0$  se propune cheia electromecanică din figura 3, în care blocul-satelit 1 al reductorului precesional 2, este executat cu un unghi oarecare între axele conului de dispunere a coroanelor danturate 3 și 4. Principiul de funcționare este similar cu cel al cheii din figura 1.

Înșurubarea pieselor filetate sub un unghi de  $90^\circ$  față de axa cheii poate fi asigurată de cheia electromecanică din figura 4 [32]. Mișcarea de rotație redusă se transmite roților centrale conduse 1 și 2, legate reciproc de arborii 3 și 4 (arborele 4 se rotește mai încet). Arborele 1 este legat de arborele intermediar 5 prin intermediul bilelor tensionate 6, iar arborele 2 – cu ajutorul ambreiajului de cursă liberă 7. Mai departe, arborele intermediar 5, prin cuplul de roți dințate 8 și 9 și saboții frontali 10, este legat de portscula 11, tensionată în direcție axială. Pentru reîntoarcerea portsculei 11 (fig. 4, b) în poziția inițială, în corp și în portsculă sunt instalați magneți permanenți. Pentru efectuarea procesului de înșurubare, scula se introduce pe piesa de înșurubare, se apasă ușor în direcție axială pentru a angrena saboții frontali 10 și se conectează electromotorul. La creșterea momentului de înșurubare, bilele, învingând rezistența arcului, decuplează arborii 3 și 5, asigurând transmiterea unui moment de înșurubare mai mare de la arborele 4, prin ambreiajul de cursă liberă, la portscula 11.

În planșa 30 sunt prezentate 2 scheme de capuri de alezat și un cap revolver. Capul de alezat din figura 1 include corpul 1 cu tija 2, portcuțitul 3, mecanismul de reducere, care constă din transmisia precesională 4 tip 2K-H, transmisia cu roți dințate cilindrice 5 și transmisia cu melc 6. Transmisia precesională include satelitul 7 instalat pe butucul înclinat a brățării 8, roata centrală 9, fixată în corpul 10, roata centrală condusă 11 cu angrenajul cilindric 5. La rotirea tijei 2, cu corpul 1 se va roti și roata centrală 9. Pentru avansul radial al cuțitului e necesar a frâna cu mâna brățara 8. Datorită posibilității realizării în transmisia precesională unei game largi de variație a raportului de transmitere se lărgeste simțitor gama avansului de lucru al portcuțitului 3. Aceasta permite alezarea suprafețelor conice, începând cu câteva minute și până la  $45^\circ$  și mai mult.

În figura 2 este prezentat capul de alezat care asigură două avansuri radiale diferite, datorită reductorului precesional 1; cele două viteze ale reductorului se obțin în urma angrenării consecutive a roților centrale 2 și 3 cu coroana danturată 4 a satelitelui 5. A doua coroană 6 a satelitelui angrenează cu roata centrală condusă 7, pe a cărei parte frontală este executată o spirală arhimedică 8. Portcuțitul 9 este legat prin știftul 10 cu spirala arhimedică 8, fapt ce-i permite să se deplaseze radial la rotirea redusă a roții centrale conduse 7.

Capul revolver din figura 3 [27] conține electromotorul 1 cu traductorul 2 al poziției unghiulare a arborelui electromotorului, reductorul precesional 3 de tip

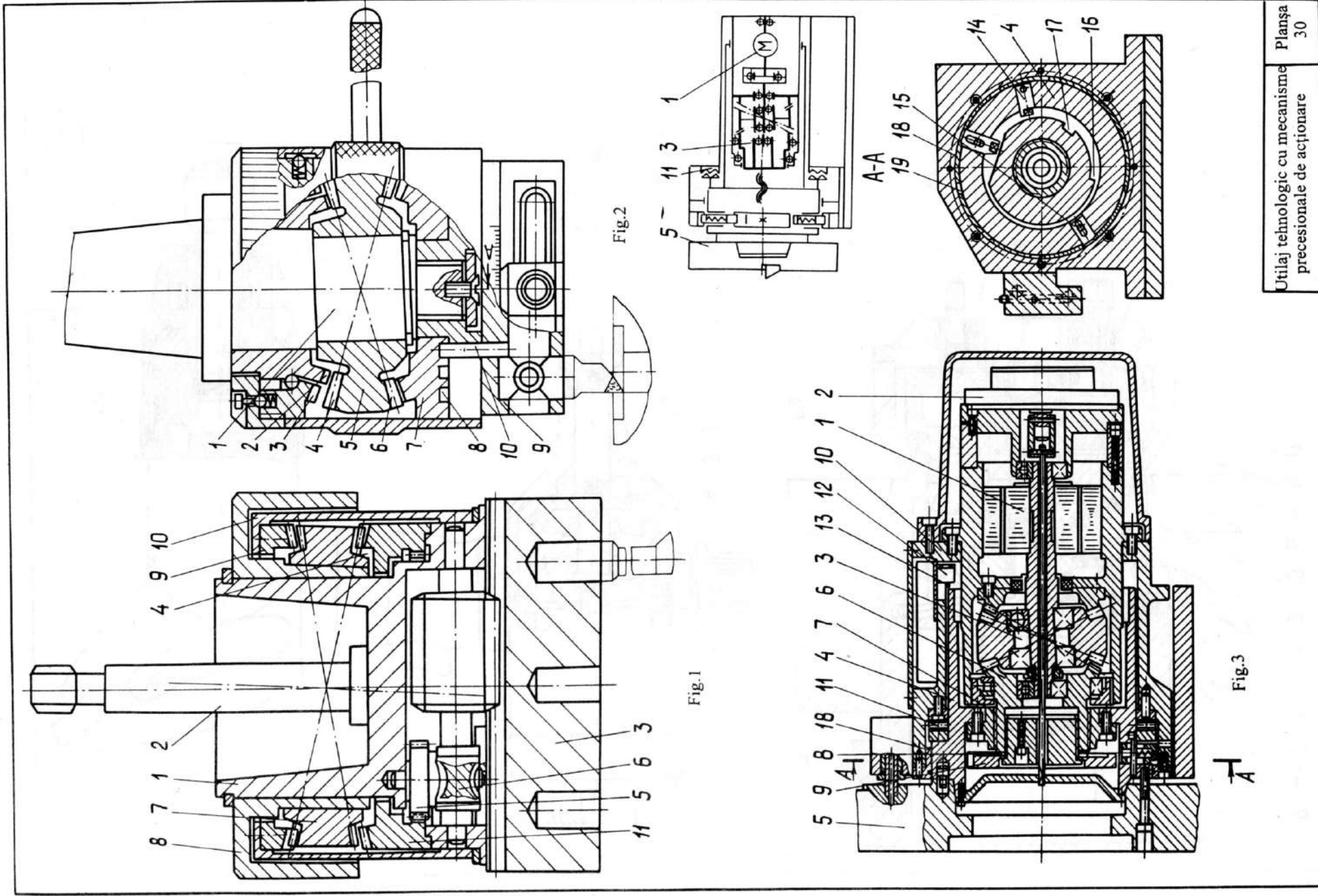
2K-H cu angrenaj convex-concav, ca și partea rotativă 4 cu discul de scule 5. Pe butucul roții conice conduse 6 este executat, la interior și exterior, filetul 7 prin care aceasta se leagă de bucușă mobilă 4 și de cuplajul cu dinți 8, cuplaj legat la rândul lui de cama de indexare 9. Bucușă rotativă 4 este fixată pe lagărul 10 prin intermediul cuplajului cu dinți 11. În lagărul 10, vizavi de bucușă rotativă 4, sunt montați traductorii 12 pentru poziția unghiulară și microîntrerupătorul 13 de control al cuplajului cu dinți 11. În bucușă rotativă 4 sunt executate găuri radiale, în una din ele fiind fixat știftul 14, iar în cealaltă fiind montat, cu posibilitatea deplasării axiale, știftul 15, cu capetele teșite. Pe suprafața camei 9 sunt executate pragurile 16 și canalele 17, care vor veni în contact cu știfturile 14 și 15. Pe batiu este fixată flanșa 18, care vine în contact cu bucușă rotativă 4. În flanșă sunt executate canalele 19 cu teșituri, ce vor veni în contact cu știftul 15. Numărul canalelor este egal cu numărul necesar al pozițiilor capului revolver. Traductoarele și microîntrerupătorul 13 asigură funcționarea capului revolver cu precesie de poziționare ridicată.

În planșa 31 sunt prezentate două instalații de asamblare a pieselor filetate și a mașinii de găurit cu microdeplasări axiale, cu înaltă frecvență a portsculei.

În figura 1, a [37] este prezentat un cap de asamblare care include reductorul precesional 1, în care este asamblat variatorul toroidal 3 (în interiorul butucului satelitelui 2), legat de electromotorul 4, și magazia de scule 5, toate fiind amplasate în corpul 6, legat rigid de suportul mobil 7. Osiile rulourilor 8 ale variatorului toroidal sunt legate de corpul nemișcat 9. Roata condusă 10 a reductorului precesional 1 este legată, prin transmisia cu angrenaj cilindric 11 și bucușele canelate 12, de sculele 13. Pentru rotirea arborelui canelat 14 și cuplarea cu altă bucușă canelată 12 a altei scule, roata dințată condusă 10 este legată prin transmisia elicoidală 15 și cuplajul de cursă liberă 16 de brațul 17, tensionat în direcție axială. Mișcarea de rotație redusă de la roata dințată condusă se transmite prin angrenajul cilindric 11, arborele 14 și bucușele canelate 12 la sculele 13.

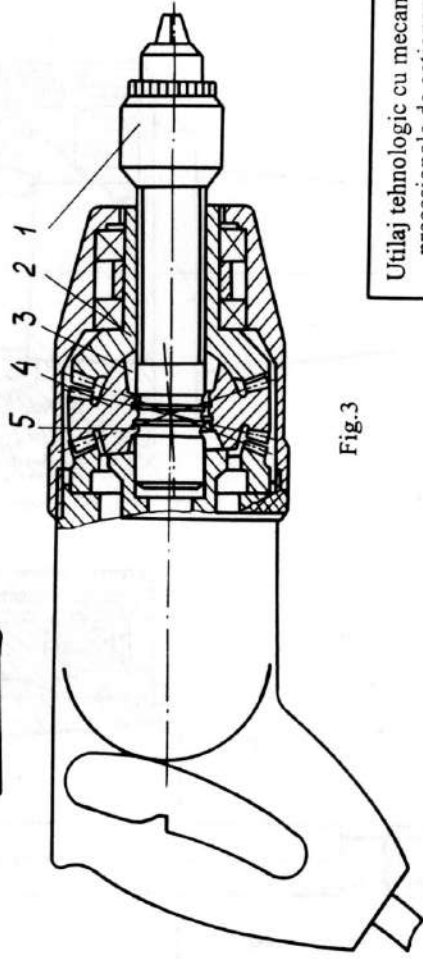
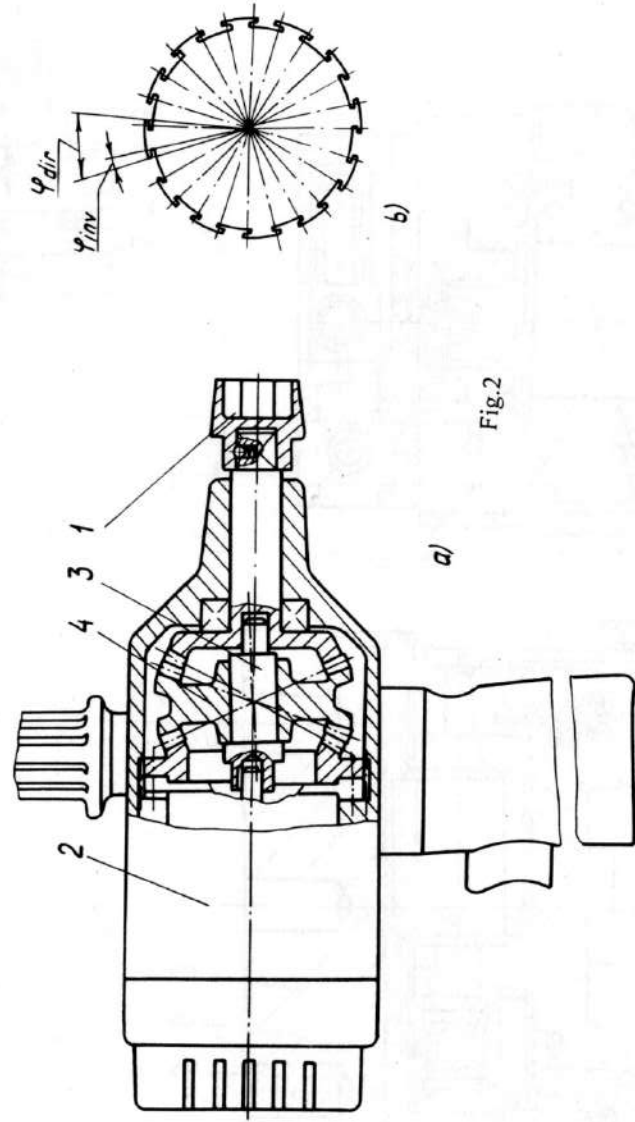
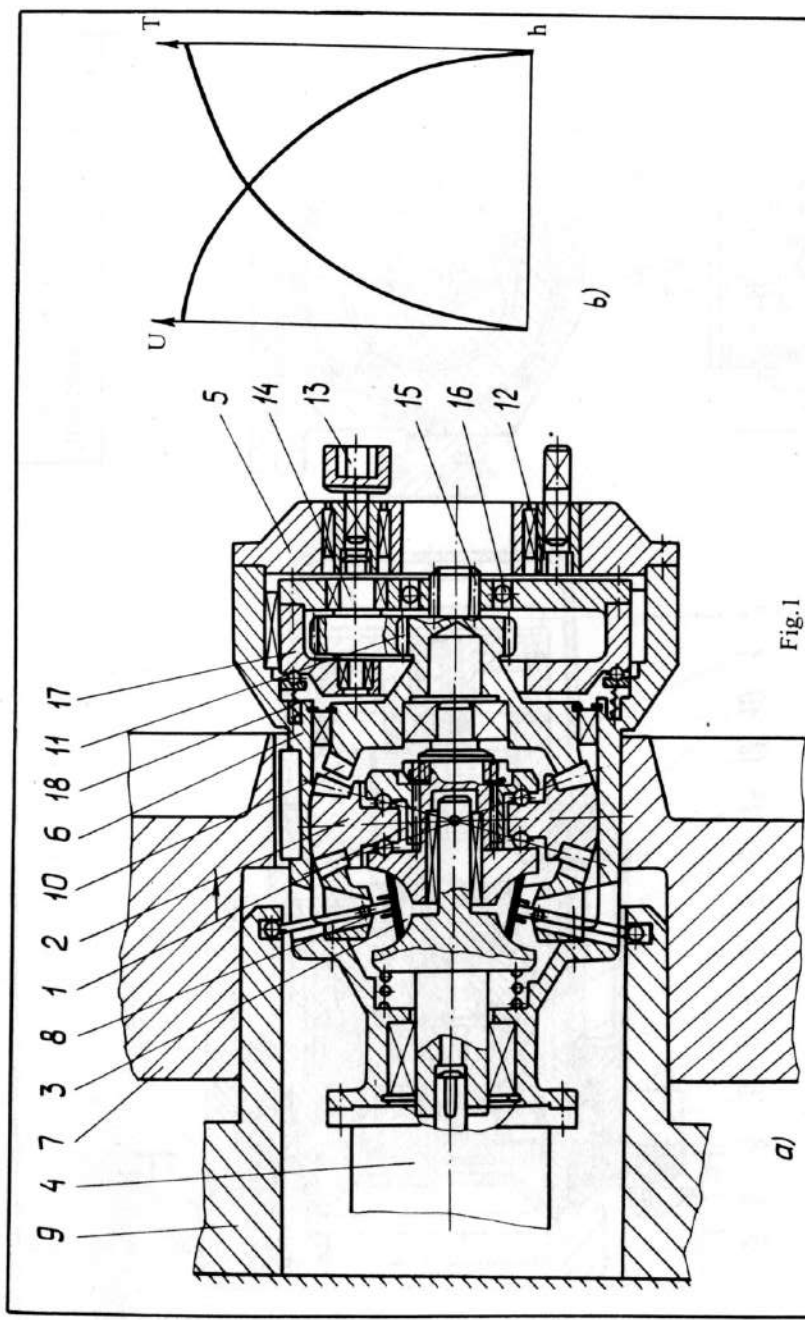
Pentru schimbarea sculei, se schimbă direcția rotirii arborelui motor. Astfel, mișcarea de rotație a roții conduse 10, datorită transmisiei elicoidale 15, se transformă în mișcare axială a brațului 17 care, învingând rezistența arcului 18, se deplasează axial până la refuz (asigurând decuplarea arborelui 14 de bucușă 12), apoi, cu ajutorul cuplajului de cursă liberă 16, se va roti până în dreptul sculei necesare (poziția se coordonează cu ajutorul unui traductor), după care se schimbă iarăși direcția rotirii arborelui canelat 14 cu bucușă canelată 12 a sculei necesare 13. În procesul de înșurubare a osiilor rulourilor 8 ale variatorului toroidal 3 în corpul fix 9 se micșorează raportul de transmitere cu o valoare proporțională cu creșterea momentului de înșurubare (fig. 1, b). Astfel, capul de asamblare funcționează într-un regim optim corespunzător procesului de înșurubare.





Utilaj tehnologic cu mecanisme precesionale de acționare

Planșa 30



Cheia electromecanică din figura 2, *a* [48] dezvoltă un moment de însurubare majorat datorită transmiterii portsculei 1, pe lângă momentul de torsiune dezvoltat de motorul electric 2 și reductorul precesional 3 cu blocul satelit 4 și a unor micromișcări circulare alternative  $\varphi_{dir}$  și  $\varphi_{inv}$  (fig. 2, *b*) de înaltă frecvență (vezi figura 2, *b*), generate de amplasarea și (sau) executarea satelitului cu excentricitate și utilizarea angrenajului precesional cu profil asimetric. Aceste mișcări alternative accelerate asigură generarea unor lovituri de șoc de înaltă frecvență care acționează asupra piesei filetate, măbind momentul de însurubare.

În figura 3 [9] se prezintă o mașină de găurit destinată prelucrării găurilor în materiale dure, fragile. Portscula 1 primește, pe lângă momentul de torsiune transmis de roata dințată condusă 2 a reductorului precesional 3, unele microdeplasări axiale de înaltă frecvență transmise portsculei de satelit 4 prin filetul dezaxat 5 cu unghiul de ridicare zero, materializat pe suprafața interioară a satelitului executată excentric.

### Planșa 32. Motoare cu mecanisme precesionale

Particularitățile constructive și principiul de funcționare deosebit al transmisiei precesionale au permis elaborarea unor motoare noi cu mecanisme precesionale.

În figura 1 este prezentată o instalație energetică [34] ce funcționează pe baza diferenței de temperatură dintre două medii (de exemplu între temperatura aerului și a apei). Instalația are la bază o transmisie diferențială precesională conform schemei din figura 2.2, *o*, care include transmisia precesională care conține blocul-satelit 1 montat pe arborele-manivelă 2, legat de arborele de ieșire 3, și roțile centrale 4 și 5, legate reciproc de corpul 6 și de roata centrală 7 a treptei a doua a transmisiei precesionale 8. Blocul-satelit 9 constă din două danturi 10 și 11, legate între ele prin caneluri, între care sunt amplasate corpurile de lucru 12, fixate în flanșa 13, legată prin caneluri de arborele de ieșire 3. A doua roată centrală 14 este fixată rigid în corpul instalației 15. Blocul-satelit 9 este instalat pe corpuri de rulare 16, dispuse pe suprafața sferică a corpului fix 6. Corpurile de lucru 12 pot fi executate în forma, de exemplu, a unui tub ondulat, umplut cu gaz cu coeficient de dilatare mare, sau a unui element 17, executat din metal cu proprietăți termosensibile. La început, instalația are nevoie de un impuls din exterior. Rotind arborele de ieșire 3 se rotește și flanșa 13 cu corpurile de lucru 12; ultimele, venind în contact cu două medii (de

exemplu apa de mare și aerul în timp de iarnă), ieșind din apă se vor dilata, deplasând tijele 18 în direcție axială. Acestea deplasează coroanele danturate 10 și 11 ale blocului-satelit 9, asigurând angrenarea lor cu roțile dințate centrale 14 și 7. Ca rezultat, roata centrală 7 se va roti cu un anumit raport de reducere, care se transmite roții centrale 5 a transmisiei precesionale interioare. Ultima, funcționând în regim de multiplicator, va asigura rotirea arborelui de ieșire 3 cu o frecvență înaltă. În același timp, mișcarea multiplicată se transmite și flanșei 13, care va roti corpurile de lucru 12. Mai departe, procesul se va repeta. Sursa exterioară poate fi deconectată, iar la arborele de ieșire se cuplează mașina de lucru, de exemplu generatorul de curent.

În figura 2 se prezintă schema motorului Steerling [51] care include corpul 1, în care sunt amplasate pistoanele 2, legate prin corpuri de rulare de blocul-satelit 3, ale cărui coroane danturate angrenează cu roțile dințate 4 și 5 legate reciproc de corpul 1 și arborele de ieșire 6. Astfel, deplasarea axială a pistoanelor 2 se transformă în mișcare de precesie a satelitului. Ca rezultat al angrenării coroanelor lui cu roțile dințate 4 și 5, ultima se va roti cu turație redusă.

În figura 3 este prezentată schema motorului-rotor cu ardere internă [47]. Motorul include corpul 1 în care sunt amplasați cilindrii 2 ( $n \geq 3$ ) cu pistoanele 3, care acționează prin tijele 4 asupra părții frontale a satelitului 5, a cărui coroană danturată angrenează cu două roți centrale 6 și 7, legate de corpul 1, respectiv de arborele de ieșire 8. Satelitul 5 este amplasat liber între roțile centrale 6 și 7 și tijele pistoanelor 3.

### Planșa 33 (fig. 1). Reductorul principal al elicopterului

Capacitatea portantă ridicată, masele și gabaritele reduse și particularitățile constructive deschid pentru transmisiile precesionale perspective largi în construcția aparatelor de zbor. În figura 1 este prezentat reductorul principal al elicopterului [31], care include corpul 1 și pinioanele conice 2, care angrenează cu roata dințată conică 3. În butucul roții conice 3, între pereții înclinați 4 este montat pe corpuri de rulare blocul-satelit 5, care angrenează într-o parte cu roata dințată centrală 6, iar în alta cu două roți centrale 7 și 8, legate de arborii elicelor 9, respectiv 10. Pinioanele conice 1 sunt antrenate în mișcare de rotație de motoarele 11. Ca rezultat al angrenării roților centrale 7 și 8 cu una și aceeași coroană danturată a satelitului 5, arborii elicelor 9 și 10 vor fi antrenați în mișcări reduse de rotație în sensuri opuse, asigurând forța de ridicare necesară.

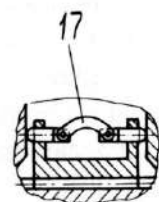
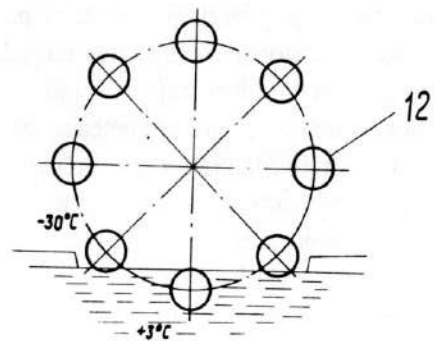
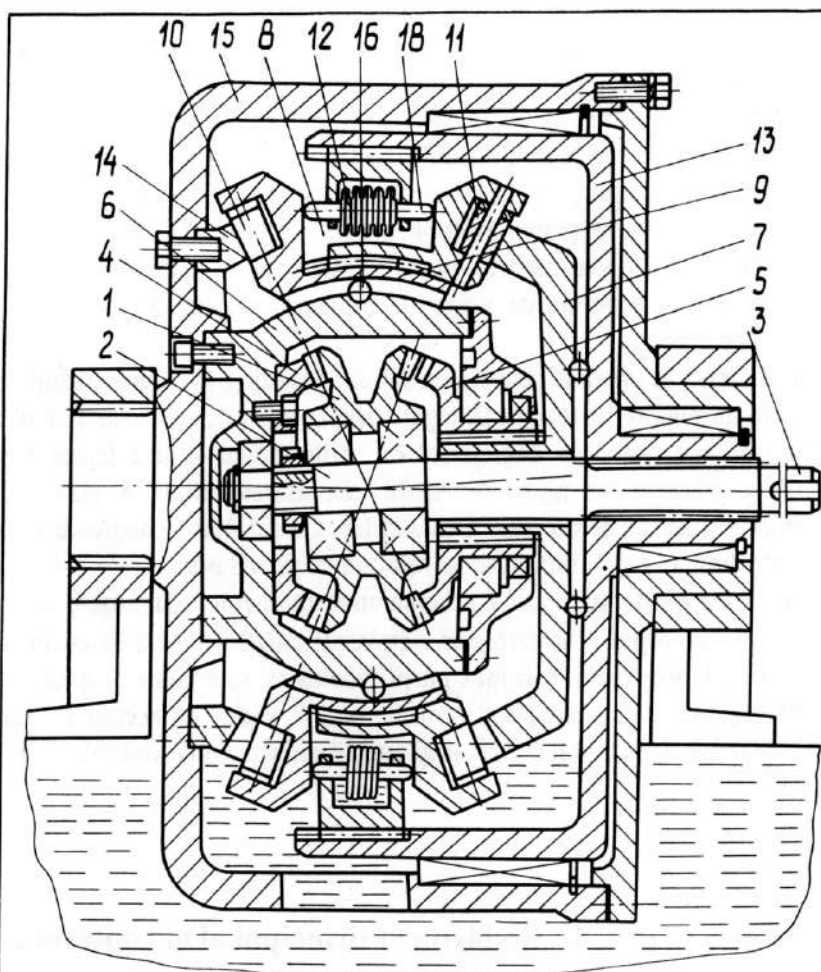


Fig.1

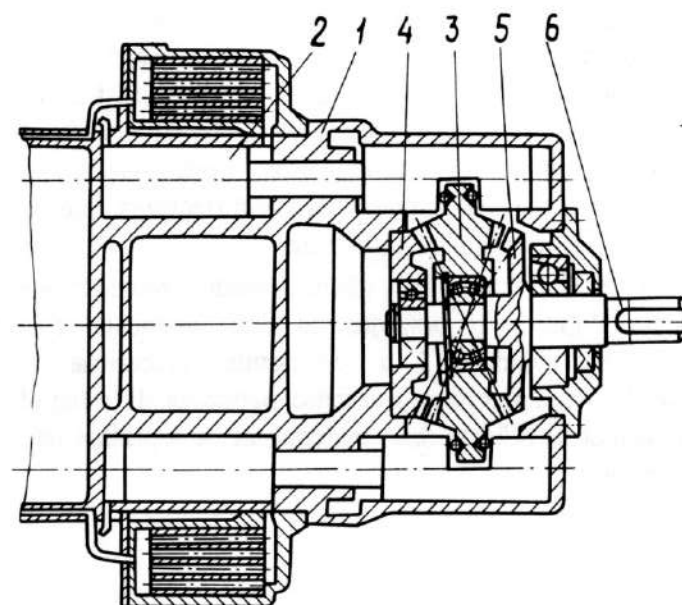


Fig.2

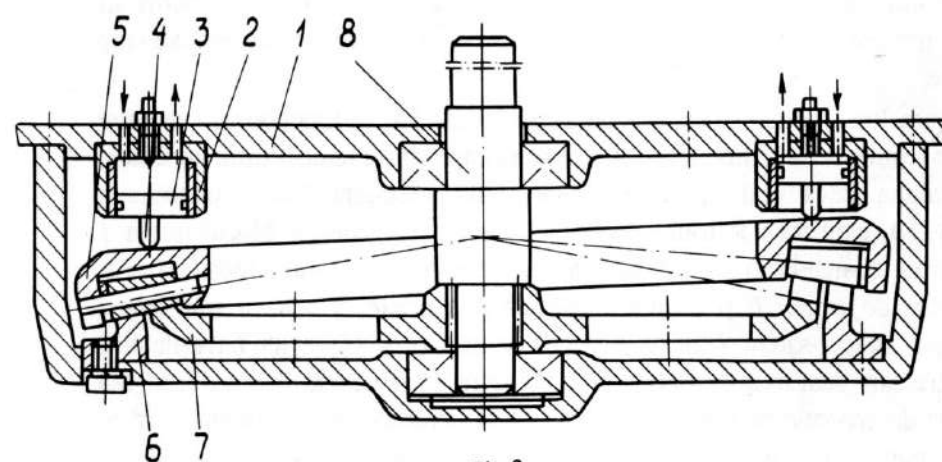
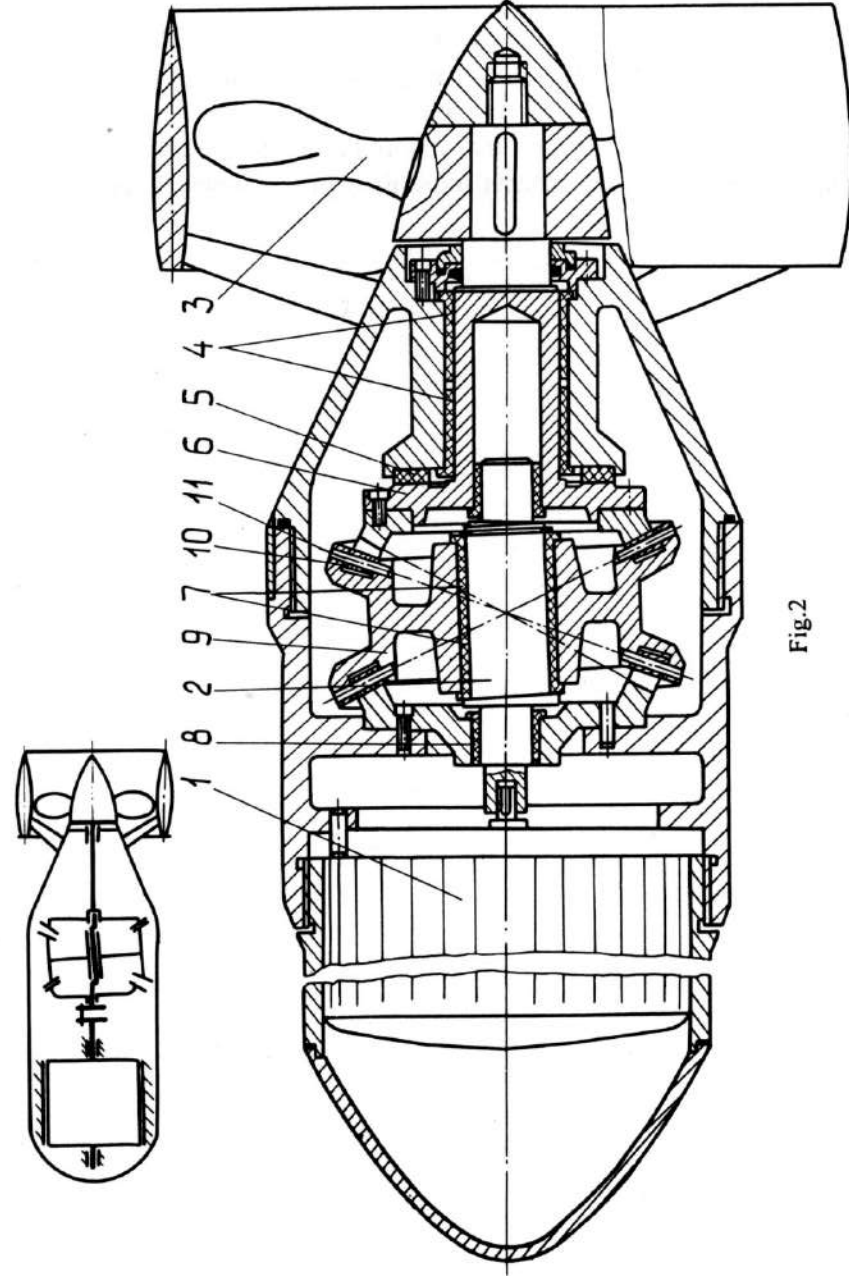
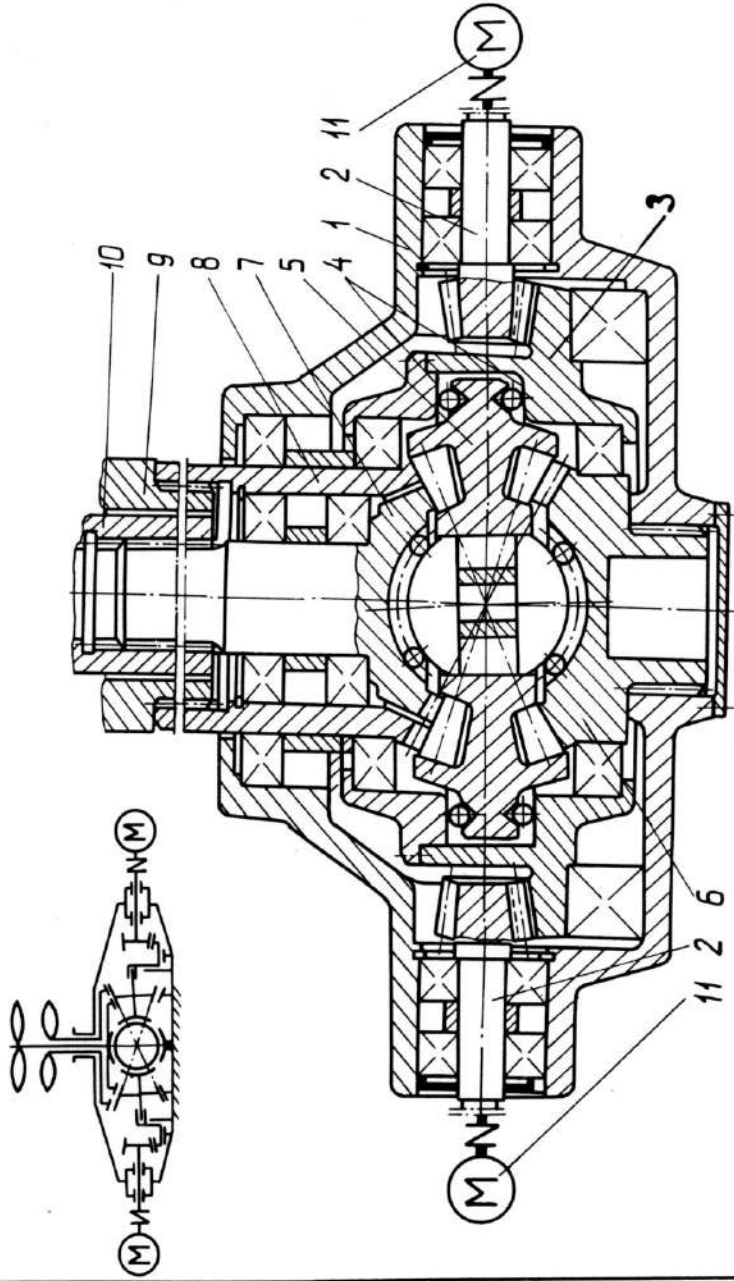


Fig.3





Reductorul principal al elicopterului și turbomotorul aparatului submersibil

### Planșa 33 (fig. 2). Turbomotorul aparatului submersibil

Luând în considerație problemele ecologice crescânde, turbomotorul din figura 2 poate prezenta interes pentru elaborarea aparatelor submersibile (mai ales pentru aparatele care funcționează la adâncimi mari). Turbomotorul include electromotorul 1, reductorul precesional 2 și roata de lucru cu palete 3. Reductorul este elaborat având la bază schema transmisiei precesionale 2K-H. În

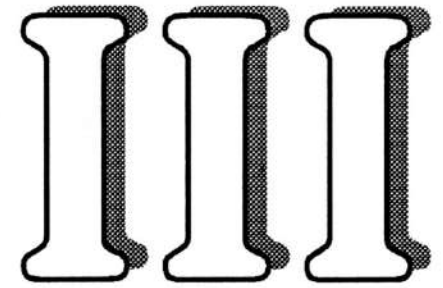
costrucția reductorului sunt prevăzute lagărele de alunecare 4, 5, 6, 7 și 8. Dinții coroanelor blocului satelit 9 sunt executați în formă de role 10, montate pe osiile 11, formând lagăre de alunecare. Materialul lagărelor de alunecare și al rotelor angrenajului precesional asigură funcționare normală în mediul apei de mare. Pierderile minime la antrenarea lichidului în interiorul corpului (datorită particularităților mișcării sfero-spațiale a satelitului) asigură un randament satisfăcător al reductorului.

# Bibliografie

1. BANSEVICIUS R.IU., RAGULSKIS K.M. *Vibrodvigateli*. Vilnius, Mocslas, 1981.
2. BOSTAN I.A. *Začepenie dlea pretzessionnyh peredaci*. Chişinău, Ştiinţa, 1988.
3. BOSTAN I.A. *Pretzessionnye peredaci s mnogoparnym začepeniem*. Chişinău, ştiinţa, 1992, 356p.
4. B.I. nr. 1401203, I.cl F16H1/32. *Planetarnaia pretzessionnaia peredacia* / Bostan I. Publ. 30.09.84. Bul.nr.36.
5. B.I. nr.1455094, I.cl. F16H1/32. *Pretzessionnaia zubciataia peredacia* / Bostan I. Publ. 07.01.89. Bul.nr.1.
6. BOSTAN I., GLUSCO C., OPREA A., DULGHERU V. *Planetarnye pretzessionnae peredaci*. Chişinau: ştiinţa, 1987.
7. B.I. nr. 1218210. I.cl F16H1/32. *Planetarnyi mehanism* / Bostan I., Dulgheru V., Gluşco C. Publ. 15.03.86. Bul.nr.36.
8. B.I. nr. 1383657, I.cl. B60K7/00. *Motor-coleso* / Bostan I., Glusco C., Dulgheru V.. Publ. 1988. (pentru uz de serviciu).
9. B.I. nr. 1383657, I.cl. B60K7/00. *Rucinaia sverlilinaia maşina* / Bostan I., Glusco C., Dulgheru V.. Publ. 1988. (pentru uz de serviciu).
10. B.I. nr. 1563319. I.cl F16H1/32. *Pretzessionnaia peredacia* / Bostan I., Babaian I. Publ. 30.09.84. Bul.nr.36.
11. B.I. nr.1758941, I.cl. B21D43/00. *Sposob nacatyvania coniceschih coles i ustroistvo ego realizatii*. / Bostan I., Dulgheru V. Publ. 1993. (Pentru uz de serviciu).
12. B.I. nr. 1732138, I.cl. G01B5/20. *Prisposoblenie dlea controlea coniceschih coles*. / Bostan I., Dulgheru V.. Publ.17.15. 1992. Bul. nr.17.
13. B.I. nr. 1044868. I.cl F16H1/32. *Planetarnyi pretzessionnyi mehanism* / Bostan I., Dulgheru V.. Publ. 30.09.83. Bul.nr.36.
14. B.I. nr. 1180592. I.cl F16H1/32. *Pretzessionnaia ghermeticinaia peredacia* / Bostan I., Dulgheru V.ş.a. Publ. 23.09.85. Bul.nr.35.
15. B.I. nr. 1272033. I.cl F16H1/32. *Preessionnaia ghermeticinaia peredacia* / Bostan I., Dulgheru V.ş.a. Publ. 23.11.86. Bul.nr.43.
16. B.I. nr. 1357224, I.cl. B25I17/00. *Şarnir manipuleatora* / Bostan I., Dulgheru V., Babaian I. Publ. 1987 (pentru uz de serviciu).
17. B.I. nr. 1409804, I.cl.F16H37/02. *Planetarnaia pretzessionnaia peredacia* / Bostan I., Dulgheru V. Publ.07.09.1988. Bul. nr.33.
18. B.I. nr. 1439900, I.cl.B60K7/00. *Motor-reductor privoda colesa transportnogo sredstva* /Bostan I.,Dulgheru V.,Oglinda G.. 1989 (pentru uz de serviciu).
19. B.I. nr. 1451004, I.cl.B25I15/00. *Zahvat promyšlennogo robota* / Bostan I., Dulgheru V.,Foiu N. Publ. 15.01.1989. Bul. nr.2.
20. B.I. nr. 1481539, I.cl.F16H1/32. *Planetarnyi pretessionnyi reductor* / Bostan I., Dulgheru V.. Publ. 23.05.89. Bul.nr.19.
21. B.I. nr. 1551898, I.cl.F16H1/00. *Planetarno-vintovoi mehanizm* / Buşenin D.V., Gluşco C., Bostan I., Dulgheru V. Publ. 07.09.1989. Bul. nr.29.
22. B.I. nr. 1504084, I.cl.B25B21/02. *Gaicouvert* / Bostan I., Dulgheru V., Babaian I., Marin A., Utiuşev R. Publ.30.08.1989. Bul. nr.32.
23. B.I. nr. 1511120, I.cl.B25I17/00. *Manipuleator* / Bostan I., Dulgheru V., Publ. 30.08. 1989. Bul. nr.36.
24. B.I. nr. 1558661, I.cl.B25I15/00. *Podvijnai promyslennyi robot* / Bostan I., Dulgheru V., Botez I. Publ.15.06.1990. Bul.nr.16.
25. B.I. nr. 1569226, I.cl.B25I15/00. *Zahvat manipuleatora* / Bostan I., Dulgheru V., Botez I. Publ. 07.06.1990. Bul. nr.21.
26. B.I. nr. 1583285, I.cl.B25I15/00. *Zahvat promyšlennogo robota* / Bostan I., Dulgheru V. Publ. 07.09.1990. Bul. nr.29.
27. B.I. nr. 1590209, I.cl. B23B29/32. *Revolvornaia golovca* / Bostan I., Botez I., Dulgheru V. Publ. 07.09.1990. Bul. nr.32.
28. B.I. nr. 1594329, I.cl.F16H1/32. *Planetarnaia pretzessionnaia peredacia* / Bostan I., Dulgheru V. Publ.23.09.1990. Bul.nr.35.
29. B.I. nr. 1597478, I.cl.F16H3/50. *Planetarnaia corobca peredaci* / Bostan I., Botez I., Dulgheru V.,Glusco C. Publ.07.10.1990. Bul. nr.37.
30. B.I. nr. 1598569, I.cl.F16H37/02. *Planetarnaia pretzessionnaia peredacia* / Bostan I., Dulgheru V., Peticov V. Publ. 1991 (pentru uz de serviciu).
31. B.I. nr. 1601909, I.cl.B64C27/04. *Glavnyi reductor vertoliota* / Bostan I., Dulgheru V. Publ.1990 (pentru uz de serviciu).

32. B.I.nr.1632762, I.cl.B25B21/02. *Rezibozavertyvauščii instrument* / Bostan I., Botez I., Dulgheru V. Publ.07.03.1991. Bul. nr.9.
33. B.I.nr.1657806, I.cl.F16H37/02. *Planetarnaia pretzessionnaia peredacia* Bostan I., Dulgheru V., Peticov V. Publ. 23.06. 1991. Bul.23.
34. B.I. nr. 1671956, I.cl.F03G7/02. *Ustroistvo dlea preobrazovania teplovoi anergihii v mehanicescuiu* / Bostan I., Dulgheru V., ș.a. Publ. 23.08. 1991. Bul. nr.31.
35. B.I. nr. 1674424, I.cl.F16H15/52. *Planetarnyi variator* / Bostan I., Dulgheru V., Peticov., Oglinda G. Publ. 15.09.1991. Bul. nr.34.
36. B.I. nr. 1693832, I.cl.B25I19/00. *Manipuleator* / Bostan I., Dulgheru V.. Publ. 1992 (pentru uz de serviciu).
37. B.I. nr. 1713768, I.cl.B23P19/06. *Sborocinaia golovca* / Bostan I., Botez I., Dulgheru V. Publ.23.02.1992. Bul. nr.7.
38. B.I. nr. 1714249, I.cl.F16H1/32. *Planetarnaia pretzessionnaia peredacia* Bostan I., Dulgheru V.. Publ.23.02.1992. Bul.nr.7.
39. B.I. nr. 1714885, I.cl.B60K17/32. *Veduščii most transportnogo sredstva* Bostan I., Dulgheru V., Triboi G., Botez I. Publ.1992 (pentru uz de serviciu). Bul.nr.13.
40. B.I. nr. 1724486, I.cl.B60K7/00. *Privod älectromobilea* / Bostan I., Dulgheru V., Filatov V.. Publ. 07.04.1992. Bul.nr.13.
42. B.I. nr. 1727981, I.cl.B25B21/02. *Gaicouvert* / Bostan I., Dulgheru V., Marin A. Publ.23.04.1992. Bul. nr.15.
43. B.I. nr. 1771960, I.cl. B25I15/00. *Șarnir manipuleatora* / Bostan I., Dulgheru V. Publ. 30.10. 1992. Bul. nr. 40.
44. B.I. nr. 1776899, I.cl.F16H1/32. *Privod* / Bostan I., Dulgheru V., Botez I. Publ.23.11.1992. Bul.nr.43.
45. B.I. nr. 1781950, I.cl.B60K7/00. *Motor-coleso transportnogo sredstva* Bostan I., Dulgheru V., Oglinda G. 1989 (pentru uz de serviciu).
46. B.I. nr. 1800765, I.cl.B60K7/00. *Motor-coleso* / Bostan I., Dulgheru V., 1989 (pentru uz de serviciu).
47. B.I. pentru cererea nr.4788349/06, I.cl.F01D1/02. *Turbomașina* / Dulgheru V. 1992.
48. B.I. pentru cererea nr.4844748/28, I.cl.B25B21/00. *Gaicouvert* / Bostan I., Dulgheru V. 1992.
49. B.I. nr. 1807278, I.cl. F16K31/53. *Privod armatura* / Bostan I., Dulgheru V., s.a. Publ. 07.04. 1993. Bul. nr. 13.
50. B.I. pentru cererea nr. 4918332/11, I.cl.B60K7/00. *Privod xodovoi ciasti transportnogo sredstva* / Bostan I., Dulgheru V. 1992.
51. B.I. pentru cererea nr. 4875987/23, I.cl.F02B75/25. *Dvigateli Steerlinga* / Bostan I., Dulgheru V., .s.a, 1992.
52. B.I. nr. 1346346, I.cl.B23B31/02. *Samotzentriruiuščii patron* / Bostan I., Mazuru S. ș.a. Publ.23.04.1987. Bul. nr.15.
53. B.I. nr. 1453092, I.cl.F16H1/32. *Planetarnaia pretzessionnaia peredacia* / Bostan I., Oprea A., Babaian I. Publ. 23.02.1989. Bul. nr.7.
54. B.I. nr. 1663857, I.cl.B23F9/06. *Sposob obrabotki modifitzirovannyh zubiev älementov pretzessionnoi zubciatoi pary* / Bostan I., Babaian I. 1988 (pentru uz de serviciu).
55. B.I. nr. 1511115, I.cl. B25I15/00. *Zahvat manipuleatora* / Dulgheru V.. Publ. 30.08. 1989. Bul. nr.36.
56. B.I. nr. 1760151, I.cl.F03D1/00. *Vetroanergheticescaia ustanovca* / Dulgheru V. Publ. 07.09. 1992. Bul. nr. 33.
57. SIMONIUS F.M. *Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe*. Berlin / Gottinghen / Heidelberg, Springer-Verlag, 1959.
58. SNESAREV G.A. „Obșcepromyšlennye reductory sleduiușcego pocolenia”, *Vestnic mașinostroenia*, 1985, Nr. 8.
59. STRUBBS P.W.R. „Razrabotka peredaci s treniem cacenia Perbury dlea avtomobilea”. În: *Construivovanie.-Trudy americanschih injenerov-mehanicov*. 1981. T.103, nr.1, p.3-14.





# Transmisii armonice

1. Calculul și construcția transmisiilor armonice
  2. Reductoare armonice cu destinație generală și specială
- Bibliografie

# 1

# Calculul și construcția transmisiilor armonice

În deceniul 1960-1970 s-a consacrat o nouă clasă de transmisii mecanice: transmisiile armonice. Urmărind caracteristicile transmisiilor armonice în contextul transmisiilor mecanice actuale, se desprind calitățile deosebite ale acestora – gabarite și mase extrem de mici, rapoarte de transmitere mari, randament ridicat etc.

Principiul de funcționare a transmisiilor armonice a fost brevetat în 1959 (propunere din 1955) de inginerul american G.M. Musser [3]. În 1960, această transmisie a fost prezentată la expoziția de la New York, iar peste câțiva ani a fost produsă în serie, ca reductoare de uz general [5,10] sau pentru utilizări speciale (la avioane, rachete, sateliți etc). În S.U.A., Rusia și Ucraina există o preocupare deosebită pentru elucidarea diverselor aspecte ale transmisiilor armonice, bazată pe o literatură tehnică vastă din domeniu și pe nenumărate brevete de invenții (vezi bibliografia).

## 1.1. PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE A TRANSMISIILOR ARMONICE

Se poate considera că transmisiile armonice (cu generator simplu) derivă din transmisia planetară cu o roată centrală. În figura 3.1 se pot urmări etapele transformării constructive a transmisiei planetare menționate în transmisie armonică. La transmisia planetară s-au notat: 1 – portsatelit, 2 – roata centrală, 3 – satelit, 4 – arbore condus, 5 – cuplaj prin care arborele 4 preia rotația absolută nemodificată a satelitului 3. Deoarece transmisia armonică este o transmisie cu element flexibil, cuplajul 5 folosit în transmisia planetară inițială (fig. 3.1, a) este realizat sub forma unui tub flexibil. Cinematic, nu se schimbă nimic dacă satelitul 3 se așază pe brațul 1 prin intermediul rolei 6; în acest caz, satelitul apare ca un inel rigid 3 (fig. 3.1, b). Mărind în continuare diametrul rolei 6 până când satelitul 3 devine un inel flexibil, el poate fi realizat corp comun cu tubul-cuplaj 5 (în figura 3.1, c, elementul 3-5).

În acest caz, rola 6 are rolul de a obliga elementul flexibil 3-5 să ruleze pe roata centrală 2 (la transmisia planetară – figura 3.1, a – acest rol era îndeplinit de excentricul portsatelitului 1). Evident, raportul de transmitere nu depinde de mărimea rolei 6, ci numai de lungimile cercurilor de rulare ale elementelor 2 și 3-5 (nedeformat). La rotirea elementului 1, elementul flexibil 3-5 capătă deformații sub formă de unde: de aici, atributul „armonică” ce apare în denumirea acestor transmisii. Din cele prezentate se observă că transmisia are următoarele elemente (fig. 3.2): un element flexibil 1, un element rigid 2 și un generator de unde 3 (numit în mod obișnuit, mai simplu, generator).

Roțile dințate au, de obicei, același pas, însă au număr diferit de dinți. Generatorul deformează elastic roata flexibilă, astfel că în zona axei mari a elipsei (forma roții flexibile deformată de către generator) dinții ei angrenează cu dinții roții rigide (fig. 3.2, a). În zona axei mici a elipsei, roțile 1 și 2 nu angrenează (fig. 3.2, c), între vârfurile dinților lor existând un joc garantat. În poziții intermediare (între axele mare și mică ale elipsei) dinții angrenează incomplet (fig. 3.2, b, d). De remarcat faptul că la intrarea și ieșirea din angrenare dinții vin în contact pe flancuri diferite.

Evident, transmisiile planetare cu o roată centrală, realizându-se cu roata centrală fixă sau mobilă, și transmisiile armonice sunt, respectiv, cu elementul (inelul) rigid 2 imobil (fig. 33, a) sau mobil (fig. 33, b), adică cu elementul flexibil 3 rotitor sau nerotitor.

Unele transmisii armonice derivă din transmisia planetară cu două roti centrale 2 și 4 și satelit dublu 3-3' (figura 3.4: a – transmisie planetară, b – transmisie armonică). Analogia transmisia armonică-transmisia planetară este foarte utilă în studiul cinematic al primei. Rapoartele de transmitere ale transmisiilor armonice sunt aceleași cu rapoartele de transmitere ale mecanismelor planetare din care au derivat.

Astfel, raportul de transmitere al transmisiei armonice în mișcare de rotație va fi:

$$U_{HF}^r = \frac{1}{1-U_{FC}^H}; \quad U_{HC}^F = \frac{1}{1-U_{CF}^H} \quad (3.1)$$

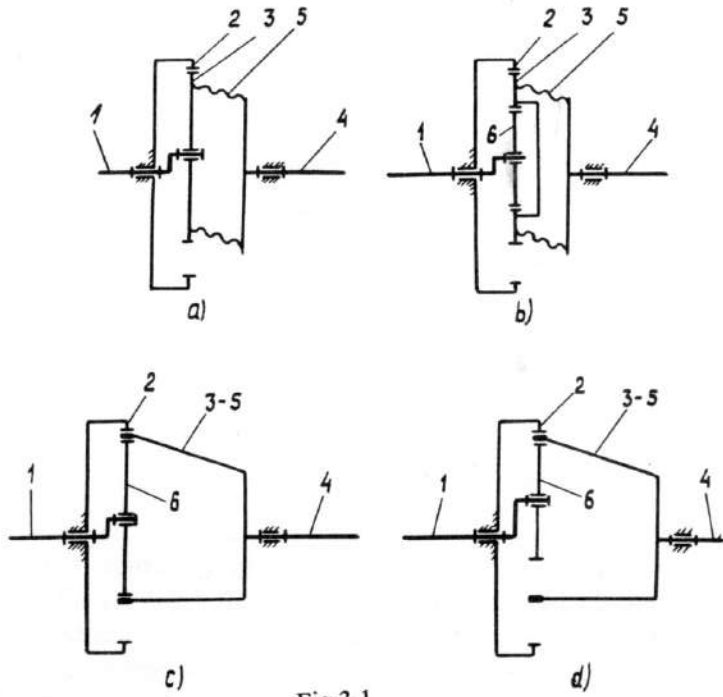


Fig.3.1

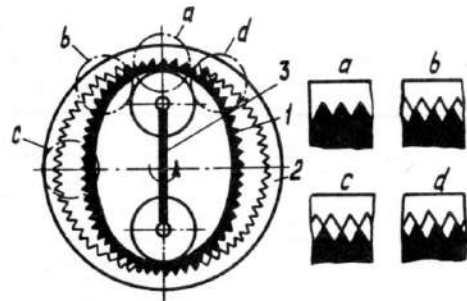


Fig.3.2

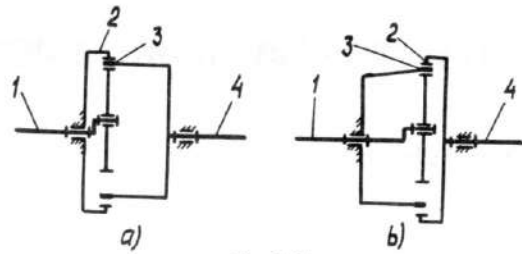


Fig.3.3

Indicii lui  $U$  semnifică:  $F$  – elementul flexibil (poz. 1, fig. 3.2);  $H$  – generatorul de unde (poz. 3, figura 3.2);  $C$  – elementul rigid (poz. 2, figura 3.2). Indicele de sus arată care dintre elemente este imobil, primul indice de jos – care dintre elemente este motor, iar al doilea indice de jos – care element este condus.

Pentru transmisia armonică dințată, raportul de transmitere este:

$$U_{HF}^c = \frac{Z_F}{Z_F - Z_c}; \quad U_{Hr}^f = \frac{Z_c}{Z_c - Z_F}$$

și

$$U_{FC}^H = \frac{Z_c}{Z_F}; \quad U_{CF} = \frac{Z_F}{Z_c} \quad (3.2)$$

unde  $Z_F$  și  $Z_c$  reprezintă numărul dinților elementului flexibil, respectiv numărul dinților elementului rigid.

În cazul transmisiei armonice cu fricțiune, fără considerarea alunecării elastice, raportul de transmitere se determină din relațiile:

$$U_{HF}^c = \frac{d_f}{d_f - d_c}; \quad U_{HC}^F = \frac{d_c}{d_c - d_f}$$

și

$$U_{FC}^H = \frac{d_c}{d_f}; \quad U_{CF}^H = \frac{d_f}{d_c} \quad (3.3)$$

unde  $d_f$  și  $d_c$  sunt diametrele suprafețelor de rulare ale elementului flexibil respectiv rigid.

În toate relațiile prezentate, valoarea pozitivă a raportului de transmitere arată că sensurile de rotire ale elementelor conducător și condus coincid, iar valoarea negativă – că sensurile de rotire diferă.

În cazul, general, numărul  $\gamma$  al undelor de deformare a elementului flexibil în transmisia armonică trebuie să fie multiplu al diferenței ( $Z_F - Z_c$ ).

Atunci relațiile (3.2) se transcriu în forma:

$$U_{HF}^c = \frac{Z_F}{\gamma}; \quad U_{HC}^F = \frac{Z_c}{\gamma}$$

E posibilă utilizarea transmisiei armonice cu generator ordinar, însă datorită dezechilibrului sarcinii ea urmează să fie folosită numai în transmisiile de turație joasă. Practic, pentru o solicitare avantajoasă a elementelor transmisiei și, totodată, pentru a asigura gabarite reduse, se folosesc generatoare duble ( $a, b, c$ ) sau triple ( $d, e$ ) – figura 3.5. Generatoarele  $a, b, d$  și  $e$  sunt realizate sub forma unor brațe cu două sau trei role echidistanțate (elemente pasive).

Mărirea numărului undelor de deformare la mai mult de trei nu este rațională, deoarece se înrăutățesc brusc condițiile de lucru pentru elementul flexibil și, deci, se reduce fiabilitatea lui (care determină fiabilitatea întregii transmisii).

## 1.2. STRUCTURA, CINEMATICA ȘI CLASIFICAREA TRANSMISIILOR ARMONICE

Clasificarea transmisiilor mecanice armonice [12] și posibilitățile lor sunt prezentate în figura 3.6. Caracteristicile de bază ale clasificării date sunt tipul transmisiei, particularitățile ei cinematice și cele constructive.

Pentru prescurtarea simbolizării diferitelor scheme de mecanisme armonice pentru transmiterea mișcării de rotație, E.G. Ginzburg [1] a propus următoarele marcare: elementele flexibile – F, cele rigide – RC, iar generatorul de unde – H.

Cea mai simplă transmisie armonică cu generator interior și exterior este prezentată în figura 3.7, *a* și *b*. O astfel de transmisie poate fi marcată astfel: F-C-H. Schemele transmisiilor armonice de tipul F-2C-H sunt prezentate în figura 3.8, *a-c*. Simbolizarea propusă a schemelor mecanismelor armonice este analogă cu cea a transmisiilor planetare conform clasificării V.N. Kudreavțev (de exemplu 2K-H).

Această asemănare a schemelor transmisiilor planetare și armonice permite utilizarea aceluiași relații cinematice.

Astfel, pentru transmisiile armonice 2K, relația raportului de transmitere pentru  $n_1 = 0$  va fi, similar transmisiilor planetare:

$$U_{H_4}^4 = \frac{n_H}{n_4} = \frac{1}{1 - \frac{1}{U_{14}^H}} - \frac{1}{1 - \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4}} \quad (3.4)$$

Schemele cinematice ale transmisiilor armonice 3K sunt prezentate în figura 3.9, *a* și *b*. Pentru ele, când  $n_4 = 0$ , raportul de transmitere va fi, de asemenea:

$$U_{15}^4 = \frac{n_1}{n_5} = \frac{1 - U_{14}^H}{1 - U_{54}^H} = \frac{1 - \frac{Z_4 Z_2}{Z_3 Z_1}}{1 - \frac{Z_4 Z_6}{Z_3 Z_5}} \quad (3.5)$$

Scheme de transmisii K-H, legate în serie, sunt prezentate corespunzător în figura 3.10, *a* și *b*. Pentru ele, rapoartele de transmitere vor fi:

– pentru schema *a*:

$$U_{H_4}^5 = \frac{Z_2 Z_4}{(Z_3 - Z_2)(Z_5 - Z_3)} \quad (3.6)$$

– pentru schema *b*:

$$U_{H_4}^2 = \frac{Z_3 Z_5}{(Z_3 - Z_2)(Z_5 - Z_4)} \quad (3.7)$$

Scheme cinematice de transmisii armonice combinate sunt prezentate în figura 3.11, *a-c*. Pentru ele rapoartele de transmitere sunt:

– pentru schemele *a* și *b*:

$$U_{14}^5 = \frac{Z_3 Z_4}{Z_1(Z_5 - Z_4)} \quad (3.8)$$

– pentru schema *c*:

$$U_{14}^5 = \frac{Z_4}{Z_5 - Z_3} \left( 1 + \frac{Z_3}{Z_4} \right) \quad (3.9)$$

Transmisia armonică închisă (transmisia c-1) este prezentată în figura 3.12, *a* și *b*; pentru ea avem:

$$U_{H_2} = -\frac{Z_2}{(Z_5 - Z_4)(1 + Z_3/Z_4)} \quad (3.10)$$

Schema transmisiei armonice frontale K-H este prezentată în figura 3.13.

În tabelul 3.1, conform [4] și [10] sunt incluse domeniile indicate ale rapoartelor de transmitere ale mecanismelor armonice cu roți metalice cu dinți drepți.

Din tabelul 3.1 rezultă că valoarea minimă a raportului de transmitere al unei trepte, trebuie să fie  $U \geq 70$  la transmisia armonică. Pentru transmisiile armonice cu roți flexibile din mase plastice, valoarea minimă a raportului de transmitere într-o treaptă poate fi redusă până la 15.

Tabelul 3.1

Tipul transmisiei	Raportul de transmitere
<b>K-H</b>	70...400
<b>2K-H</b>	2500...15000
<b>3K</b>	de la 1,02 și mai sus
Transmisii combinate	210...2800
<b>C-1</b>	35...200

## 1.3. CONSTRUCȚIA TRANSMISIILOR ARMONICE

### 1.3.1. Forma elementului flexibil

De obicei, elementul flexibil are formă cilindrică (fig. 3.14). Dacă sistemul de legare a elementului flexibil de arborele de turație mică permite deformarea nelimitată a elementului flexibil, se asigură condiții optime de încărcare a elementelor



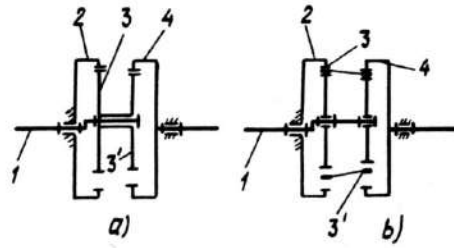


Fig.3.4

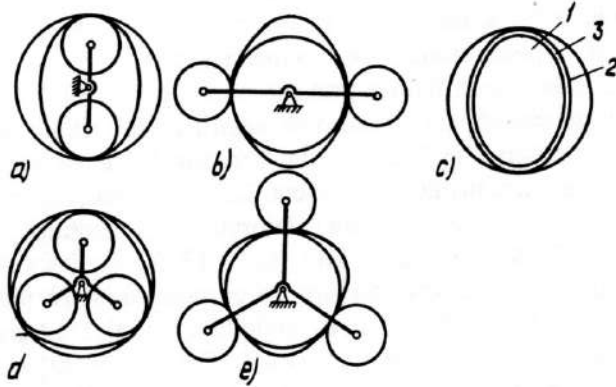


Fig.3.5

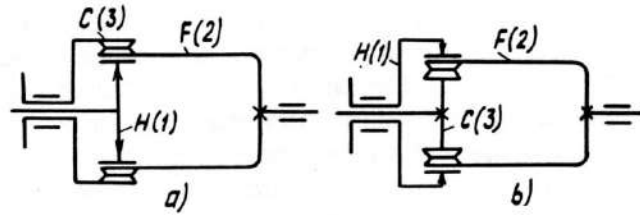


Fig.3.7

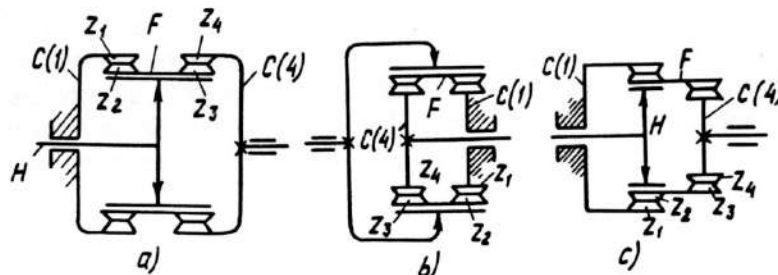


Fig.3.8

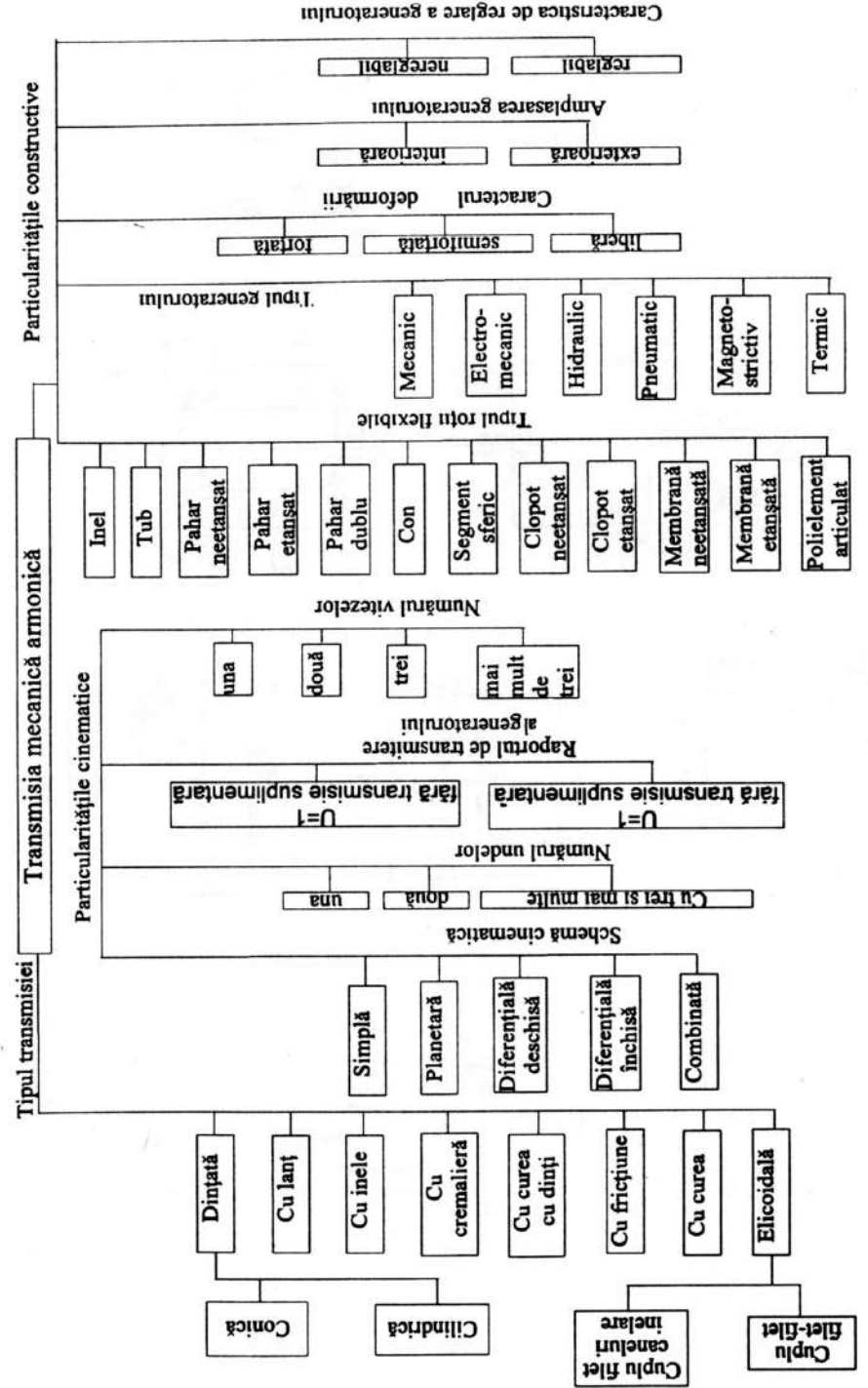


Fig.3.6

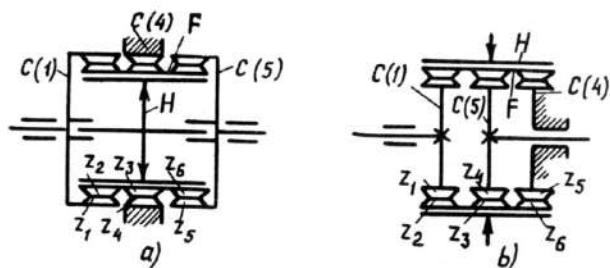


Fig.3.9

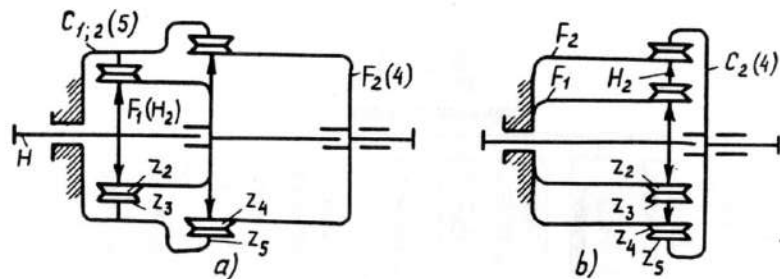


Fig.3.10

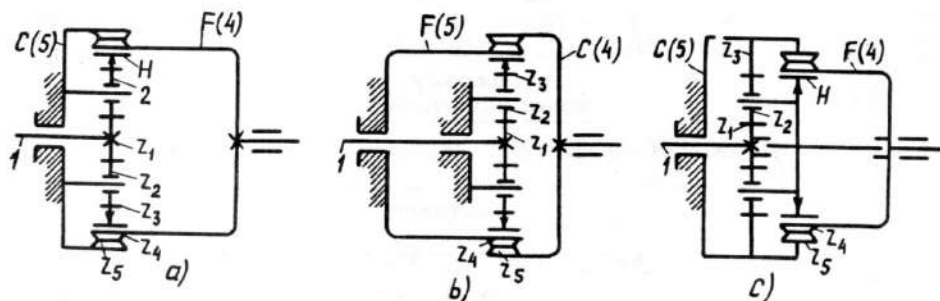


Fig.3.11

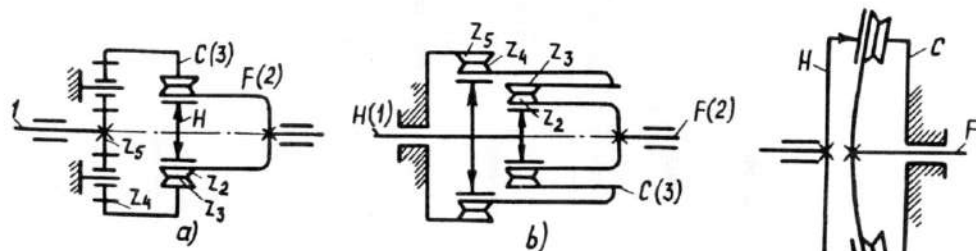


Fig.3.12

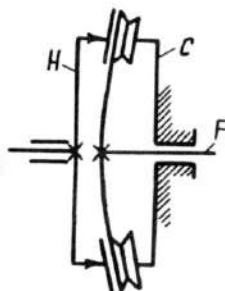


Fig.3.13

angrenajului armonic (elementul flexibil are numai deformații radiale și, ca urmare, axele tuturor dinților sunt paralele cu axa angrenajului). În cazul încărcării, elementul flexibil se deformează neuniform pe lungime, ceea ce produce o oarecare înclinare a dinților, cu consecințe defavorabile asupra repartizării sarcinii pe lungimea dinților, asupra durabilității și a randamentului transmisiei. De aceea, în cazul dat, lungimea tubului se ia de 3...4 ori mai mare decât lungimea porțiunii dințate.

Dacă elementul flexibil are generatoare curbă, ca în figura 3.15 [6], în cazul încăstrării se asigură repartizarea uniformă a sarcinii pe lungimea dinților.

În figura 3.16, a-l sunt prezentate schematic elementele flexibile utilizate în transmisii armonice. Unele sisteme de fixare a elementelor flexibile pe arborele rotitor sunt arătate în figura 3.17 [11]. La transmisii pentru puteri foarte mici, elementul flexibil se poate realiza corp comun cu arborele (fig. 3.17, a). La transmisii produse în serie se utilizează fixarea prin șuruburi (figura 3.17, b, vezi și figura 3.15), care este o soluție simplă. La transmisii pentru puteri relativ mari, se utilizează îmbinarea prin caneluri (fig. 3.17, c – la transmisii cu element flexibil simplu; figura 3.17, d – la transmisii cu element flexibil dublu). În îmbinarea canelată trebuie să existe jocuri care să permită deformarea elementului flexibil. Prinderea elementului flexibil într-o singură parte (fig. 3.17, f) este însoțită de repartizarea neuniformă a sarcinii pe lungimea dinților, ca urmare a torsionării acestui element.

Pentru eliminarea acestui neajuns (important mai ales la transmisii de puteri relativ mari) s-au propus sistemele din figura 3.17, g și h, la care elementul flexibil 1 este fixat bilateral pe flanșa arborelui 2. La sistemul din (fig. 3.17, g), generatorul este format din rulmenții 3 dispuși pe brațe echidistante, inelul 4 și plunjerile 5; elementul flexibil 1 este fixat de arborele 2 prin știfturile 6 (ca în figura 3.17, f).

În afara sistemelor descrise, de fixare a elementului flexibil pe arborele de turație mică, merită a fi menționată propunerea de îmbinare elastică printr-un strat gros de cauciuc vulcanizat [2]. Elementele flexibile prezentate (fig. 3.14-3.17) sunt metalice. Materialele utilizate pentru fabricarea elementelor flexibile trebuie să aibă limite de rezistență și elasticitate înalte. Pentru reductoare etanșe, pe primul plan apar cerințele privind rezistența anticorozivă împotriva mediului agresiv.

Pentru confecționarea elementelor flexibile ale transmisiiilor armonice de putere se folosesc oțeluri austenitice, de exemplu oțeluri aliate pentru rulmenți, oțeluri pentru arcuri, oțeluri inoxidabile etc.

La elementele flexibile din material plastic cu porțiunea dințată cilindrică s-a dovedit optimă forma din figura 3.18 [7], subțiată pe porțiunea cilindrică cu creștere în grosime pe porțiunea toroidală și îmbinată prin caneluri cu arborele de turație mică. Elementele flexibile ale transmisiiilor armonice fac parte din clasa tuburilor cu pereți subțiri, deoarece parametrii lor geometrici respectă următoarea inegalitate:

$$\frac{\delta}{r_0} \leq \frac{1}{20} \quad (3.11)$$

unde:  $\delta$  este grosimea peretelui tubului (fără dinți);  $r_0$  – raza de curbură a suprafeței mediane a tubului.

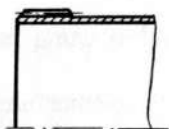


Fig. 3.14

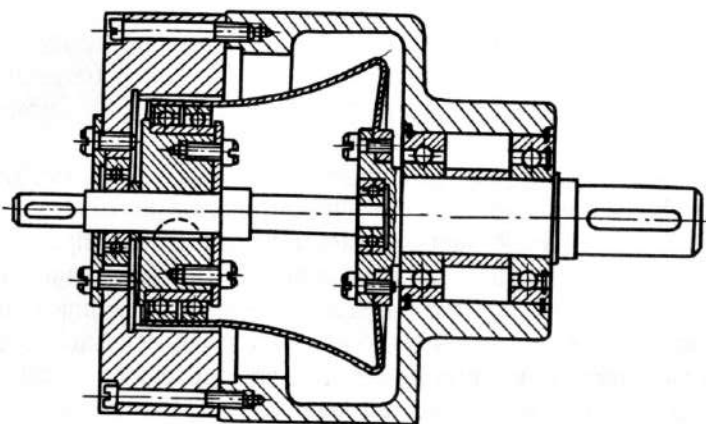


Fig. 3.15

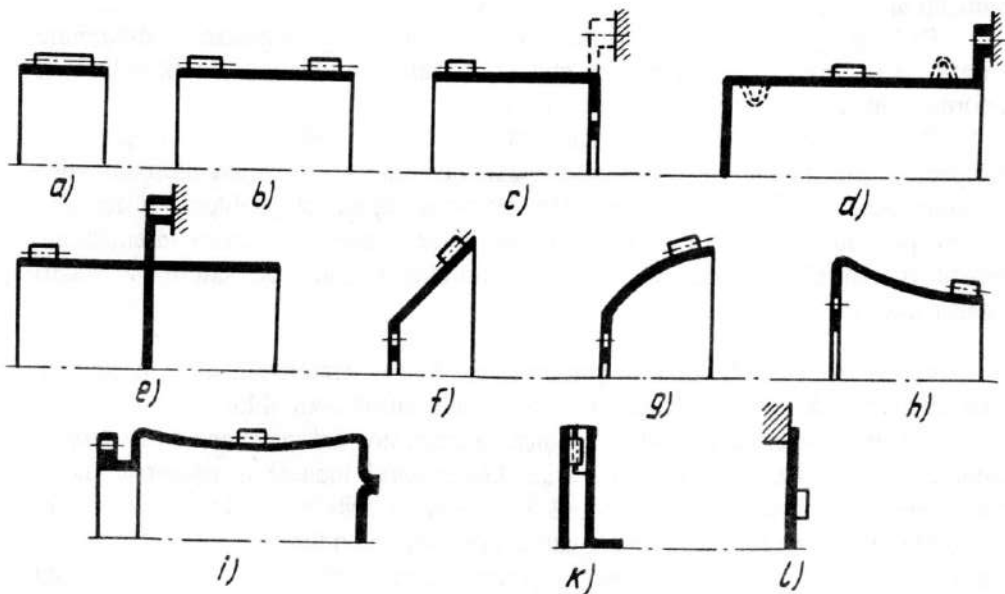


Fig. 3.16

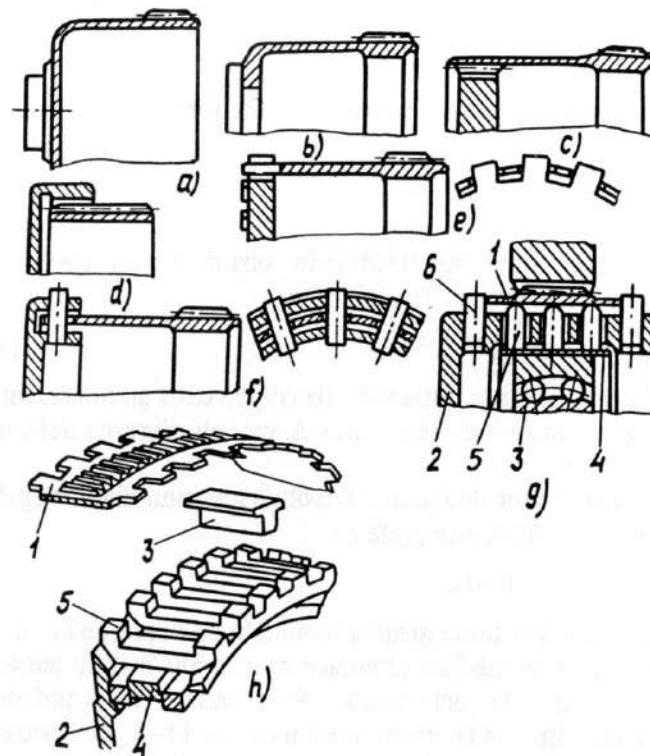


Fig. 3.17.

La executarea transmisiilor armonice se recomandă respectarea grosimii relative a tuburilor de oțel, care trebuie să fie în limitele:

$$\frac{1}{100} \leq \frac{\delta}{r_0} \leq \frac{1}{40} \quad (3.12)$$

Dacă pe elementul flexibil sunt diverși concentratori (filete, dinți), atunci înălțimea lor trebuie să fie aproximativ de două ori mai mică decât grosimea tubului:

$$h_1 < 2\delta \quad (3.13)$$

unde  $h_1$  este înălțimea concentratorilor pe elementul flexibil.

Lungimea relativă de lucru a elementelor flexibile, executate în formă de pahar cu fund, se recomandă să fie aleasă aproximativ în limitele:

$$\frac{1}{5} \leq \frac{r_0}{L} \leq 1 \quad (3.14)$$

unde  $L$  este jumătate din lungimea tubului.

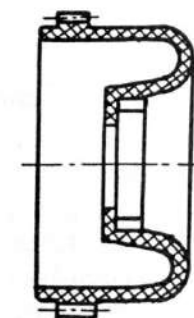


Fig.3.18.

Pentru elementele flexibile etanșe, aceste limite sunt:

$$\frac{1}{5} \leq \frac{r_0}{L} \leq \frac{1}{2,5} \left( \frac{1}{2} \right) \quad (3.15)$$

Mai rar se întâlnesc elemente flexibile executate în formă de inele subțiri, pentru care se admite:

$$L < 2,5 \sqrt{r_0 \cdot \delta} \quad (3.16)$$

Deformarea radială  $W$  a elementelor flexibile în zona de lucru e comparabilă cu grosimea învelișului și se află, aproximativ, în limitele:

$$0,2\delta \leq W \leq 5\delta \quad (3.17)$$

Această condiție corespunde teoriilor tuburilor flexibile, care stabilesc, în caz general, dependența neliniară între îndoire și sarcină, cu considerarea deformării fibrei medii a tubului.

Pentru transmisia cu generator dublu cu diferența numărului dinților egală cu doi pentru  $U \geq 50$ , deformarea radială este egală cu:

$$W \leq 0,01 d_0$$

unde  $d_0$  este diametrul de curbura al fibrei medii a tubului în secțiunea de lucru.

Elementele flexibile ale transmisiilor armonice se află într-o stare tensionată foarte complexă, deoarece asupra lor acționează diferite sarcini: forțe radiale din partea generatorului de unde, forțe din angrenaj, presiunea interioară și exterioară, și temperatura. Multe din aceste sarcini sunt variabile, ceea ce complică și mai mult funcționarea elementelor flexibile.

### 1.3.2. Generatoarele transmisiilor armonice

Generatorul este unul dintre cele mai însemnate elemente ale transmisiei armonice. Construcția generatorului determină în mare măsură randamentul transmisiei, starea tensională a elementului flexibil, profilul dinților (filetului), precizia cinematică, caracteristicile dinamice și fiabilitatea transmisiei.

Generatoarele se împart în generatoare mecanice, hidraulice, pneumatice și electromagnetice.

**Generatoare mecanice.** Posibilitatea realizării unei anumite forme a roții elastice, care asigură majorarea multiplicității contactului în fiecare zonă, deschide noi căi de ameliorare a capacității portante.

În figura 3.19 sunt prezentate câteva construcții de generatoare, care au găsit utilizare. Generatorul din figura 3.19,*a* se numește *dublu* și asigură crearea a două unde de deformare a roții elastice. În cazul generatorului cu 4 role (fig. 3.19,*b*),

fiecare undă de deformare este creată și susținută de câte două role. Generatorul cu multe role (fig. 3.19,*c*) permite menținerea formei de deformare necesare pe tot perimetrul roții flexibile.

Generatorul prezentat în figura 3.19,*d* este numit *dublu cu discuri* și, spre deosebire de cel cu role, realizează pe roata elastică a transmisiei nesolicitate o deformare pe două zone cu unghiuri centrale relativ mari, de forma unui arc de cerc cu centrul pe axele de rotire ale fiecărui disc.

Ultimul reprezentant, generatorul din figura 3.19,*e* prezentând o camă cu lagăr flexibil ce o încorporează, este numit *generator cu camă*.

Cele mai răspândite sunt generatoarele cu camă. Ele asigură sprijin elementului flexibil pe tot perimetrul, ceea ce conduce la obținerea unei forme optime de deformare a roții flexibile și păstrarea acestei forme sub acțiunea sarcinii de lucru.

Generatoarele cu camă pot fi cu frecare de alunecare și de rostogolire. În ultimul caz, între cama generatorului și elementul elastic se instalează corpuri de rulare, iar mai frecvent e folosit un lagăr cu inele elastice. Un nod important este lagărul dintre generator și elementul flexibil. În figura 3.20 este prezentată schema de încărcare a rulmentului cu inele flexibile, la generatorul dublu. Epura 1 reprezintă sarcina la care se produce deformarea radială a inelului flexibil exterior; 2 – sarcina la care se deformează roata flexibilă; 3 – sarcina de lucru a transmisiei. Astfel de rulmenți cu inele subțiri sunt fabricate de firma Minniature Precision Bearings Inc., Keen, N.H. (din S.U.A.). Turația maximă admisibilă a acestor rulmenți ajunge până la  $8000 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = 837 \text{ s}^{-1}$ ).

Pe lângă generatoarele cu camă, care sunt numite generatoare cu deformare forțată, se bucură de un interes deosebit și așa-numitele generatoare planetare cu deformare liberă cu trei puncte (fig. 3.21, *b*).

Pentru transmisiile de turație înaltă ( $15\ 000 \dots 50\ 000 \text{ min}^{-1}$ ), prezintă perspective utilizarea generatoarelor cu frecare de alunecare și ungere hidrodinamică în cupla generator-element flexibil. De remarcat faptul că problema distribuirii sarcinii pe role, discuri și corpuri de rulare în generator are aceeași însemnătate, pentru transmisiile armonice, ca și distribuirea sarcinii pe sateliți în cazul transmisiilor planetare.

**Generatoare hidraulice și pneumatice.** Aceste generatoare se utilizează cu mult mai rar decât cele mecanice, datorită studiului insuficient al lor.

Schema transmisiei dințate armonice cu generator hidromecanic cu frecare de alunecare este prezentată în figura 3.22. Generatorul include următoarele piese: pistoanele 1, cilindrul cu ulei 2, corpul 5, arborele distribuitor 6. În generator sunt executate canale de presiune înaltă 3, camera de presiune ridicată 4 și cea de presiune joasă 7. La rotirea arborelui distribuitor, pistoanele întind elementul flexibil realizând angrenarea cu elementul rigid al transmisiei. Pistoanele revin la poziția inițială sub acțiunea forțelor de elasticitate din elementul flexibil, când canalul de sub piston ajunge în dreptul camerei de presiune joasă. Mai detaliat despre aceste generatoare, vezi [8] și [9].



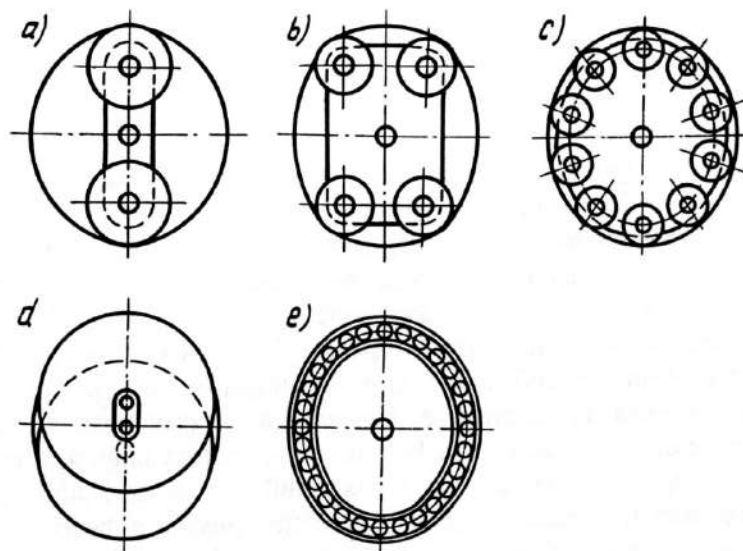


Fig.3.19

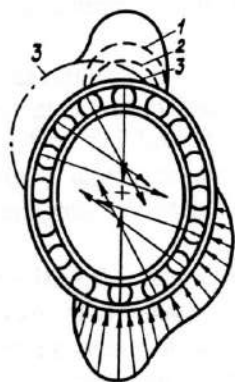


Fig.3.20

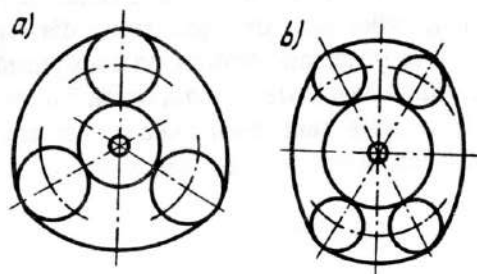


Fig.3.21

**Generatoare electromagnetice.** Ideea generării unei de deformare în elementul flexibil cu ajutorul câmpului magnetic rotativ a fost propusă pentru prima dată de prof. A.I. Moscvitin. Bobinele electromagnetice sunt amplasate uniform pe perimetrul roților flexibile și rigidă (fig. 3.23). Bobinele sunt alimentate consecutiv.

Avantajul acestor generatoare constă în simplificarea părții mecanice a mecanismului de acționare, precum și în reducerea pierderilor mecanice și a dimensiunilor de gabarit. Însă, din cauza pierderilor electrice mari, randamentul total al mecanismelor de acționare electromagnetice armonice existente nu depășește 0,15. Mai amănunțit despre calculul acestor tipuri de generatoare, vezi [8], [9], [10] și [12].

Mai jos sunt analizate câteva scheme de transmisii armonice cu generatoare electromagnetice. În figura 3.24 este prezentată schema motorului electromagnetic armonic (MEA) pas cu pas, care include corpul 1, statorul 2, bobina polifazăată 3, roata rigidă 4 a transmisiei armonice, roata flexibilă 5, miezul magnetic 6 și arborele condus 7. Grosimea peretelui elementului flexibil trebuie să fie redusă până la (0,0006...0,007)  $d$ .

La acționarea consecutivă cu impulsuri de curent continuu a polilor diametral opuși ai statorului, rotorul flexibil se deformează după schema cu generator dublu. Ca rezultat al rostogolirii lui pe elementul rigid, arborele condus primește mișcări discrete cu pasul:

$$\theta_p^\circ = \frac{180^\circ}{U \cdot m_f}$$

unde:  $U$  este raportul de transmitere a angrenajului;  $m_f$  – numărul fazelor bobinelor de excitare a polilor (în cazul analizat,  $m_f = 4$ ).

Utilizarea MEA pas cu pas conduce la o funcționare mai rapidă și o precizie ridicată a sistemelor de servocomandă, cu reducerea gabaritelor și masei mecanismului de acționare.

Randament relativ mai ridicat posedă construcția MEA prezentată în figura 3.25, *a*. Motorul are stator standard 1, în canalele căruia este amplasată bobina bipolară 2 cu două sau trei faze de curent alternativ. Fluxul magnetic se transmite prin rotor în direcție axială. Elementul flexibil 3 este executat din masă plastică, cu generatoare curbă. Roata rigidă 4 este confecționată din material nemagnetic. Datorită utilizării masei plastice, pierderile la deformarea rotorului flexibil se reduc simțitor, iar tehnologia fabricării lui se simplifică. Însă, deoarece fluxul magnetic trece prin pereții elementului din masă plastică, curentul de magnetizare a statorului se mărește, reducând coeficientul de putere  $\varphi$ . Pentru reducerea rezistenței magnetice a pereților elementului flexibil din masă plastică, materialul este armat cu sârmă de oțel (fig. 3.25, *b*).

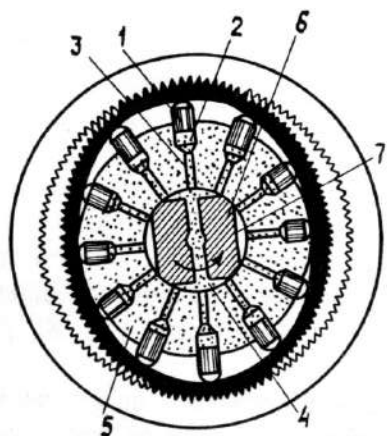


Fig.3.22

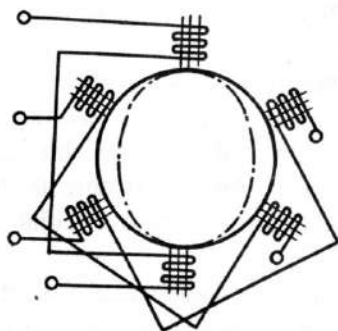


Fig.3.23

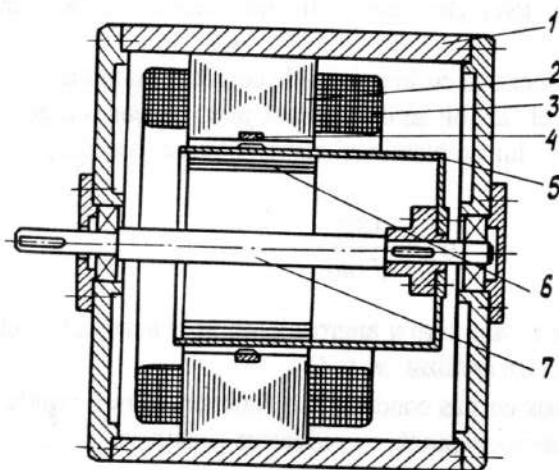


Fig.3.24

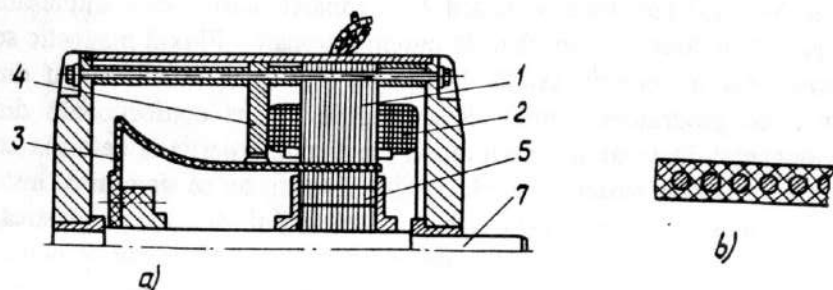


Fig.3.25

În figura 3.26 sunt prezentate schemele MEA cu acțiune rapidă. Rapiditatea în funcționare a acestor motoare se atinge prin îmbunătățirea construcției miezului magnetic de forță. În schemele din figura 3.26 se utilizează statorul standard 1, în canalul căruia pot fi amplasate bobinele obișnuite 2 de curent alternativ, cât și cele de curent continuu.

În schema din figura 3.26, a, pentru execuția miezului de fontă se utilizează plăcile 3 ștanțate în T. Elementul flexibil 4 este în formă de pahar cu dantură exterioară, iar elementul rigid 5 – un inel subțire cu dantură interioară, care este fixat în statorul 1 cu bobina 2. Plăcile se amplasează uniform în interiorul elementului flexibil 4 și se sprijină pe două inele din banda de oțel înfășurată. Între plăci și inel are loc un contact frontal pentru închiderea traiectului fluxului magnetic radial. Prin construcția dată, la miezul magnetic de forță este asigurată flexibilitatea suficientă la deformarea rotorului și conductibilitatea magnetică uniformă în toate direcțiile radiale a inelului 6, ceea ce reduce simțitor instabilitatea momentului de ieșire și îmbunătățește randamentul motorului. Pentru reducerea curenților turbionari ai miezului magnetic, suprafețele plăcilor și benzii se acoperă cu un strat de lac izolant. Garnitura intermediară 7 (din cauciuc rezistent) este amortizor de vibrație și, de asemenea, servește drept element de legătură între plăci și inel 6. Știftul de fixare 8 este destinat pentru a împiedica desfășurarea benzii de oțel. Inelul elastic 9 servește pentru preîntâmpinarea deplasării axiale a miezului manetic în interiorul elementului flexibil.

Miezul flexibil din figura 3.26, b se assemblează din plăcuțe egale. Ele se împachetează prin suprapunere pe toată periferia inelului. După asamblare, între plăci și inel se formează un contact frontal bilateral magnetoconductibil. Această schemă este caracterizată prin construcție simplă și gabarite mici, însă are și un dezavantaj: inelul se saturează rapid, deoarece lungimea lui axială este mai mică decât lățimea statorului.

Construcția motorului cu stator bilateral frontal este prezentată în figura 3.27. Fiecare stator este construit din miezuri egale 1 în forma de II, pe care sunt înfășurate bobinele 2 de curent alternativ și cele de magnetizare 3. În această construcție, elementul flexibil 4 este executat în formă de clopot, cu suprafețe conice și cilindrice neracordate. De părțile frontale sunt sudate membranele 5. Pe spatele membranelor se fixează sectoarele 6, care servesc drept armătură a electromagneților în formă de II. La excitarea electromagneților sectoarele se atrag și diafragmele frontale se îndoaie în direcție axială, fapt ce generează deformarea corespunzătoare a coroanei danturate cilindrice, care se află în angrenare cu roata rigidă 7 a arborelui de ieșire.

Dezavantajele acestei variante sunt complexitatea construcției elementului flexibil și dificultatea reglării interstițiului de aer, iar avantajul, deformarea axială mică a membranei.

În figura 3.28 este prezentată schema mecanismului armonic electric pentru transmisii de putere cu coordonare radială a rotorului armonic în raport cu roata dințată rigidă.

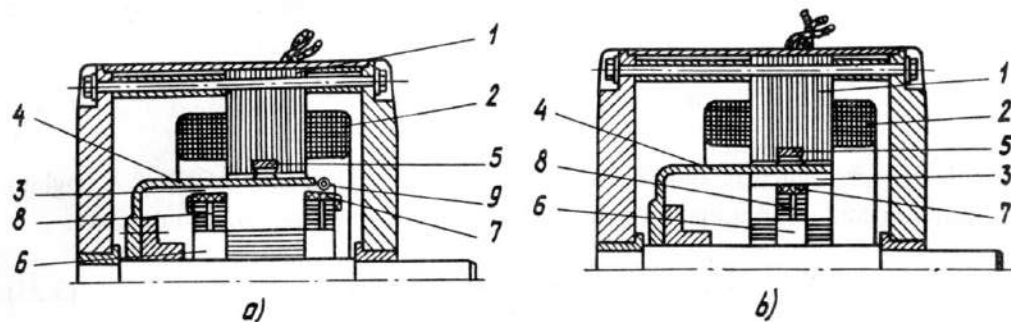


Fig.3.26

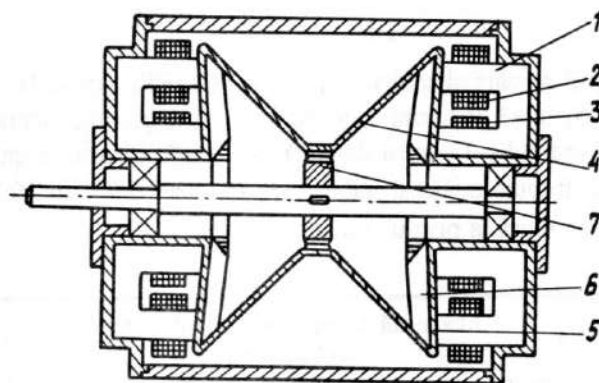


Fig.3.27

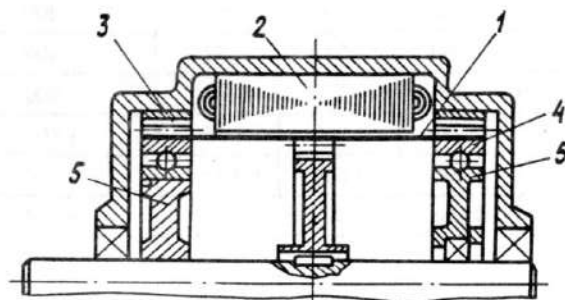


Fig.3.28

Transmisia armonică cu generator electromagnetic este utilată cu came, pe care se sprijină roata flexibilă în zonele de angrenare cu roata rigidă (fig. 3.28). Profilul camelor este ales din condiția asigurării formei optime a deformării roții flexibile și corespunde profilului generatoarelor mecanice cu deformare forțată. Roata flexibilă 1, sub acțiunea generatorului electromagnetic 2, angrenează cu roata rigidă 3. Roata flexibilă se sprijină pe camele 5 prin rulmenții 4 cu inele flexibile. La funcționarea transmisiei, roata flexibilă se deformează sincron cu câmpul electromagnetic rotativ și, interacționând cu roata rigidă, se rotește cu o viteză stabilită față de corp. În acest caz, roata flexibilă, atrăgând după sine camele 5, se deformează după o lege strict stabilită.

## 1.4. CALCULUL TRANSMISIILOR DINȚATE ARMONICE

### 1.4.1. Calculul de proiectare

*Diametrul mediu al roții flexibile* (semisuma diametrului interior și al diametrului cercului de fund al roții flexibile):

$$d_m = 16,5 \sqrt[3]{\frac{T_2 E C_f K_i K_l K_s}{U_H \sigma_{FP}^2}} \quad [\text{mm}]$$

unde:  $T_2$  este momentul de torsiune la arborele cu turație joasă;  $E$  – modulul de elasticitate al materialului roții flexibile (pentru oțel,  $E = 22 \cdot 10^4$  MPa);  $C_f$  – coeficientul de formă al roții flexibile deformate (pentru profilul indicat al camei generatorului,  $C_f = 1,6$ );  $K_i$  – coeficientul care ține seama, la roțile flexibile de tip „inel”, de variația secțiunii coroanei în direcție circulară, iar la roțile de tip „pahar” și „țeavă”, de efectul de limită în îmbinarea coroanei danturate cu butucul ( $K_i = 1,5$ );  $K_l$  – coeficientul care ține seama caracterul local de aplicare a forțelor tangențiale în angrenaj ( $K_l = 4...5$  pentru generator de unde cu camă și  $K_l = 5...6$  pentru generator de unde cu disc, valorile mai mici pentru roți tip „pahar” și „țeavă”, iar valorile mai mari, pentru cele tip „inel”);  $K_s$  – coeficientul de suprasolicitare ( $K_s = 1,1...2$  pentru  $T_{2\max}/T_2 = 1, 2...3$ );  $U_H$  – raportul de transmitere al transmisiei în cazul în care generatorul este element condus;  $\sigma_{FP}$  – tensiunea admisibilă de încovoiere, în MPa:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{-1} K_{FL}}{K'_S} \quad (3.18)$$

unde:  $\sigma_{-1}$  este limita de rezistență a materialului roții flexibile, în MPa;  $K_{FL}$  – coeficientul duratei de funcționare (vezi tabelul 3.2);  $K'_S$  – coeficientul de siguranță, ( $K'_S = 2,5$ ).

Grosimea peretelui porțiunii inelare (coroanei danturate) a roții flexibile este:

$$\delta_i = 23,8 \sqrt{\frac{T_2 U_H K_l}{d_m E C_f}} \leq 0,016 d_m \quad [\text{mm}] \quad (3.19)$$

Lungimea de calcul a dinților este:

$$b_W = 10^3 \frac{T_2 C_r K_H}{d_m^2 P} \leq 0,2 d_m \quad [\text{mm}] \quad (3.20)$$

unde:  $C_r$  este coeficientul distribuirii sarcinii pe dinți ( $C_r = 12$  pentru generatorul de unde cu camă și  $C_r = 18$  pentru generatorul cu discuri);  $K_H$  – coeficientul distribuirii sarcinii pe lungimea dinților ( $K_H = 1,5$ );  $P$  – presiunea medie admisibilă în cea mai solicitată pereche de dinți (pentru  $t'_4 \cdot 10^3 = 1-5-25$ , presiunea corespunzătoare este  $P = 50-95-25$  MPa; pentru roțile flexibile din mase plastice,  $P = 5-10$  MPa pentru  $K_H = 1$ ).

Tabelul 3.2

$t'_4 \cdot 10^3$	1	2,5	5	10	25
$K_{FL}$	1,15	1,05	1	0,9	0,8

Observație:  $t'_4 = t_4 \cdot n \cdot 10^{-3}$ , unde  $t_4$  [h] este termenul de funcționare calculat;  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] – turația arborelui generatorului.

Modulul de angrenare a dinților:

$$m = \frac{d_m}{Z_F} \quad [\text{mm}] \quad (3.21)$$

este rotunjit până la valoarea standardizată.

Diametrul interior al roții flexibile:

$$d_e = d_m - \delta_i \quad [\text{mm}] \quad (3.22)$$

În cazul utilizării generatorului de unde cu camă, acesta se rotungește până la una din valorile din tabelul 3.3.

După determinarea  $d_{in}$ , din relația (3.22) se recalculează valoarea lui  $d_m$ . Valoarea finală a diametrului  $d_m$  trebuie să fie:

– la tăierea dinților roții flexibile cu freză melc:

$$d_m = m Z_f - \delta_i - 2m (h_a^* + c^* - X_f) \quad (3.23)$$

– la tăierea dinților roții flexibile cu sculă pinion:

$$d_m = 2 a_{\omega_0} - d_{a_0} - \delta_i \quad (3.24)$$

În aceste relații:  $h_a^*$  este coeficientul de înălțime a capului dintelui ( $h_a^* = 1$ );  $c^*$  – coeficientul de înălțime a capului dintelui ( $c^* = 0,35$ );  $X_f$  – coeficientul de deplasare a roții flexibile ( $X_f = 0,2 \dots 0,05$ );  $a_{\omega_0}$  – distanța dintre axe în angrenajul de generare:

$$a_{\omega_0} = m (Z \pm Z_0) \frac{\cos \alpha}{2 \cos \alpha_{\omega_0}} \quad (3.25)$$

unde:  $Z_0$  este numărul dinților sculei-pinion (vezi GOST10059-62),  $\alpha$  – unghiul profilului conturului inițial ( $\alpha = 20^\circ$ );  $\alpha_{\omega_0}$  – unghiul angrenajului de angrenare:

$$\text{inv} \alpha_{\omega_0} = 2 \text{tg} \alpha \cdot \frac{X \pm X_0}{Z \pm Z_0} + \text{inv} \alpha \quad (3.25)$$

unde  $X_0$  este coeficientul de deplasare a sculei-pinion:

$$X_0 = \frac{d_{a_0} - Z_0 + 2,7}{2m}$$

unde  $d_0$  este diametrul de vârf al sculei-pinion (vezi GOST10059-62).

Relațiile (3.25) și (3.26) sunt date pentru cazul general: semnul (+) pentru dantură exterioară, semnul (–) pentru dantură interioară; în primul caz, la mărimile  $Z$ ,  $X$ ,  $a_{\omega_0}$ ,  $d_{a_0}$  și  $\alpha_{\omega_0}$  trebuie adăugat indicele  $F$ , în cazul doi – indicele  $C$ . Calculul după relația (3.23) se referă la primul caz.

Tabelul 3.3

Simbolul	Momentul de torsiune $T_r$ al rulmentului la $U_H$ [N·m]:				$n_{\text{max}}$ [m]
	80	100	125	160, 200, 250	
42x30x7	12,5	16	–	–	3 000
52x40x8	25	31,5	40	–	3 000
62x50x9	50	63	80	100	3 000
80x60x13	100	125	160	200	3 000
100x75x15	200	250	315	400	3 000
120x20x18	400	500	630	800	3 000
160x120x24	800	1 000	1 250	1 600	1 500
200x150x30	1 600	2 000	2 500	3 150	1 500
240x180x35	3 150	4 000	5 000	6 300	1 500
300x220x45	6 300	8 000	10 000	12 500	1 000
400x300x60	12 500	16 000	20 000	25 000	1 000
480x360x72	25 000	31 500	40 000	50 000	1 000



În cazul utilizării generatorului cu discuri, după determinarea modulului  $m$  din relația (3.21) se determină  $d_m$  din relația (3.23) sau (3.24) și apoi din relația (3.22), mărime ce poate să nu mai fie rotunjită.

**Rulmenții generatorului de unde.** Alegerea preliminară a rulmenților se efectuează consultând tabelul 3.3. Rulmenții generatoarelor cu disc se calculează conform GOST 18854-73 și GOST 18855-73. În acest caz, turația de calcul a rulmentului este:

$$n_{calc} \cong n \frac{d_i}{d_i - 4,5m} \quad (3.27)$$

Încărcarea rulmentului de mijloc (vezi figura 3.15) este:

– radială:

$$F_r = 1,3 \cdot 10^3 \frac{T}{(3,1m+1) \cdot U \cdot \eta} \quad [N] \quad (3.28)$$

– axială:

$$F_a = 50 \frac{T}{d_i - 4,5m} \quad [N] \quad (3.29)$$

unde  $\eta$  este randamentul transmisiei.

**Calculul geometric al angrenajului și al profilului generatorului de unde.** Profilul dinților este evolventic, în contur inițial standardizat ( $20^\circ$ ). Tăierea dinților se efectuează pe roata flexibilă nedeformată.

Coefficientul de deplasare a conturului de referință, la tăierea dinților pe roata rigidă, este:

$$X_c = X_F - (1 - 0,89 C_d) \quad (3.30)$$

unde  $C_d$  este coeficientul deplasării elastice a coroanei roții flexibile ( $C_d = 1-1,1-1,2$  pentru transmisii de putere mică, medie și mare, corespunzând pentru  $t_4' = 25 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3}$  [h]). Pentru transmisiile cu rigiditate torsională ridicată, coeficientul 0,89 din relația (3.30) e substituit cu 0,84-0,86.

**Diametrele roților dințate** (indicele  $a$  – pentru vârful dinților, indicele  $f$  – pentru fundul lor), sunt:

– pentru vârful dinților:

$$d_{aF} = m Z_F + 2m(1 + X_F - C_{aF}) \quad (3.31)$$

– pentru fundul dinților:

$$d_{fF} = m Z_f - 2m(h_a^* + C^* - X_F) \quad (3.32)$$

$$d_{fF} = 2a_{\omega 0F} - a_{a0F}$$

(relația de sus – în cazul tăierii cu freză melc, relația de jos – cu sculă pinion)

$$d_{ac} = m \cdot Z_c - 2m \cdot (1 - X_c - C_{ac}) \quad (3.33)$$

(tăierea dinților cu sculă-pinion).

unde:  $C_{aF}$  este coeficientul micșorării diametrului vârfului dinților roții flexibile ( $C_{aF} = 0,5-0,4-0,3$ , respectiv  $C_d = 1-1,1-1,2$ );  $C_{ac}$  – coeficientul de majorare a diametrului de vârf a dinților roții rigide,  $C_{ac} \cong C_{aF}$ .

**Profilul camei generatorului de unde.** Raza camei în sistemul de coordonate polar (unghiul polar se măsoară de la axa mare de deformare) este:

$$\rho = 0,5 d_e - b' + m \cdot C_d \cdot (K_1 \cos 2\varphi - K_2 \cos 6\varphi) \quad (3.35)$$

unde  $b'$  este înălțimea secțiunii rulmentului cu inele flexibile, în mm (se determină din tabelul 3.3); valorile coeficienților  $K_1$  și  $K_2$  sunt incluse în tabelul 3.4.

Tabelul 3.4.

$U_H$	$K_1$	$K_2$	$H_H$	$K_1$	$K_2$
50	0,979	0,079	200	0,942	0,057
75	0,961	0,068	300	0,936	0,053
100	0,951	0,065	400	0,932	0,052

**Diametrul  $D_g$  și excentricitatea generatorului de unde cu disc,  $e$**  (vezi figura 3.19):

$$D_g = d_e - 2(e - \omega); \quad e = a' \cdot \omega \quad (3.36)$$

unde:  $a' = 3,75-3,5-3,1$ , pentru transmisii de putere mică, medie și, respectiv mare;  $\omega$  este deplasarea elastică radială maximală a roții flexibile:

$$\omega = m \cdot C_d \cdot (K_1 - K_2) \quad (3.37)$$

**Parametrii geometrici ai îmbinării dințate armonice.** Coeficientul deplasării conturului de referință al roții rigide a îmbinării dințate (cu dinți interiori) este:

$$X_{F_0} = X_F + C_L \cdot \frac{\omega}{m} \quad (3.38)$$

unde  $C_L$  este coeficientul lungimii relative a roții flexibile (vezi tabelul 3.5).

Tabelul 3.5.

$Lld$	0,3	0,5	0,8	1	1,2
$C_L$	1	0,75	0,4	0,1	0

Remarcă:  $L$  este lungimea roții flexibile.

Rotirea suplimentară a roții rigide a îmbinării față de scula-pinion:

$$\xi = C_L \frac{34,4}{Z_F + 2 X_{F0}} \quad [^\circ] \quad (3.39)$$

Diametrele de vârf  $d_{aFT}$  și de fund  $d_{fFT}$  ale dinților îmbinării rigide se determină din relațiile (3.33) și (3.34) pentru  $C_{ac} = 0$ .

### 1.4.2. Calculul de verificare

Calculul de verificare se efectuează pentru tensiunile maxime, în secțiunea longitudinală a roții flexibile.

Tensiunile normale la deformarea roții de generator, în MPa, sunt calculate cu relațiile:

$$\sigma^H = \alpha_1 \cdot \omega \cdot \frac{\delta_i}{d_m^2} \quad (3.40)$$

$$\tau^H = d_1 \cdot \omega \cdot \frac{\delta_i^{1/2}}{d_m^{1/2}} \quad (3.41)$$

unde  $\alpha_1 = 2 C_f \cdot K_H \cdot E$ . Valorile  $\alpha_1 \cdot 10^{-4}$  sunt incluse în tabelul 3.6.

Tabelul 3.6

Generator	$\alpha_1 \times 10^{-4}$ , pentru $L/d_m$ :				
	0,3 (inel)	0,5	0,8	1	1,2
Cu camă	115	139	130	123	117
Cu disc, pentru $l/W$ :					
3,1	116	149	131	124	118
3,75	95	115	107	102	95

Tensiunile tangențiale la deformarea roții flexibile de generator, în MPa, sunt calculate cu relațiile (3.41). Valorile  $\alpha_2 \cdot 10^{-4}$  sunt date în tabelul 3.7.

Tabelul 3.7

$\delta_i/d_m$	$\alpha_2 \times 10^{-4}$ , pentru $L/d_m$ :				
	$\leq 0,3$ (inel)	0,5	0,8	1,0	1,2
0,016	1,4	15,2	13,5	12	10
0,013	1,2	13,3	11,3	10	8
0,01	0,7	10,7	9,3	10,8	6

Tensiunile normale datorate forțelor radiale din angrenaj, în MPa:

$$\sigma^{(P)} = 10^3 \alpha_3 \frac{T_2}{b \omega d_m^2 C_c} \quad (3.42)$$

unde:  $\alpha_3$  este coeficientul care ține cont de modul de distribuire a sarcinii pe dinți și de unghiul de angrenare a dinților (vezi tabelul 3.8);  $C_c$  – coeficientul care ține seama de influența tipului de susținere a generatorului și de rigidizare a dinților ( $C_c = 1,6 \dots 1,4$  pentru generatorul cu camă, respectiv cu disc).

Tensiunile tangențiale generate de momentul transmis, în MPa:

$$\tau^{(T)} = 640 \frac{T_2 K_t K_i}{d_m^2 \delta_i} \quad (3.43)$$

Amplitudinea și valoarea medie a tensiunii normale totale se determină considerând că tensiunea  $\sigma^{(H)}$  variază după un ciclu simetric, iar  $\sigma^{(P)}$  – după ciclul pulsator. În mod analog se determină tensiunile tangențiale totale.

Determinarea rezervei de rezistență se efectuează pe baza regulilor generale.

Tabelul 3.8

$\frac{\delta_i}{d_m}$	$\alpha_3$ , pentru $U_H$ :				
	50	75	100	200	400
0,016	34,1	30,8	25,2	22,8	21,0
0,013	54,4	49,8	38,4	36,2	33,1
0,010	87,6	78,2	61,1	56,9	54,1

Calculul angrenajului armonic cu dinți în arc de cerc la tensiunea de contact este efectuat în lucrarea [1].

În capitolul 1 au fost prezentate materialele utilizate, și particularitățile transmisiilor armonice, fiind atinse problemele de bază ce apar la calculul lor. În continuare sunt analizate diferite construcții de transmisii armonice și mecanisme, având la bază transmisiile armonice.

# 2

## Reductoare armonice cu destinație generală și specială

### Planșa 1. Reductoare armonice

În figura 1 este prezentată construcția reductorului cu o singură treaptă, cu profil evolventic al dinților. Roata flexibilă de oțel este proiectată sub forma unei țevi cu perete subțire. Generatorul dublu este proiectat în formă de camă, pe care este dispus un rulment cu inele flexibile. Elementul conducător al transmisiei este generatorul de unde, elementul condus – elementul flexibil, iar elementul imobil – roata dințată rigidă. Turația arborelui conducător al reductorului este de la 3000 până la  $6000 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = 314 \dots 628 \text{ s}^{-1}$ ), puterea este  $P = 1,5 \text{ kW}$ , raportul de transmitere este  $U = 100$ , iar modulul angrenajului este  $m = 0,8 \text{ mm}$ . Reductorul este destinat pentru funcționare reversibilă, iar ungerea se efectuează cu ulei.

În figura 2 este prezentată construcția unui minireductor armonic. Între electromotor și arborele conducător al reductorului sunt instalate, consecutiv, două transmisii cilindrice cu angrenaj exterior. Generatorul este executat din două discuri dințate, fiecare dintre ele fiind montat pe doi rulmenți, pe bușe excentrice, pe arborele conducător al reductorului.

Elementul conducător este generatorul de unde, cel condus – elementul flexibil, similar cu cel al construcției din figura 1, iar cel imobil – roata dințată rigidă, fixată în corpul reductorului. Profilul dinților transmisiilor armonice este, de asemenea, evolventic. Ungerea se efectuează cu unsoare consistentă.

Aceste construcții (vezi figurile 1 și 2) au fost elaborate în STANKIN.

În figura 3 este prezentată construcția reductorului armonic cu raport de transmitere  $U = 49$ . Numerele dinților roților rigidă și flexibilă sunt 100 și, respectiv, 98, lățimea coroanei danturate fiind 20 mm. Forma dinților este triunghiulară, cu unghiul la vârf egal cu  $60^\circ$ . Roata flexibilă este executată din oțel de arc cu 55 HRC și prezintă un înveliș cilindric cu pereți subțiri cu îngroșare la capăt pentru fixarea de arborele condus al reductorului. Generatorul dublu este executat din doi rulmenți, instalați excentric pe arborele conducător. Elementul conducător al transmisiei este, ca și în primele două cazuri, roata flexibilă, iar elementul fix – roata dințată rigidă,

executată împreună cu corpul. Turația arborelui conducător al reductorului este  $1000 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = 145 \text{ s}^{-1}$ ), iar puterea electromotorului este  $P = 2 \text{ kW}$ . Reductorul se lubrifiază cu ulei.

### Planșa 2. Reductor armonic cu angrenaj evolventic

În planșa este prezentat un reductor armonic într-o treaptă, cu roata rigidă imobilă cu dinți interiori. Generatorul este elaborat în forma unei came cu rulment cu inele flexibile. Ungerea angrenajului se efectuează cu ulei, prin împroșcare. Randamentul reductorului este  $0,85 \dots 0,9$ .

### Planșa 3. Mecanism de acționare armonic, al robinetului cu bilă pentru conductele magistralelor de gaz și petrol cu $D = 300 \text{ mm}$

Reductorul armonic în două trepte, fiecare din trepte fiind cuplată consecutiv, prezintă o transmisie tip **2K-H**, a cărei descriere a fost făcută în planșa anterioară.

Elementele flexibile ale ambelor trepte sunt niște inele dințate fixe, care într-o parte angrenează cu un semicuplaj, iar în altă parte – cu roata dințată rigidă. Semicuplajul și roata flexibilă au același număr de dinți, rola flexibilă fiind fixată în corp. Dinții cuplajului sunt corijați, ceea ce permite elementului flexibil să se deplaseze paralel cu sine însuși. Acest fapt conduce la creșterea fiabilității elementului flexibil.

Construcția este elaborată în așa fel, încât roata rigidă a primei trepte este în același timp și generator pentru treapta a doua. Mișcarea de la roata rigidă a treptei a doua se transmite nemijlocit arborelui robinetului. Este prevăzută, de asemenea, o acționare manuală.

CARACTERISTICI TEHNICE

Puterea, kW: 1,5;  
 Turația arborelui electromotorului  
 de acționare,  $\text{min}^{-1}$ : 3000..6000;  
 Modulul de angrenare, mm: 0,8;  
 Raportul de transmitere: 100.

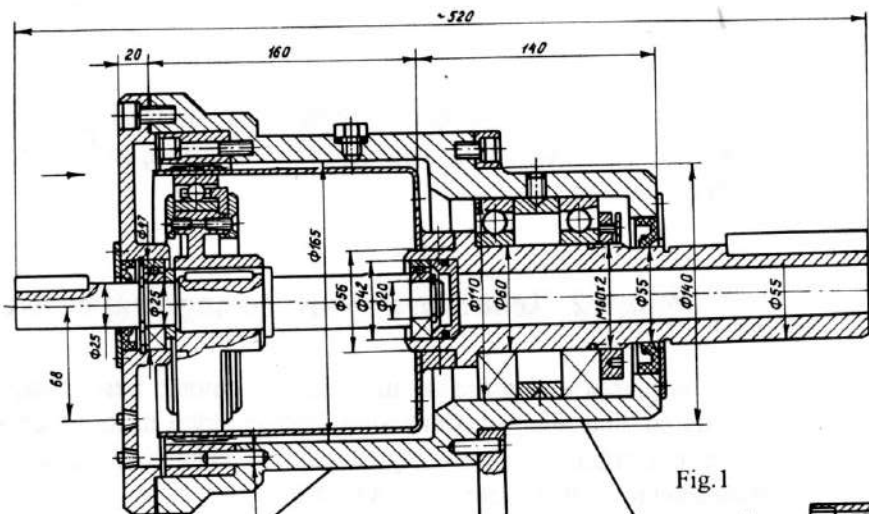


Fig.1

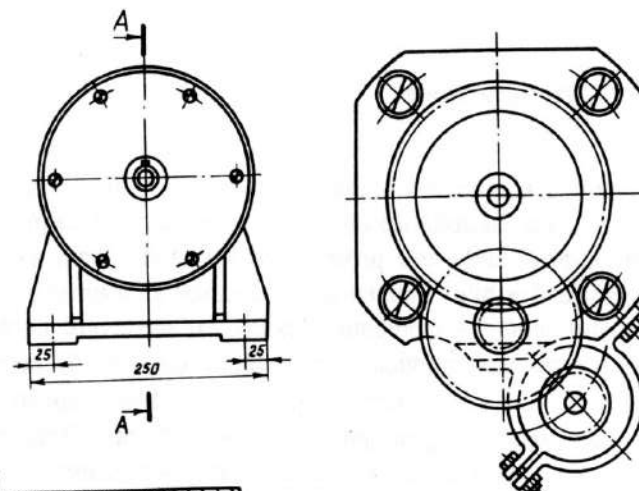


Fig.2

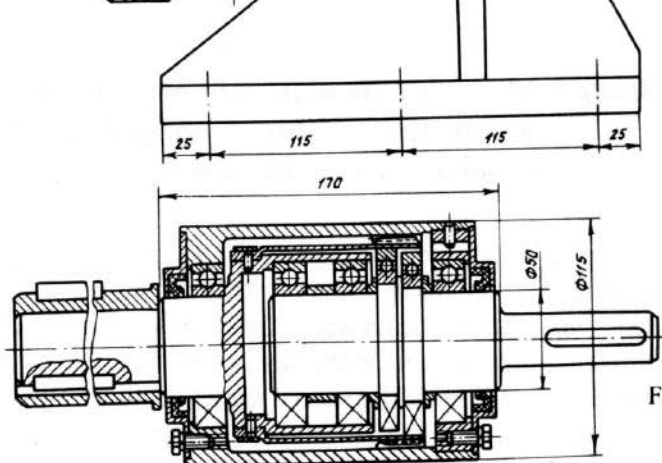


Fig.3

CARACTERISTICI TEHNICE

Puterea, kW: 2;  
 Turația arborelui electromotorului  
 de acționare,  $\text{min}^{-1}$ : 1000;  
 Raportul de transmitere: 49.

CONDIȚII TEHNICE

- Funcționarea reductorului: în ambele sensuri;  
 - Pentru ungerea angrenajului se va folosi ulei .

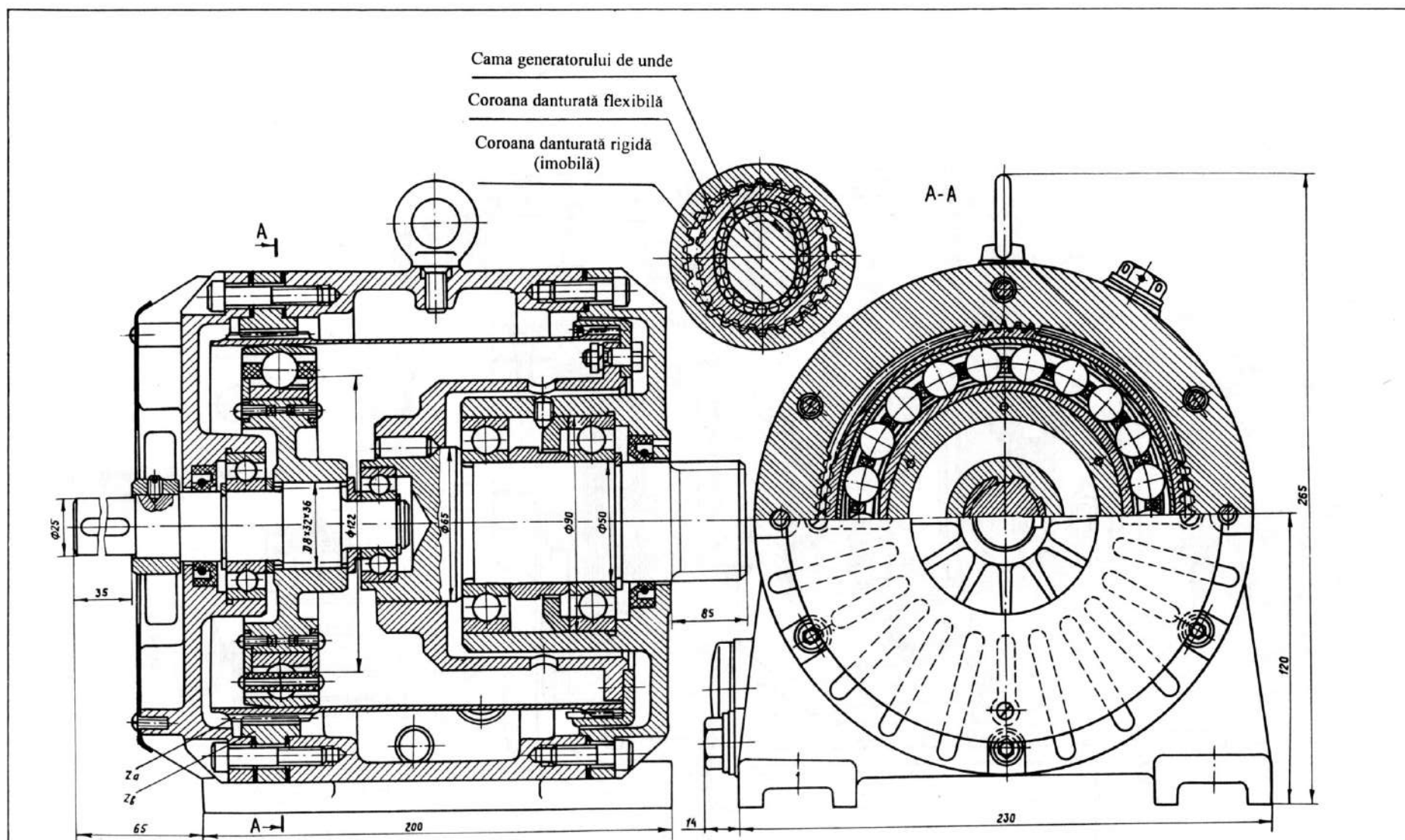
CONDIȚII TEHNICE

- Profilul dinților este triunghiular;  
 - Pentru ungerea angrenajului se va folosi ulei .

Reductoare armonice  
 cu angrenaj

Planșa  
 I



**CARACTERISTICI TEHNICE**

Puterea, kW: 2,35;  
 Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 1569;  
 Turația arborelui condus,  $\text{min}^{-1}$ : 14,2;  
 Raportul de transmitere: 100;  
 Randamentul: 0,85...0,9;

**Numărul dinților coroanelor danturate:**

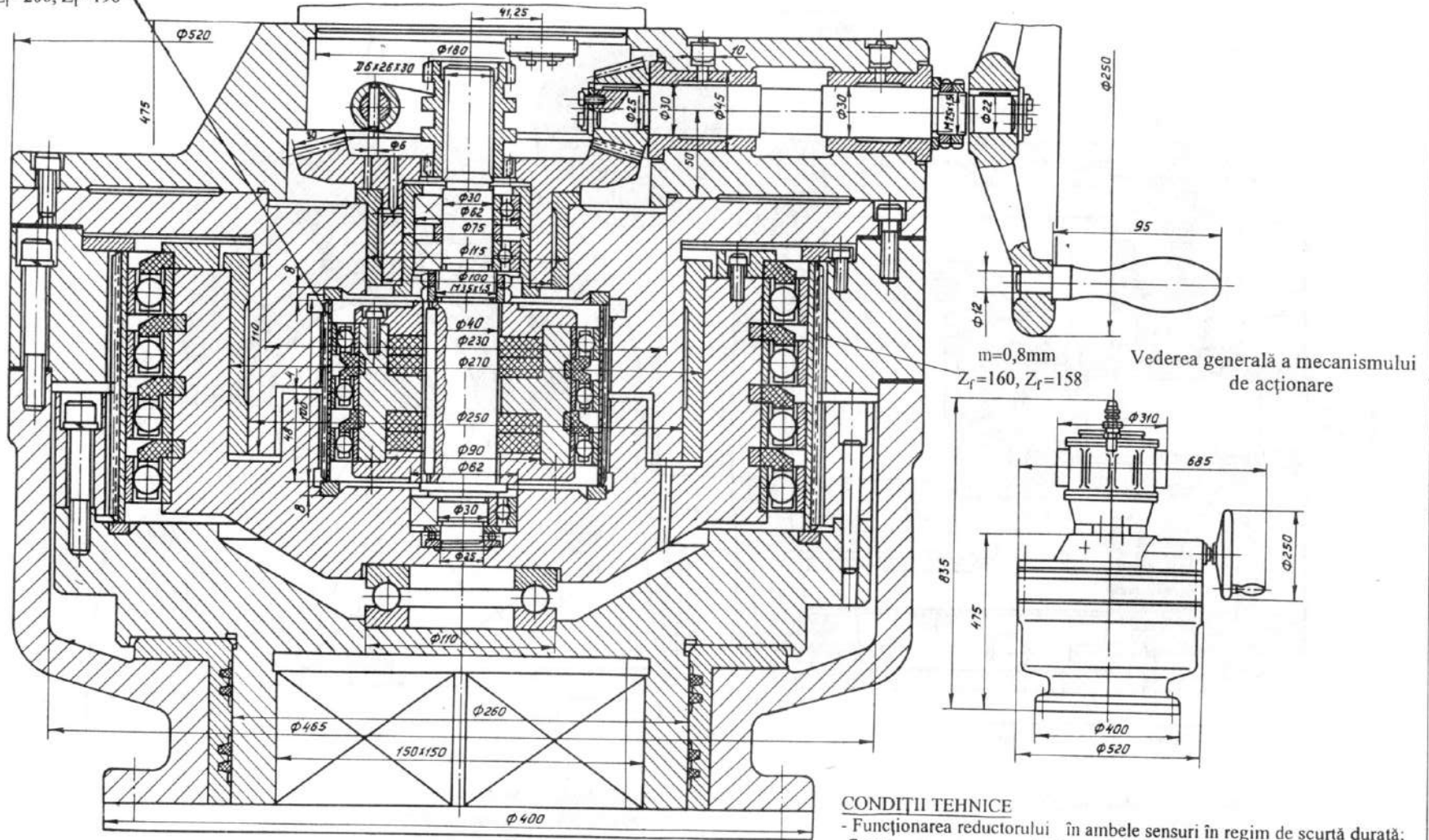
$Z_f=200, Z_r=202, m=0,8 \text{ mm}, \alpha_w=30^\circ$

E posibilă funcționarea în regim de multiplicator

Reductor armonic cu angrenaj  
 evolventic

Planșa  
 2

$m=0,8\text{mm}$   
 $Z_f=200, Z_r=198$



#### CONDIȚII TEHNICE

- Funcționarea reductorului în ambele sensuri în regim de scurtă durată;
- Pentru ungerea angrenajului se va folosi lubrifianț lichid.

Raportul de transmitere total: 9600,  
 inclusiv al angrenajului cilindric: 1,2

Mecanism de acționare armonic,  
 al robinetului cu bilă pentru conductele  
 magistrale de gaz și petrol cu  $D=300\text{mm}$

Planșa  
 3

Mișcarea de la motorul pneumatic se transmite arborelui generatorului primei trepte prin transmisia cu roți dințate cu raportul de transmitere  $U = 1,2$  și prin intermediul unui cuplaj cu roți dințate, de pornire. Generatoarele ambelor trepte sunt duble cu came cu rulmenți cu inele flexibile. Generatorul de unde al primei trepte a reductorului este proiectat cu autofixare pe arbore, prin intermediul unor inele nemetalice.

#### **Planșa 4. Mecanism de ridicare a palanului electric**

În planșă este prezentat reductorul armonic cu dinți dreپți de tip **2K-H** al mecanismului de ridicare a palanului electric. Elementul flexibil este proiectat în formă de inel danturat, cu grosimea constantă, un capăt al inelului fiind fixat de corp cu ajutorul unui cuplaj, iar celălalt capăt angrenând cu roata dințată rigidă a transmisiei armonice, care este fixată cu șuruburi de tambur.

Generatorul include două discuri, proiectate în formă dublă, care, prin intermediul rulmenților, sunt montate pe suprafețele excentrice ale arborelui generatorului. Roata flexibilă este fixată împotriva deplasării axiale de umerii discurilor generatorului. În interiorul tamburului, pe arborele generatorului, este montată frâna electromagnetică cu discuri. Ungerea se efectuează cu unsoare consistentă. Reductorul e reversibil, funcționând în condiții de regim intermitent.

#### **Planșa 5. Reductorul planetar-armonic al mecanismului de acționare a armăturii pentru conducte**

Reductorul (fig. 1) include două trepte: planetară și armonică. Este prevăzută, de asemenea, o acționare manuală. Trecerea de la acționarea mecanizată la cea manuală se efectuează cu ajutorul unui cuplaj cu dinți, care cuplează fie arborele generatorului cu arborele intermediar (portsatelit), fie arborele generatorului cu roata conică a transmisiei manuale.

Transmisia planetară servește pentru reducerea turației generatorului de unde și prezintă o transmisie tip **AI** cu coroană danturată exterioară, flotantă. Treapta armonică a reductorului prezintă o transmisie tip **2K-H** cu generator dublu cu camă combinat cu trei rulmenți flexibili cu inele subțiri și corpuri de rulare cu același diametru. Între rulmenții flexibili ai generatorului și elementul flexibil al transmisiei

armonice se află un inel subțire intermediar. Elementul flexibil al transmisiei armonice prezintă un inel dințat subțire, care cu un capăt contactează cu un cuplaj cu dinți imobil, fixat rigid în corpul reductorului, iar cu altul – cu arborele condus al reductorului. Numerele dinților cuplajului rigid și ai elementului flexibil sunt egale și coroanele danturate au același modul. Cuplajul rigid cu dinți reține elementul flexibil de la rotire. Numărul dinților coroanei rigide, legată cu arborele condus, este mai mare cu doi dinți decât numărul dinților elementului flexibil. La rotirea generatorului de unde, în această parte a elementului flexibil are loc reducerea mișcării de rotație.

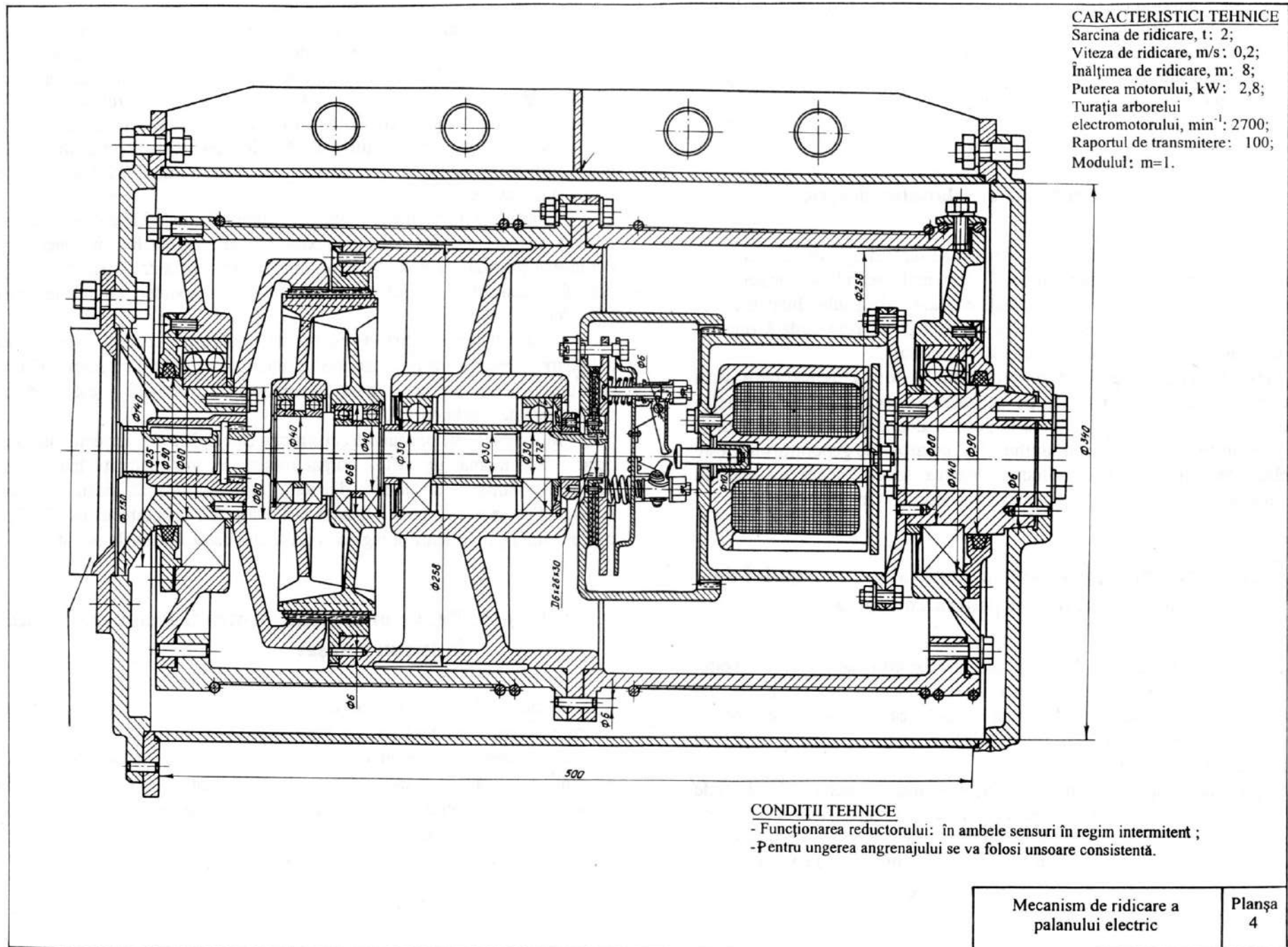
Pentru majorarea flexibilității elementului flexibil al transmisiei armonice este necesar ca generatoarea inelului flexibil, la deformarea lui cu generatorul, să se deplaseze paralel cu poziția sa inițială. Pentru aceasta e necesar ca grosimea peretelui elementului flexibil, numerele dinților și modulele la ambele capete să fie egale între ele.

Transmiterea mișcării de rotație de la arborele condus al mecanismului de acționare se efectuează prin intermediul unui cuplaj frontal cu saboți. Reductorul se lubrifiează cu unsoare consistentă. Mecanismul e reversibil și este destinat pentru funcționare de scurtă durată.

În figura 2 este prezentată construcția camei disc eliptice compuse. Pe butucul rigid *1* este montat un inel *2*, inițial rotund. În spațiul dintre butuc și inel sunt instalate știfturile *3* de diferite diametre, care deformează inelul până la profilul necesar. Planșa 4 și șurubul *5* fixează inelul și știfturile în direcție axială. Construcția e mai simplă ca fabricare și reglare a profilului decât la camele disc întregi.

#### **Planșa 6. Reductor armonic pentru transmiterea mișcării în spațiu etanșat**

Reductorul este proiectat în două trepte. Prima treaptă este planetară și servește pentru reducerea turației între arborele motorului și generatorul de unde. Aceasta influențează în mod favorabil funcționarea generatorului. Treapta a doua prezintă o transmisie armonică dințată. Generatorul este proiectat reglabil, sub forma unei came secționare pe care este montat un rulment flexibil cu inele subțiri. Înelișul etanșat este executat în forma unei țevi cu generatoare curbe complexe din două trunchiuri de con, coroană dințată și fund sudat. Roata dințată rigidă, rezultată din condițiile de asamblare a transmisiei, este executată din două jumătăți.







**CARACTERISTICI TEHNICE**

Momentul de torsiune la arborele condus, Nm: 196;

Raportul de transmitere total: 625;

- al transmisiei armonice: 125;

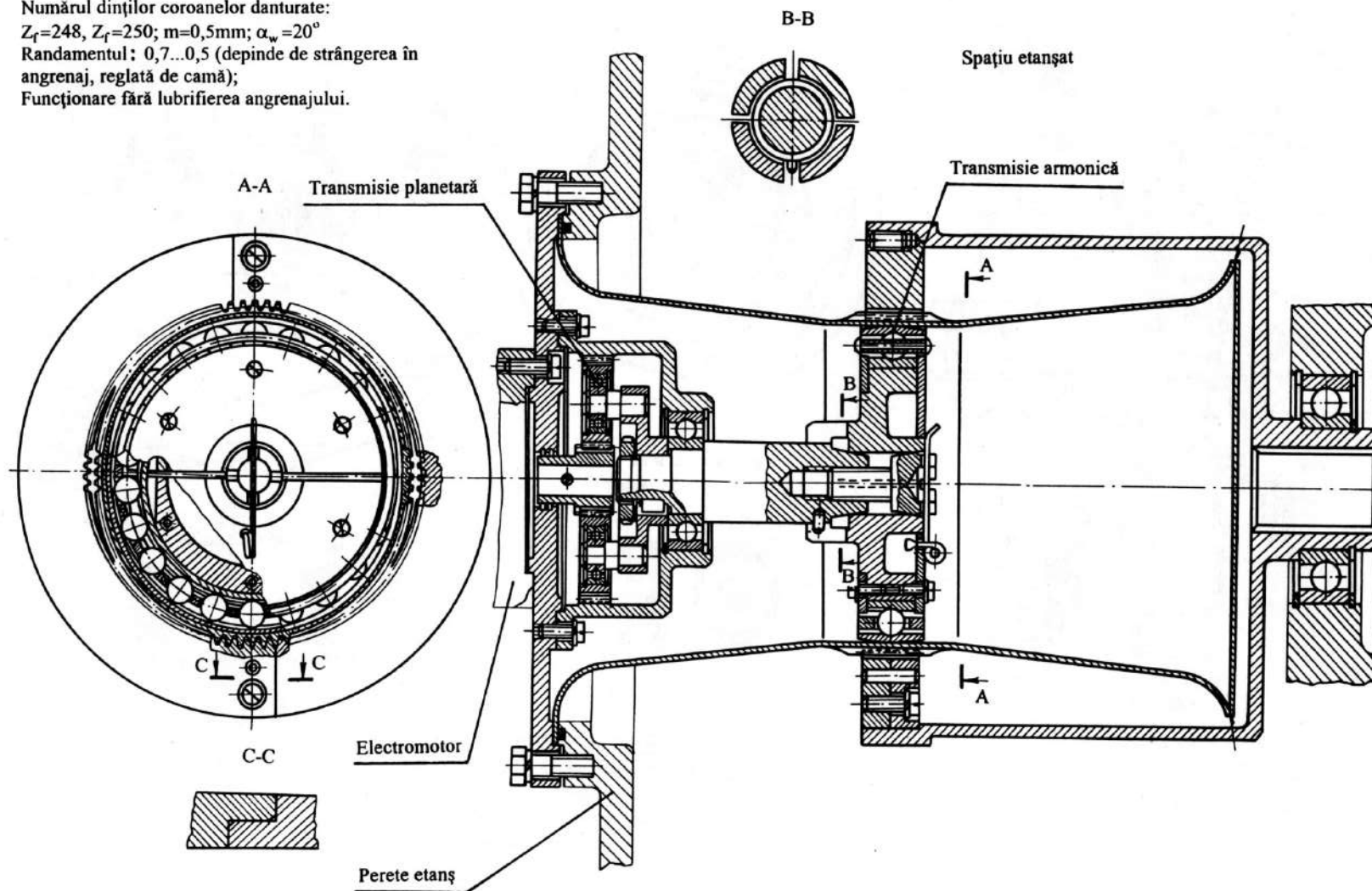
- al transmisiei planetare: 5.

Numărul dinților coroanelor danturate:

$Z_f=248$ ,  $Z_r=250$ ;  $m=0,5\text{mm}$ ;  $\alpha_w=20^\circ$

Randamentul: 0,7...0,5 (depinde de strângerea în angrenaj, reglată de camă);

Funcționare fără lubrifierea angrenajului.



# Bibliografie

---

1. GHINZBURG E.G. *Volnovye zubciatye peredaci*. Maşinostroenie, Leningrad, 1969.
2. KASIVABARA M. *Reductor armonic*. Brevet Japonia, cl.54A11, Nr.29330, 16.12.68.
3. MUSSER C.W. *Strain wave gearing [U.S.M.]*. Brevet S.U.A. cl. 74-640 Nr. 2906143, 29.09.59.
4. V.N. KUDREAVŢEV, I.U.N. KUDREAVŢEV. *Planetarnye peredaci*. Indrumar. Maşinostroenie, Leningrad, 1977.
5. RUD.UIKER & Co. Seestrasse 81, 8803 Ruschlikon, Elveţia.
6. SHAEFER H.F. *Power transmission. [U.S.M.]*. Brevet S.U.A., cl.74-640, Nr.3091979, 08.05.61, 04.06.63.
7. TINDER D.V., CAREY W.R. „Designing the «flexspline» with plastics”. În: *Mechanical Engineering*, 86 (1964), Nr.7, p.51-53.
8. ŢEITLIN, N.I., ŢUKERMAN, A.M. *Volnovye peredaci. Itoghi nauchi i tehnicni. Maşinostroitelinye materialy, construcţii i rasciot detalei maşin Ghidroprivod*. Maşinostroenie, Moscova, VINITI, 1969.
9. ŢEITLIN, N.I., ŢUKERMAN, A.M. „Volnovye peredaci”. În: *Voprosy raketnoi tehniki*, 1965, Nr.2, p.46-71.
10. United Shoe Machinery Corp., *Harmonic drive division*. Beverly, Massachusetts, S.U.A.
11. VOLKOV, D.P., KRAINEV, A.F. *Planetarnye, volnovye i kombinirovannye peredaci stroitelnyh i dorojnyh maşin*. Maşinostroenie, Moscova, 1968, p.173-198.p
12. \*\*\* „Volnovye peredaci” (sub red. N.I.Ţeitlin). În: *Sbornik trudov kafedry „Detali maşin”*, STANKIN, 1970.

Ediție realizată de  
EDITURA TEHNICĂ după  
"HÜTTE", ediție a 29-a germană

**HÜTTE**  
**MANUALUL  
INGINERULUI**  
**Fundamente**

HÜTTE - Manualul inginerului. Fundamente

O NOUA  
TRANȘĂ

1384 pagini, 1586 figuri  
Format 170x240 mm  
Preț 75000 lei

Editura  
Tehnică

Editura Tehnică  
Piata Presei Libere 1  
R-75783, Bucuresti  
Tel: 2223321, 2226630  
Fax: 2223776

*În pregătire:*

**DUBBEL - Manualul Inginerului Mecanic**

(traducere după ediția engleză, 1994, Editura Springer Verlag)

Lucrarea constituie o carte de referință folosită de multe generații de ingineri și studenți. Aceasta acoperă toate subiectele fundamentale de inginerie mecanică.

Din cuprins: Mecanică; Rezistența materialelor; Termodinamică; Tehnologia materialelor; Bazele proiectării ingineresti; Organe de mașini; Transmisia hidraulică și pneumatică a puterii; Aparate schimbătoare de căldură; Mașini dinamice; Procese de fabricație; Sisteme de fabricație.

La elaborarea lucrării au contribuit experți de primă mână din fiecare domeniu.

Manualul nu este destinat numai specialiștilor, ci și studenților și practicienilor care, rămânând în cadrul propriilor responsabilități profesionale, au nevoie să cunoască și problemele fundamentale ale altor domenii de specializare

Lucrarea se concentrează în mod deliberat pe fundamente și pe soluțiile problemelor, însă acoperă și o mare varietate de aplicații. Sunt incluse numeroase tabele și grafice



## LUCRĂRI APĂRUTE LA EDITURA TEHNICĂ

<b>Pavel. A.</b>	Oboseala termooligociclică	<b>Enache Șt.</b>	La qualité des surfaces métalliques (ediție în lb franceză)
<b>Palaghian L.</b>	Reductoare armonice	<b>Vlase A. ș.a.</b>	Tehnologii de prelucrare pe mașini de rectificat. Îndrumar de proiectare
<b>Constantin Gh.ș.a.</b>	Îndreptar de metale	<b>Anghel I.</b>	Sudarea oțelurilor aliate
<b>Constantinescu G.</b>	Greșeli posibile în perioada de rodaj și de exploatare	<b>Vasilescu E. ș.a.</b>	Desen tehnic industrial (ed. a II-a)
<b>Ionescu D.</b>	Lecții de termomecanica fluidelor vâscoase	<b>Athanasovici V.</b>	Utilizarea căldurii în industrie
<b>Berbente C.</b>	Bare cu deplasări mari	<b>Hortopan Gh.</b>	Aparate electrice (vol. II)
<b>Bucura Ispas</b>	Culegere de probleme de rezistența materialelor	<b>Leca A.</b>	Principii de management energetic
<b>Gheorghieș C.</b>	Modificarea structurilor în procese de frecare, uzură și oboseală	<b>Barbu Gh. ș.a.</b>	Bazele informaticii
<b>Popescu D. I.</b>	Commande numerique et intelligence arti- ficielle en automatique (în lb. franceză)	<b>Ispas C.</b>	Mașini-unelte. Elemente de structură (seria "Mașini-unelte")
<b>Buzdugan Gh.</b>	Îndrumar de calcul în ingineria mecanică	<b>Dumitraș C.</b>	Ingineria controlului dimensional și geometric
<b>Soare M. ș.a.</b>	Rezistența materialelor în aplicații	<b>Hammer M.</b>	Reengineering-ul întreprinderii
<b>Butnariu I. ș.a.</b>	Procese și tehnologii în metalurgia extractivă	<b>Alexiu I.</b>	Germana pentru ingineri
<b>Vlase A.</b>	Tehnologia construcțiilor de mașini	<b>Bohosievici C.</b>	Dicționar poliglot de metalurgie și construcții de mașini (rus-român-englez-francez)
<b>Iordache D. ș.a.</b>	Graphique industrielle (ediție în lb. franceză)	<b>CNR - CEI</b>	Dicționarul terminologiei electrotehnice standardizate (englez-român/român-englez)
		<b>* * *</b>	Dicționar tehnic englez-român

## LUCRĂRI ÎN PREGĂTIRE

<b>Brăgaru A.</b>	Proiectarea dispozitivelor	<b>Turturea D.</b>	Aplicații Windows în C++
<b>* * *</b>	Who's who / Dicționarul specialiștilor (vol. II)	<b>Giumale C.</b>	Programare funcțională
<b>Alămoreanu E.</b>	Bare și plăci din materiale compozite	<b>Froman Bernard</b>	Manualul calității. Conceptele managementului și asigurarea calității (tr. din lb franceză)
<b>Mateescu Adelaida ș.a.</b>	Prelucrarea numerică a semnalelor	<b>Mitonneau Henri</b>	Schimabrea managementului calității. Șapte instrumente noi (tr. din lb franceză)
<b>Marghiescu I.</b>	Comunicații mobile		

## COLECȚII DE STANDARDE APĂRUTE LA EDITURA TEHNICĂ

- \*\*\* Desene tehnice
- \*\*\* Inginerie electrică. Termeni și definiții (vol. I și II)
- \*\*\* Tehnologia informației. Termeni și definiții
- \*\*\* Încercări de mediu
  - Vol I Încercări climatice și mecanice
  - Vol II Încercări climatice și mecanice. Protecție climatică. Clasificarea condițiilor de mediu
- \*\*\* Drumuri
  - Vol I Lucrări de drumuri. Tehnica traficului rutier
  - Vol II Siguranța circulației
- \*\*\* Construcții
  - Vol I Măsurări terestre
  - Vol II Terenuri de fundare
  - Vol III Terenuri de fundare – metode de determinare. Modulare și toleranțe în construcții. Prescripții generale pentru utilizarea spațiului
- \*\*\* Corpuri de iluminat
  - Vol I Corpuri de iluminat și accesorii
  - Vol II Accesorii pentru corpuri de iluminat
- \*\*\* Unități de măsură
- \*\*\* Managementul calității și asigurarea calității

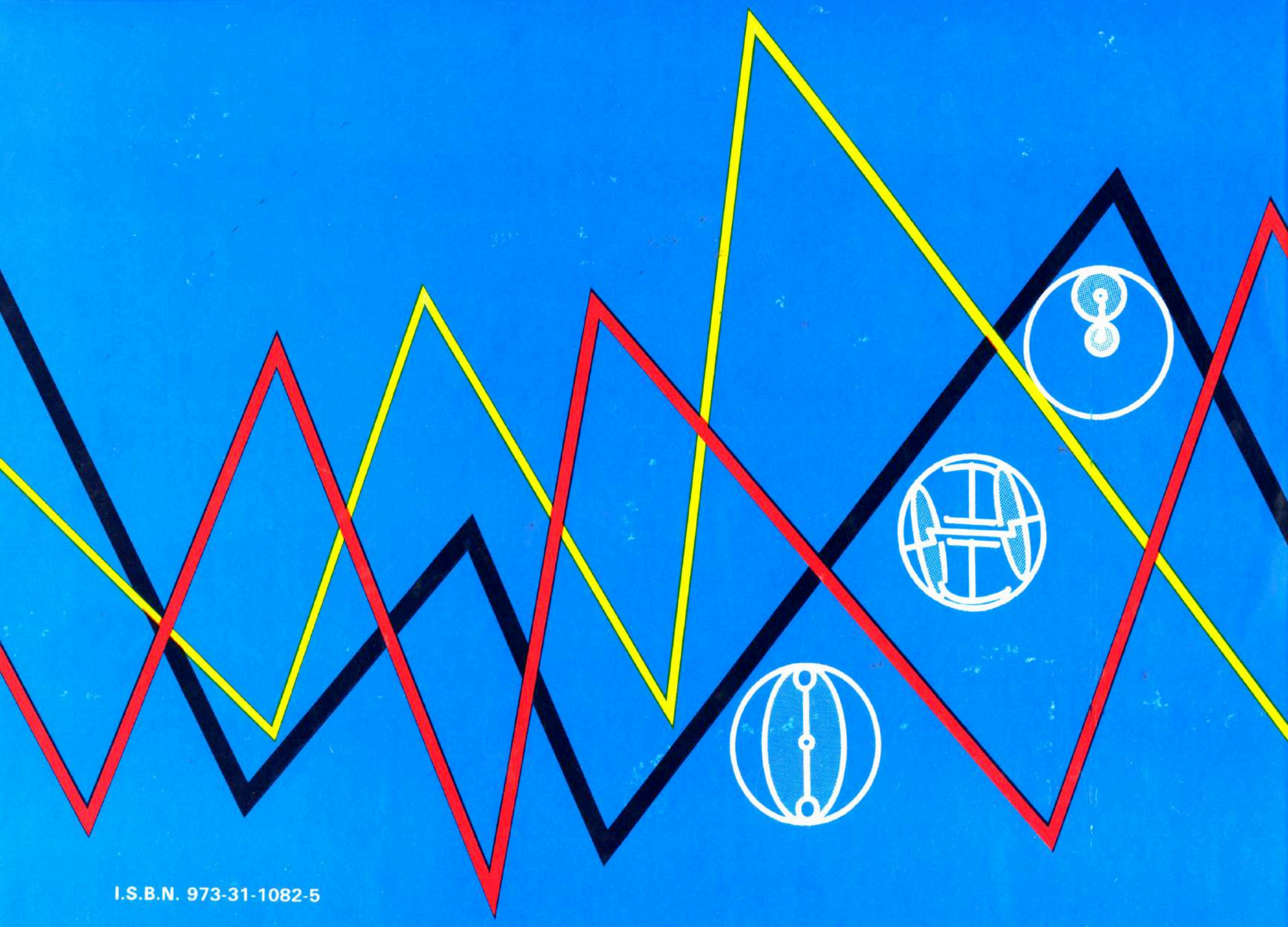
Pentru comenzi vă puteți adresa la Editura Tehnică:

### Sediul central

R-71341, București 33, Piața Presei Libere nr. 1,  
Tel.: 222.33.21; 222.66.30; 222.83.48; Fax: 222.37.76  
Cont în lei: 50034192553 Trezoreria sect. 1 București

### Serviciul Comercial - Librărie/Depozit

R-70702 București, Str. Oteteleşanu nr. 1,  
Tel. 613 98 43, Tel./Fax. 615 88 66



I.S.B.N. 973-31-1082-5