

Dumitru POP

Simion HARAGĂȘ

Ovidiu BUIGA

ORGANE DE MAȘINI

RISOPRINT
Cluj-Napoca • 2025

ANGRENAJE

Metodologia de calcul

15. Se determină valorile coeficientului deplasării de profil pentru fiecare roată:

$$x_s = x_1 + x_2 \Rightarrow x_1 \quad x_2$$

Valorile lui x_1 , respectiv x_2 se stabilesc plecând de la relația propusă de firma MAAG, pentru determinarea valorii lui x_1 :

$$x_1 = \frac{x_s}{2} + \left(0,5 - \frac{x_s}{2}\right) \cdot \frac{\log u_{12}}{\log \left(\frac{z_1 \cdot z_2}{100}\right)} \quad (1.67)$$

$$x_2 = x_s - x_1 \quad (1.68)$$

16. Se calculează elementele geometrice ale celor două roți.

17. Se recalculează toți coeficienții sau mărimile care au fost approximate la predimensionare.

18. Verificarea angrenajului.

1.4.7 Elemente de control

1.4.10 Poziția roților dințate în angrenaj.

În subcapitolul 1.4 au fost tratate roțile dințate cu dinți simetrici. **Există angrenaje cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti la care dinții sunt asimetrici.** O tratare completă a acestui tip de angrenaje se regăsește în volumul [20].



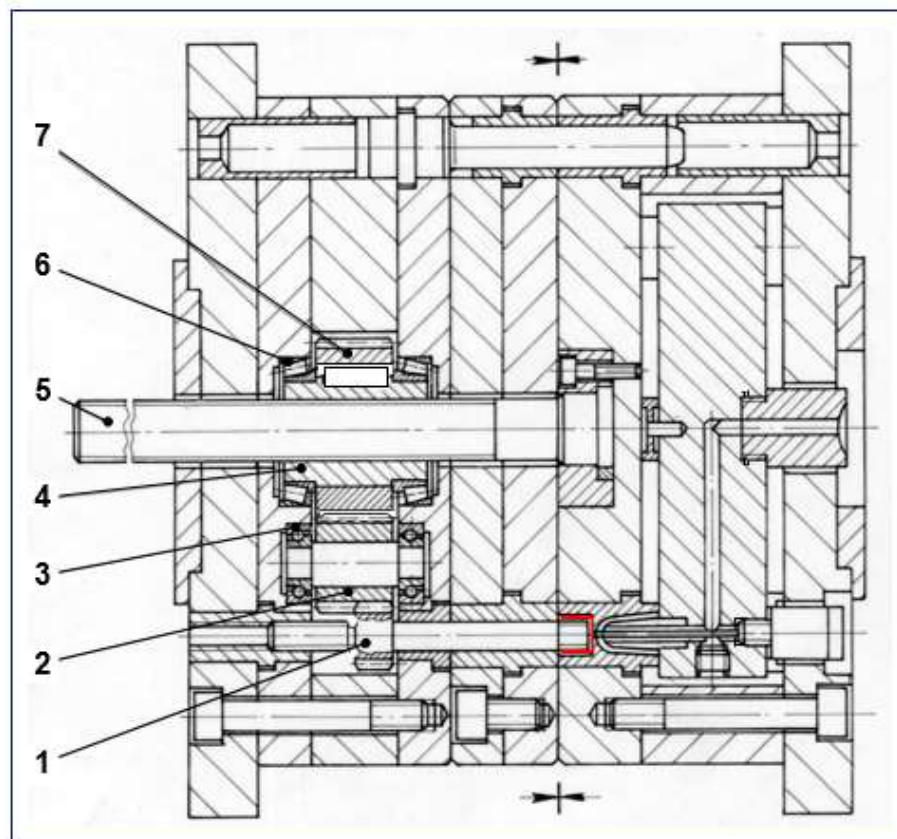


Fig.1.25 Matriță de injectat bușon

1 - miez filetat; 2 - roată dințată intermediară; 3 - rulment radial cu bile; 4 - piuliță;
5 - șurub de antrenare; 6 - rulment radial-axial cu role conice; 7 - roată dințată.

1.8 Angrenaje cu roți dințate conice cu dinți drepți

Metodologia de calcul

12. Se recalculează valoarea lui R_e cu relația:

$$R_e = \frac{m \cdot z_1 \cdot \sqrt{1 + u_{12}^2}}{2} \quad [\text{mm}] \quad (1.224)$$

Observație: Deoarece relația (1.224) exprimă o dependență geometrică strictă, valoarea obținută pentru R_e nu se rotunjește. Sunt suficiente două zecimale exacte.

13. Se calculează elementele geometrice ale celor două roți.

14. Se recalculează toți coeficienții sau mărimile care au fost approximate la predimensionare.

15. Verificarea angrenajului.

1.8.5 Elemente de control

1.8.6 Reglarea poziției roților dințate conice în angrenajul respectiv.

Pata de contact

1.9 Angrenaje cu roți dințate conice cu dinți curbi

1.9.1 Roți conice cu dantură în arc de cerc

1.9.2 Roți conice cu dantură eloidă

1.9.3 Roți conice cu dantură paloidă

1.9.4 Metodologia de calcul

Dependența unor elemente geometrice de tehnologia de execuție

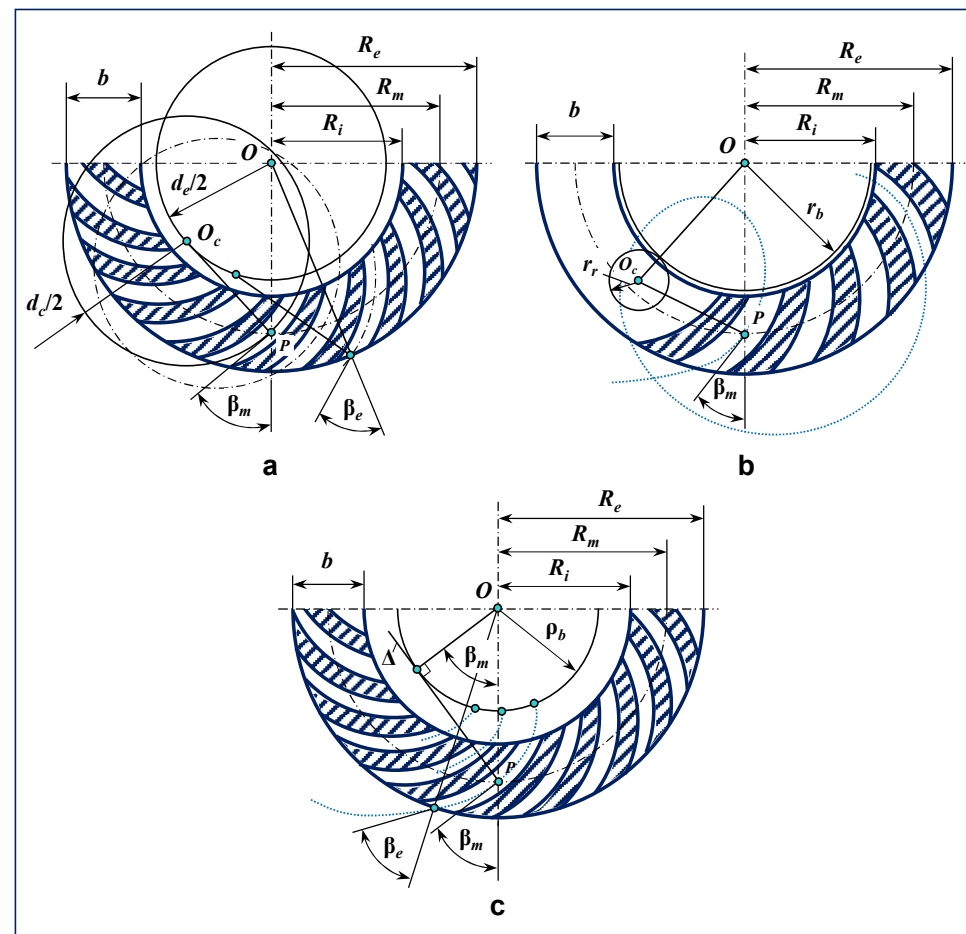


Fig.1.48 Roata plană de referință

a - dantură în arc de cerc; **b** - dantură eloidă; **c** - dantură paloidă.

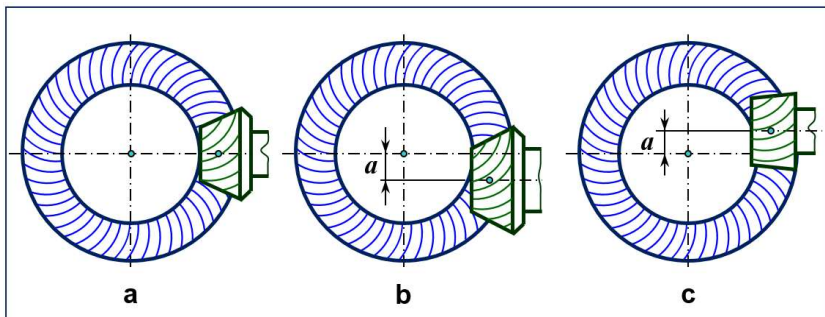
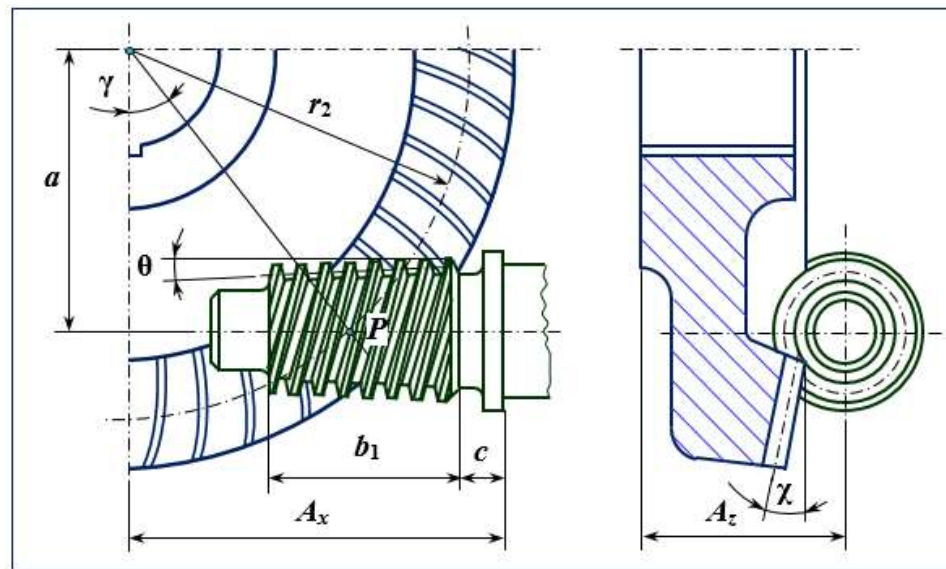
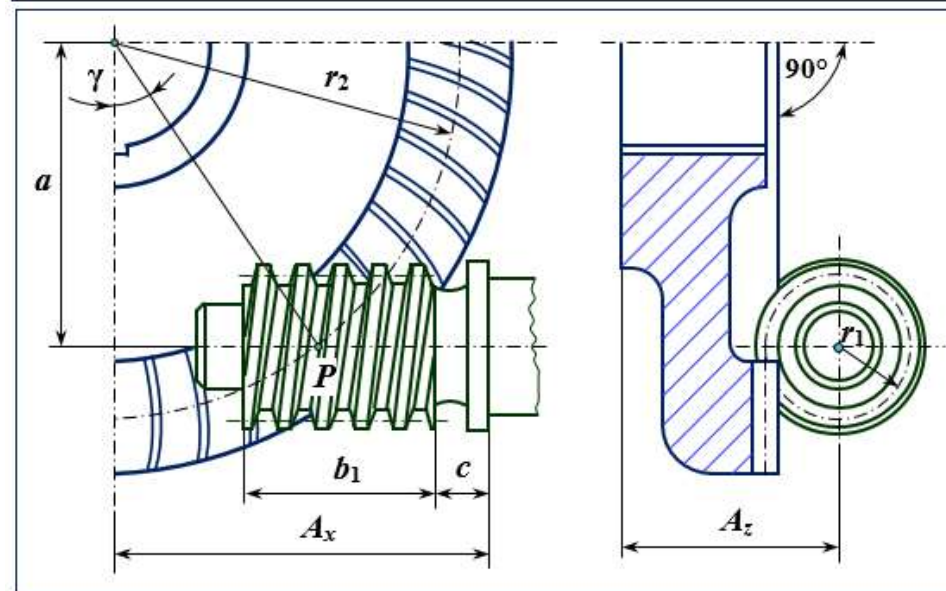


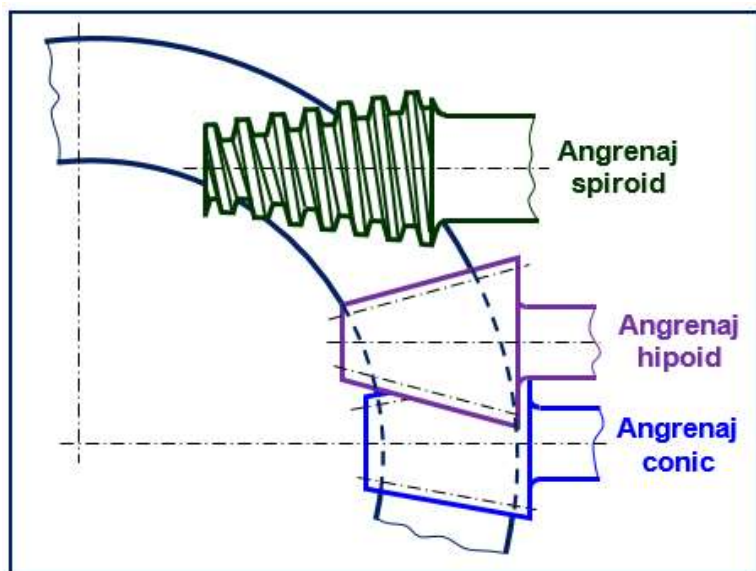
Figura b - deplasarea axei pinionului față de axa roții este în același sens cu înclinarea danturii roții (dezaxare „plus”, pinion mai robust, soluție mai frecventă); figura c - deplasarea axei este în sens invers (dezaxare „minus”).



Spiroid



Helicon



Angrenaje melcate neconvenționale

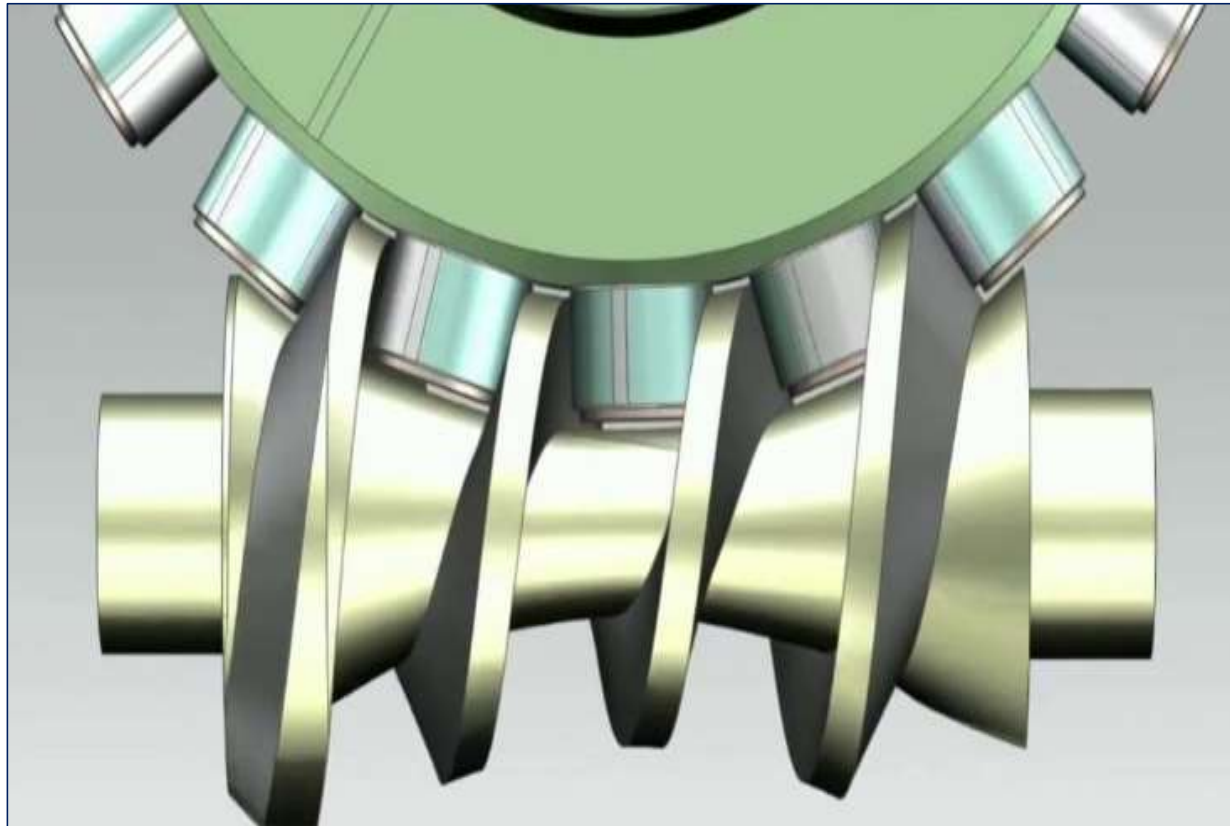


Fig.1.75 Angrenaj melcat cu rulmenți

Ecuatiile parametrice ale dreptelor AB și DE (în sistemul $Oxyz$) sunt:

$$AB: \begin{cases} x \cdot \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 + y \cdot \sin \varphi_2 - \left[a \cdot \sin \varphi_2 + \frac{d}{2} \right] \cdot \cos \varphi_1 = 0 \\ y \cdot \sin \varphi_1 + z \cdot \cos \varphi_1 = 0 \end{cases} \quad (1.558)$$

$$DE: \begin{cases} x \cdot \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 + y \cdot \sin \varphi_2 - \left[a \cdot \sin \varphi_2 - \frac{d}{2} \right] \cdot \cos \varphi_1 = 0 \\ y \cdot \sin \varphi_1 + z \cdot \cos \varphi_1 = 0 \end{cases} \quad (1.559)$$

unde: d – diametrul exterior al rulmentului.

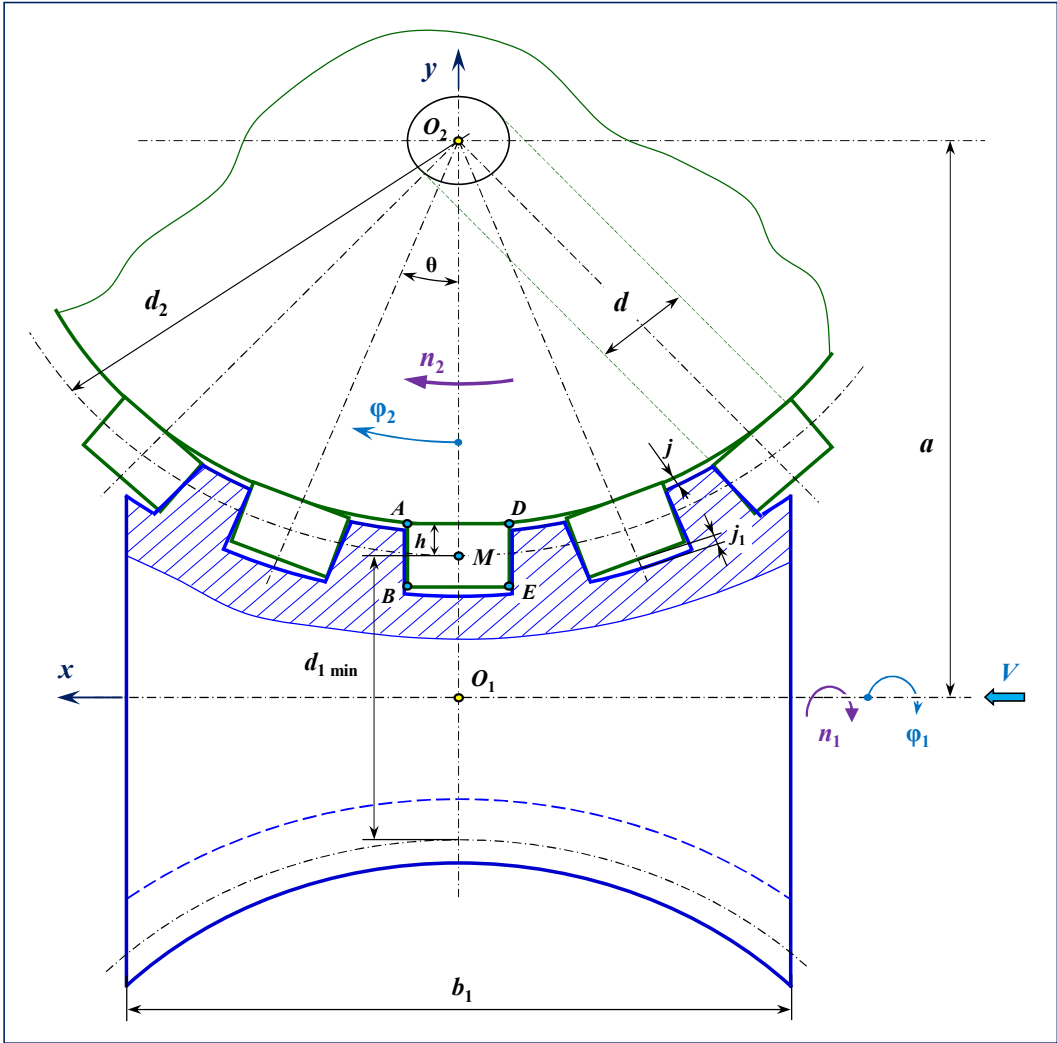


Fig.1.76 Geometria angrenajului

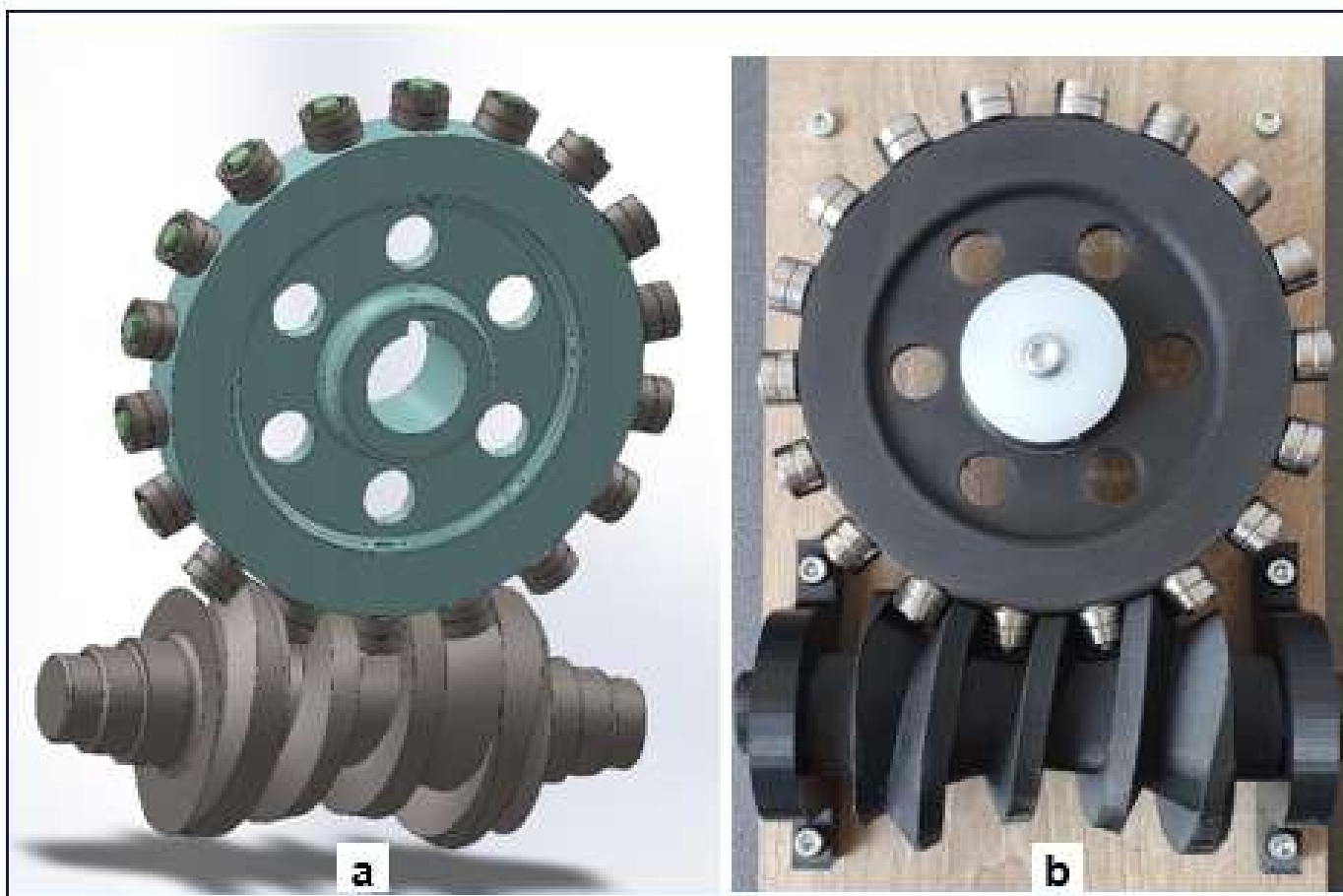


Fig.1.82 *Angrenajul melcat neconvențional*
a - model 3D; **b** - model experimental.

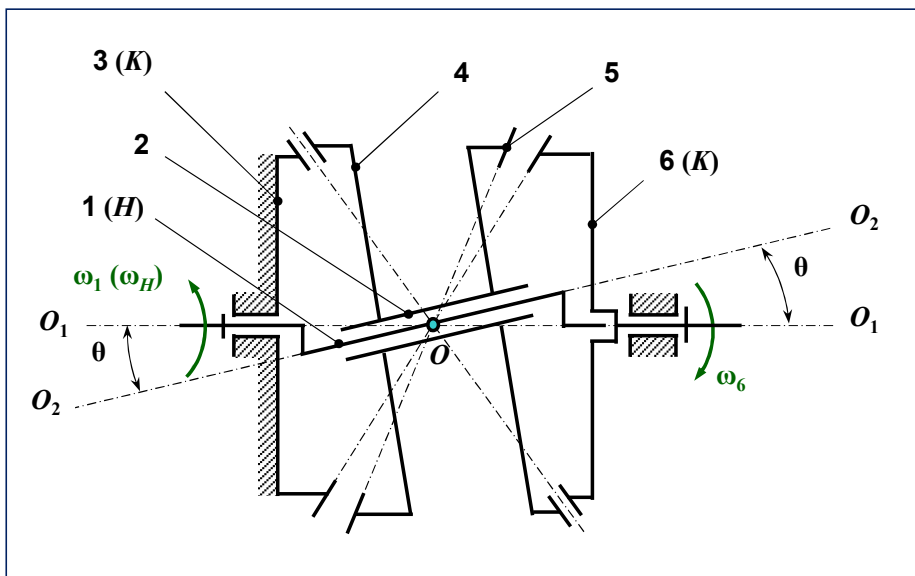
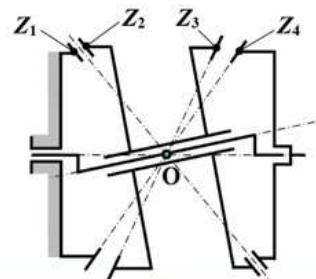


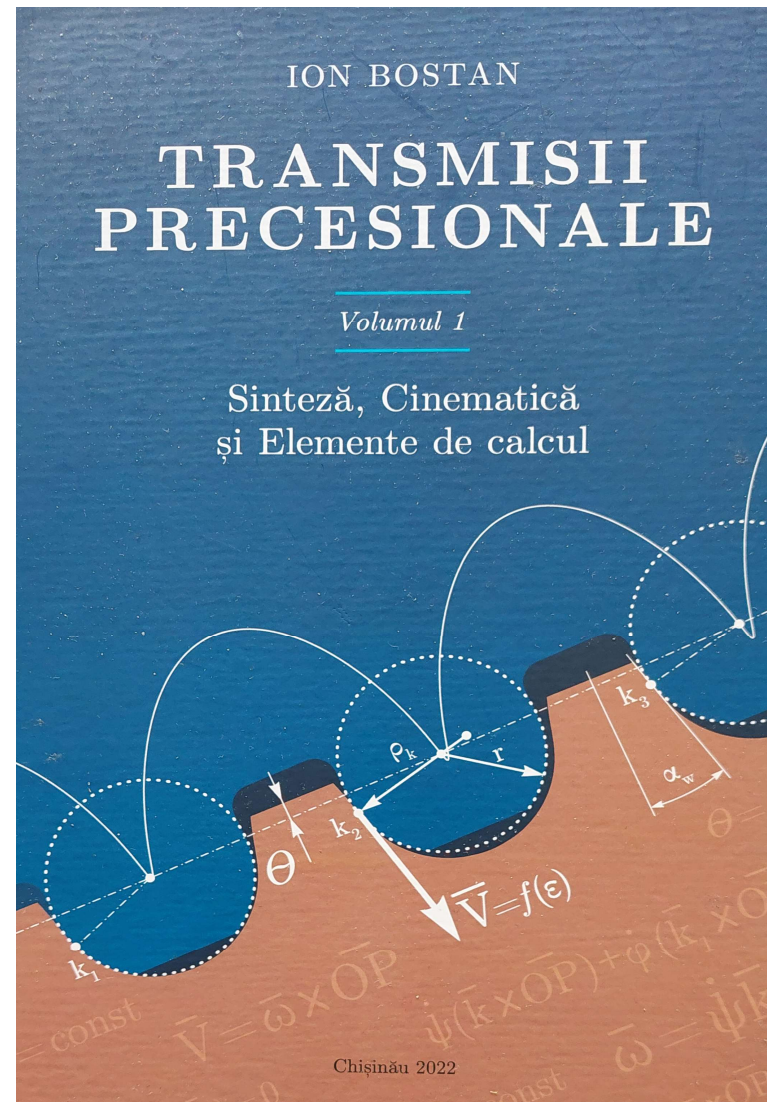
Fig.1.91 Transmisie planetară precesională 2K-H. Schemă cinematică
 1 - arbore manivelă (H); 2 - bară port-satelit; 3 - roată solară (K); 4 - satelit;
 5 - satelit; 6 - roată solară (K).

Transmisii planetare precesionale au fost publicate în peste 500 de articole științifice. Soluții tehnice originale sunt protejate cu circa 160 brevete de invenție și aplicate în domeniul mecanicii fine, utilajului tehnologic special, în complexe robotizate pentru explorarea concrețiunilor ferro-manganice de pe fundul oceanului, în tehnica cosmică de zbor.

Tabelul 1.16 Rapoartele de transmitere ale transmisiei precesionale 2K-H (selecție)



| i | Z_1 | Z_2 | Z_3 | Z_4 | i | Z_1 | Z_2 | Z_3 | Z_4 |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 24 | 16 | 17 | 56 | 55 | -20,6 | 58 | 59 | 16 | 15 |
| 30 | 19 | 20 | 58 | 57 | -30 | 31 | 3 | 16 | 15 |
| 45 | 22 | 23 | 46 | 45 | -52,2 | 28 | 29 | 19 | 18 |
| 57 | 25 | 26 | 47 | 46 | -75 | 19 | 20 | 16 | 15 |
| 97,6 | 34 | 35 | 54 | 53 | -146 | 22 | 23 | 20 | 19 |
| 280 | 31 | 32 | 36 | 35 | -636 | 52 | 53 | 49 | 48 |
| 841 | 28 | 29 | 30 | 29 | -1155 | 34 | 35 | 34 | 33 |
| 3481 | 58 | 59 | 60 | 59 | -3363 | 58 | 59 | 58 | 57 |



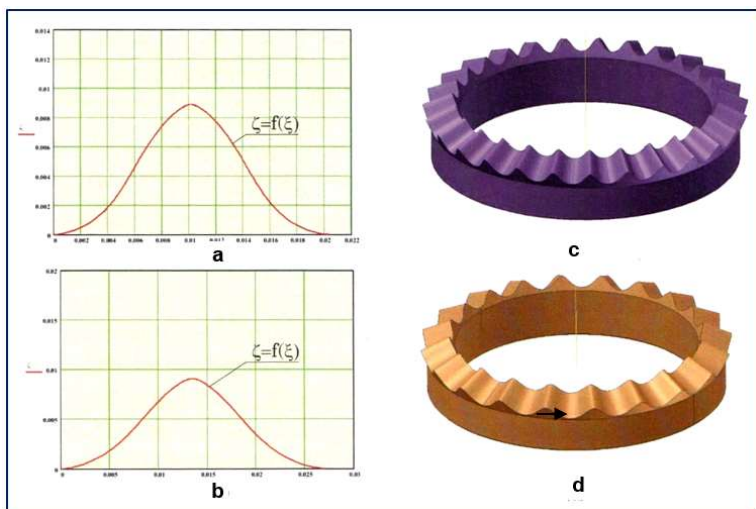


Fig.1.94 Roțile solare

a – profilul dinților roții solare cu $Z_1 = 29$; b – profilul dinților roții solare cu $Z_4 = 24$; c – modelul computerizat 3D al roții solare Z_1 ; d – modelul computerizat 3D al roții solare Z_4 .

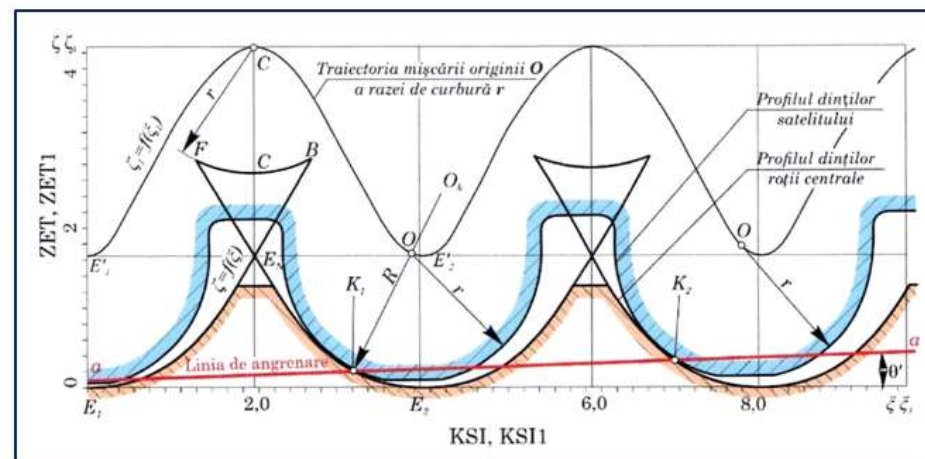


Fig.1.93 Profilograma contactului convex-concav al dinților angrenajului A^D al modului precesional de acționare a antenelor sateliților geostaționari

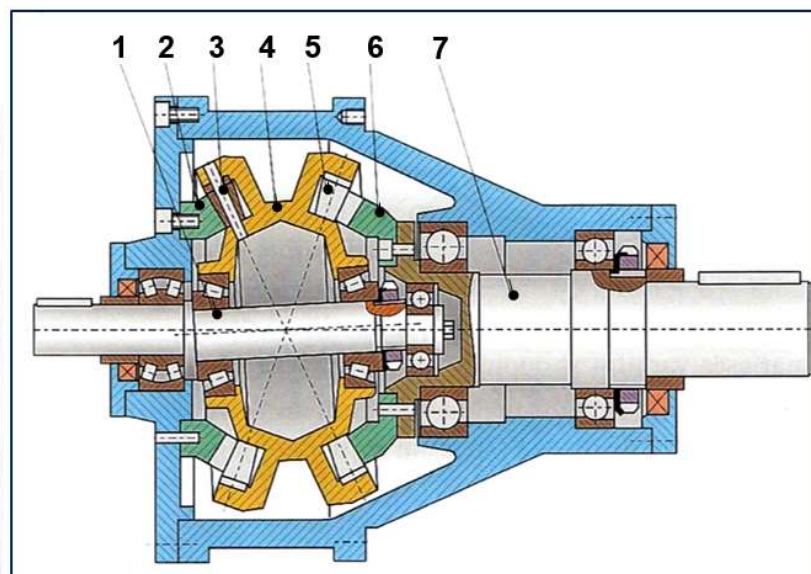


Fig.1.95 Transmisie precesională 2K-H

1 - arbore-manivelă; 2 - roata solară fixă; 3 - axa rolei (bolțului); 4 - blocul cu sateliți; 5 - rolă (bolț) conică; 6 - roata solară mobilă; 7 - arbore condus.

| | | | | |
|---------|------------|-----------|---|---|
| 2K-H *1 | <p>V.</p> | 12...3600 | 0,97...0,8 pentru $i=12...200$ scade cu creșterea $[i]$ | Mecanisme de acționare de putere cu regim de funcționare de R^{*3} și cu autofrânare garantată pentru $i > 70$. |
| 2K-H *2 | <p>VI.</p> | 12...3600 | 0,99...0,95 | Mecanisme de acționare cinemate și de putere pentru complexe robotizate, utilaj tehnologic, dispozitive pentru industria de automobile, reductoare cinemate cu destinație generală și specială. |

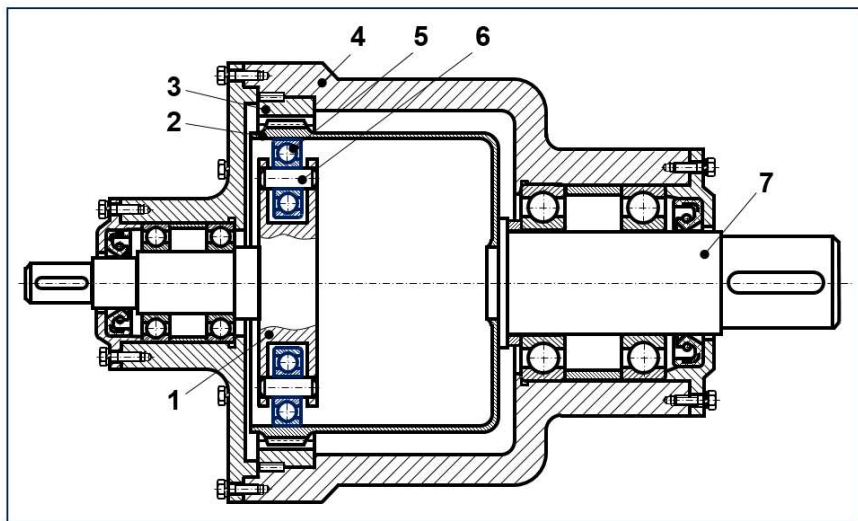
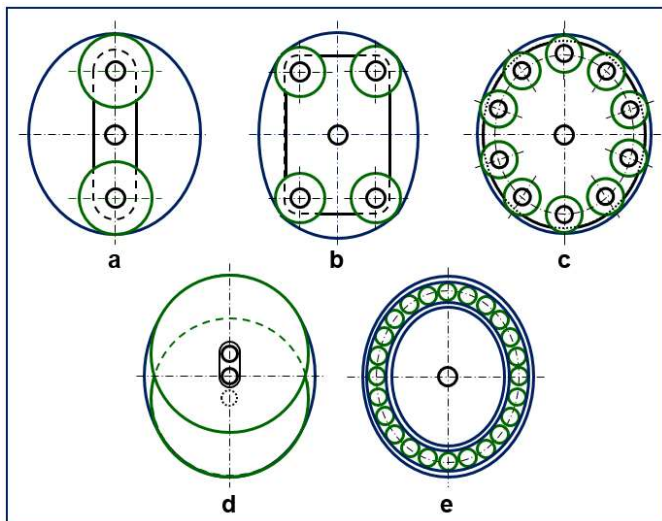


Fig.1.106 Reductor armonic

1 - deformator; 2 - roată flexibilă; 3 - roată rigidă; 4 - corp;
5 - rolă (rulment radial cu bile); 6 - știft; 7 - arbore de ieșire.

IOSIF KAPOSTA

TRANSMISII ARMONICE FRONTALE

MIRTON
2 0 0 0

O altă clasă de transmisii armonice o constituie **transmișiile armonice frontale**. O tratare completă a acestora, inclusiv investigarea experimentală a lor, sunt conținute în volumul [62]. Un brevet privind transmisia armonică frontală este cel din [61].

Proiectarea optimală a unui angrenaj cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

- Puterea la arborele de intrare: $P_1 = 2,9 \text{ kW}$;
- Raportul de transmitere: $i_T = 3,55$;
- Turația arborelui de intrare: $n_1 = 925 \text{ rot/min}$.

Prin optimizare s-a urmărit **minimizarea masei angrenajului**. Funcția obiectiv a fost descrisă de *cinci variabile de proiectare (gene)*

Au fost formulate 17 restricții

Tabelul 1.19 Valorile genelor pentru soluția optimă

| z_1 | a_w | x_{n1} | ψ_a | β |
|-------|-------|----------|----------|---------------|
| 31 | 100 | 1 | 0,292 | $8^\circ 33'$ |

Cu aceste valori **masa angrenajului a fost 4,668 kg**

Proiectarea optimală multi-obiectiv a unui angrenaj cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

Au fost utilizate aceleași date de intrare, aceleași gene și restricții ca în cazul problemei din stânga slide-ului

Funcțiile obiectiv au fost: masa angrenajului și viteza de uzare

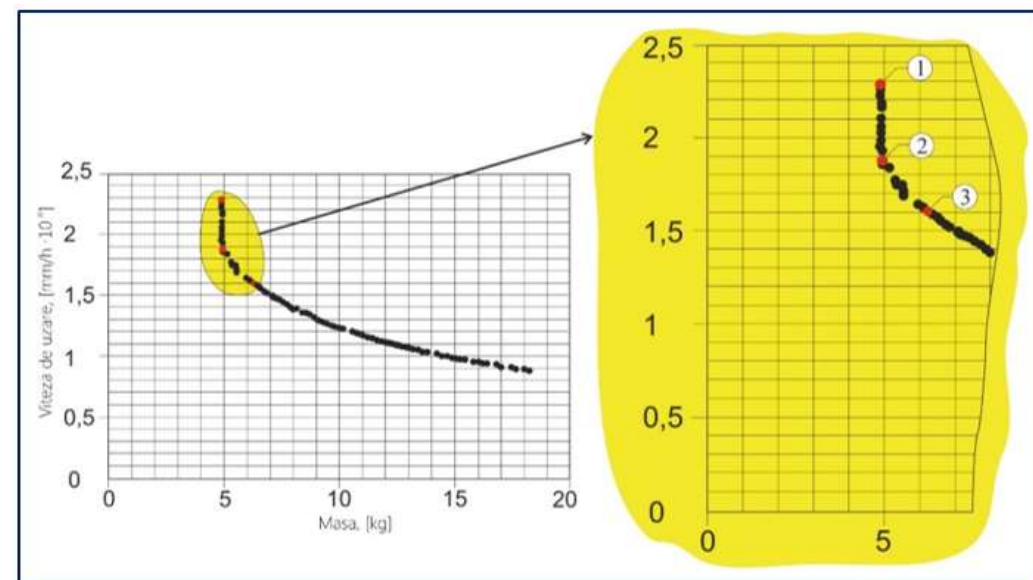


Fig.1.114 Frontul Pareto - masa angrenajului și viteza de uzare

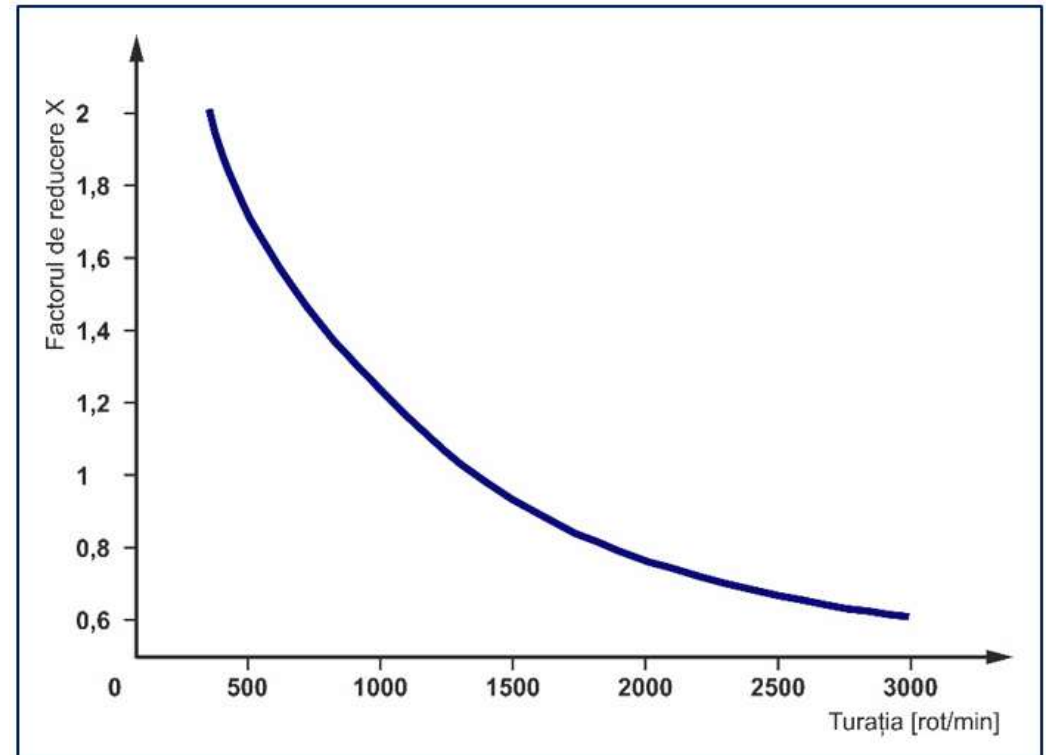
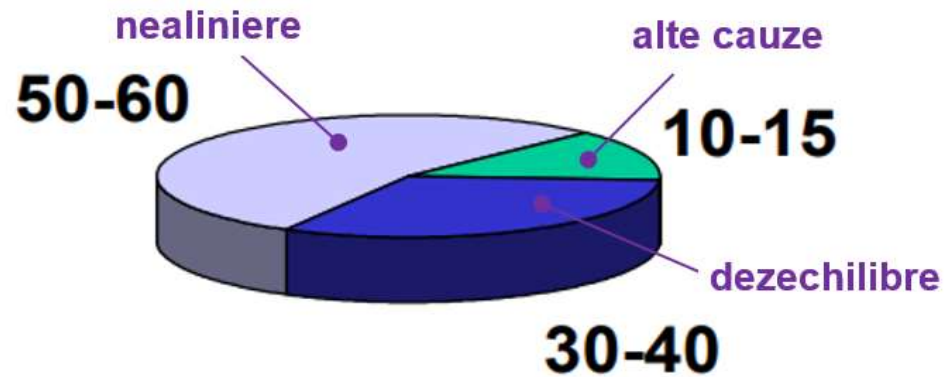
- trei soluții interesante: 1 - $M = 4,87 \text{ kg}$ și $v_{uz} = 2,28 \cdot 10^{-8} \text{ mm/h}$; 2 - $M = 4,95 \text{ kg}$ și $v_{uz} = 1,82 \cdot 10^{-8} \text{ mm/h}$; 3 - $M = 7,17 \text{ kg}$ și $v_{uz} = 1,44 \cdot 10^{-8} \text{ mm/h}$.

Soluția indicată în punctul 2 (în detaliul din figura 1.114) este un bun compromis între cele din punctele 1 și 3.

CUPLAJE

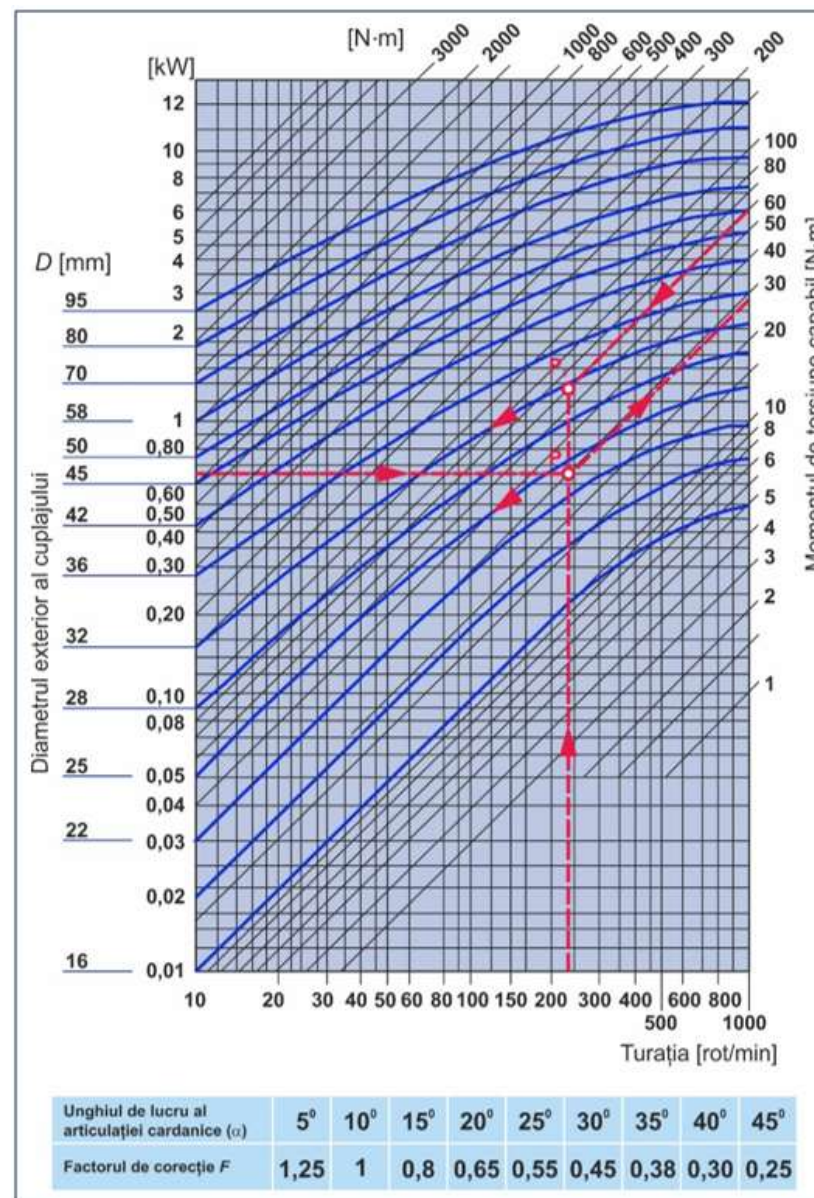
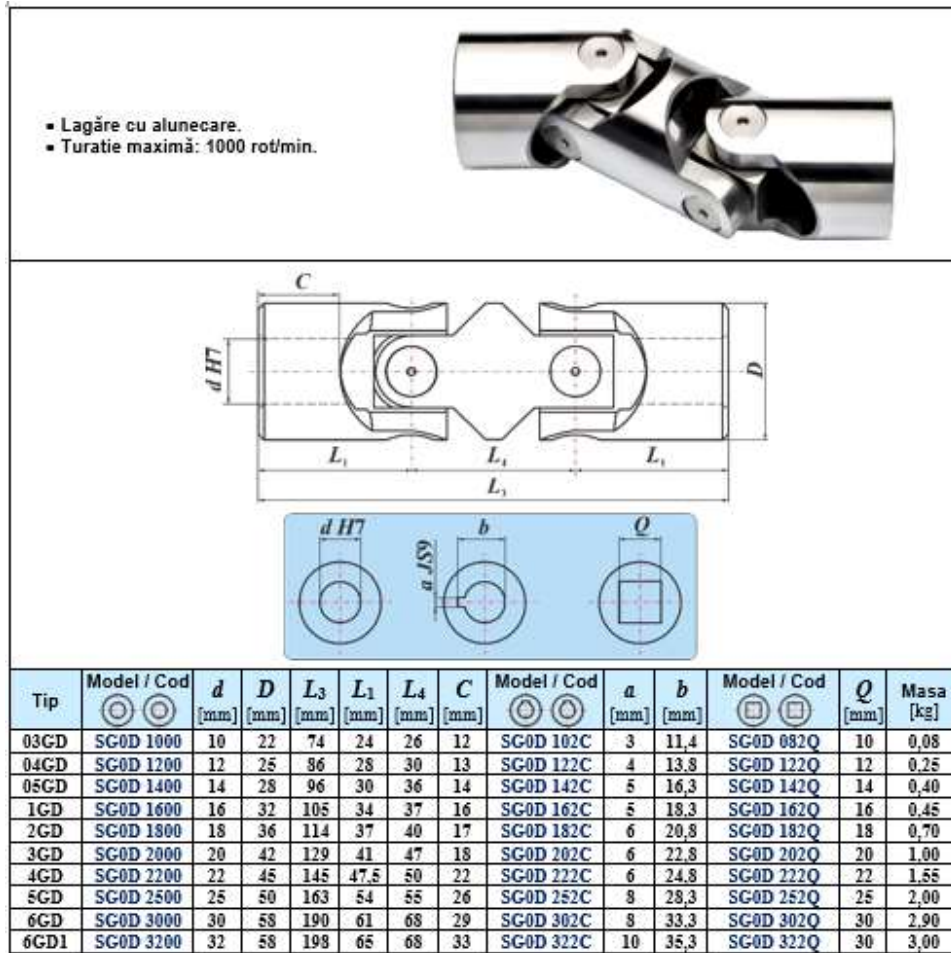
firma OPTIBELT, cuplaj stea HWN

$$\frac{\Delta W_a}{\Delta K_a} + \frac{\Delta W_r}{\Delta K_r} + \frac{\Delta W_w}{\Delta K_w} \leq X$$



Cataloagele firmei POWER BELT S.R.L.

Tabelul 2.6 Cuplaj bicardanic pentru turație joasă Seria G (selecție)



$$T_{30^\circ} = \frac{T_{10^\circ}}{F} = \frac{27}{0,45} = 60 \text{ N}\cdot\text{m}$$

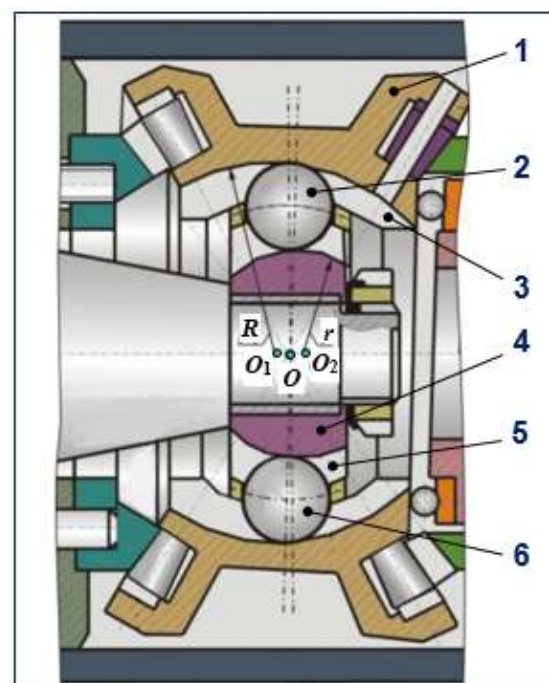
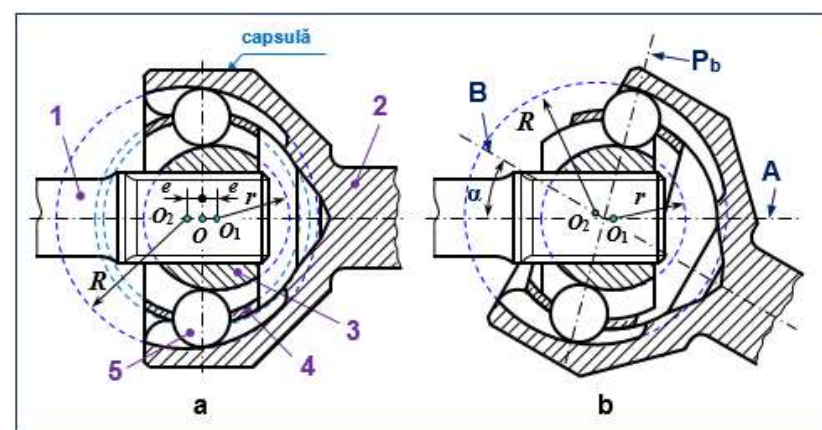
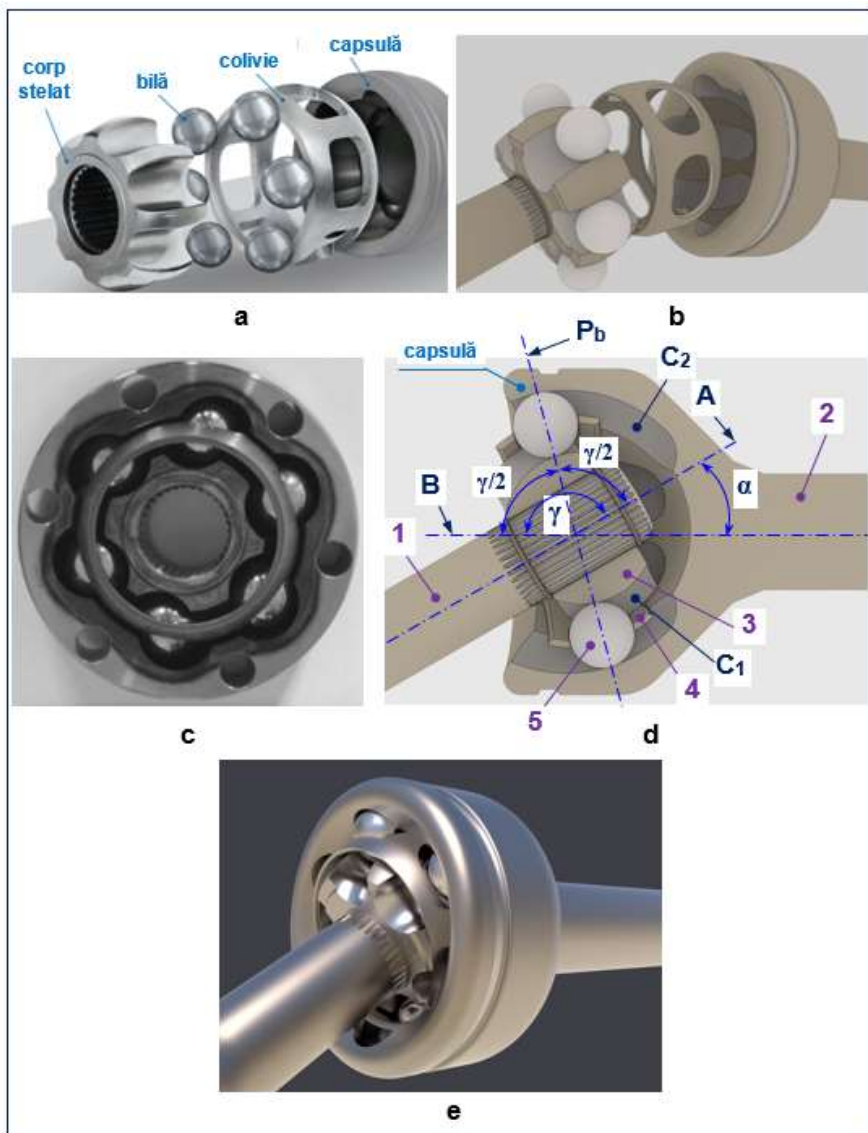


Fig.2.21 Cuplaj Rzeppa integrat într-un multiplicator precesional
 1 - blocul satelit; 2 - bilă; 3 - canelura din blocul satelit;
 4 - bușă sferică (corp stelat); 5 - canelura din bușă sferică; 6 - colivia.

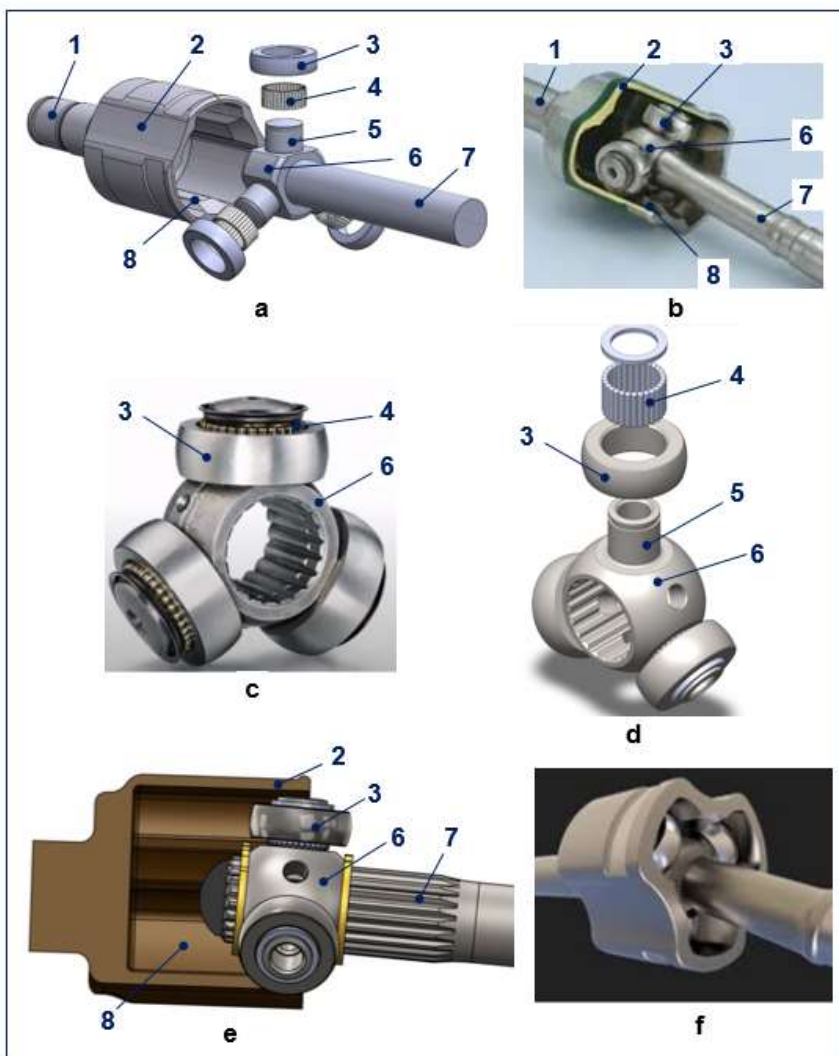
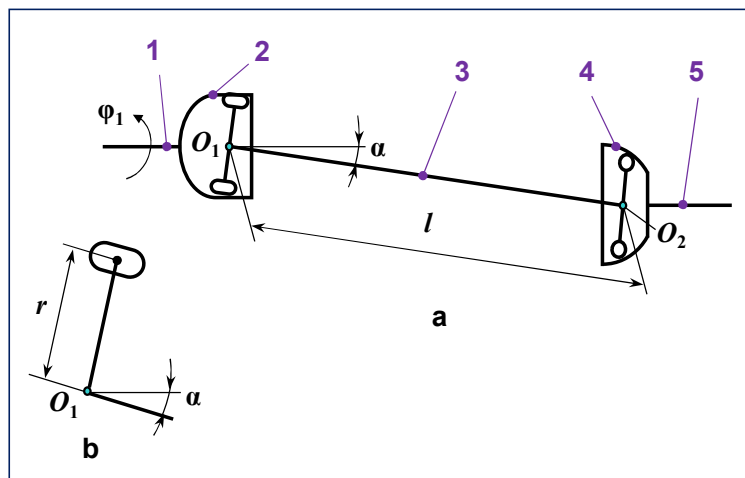


Fig.2.23 Cuplaj tripod

- a - „explodat” (construcție principală); b - aspect constructiv; c - tripod complet;
d - tripod „explodat”; e - poziții reciproce; f - stare montată.
1 - arbore; 2 - carcasă (cupă, capsulă); 3 - rolă sferică; 4 - rulment cu ace;
5 - fus; 6 - corp tripod; 7 - arbore; 8 - canal axial.

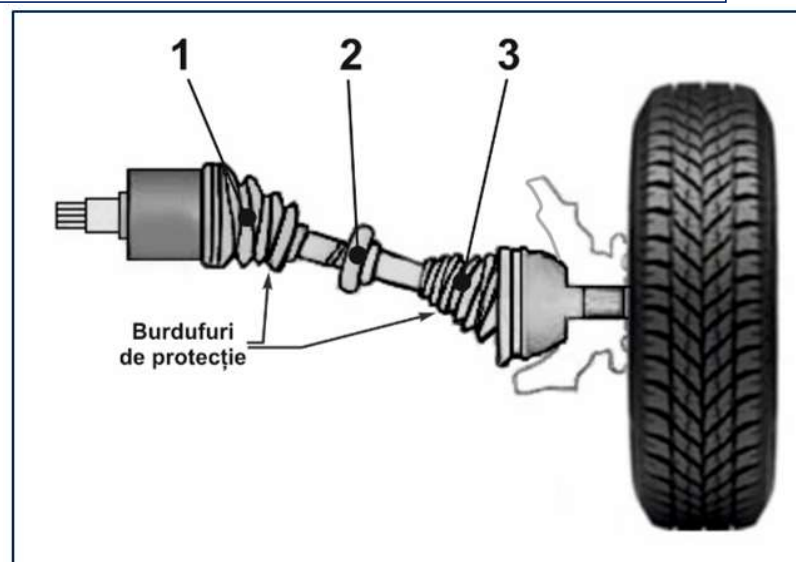
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1 - 3 \cdot \lambda \cdot \sin 3\varphi_1$$

$$\lambda = \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{1 - \cos \alpha}{1 + \cos \alpha} \cdot \tan \alpha$$



$$i_{\max} = 1 + 3 \cdot \lambda$$

$$i_{\min} = 1 - 3 \cdot \lambda$$



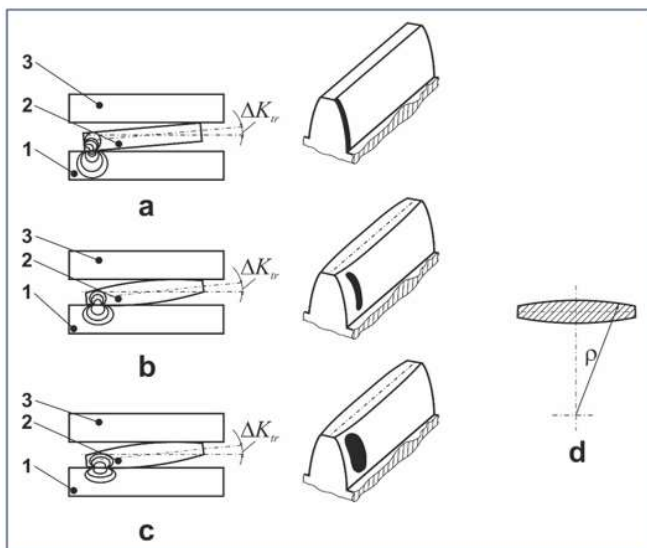


Fig.2.28 Linia flancului butucului dintelui pe lungimea lui
a - flanc drept, b - flanc bombat cu rază de curbă constantă, c - flanc bombat cu rază de curbă variabilă (tip Sier-Bath Vari-Crown); d - raza de bombare;
1, 3 - dinții manșonului; 2 - dinte butucului.

$$v_s \approx \frac{\Delta K_r^\infty}{60} \cdot v \text{ [m/s]} \quad v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{6 \cdot 10^4} \text{ [m/s]} \quad v_s \leq 0,12 \frac{m}{s}$$

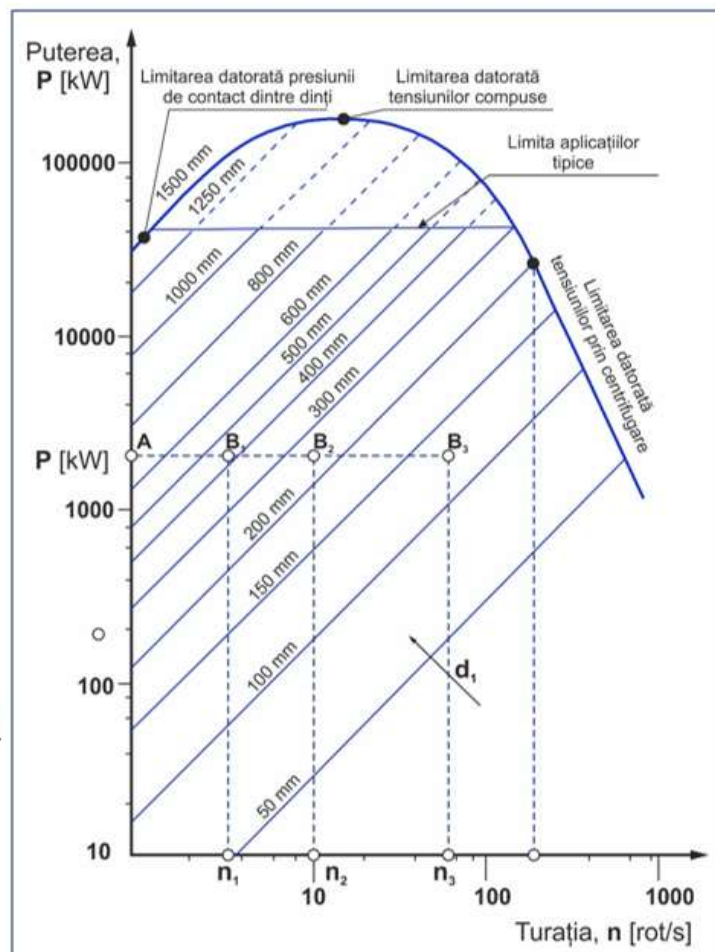


Fig.2.33 Conturarea domeniului de funcționare a cuplajelor dințate

Firma KTR

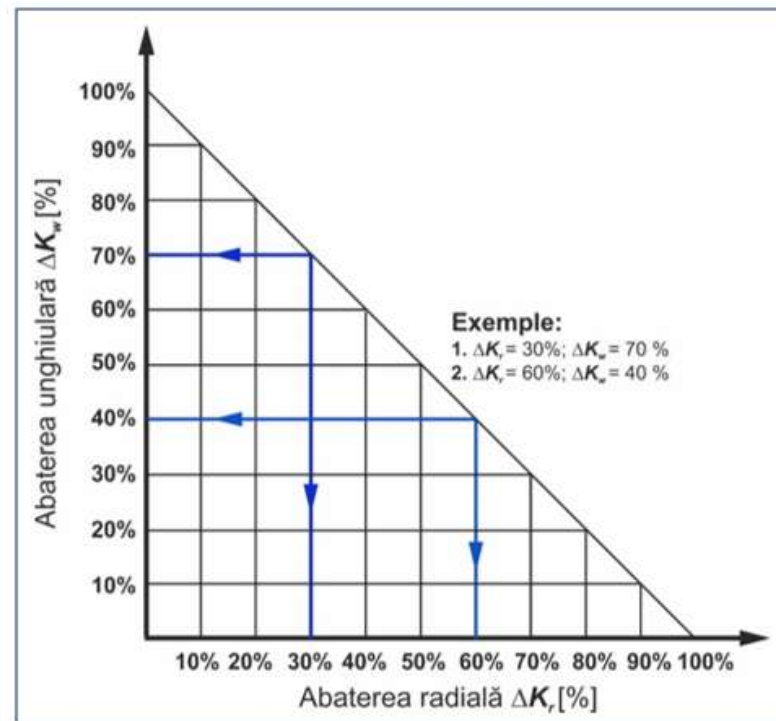


Fig.2.31 Limitarea (corelarea) abaterilor

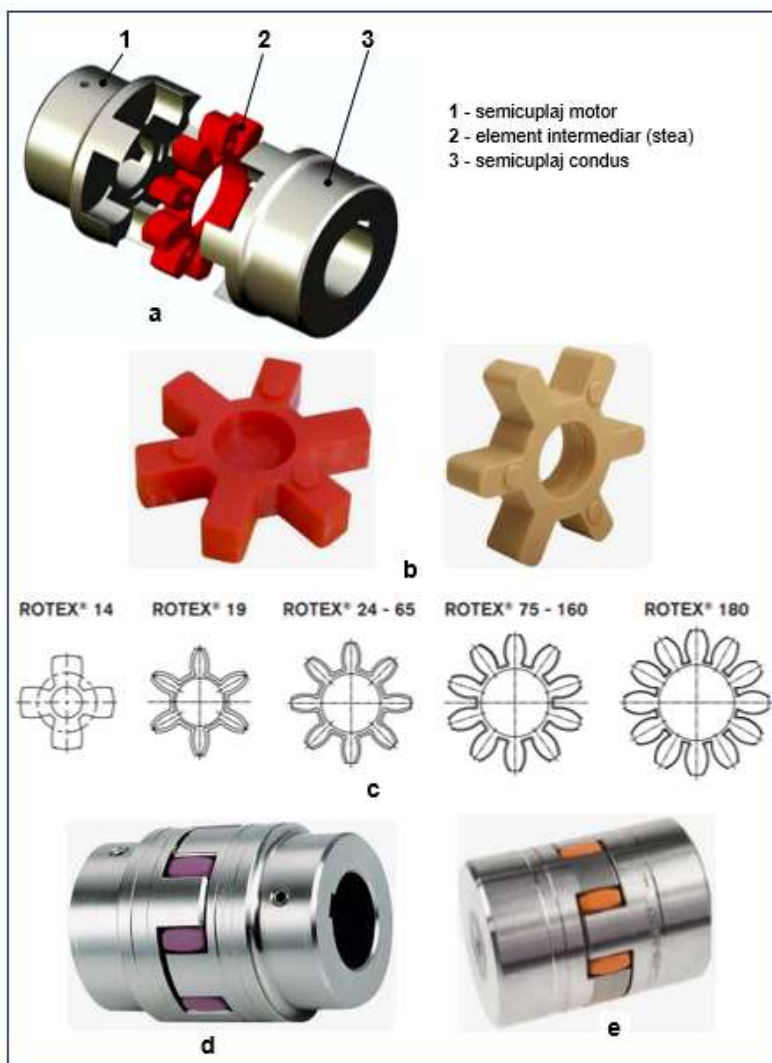
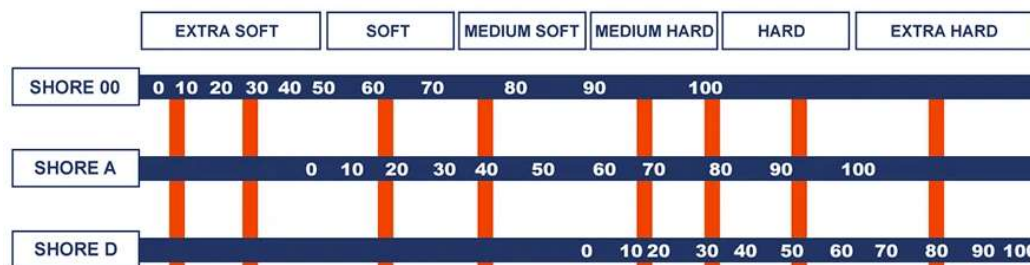


Fig.2.40 Cuplaj cu stea. Construcție. Elemente componente

a - compunerea cuplajului; b - stea cu flancuri drepte;
c - numărul de dinți dependent de mărimea cuplajului;
d - diametrul exterior variabil; e - diametrul exterior constant

Tabelul 2.13 Momentul de torsiune și abaterile poziționale (selecție)

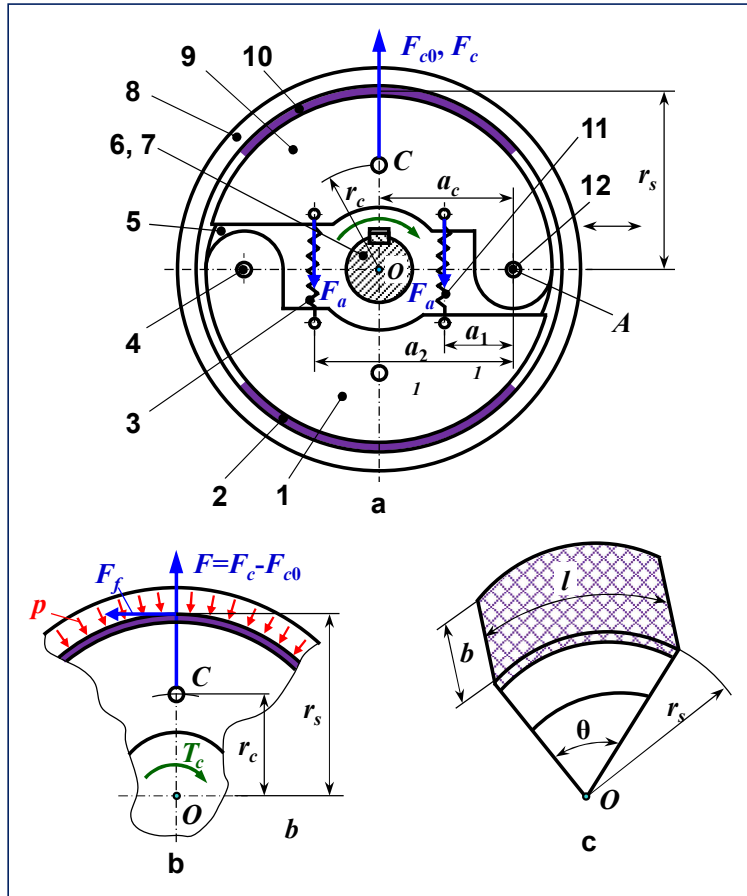
| Mărimea cuplajului | Duritatea Shore | Momentul de torsiune T_{KN} [N·m] | Abaterile poziționale | | |
|--------------------|-----------------|-------------------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------------|
| | | | Axială ΔK_a [mm] | Radială ΔK_r [mm] | Unghiulară ΔK_w [grade] |
| 14 | 80 Sh-A | 4 | +1 -0,5 | 0,21 | 1,1 |
| | 92 Sh-A | 7,5 | | 0,15 | 1 |
| | 98 Sh-A | 12,5 | | 0,09 | 0,9 |
| | 64 Sh-D | 16 | | 0,06 | 0,8 |
| 19 | 80 Sh-A | 6 | +1,2 -0,5 | 0,15 | 1,1 |
| | 92 Sh-A | 12 | | 0,10 | 1 |
| | 98 Sh-A | 21 | | 0,06 | 0,9 |
| | 64 Sh-D | 26 | | 0,04 | 0,8 |
| 28 | 92 Sh-A | 95 | +1,5 -0,7 | 0,15 | 1 |
| | 98 Sh-A | 160 | | 0,11 | 0,9 |
| | 64 Sh-D | 200 | | 0,08 | 0,8 |
| | 72 Sh-D | 260 | | 0,05 | 0,7 |



Firma FRENOS-SAULEDA

Tabelul 2.25 Materiale pentru garniturile de fricțiune

| Material | Coeficient de frecare | | Presiunea de contact [MPa] | Temperatura maximă [°C] | | Duritatea Shore-D | Suprafața conjugată recomandată | Aplicații | Observații |
|---------------|-----------------------|---------------------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------|-------------------|---------------------------------|---|--|
| | Static | Dinamic | | Continuă | Intermitentă | | | | |
| G95 | 0,6±0,05 | 0,55 (v=5m/s) 0,45 (v=15m/s) | 0,5-2,5 | 250 | 350 | 80±5 | Fontă perlitică, 150-200 HB | Cuplaje industriale, camioane, alte vehicule. | Lipire cu adeziv termorezistent. Materialul rezistă până la 10500±100 rot/min. |
| HCC | 0,45±0,05 | 0,45 (v=5m/s) 0,45 (v=15m/s) | 0,5-2,5 | 250 | 400 | 85±5 | Fontă perlitică, 150-200 HB | Vehicule grele, camioane, alte vehicule. | Lipire cu adeziv termorezistent. Materialul rezistă până la 14000±100 rot/min. |
| HD557 | 0,53±0,05 | 0,55 (v=5m/s) 0,4 (v=15m/s) | 0,5-2,5 | 250 | 350 | 80±5 | Fontă perlitică, 150-200 HB | Vehicule grele, camioane, alte vehicule. | Lipire cu adeziv termorezistent. Materialul rezistă până la 12000±100 rot/min. |
| JTC | 0,45±0,05 | 0,42 (v=5m/s) 0,42 (v=15m/s) | 0,5-2,5 | 300 | 400 | 85±5 | Fontă perlitică, 150-200 HB | Vehicule grele, camioane, alte vehicule. | Lipire cu adeziv termorezistent. Materialul rezistă până la 14000±100 rot/min. |
| VH-03 | 0,44±0,05 | 0,4 (v=5m/s) 0,37 (v=15m/s) | 0,5-2,5 | 250 | 350 | 85±5 | Fontă perlitică, 150-200 HB | Vehicule grele, camioane, alte vehicule. | Lipire cu adeziv termorezistent. Materialul rezistă până la 12000±100 rot/min. |
| V2000R | 0,5±0,05 | 0,5 (v=5m/s) 0,4 (v=15m/s) | 0,5-2,5 | 250 | 350 | 80±5 | Fontă perlitică, 150-200 HB | Utilaje agricole, mașini de construcții, cuplaje industriale, cuplaje de siguranță. | Lipire cu adeziv termorezistent. Materialul rezistă până la 13500±100 rot/min. |
| SF-MC2 | 0,4±0,05 | 0,4 (v=5m/s) 0,4 (v=15m/s) | 0,5-2,5 | 360 | 400 | 85±5 | Fontă perlitică, 150-200 HB | Mașini și motociclete de curse. Vehicule grele. Diverse cuplaje industriale | Discurile sunt cu segmente. Lipire cu adeziv termorezistent. Materialul rezistă până la 18200±100 rot/min. |



$$m = 9,1 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{T_c}{\mu \cdot r_c \cdot r_s \cdot z \cdot (n^2 - n_0^2)} \text{ [kg]}$$

$$\omega_0 = (0,7 \dots 0,8) \cdot \omega$$

$$n_0 = (0,7 \dots 0,8) \cdot n$$

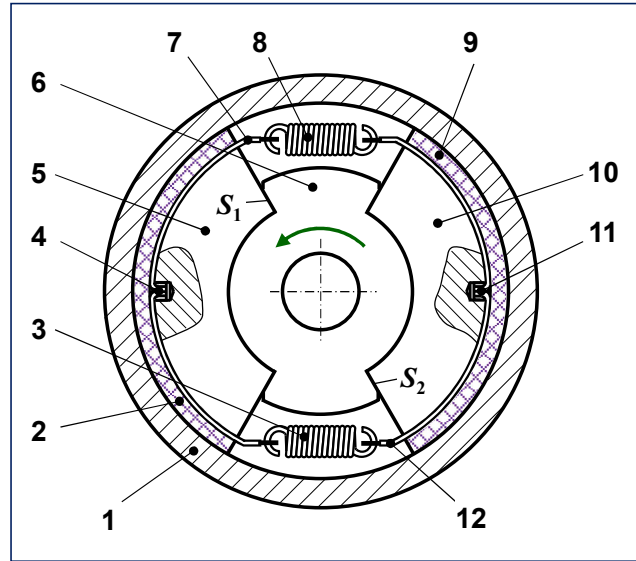


Fig.2.79 Cuplaj tip F

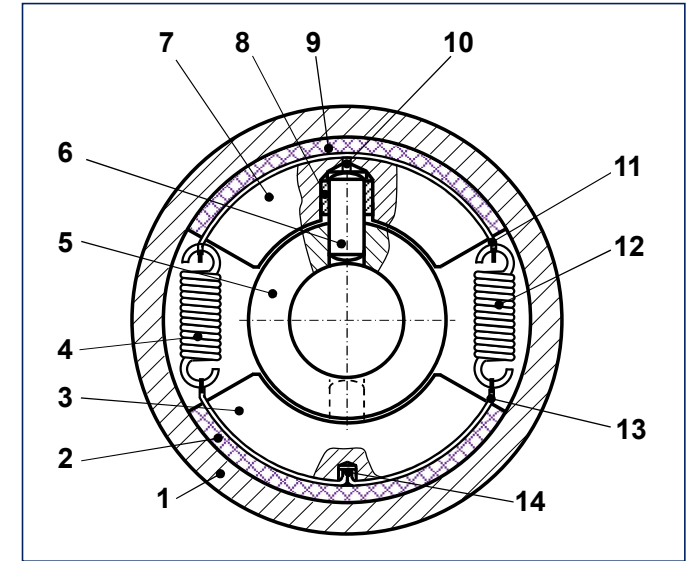
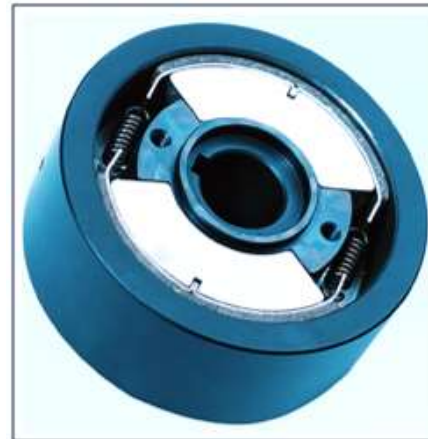


Fig.2.82 Cuplaj tip S

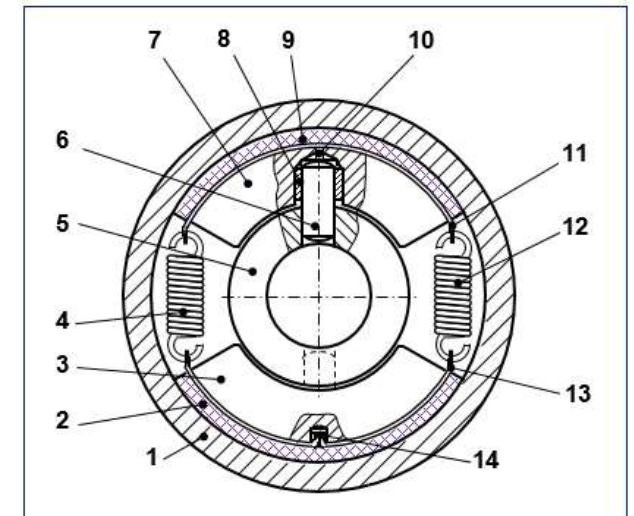
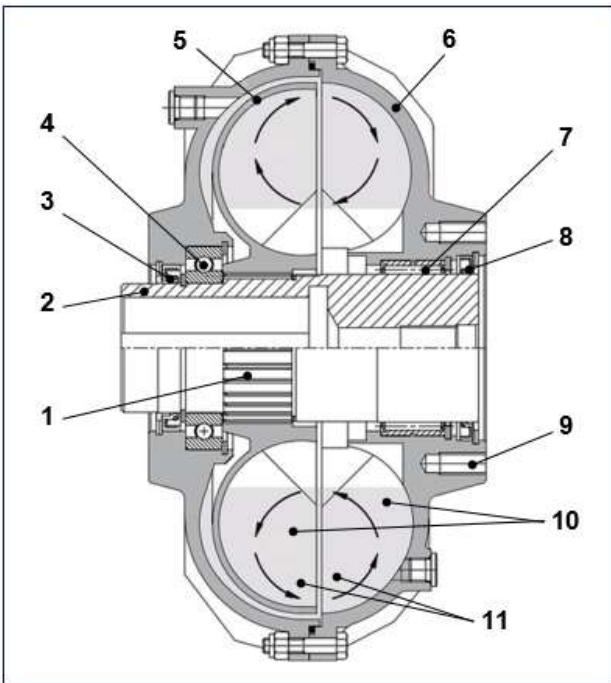


Fig.2.81 Cuplaj tip W



$$S = \frac{n_p - n_t}{n_p} \cdot 100\%$$

Alunecarea S: 2...4 %

$$\eta = 1 - \frac{S}{100}$$

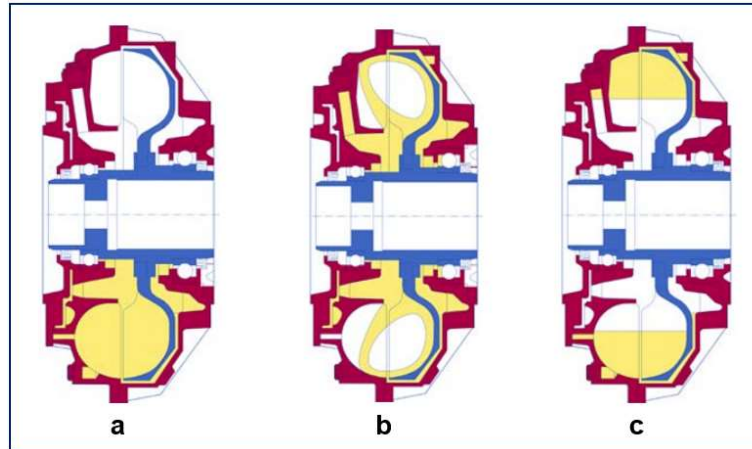


Fig.2.90 Cuplaj cu configurația de bază

a - repaus; b - demaraj; c - turație de regim.

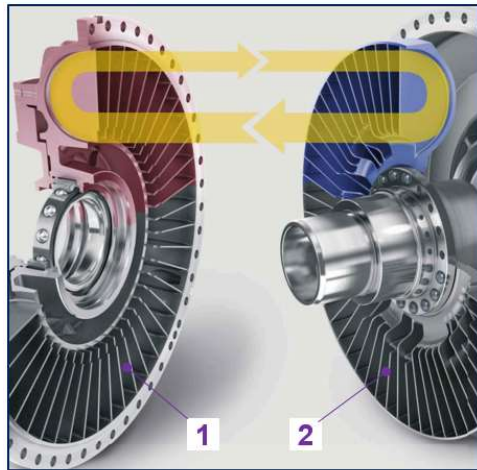


Fig.2.89 Circuitul uleiului

1 - pompa; 2 - turbina.

Firma FLUIDOMAT

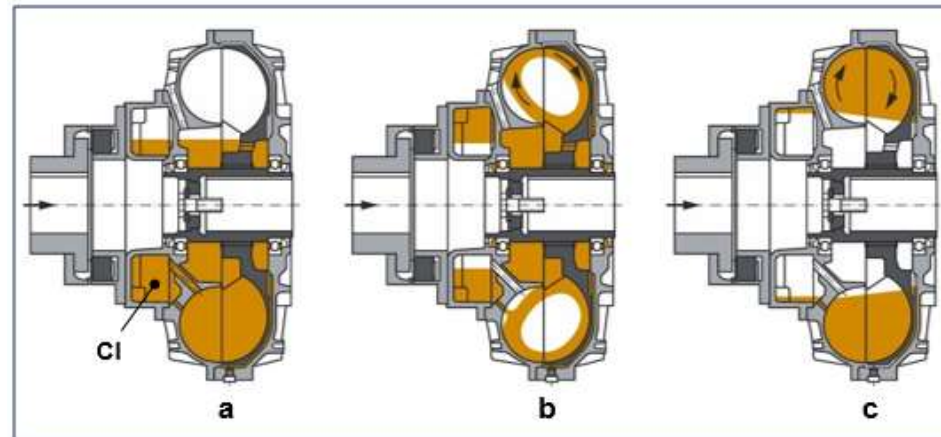
TIP SM

TIP SMD

TIP SMD-DX

| SM SMD SMD-DX | Ø A [mm] | B [mm] | | | Ø d4 max [mm] | l4 max [mm] | Masa gol [kg] | | | Cantitatea maximă de ulei [l] | | |
|---------------------|-------------|--------|-----|--------|---------------------|-------------------|---------------|-----|--------|----------------------------------|-------|--------|
| | | SM | SMD | SMD-DX | | | SM | SMD | SMD-DX | SM | SMD | SMD-DX |
| 3 | 342 | 158 | 213 | 247 | 42 | 80 | 27 | 30 | 32 | 2,9 | 3,91 | 4,3 |
| 5 | 406 | 190 | 220 | 280 | 65 | 110 | 40 | 44 | 45 | 4,9 | 5,8 | 6,7 |
| 8 | 505 | 238 | 279 | 395 | 80 | 140 | 77 | 83 | 85 | 9,7 | 11,5 | 14,8 |
| 10 | 644 | 280 | 329 | 424 | 110 | 170 | 170 | 180 | 185 | 25,1 | 28,1 | 33,9 |
| 11 | 751 | 320 | 375 | 471 | 120 | 200 | 254 | 268 | 273 | 37,1 | 42,9 | 49 |
| 12 | 845 | 369 | 445 | 565 | 130 | 240 | 310 | 345 | 355 | 51,3 | 65,61 | 71,5 |
| 13 | 960 | 441 | 489 | 619 | 150 | 270 | 440 | 480 | 495 | 72,4 | 91,3 | 106,6 |
| 15 | 1230 | 485 | 594 | 724 | 160 | 275 | 850 | 920 | 940 | 147,6 | 181,4 | 193,1 |

SM – cuplaj fără cameră de întârziere; SMD – cuplaj cu cameră de întârziere;
SMD-DX – cuplaj cu cameră de întârziere mărită (extinsă).



cameră de „întârziere” (delay chamber, chambre de retardement)

TRANSMISII PRIN CURELE

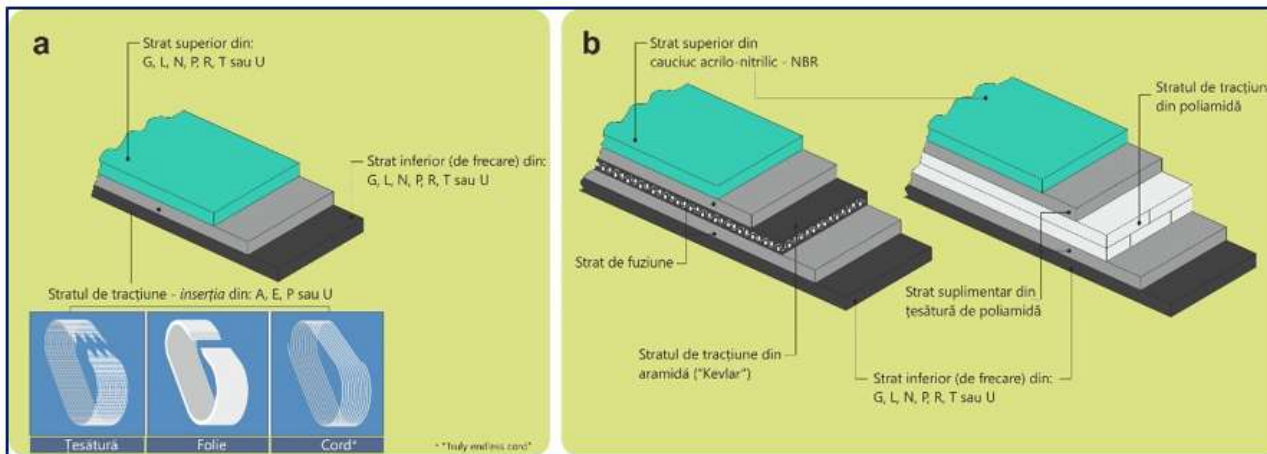


Fig.3.6 Construcția curelei late compound
a - SIEGLING; b - HABASIT.

Debitarea și pregătirea capetelor curelelor late (Pentru firma POWER BELT SRL Cluj Napoca)

Pop, D., Tudose, L., Haragâș, S. - *Mașină pentru debitarea curelelor sau benzilor transportoare*, Brevet Nr. 122485/30.07.2009.

Tudose, L., Pop, D., Haragâș, S. - *Mașină pentru prelucrarea capetelor curelelor și benzilor transportoare*, Brevet Nr. 122482/30.07.2009.

Firma SIEGLING

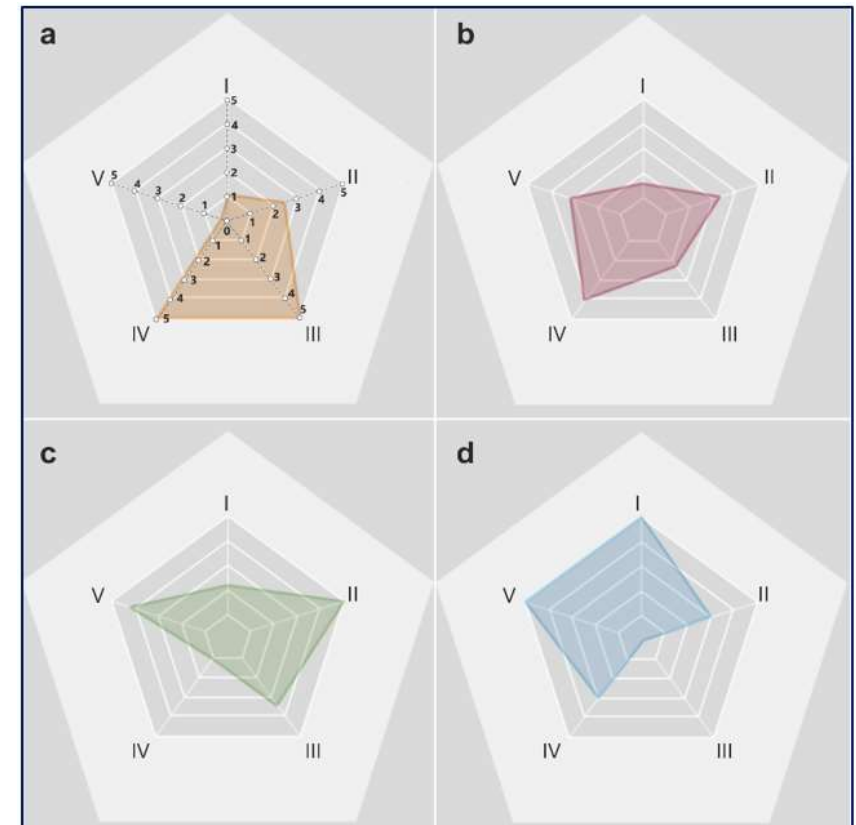


Fig.3.7 Comparație privind caracteristicile inserției
a - inserție din aramidă; b - din poliester; c - din poliamidă; d - din poliuretan.

I - alungirea maximă la montare; II - forța care încarcă arborii (încărcarea statică); III - capacitatea portantă; IV - posibilitatea de funcționare în intervale cu variații mari de temperaturi; V - capacitatea de amortizare.

1. Date de intrare: puterea motorului electric de acționare P_1 [kW]; turația n_1 [rot/min]; raportul de transmitere i_{12} .

...

...

7. Efectuarea calculelor intermediare.

Formularul prezentat în tabelul 3.5.

| | | |
|----|--|--|
| 5. | Lățimea curelei b_0 [mm] | $b_0 = \frac{F_u}{F_u'}$ <p>unde: F_u' - forța utilă raportată la unitatea de lățime a roții de curea, în N/mm. Ea se alege în funcție de tipul cordului din figurile 3.20, 3.21 sau 3.22 (după [145]). Se procedează în modul următor: știind diametrul D_1 al roții conducătoare și valoarea unghiului β_1, se trasează o dreaptă verticală până la intersecția cu curba aferentă unghiului β_1 (curbele marcate cu C_1). Ordonata corespunzătoare acestui punct, în partea stângă a diagramei reprezintă valoarea lui F_u', iar în partea dreaptă este $F_{u'inter}$ (intersecția cu dreapta înclinată 40°, din imaginea de mai jos). Abscisa corespunzătoare punctului de intersecție dintre axa orizontală - 2 și curba C_2 reprezintă valoarea coeficientului c_4. „Traseul” descris mai sus poate fi urmărit în imaginea de mai jos (în care $D_1 = 450$ mm, iar $\beta_1 = 144^\circ$).</p> |
| 6. | Lungimile arcurilor de înfășurare l_1 și l_2 [mm] | <p>Pentru roata conducătoare: $l_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot \beta_1}{2 \cdot 180^\circ}$</p> <p>Pentru roata antrenată: $l_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot \beta_2}{2 \cdot 180^\circ}$</p> |

| | | |
|-----|---|---|
| 7. | Lungimea desfășurată a curelei L [mm] | $L = l_1 + l_2 + 2 \cdot l_x$ <p>în care: $l_x = \sqrt{A_{12}^2 - 0,25 \cdot (D_2 - D_1)^2}$ Realizarea practică a lungimii L este la latitudinea producătorului.</p> |
| 8. | Alungirea curelei la montare ε [%] | $\varepsilon = c_4 + c_5$ <p>unde: c_4 - factorul alungirii la montare. Se alege în funcție de materialul curelei și tipul inserției (figurile 3.20, 3.21 sau 3.22). c_5 - factorul alungirii admisibile, aferent forței centrifuge (tabelul 3.7).</p> |
| 9. | Încărcarea arborelui la pretensionarea curelei F_{W3} [N] | $F_{W3} = \varepsilon \cdot F_u' \cdot b_0$ <p>unde: F_u' - forța raportată la unitatea de lățime a roții de curea, care produce o alungire de 1‰ la montare, în N/mm [145], [146]. De pildă, pentru datele de intrare considerate în exemplul concret de alegere (din diagramele specifice) a lui F_u' (punctul 5), F_u' este 40 N/mm. ε - alungirea la montare.</p> |
| 10. | Încărcarea arborelui în timpul funcționării F_{Wd} [N] | $F_{Wd} = c_4 \cdot F_u' \cdot b_0$ |
| 11. | Masa liniară a curelei late m_R [kg/m] | $m_R = m' \cdot \frac{b_0}{1000}$ <p>unde: m' - masa curelei pe unitatea de suprafață, în kg/m² [145], [146].</p> |
| 12. | Forțele care acționează în ramurile curelei F_1 , respectiv F_2 [N] | $F_1 = 0,5 \cdot (F_{W3} + F_i)$ $F_2 = 0,5 \cdot (F_{W3} - F_i)$ |
| 13. | Frecvențele proprii transversale ale ramurilor active, respectiv a celei antrenate f_1 și f_2 [Hz] | $f_1 = \frac{1000}{l_1} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{4 \cdot m_R}}$ $f_2 = \frac{1000}{l_2} \cdot \sqrt{\frac{F_2}{4 \cdot m_R}}$ |
| 14. | Frecvența f_{err} [Hz] | $f_{err} = \frac{n}{60} \cdot z_{err}$ <p>în care: z_{err} se alege conform indicațiilor din [145]. Regimul de rezonanță este evitat dacă între frecvențele proprii transversale corespunzătoare celor două ramuri ale curelei și frecvența excitatorului este o diferență de cel puțin 20%.</p> |

8. Calculul tensiunilor din ramurile curelei.

9. Verificarea transmisiei prin curele la solicitarea de tracțiune.

10. Calculul durabilității.

$$L_h = \frac{10^7}{3600 \cdot f} \cdot K_r \cdot K_i \cdot \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{tot1}} \right)^q \geq L_{ha}$$

L_{ha} - durabilitatea necesară, în ore (se acceptă ca mai mare decât timpul dintre două reparații sau 5000 h).

f - frecvența încovoierilor curelei, în Hz (analog cu f_{err} din tabelul 3.5, punctul 14);

q - exponent ($q = 8$ [39]);

K_i - coeficientul de asimetrie al stării de tensiune. El ia în considerare faptul că tensiunile pe cele două ramuri nu sunt egale. Depinde de raportul de transmitere, [50]:

$$K_i = \begin{cases} 1 & \text{dacă } i_{12} = 1 \\ 1,3 & \text{dacă } i_{12} = 1,26 \\ 1,4 & \text{dacă } i_{12} = 1,41 \\ 1,7 & \text{dacă } i_{12} = 2 \\ 1,9 & \text{dacă } i_{12} = 4 \end{cases}$$

K_r - coeficientul care ține seama de regimul de lucru ($K_r = 1,8$ [50]);

σ_b - rezistența la oboseală a materialului curelei corespunzătoare numărului de cicluri de solicitare de 10^7 , în MPa ($\sigma_b = 8 \dots 10$ MPa [39]);

L_{ha} - durabilitatea necesară, în ore (se acceptă ca mai mare decât timpul dintre două reparații sau 5000 h, [39]).

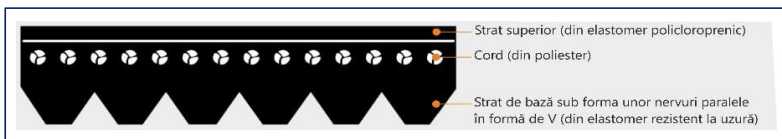


Fig.3.48 Structura curelei Poly-V

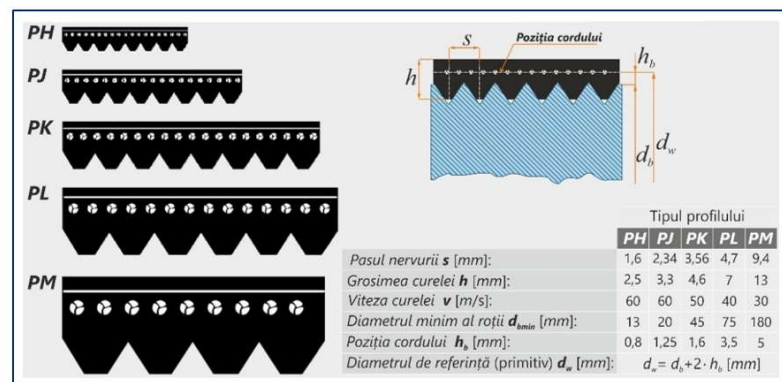
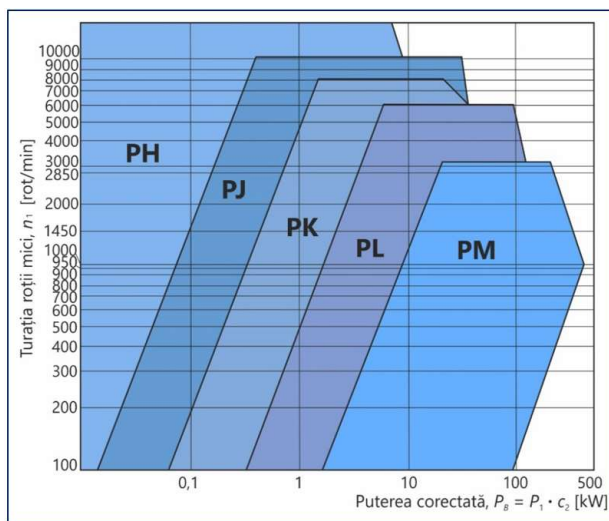


Fig.3.49 Profiluri standardizate ale curelelor Poly-V



| | | |
|-----|---|---|
| 13. | Puterea nominală totală transmisă de o nervură P_{Nt} [kW] | <p>Se calculează cu relația:</p> $P_{Nt} = \begin{cases} P_N & \text{dacă } \beta_1 = 180^\circ \\ P_N + P_{Nz} & \text{dacă } \beta_1 < 180^\circ \end{cases}$ <p>în care:</p> <p>P_N - puterea nominală transmisă de o nervură a curelei. Se alege în funcție tipul profilului (punctul 3 și figurile 3.49 și 3.50), de diametrul roții conducătoare - d_{b1} și de turația acesteia - n_1. Se utilizează tabelele A3.2.5-A3.2.9 din Anexa 3.2. În aceste tabele P_N este dată pentru un unghi $\beta_1 = 180^\circ$. P_{Nz} - puterea suplimentară per nervură. Dacă raportul de transmitere i_{12} este mai mare decât 1, atunci $\beta_1 < 180^\circ$.</p> <p>Cu cât unghiul β_1 este mai mic, cu atât solicitarea curelei la încovoiere la trecerea pe roata conducătoare este mai mică. De aceea, cureaua poate transmite o putere mai mare decât cea care corespunde unui raport de transmitere egal cu 1, adică unui unghi $\beta_1 = 180^\circ$. Puterea suplimentară se alege din tabelele A3.2.5-A3.2.9 (Anexa 3.2).</p> |
| 14. | Numărul de nervuri z | $z = \frac{P_B}{P_{Nt} \cdot c_1 \cdot c_3}$ <p>în care:</p> <p>c_1 - factorul de corecție al unghiului de contact. Depinde de unghiul de înfășurare al curelei β_1 pe roata conducătoare. El se poate alege în funcție de raportul $\frac{(d_{b2} - d_{b1})}{A_{nom}}$ din tabelul A3.2.4 (Anexa 3.2). În cazul unor valori intermediare ale raportului de mai sus, se realizează o interpolare liniară. Există și posibilitatea determinării unghiului β_1 cu relația următoare:</p> $\beta_1 = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{b2} - d_{b1}}{2 \cdot A_{nom}} \right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} [^\circ]$ <p>c_3 - factorul de lungime. Se alege în funcție de lungimea primitivă standardizată și de profilul curelei. Se utilizează tabelul A3.2.2 din Anexa 3.2.</p> |
| 15. | Tensiunea statică minimă din ramura curelei F_{min} [N] (corespunzătoare unei lungimi-test de 100 mm, fig.3.51) | $F_{min} = \frac{500 \cdot (2,04 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot z \cdot v} + k \cdot v^2$ <p>în care:</p> <p>k - coeficientul de corecție. Depinde de tipul profilului. Are următoarele valori: 0,005 pentru profilul PH; 0,009 pentru PJ; 0,02 în cazul profilului PK; 0,036 pentru profilul PL; 0,123 corespunzător profilului PM.</p> |
| 16. | Încărcarea statică minimă necesară a arborelui S_{min} [N] | $S_{min} = 2 \cdot F_{min} \cdot z \cdot \sin \frac{\beta_1}{2}$ |

| | | |
|-----|----------------------------|--|
| 17. | Săgeata curelei E_a [mm] | $E_a = \frac{E \cdot L}{100}$ <p>unde:</p> <p>E - săgeata curelei corespunzătoare lungimii-test de 100 mm (fig.3.51). L - lungimea ramurii libere a curelei (fig.3.45). Se determină cu relația:</p> $L = A_{nom} \cdot \sin \left(\frac{\beta_1}{2} \right)$ |
|-----|----------------------------|--|

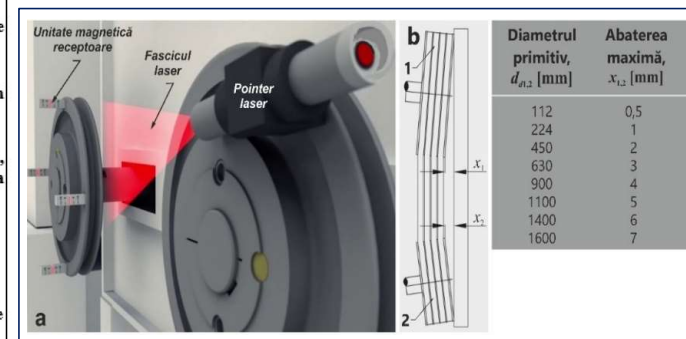


Fig.3.44 Alinierea roților de curea

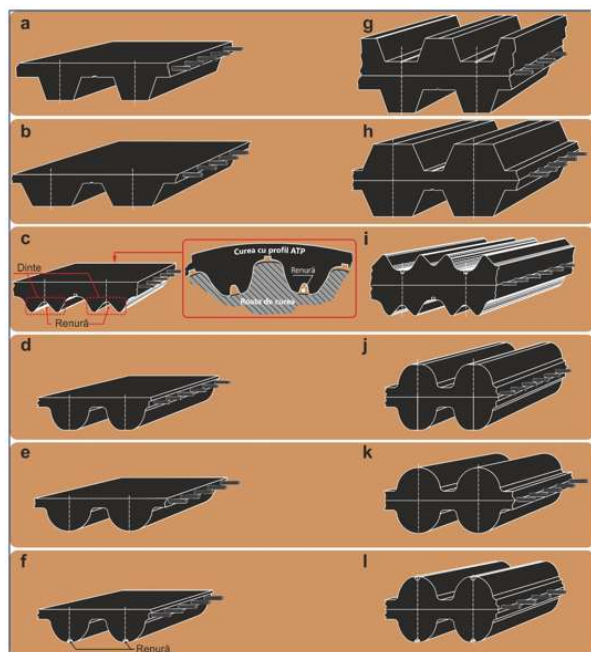


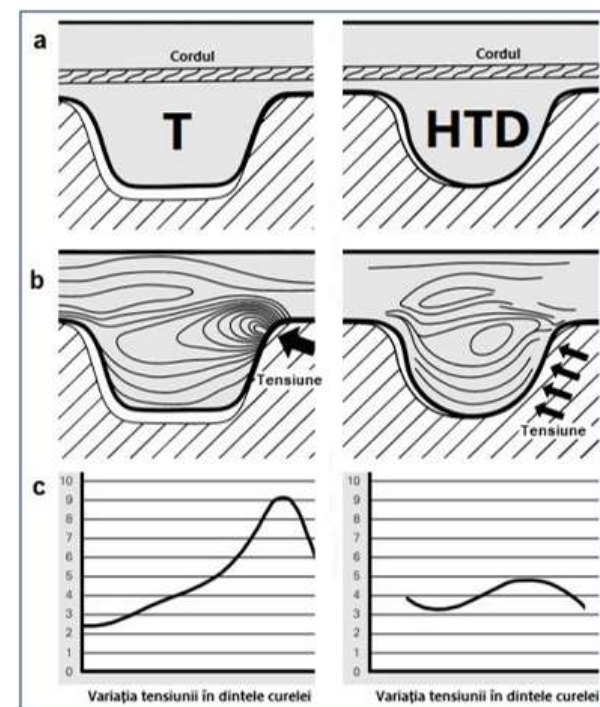
Fig.3.61 Tipuri de profiluri

a, b - trapezoidal cu flanc plan - T, AT; **c** - tip ATP; **d** - cu flanc în arc de cerc - STD („Super Torque Drive”); **e** - semirotond HTD („High Torque Drive”); **f** - parabolic - RPP („Riemen mit parabolischem Profil”); **g, h, i, j, k, l** - dantura este dispusă pe ambele părți.

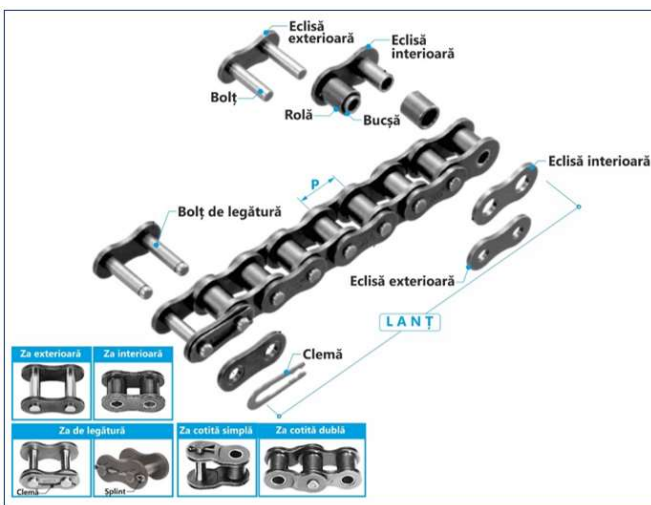
| | | |
|----|---|--|
| 2. | Alegerea profilului curelei sincrone | Profilul curelei se alege în funcție de puterea corectată și de turația roții conducătoare (în această metodologie, prin roată conducătoare se înțelege roata cu diametrul mai mic). Se folosesc diagramele din figurile A3.3.1 - A3.3.4 (Anexa 3.3). |
| 3. | Numărul de dinți ai roții conducătoare z_1 | Se ține seama de profilul curelei sincrone și de numărul minim de dinți corespunzător acestuia. Se utilizează tabelele A3.3.4 - A3.3.7 din Anexa 3.3. |
| 4. | Numărul de dinți preliminar ai roții conduse z_2 | $z_{2\text{prelim}} = z_1 \cdot i'_{12}$ în care: $i'_{12} = \frac{n_1}{n_{2\text{appr}}}$ Numărul preliminar de dinți $z_{2\text{prelim}}$ se rotunjește la valoarea cea mai apropiată din tabelele A3.3.4 - A3.3.7 (Anexa 3.3). Rezultă astfel numărul de dinți ai roții conduse z_2 . |
| 5. | Raportul real de transmitere i_{12} | $i_{12} = z_2 / z_1$ |
| 6. | Turația reală a roții conduse n_2 [rot/min] | $n_2 = n_1 / i_{12}$ Proiectantul trebuie să aprecieze cât de mare poate fi abaterea (plus, minus, în %) turației n_2 față de $n_{2\text{appr}}$. Dacă această abatere este depășită, atunci se adoptă o altă valoare pentru z_1 (punctul 3) și se continuă cu operațiile de la punctele 4 și 5. |
| 7. | Determinarea distanței preliminare dintre axe A_{12} [mm] | $0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) + 15 \leq A_{12} < 2 \cdot (d_{w1} + d_{w2})$ unde: $d_{w1,2}$ - diametrul primitiv al roții conducătoare, respectiv al celei conduse (se alege din tabelele A3.3.4 - A3.3.7, Anexa 3.3). |

| Parametrul | Tipul curelei | | | |
|-----------------------------------|---------------------------|---------------------------|---|-----------------|
| | Curea lată | Curea trapezoidală | Curea trapezoidală multiplă - „kraftband” | Curea sincronă |
| Transmiterea mișcării | Prin contact (cu frecare) | Prin contact (cu frecare) | Prin contact (cu frecare) | Prin formă |
| Viteza, în m/s | 80 | 50 | 60 | 80 |
| Frecvența flexiunilor, în Hz | >200 | 100 | 200 | 200 |
| Funcționarea sincronă | Nu | Nu | Nu | Da |
| Forța care încarcă arborele, în N | $(1,1...1,8) \cdot F_t$ | $1,3 \cdot F_t$ | $1,3 \cdot F_t$ | $1,1 \cdot F_t$ |
| Raportul de transmitere | 12 | 12 | 35 | 10 |
| Randament | 98% | 95% | 96% | 98% |
| Domeniul de temperaturi | -50...+100 °C | -35...+80 °C | -35...+80 °C | -35...+100 °C |

| | | |
|-----|--|--|
| 12. | Numărul de dinți în angrenare z_{1g} | $z_{1g} = \frac{z_1}{6} \cdot \left(3 - \frac{d_{w2} - d_{w1}}{A_{nom}} \right)$ |
| 13. | Puterea nominală transmisă de curea P_N [kW] | Puterea nominală (puterea pe care o curea o poate transmite) se alege în funcție de profilul curelei, de turația n_1 , de numărul de dinți z_1 și de diametrul primitiv al roții conducătoare. Se utilizează tabelele A3.3.13-A3.3.16 din Anexa 3.3. |
| 14. | Puterea totală transmisă de curea P_U [kW] | $P_U = P_N \cdot c_1 \cdot c_7$ unde: c_1 - factorul numărului de dinți în contact (tabelul A3.3.17, Anexa 3.3); c_7 - factorul lungimii curelei (tabelul A3.3.18, Anexa 3.3). Trebuie îndeplinită condiția: $P_U \geq P_B$. Dacă nu este îndeplinită condiția de mai sus, atunci se alege o curea cu lățime mai mare. În acest caz, puterea P_U se multiplică cu un coeficient de corecție - c_{Pr} . El se alege din tabelele A3.3.13 - A3.3.16 (Anexa 3.3). |
| 15. | Frecvența flexiunilor curelei f_B [s ⁻¹] | $f_B = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{wSt}} \leq 200$ |



TRANSMISII PRIN LANȚURI



Lanțul cu bucșe și role

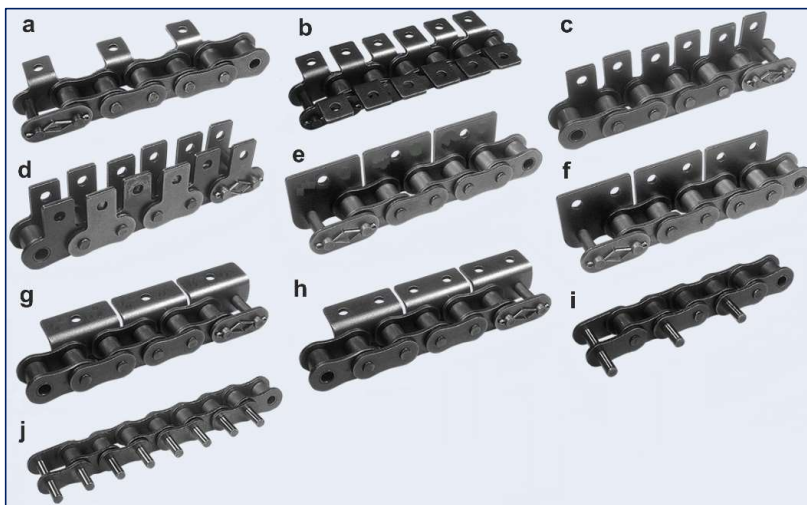
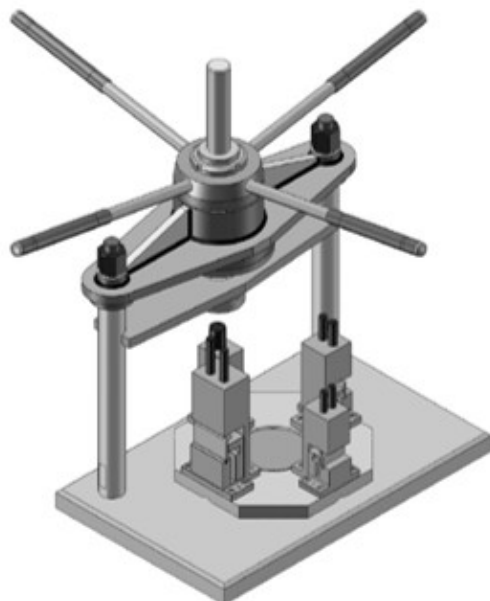


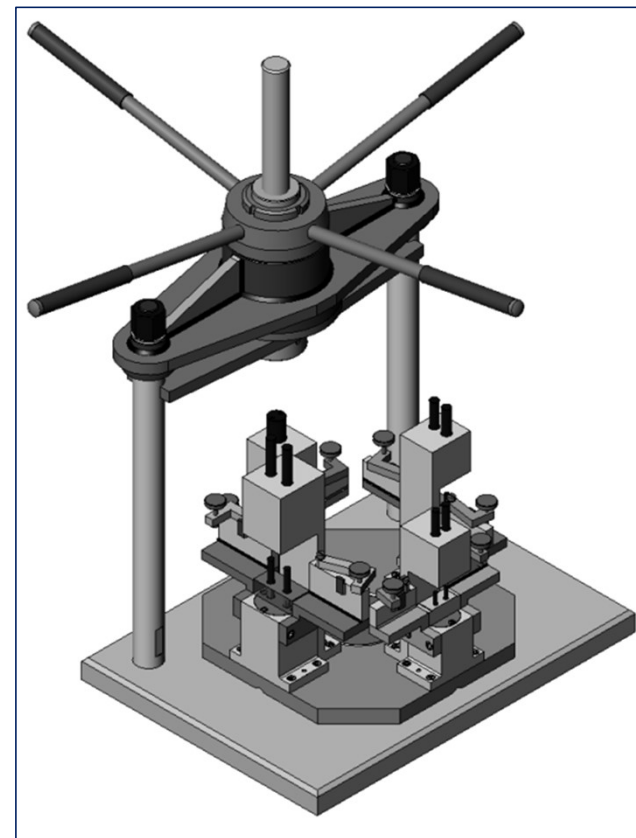
Fig.4.11 *Eclise speciale*

a - eclisă specială tip A-1; b - tip K-1; c - tip SA-1;
d - tip SK-1; e - tip WSA-1;
f - tip WSA-2; g - tip WA-1; h - tip WA-2; i - tip D-1;
j - tip D-3.



Pop, D., Haragâș, S., Buiga, O. - *Dispozitiv și metodă pentru depresarea bolțurilor lanțurilor cu role*, Brevet Nr.129764/30.01.2019.

(pentru firma POWER BELT SRL Cluj-Napoca)



Pop, D., Haragâș, S., Buiga, O. - *Dispozitiv și metodă pentru montarea ecliselor lanțurilor cu role*, Brevet Nr. 129763/28.02.2019.

(pentru firma POWER BELT SRL Cluj-Napoca)

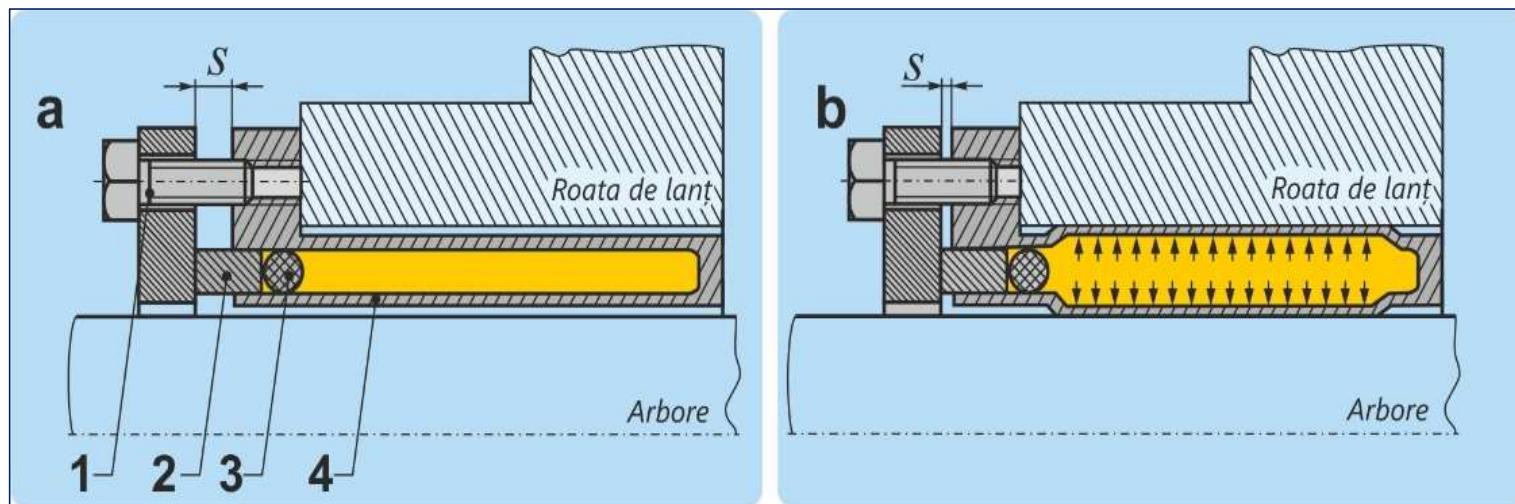


Fig.4.19 Asamblarea roții de lanț cu arborele cu ajutorul dispozitivului ETP

a - înainte de asamblare; b - după asamblare.

1 – șuruburi; 2- piston; 3- inel O; 4- manșon din oțel inoxidabil (X7CrNiAl17-7).

diametre ale arborelui 15 mm 100 mm

momente de torsiune până la 15500 N·m

permite până la 100 de asamblări și dezamblări succesive

Date de intrare:

A. Mașina motoare:

- Tipul motorului electric;
- Puterea la roata conducătoare, care trebuie transmisă P_1 [kW];
- Turația n_1 [rot/min].

B. Condițiile de funcționare:

- Numărul de ore de funcționare;
- Temperatura de funcționare.

C. Tipul mașinii conduse:

- Turația aproximativă a roții conduse, n_{2apr} [rot/min]. Această turație se adoptă în funcție de ansamblul, mașina, agregatul, care pot fi antrenate de la arborele roții conduse.
- Distanța aproximativă dintre axe A_{12apr} [mm].

| Nr. | Mărimea calculată | Relația de calcul |
|-----|---|--|
| 1. | Puterea corectată P_C [kW] | $P_C = P_1 \cdot k$ <p>unde: k - factorul de corecție. Se determină cu relația:</p> $k = f_y \cdot f_i \cdot f_z$ <p>în care: f_y - factorul de corecție privind condițiile de funcționare (tabelul 4.8); f_i - factorul de corecție al raportului de transmitere (tabelul 4.9); f_z - factorul de corecție al numărului de dinți (tabelul 4.10).</p> |
| 2. | Alegerea numărului de dinți ai roții conducătoare z_1 | Numărul minim recomandat de dinți ai roții de lanț este 17. |
| 3. | Alegerea lanțului | Se utilizează diagrama din figura 4.23. Se ține seama de puterea corectată și de turația roții mici. Această diagramă a fost întocmită pentru: lanțuri simple; cu lungime maximă de 120 de pași; care permit fie reducerea turației roții conduse (cu un raport de 1:3), fie accelerarea acestora (cu raportul de 3:1); durata de funcționare este de 15000 h (cu o alungire de cel mult 3%). |

| | | |
|----|--|---|
| 4. | Determinarea numărului preliminar de zale ale lanțului X_{prelim} (corespunzător distanței aproximative dintre axe A_{12apr}) | $X_{prelim} = \begin{cases} 2 \cdot \frac{A_{12apr}}{P} + z & \text{dacă } i_{12} = 1 \\ 2 \cdot \frac{A_{12apr}}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C \cdot P}{A_{12apr}} & \text{dacă } i_{12} \neq 1 \end{cases}$ <p>unde: C - coeficient de corecție.</p> <p>Se calculează cu relația: $C = \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2$</p> <p>sau se alege în funcție de diferența numerelor de dinți (tabelul 4.11). Aplicație: $z_1 = 19$, $z_2 = 45$, $P = 19,05$ mm și $A_{12apr} = 700$ mm. Pentru C se obține $C = 17,22$ (din tabelul 4.11, în care $z_2 - z_1 = 26$); din calcul rezultă $X_{prelim} = 105,956$. Rezultatul se rotunjește la valoarea imediat superioară: $X_t = 106$. Dacă se obține un număr impar de zale, la formarea lanțului se va utiliza o za cotită.</p> |
| 5. | Calculul distanței axiale A_{12} [mm] | $A_{12} = \begin{cases} \frac{X_t - z}{2} \cdot P & \text{dacă } i_{12} = 1 \\ P \cdot [2 \cdot X_t - (z_1 + z_2)] \cdot B & \text{dacă } i_{12} \neq 1 \end{cases}$ <p>unde: B - se determină în funcție de K. Acest coeficient se calculează cu relația:</p> $K = \frac{X_t - z_1}{z_2 - z_1}$ <p>Cu rezultatul obținut din această relație realizează o interpolare între valorile date în tabelul 4.12. De pildă, pentru datele de la punctul precedent se procedează astfel: Se calculează K</p> $K = \frac{X_t - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{106 - 19}{45 - 19} = 3,34615$ <p>Din tabelul 4.12 se observă că această valoare se regăsește între $K = 3,2$ și $K = 3,4$ pentru care B este: $\rightarrow B = 0,24825$ sau $\rightarrow B = 0,24849$. În continuare, se realizează o interpolare între aceste două valori. Se poate scrie:</p> $B = 0,24825 + \frac{(3,34615 - 3,2) \cdot (0,24849 - 0,24825)}{3,4 - 3,2} = 0,24825 + 0,00017538 = 0,24843$ <p>Distanța dintre axe este:</p> $A_{12} = P \cdot [2 \cdot X_t - (z_1 + z_2)] \cdot B = 19,05 \cdot (2 \cdot 106 - 19 - 45) \cdot 0,24843 = 700,4 \text{ mm}$ |

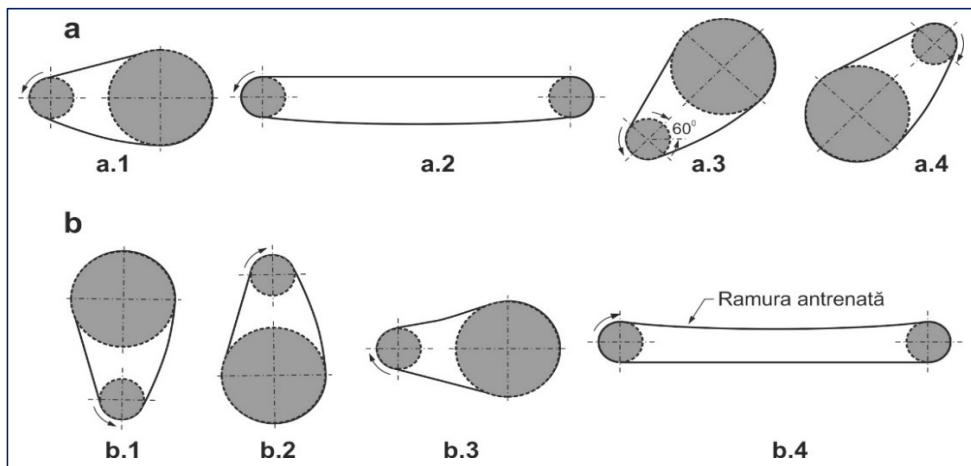


Fig.4.24 Poziția transmisiei prin lanț
a - situații recomandate; b - incorecte.

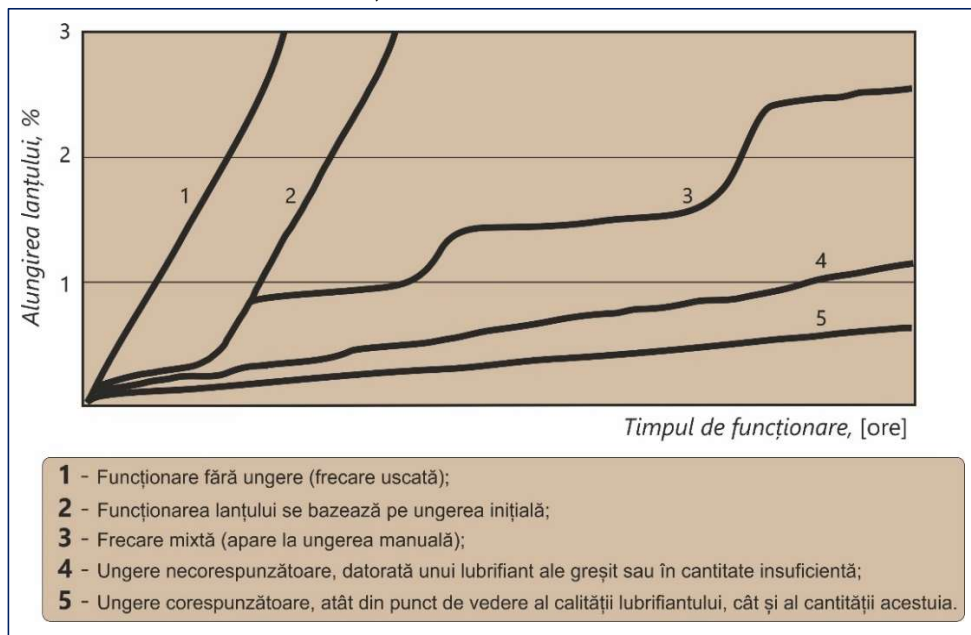
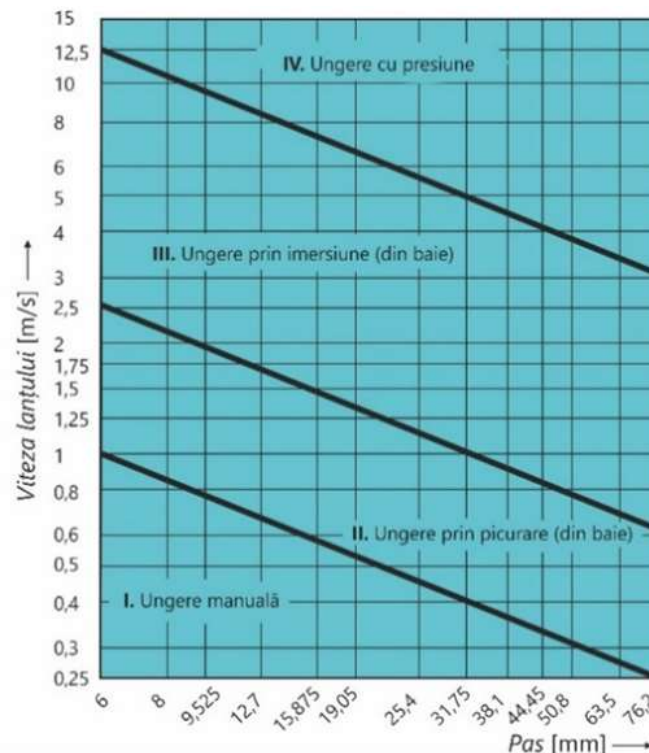


Fig.4.33 Alungirea lanțului în funcție de timpul de funcționare pentru diferite condiții de ungere



Metode de ungere

| Pasul lanțului P [mm] | Metoda de ungere (ungerea manuală, prin picurare, prin imersiune) Clasa de viscozitate ISO (ISO-VG) / Clasa de viscozitate SAE | | | |
|-----------------------------|--|---------------|---------------|---------------|
| | -10°C - 0°C | 0°C - 40°C | 40°C - 50°C | 50°C - 60°C |
| ≤ 15,875 | ISOVG32 / 10W | ISOVG68 / 20 | ISOVG100 / 30 | ISOVG150 / 40 |
| 19,05 | ISOVG68 / 20 | ISOVG100 / 30 | ISOVG150 / 40 | ISOVG220 / 50 |
| 25,4 | | | | |
| 31,75 | | | | |
| ≥ 38,1 | ISOVG100 / 30 | ISOVG150 / 40 | ISOVG220 / 50 | |
| Pasul lanțului, P [mm] | Metoda de ungere (ungerea cu presiune) Clasa de viscozitate ISO (ISO-VG) / Clasa de viscozitate SAE | | | |
| | -10°C - 0°C | 0°C - 40°C | 40°C - 50°C | 50°C - 60°C |
| ≤ 15,875 | ISOVG32 / 10W | ISOVG68 / 20 | ISOVG100 / 30 | ISOVG150 / 40 |
| 19,05 | ISOVG32 / 10W | ISOVG68 / 20 | ISOVG100 / 30 | ISOVG150 / 40 |
| 25,4 | | | | |
| 31,75 | | | | |
| ≥ 38,1 | ISOVG68 / 20 | ISOVG100 / 30 | ISOVG150 / 40 | ISOVG220 / 50 |

**Alegerea
lubrifiantului în
funcție de
temperatura
de lucru și pasul
lanțului**

SPONSORII

POWER BELT SRL, director ing. TURÓS Árpád, sponsor principal

INTelterm Consulting SRL, director dr. ing. Adrian POCOLA

EXSTEEL ENGINEERING SRL, director ing. Călin CHICHIȘAN

VGA Die Cast Solutions SRL, director dr. ing. Vasile KICSI

EDITURA

Editura Risoprint Cluj Napoca. Acreditată CNCSIS. Director ing. Gheorghe POP