

## 2. Proiectarea sistemului de direcție pinion–cremalieră

### 2.1. Alegerea tipului de mecanism de acționare al direcției

Mecanismul de acționare cu pinion și cremaliera asigură rapoarte de transmitere mari (bracări mari ale roților la rotiri mici ale volanului) cu valoare constantă.

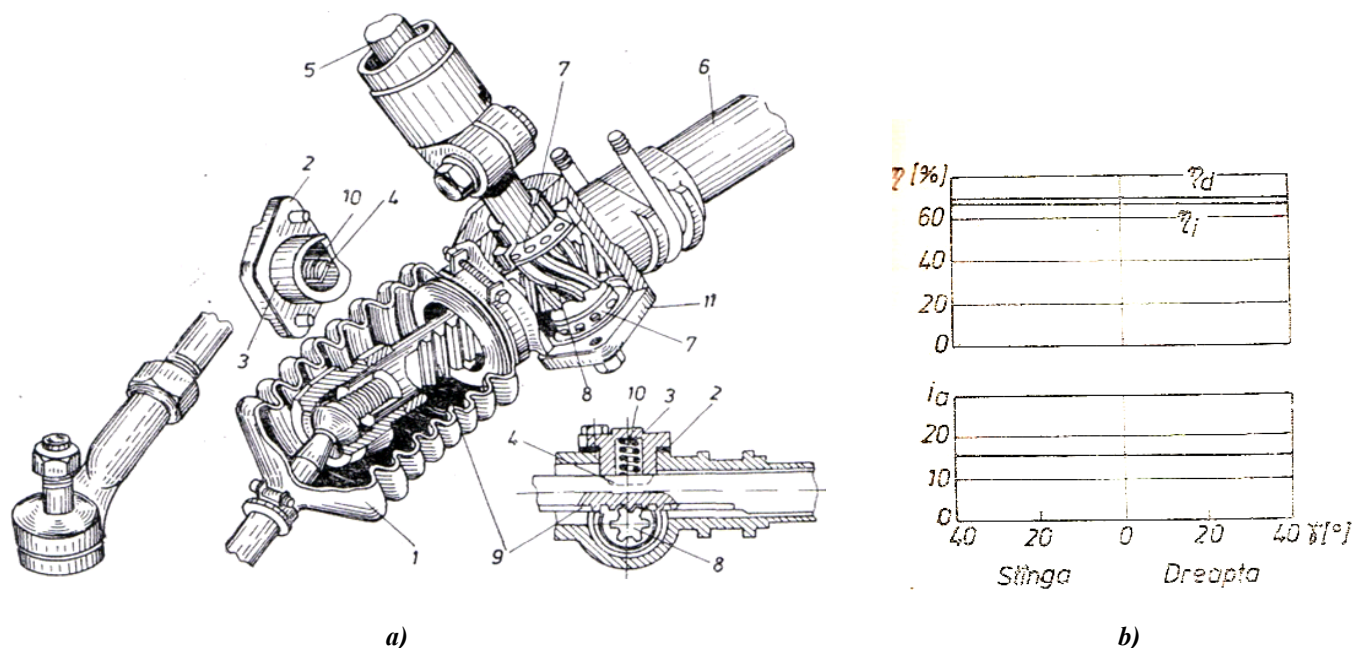


Fig. 2.1 – Mecanism de acționare a direcției cu pinion și cremalieră.

### 2.2. Stabilirea rapoartelor de transmitere

Parametrii principali care permit aprecierea calităților sistemului de direcție sunt rapoartele de transmitere: raportul unghiular și raportul forțelor.

**Raportul de transmitere unghiular** reprezintă raportul dintre unghiul de rotație al volanului  $\varphi_v$  și unghiul mediu de bracare al roților de direcție  $\gamma_m$  și este dat de relația:

$$i_{\omega} = \frac{\varphi_v}{\gamma_m}$$

În general, bracarea maximă a roților de direcție nu depășește  $40 - 45^\circ$  în fiecare parte, iar rotația corespunzătoare a volanului este de 1,5 – 3 rotații în fiecare sens. Astfel, raportul de transmitere unghiular variază între limitele:

$$i_{\omega} = 12 \dots 20 \text{ pentru autoturisme}$$

$$i_{\omega} = 20 \dots 30 \text{ pentru autocamioane și autobuze.}$$

Raportul de transmitere unghiular poate fi exprimat și în funcție de rapoartele de transmitere ale mecanismelor care compun sistemul de direcție, cu relația:

$$i_{\omega} = i_a \cdot i_t$$

unde:  $i_a$  – raportul de transmitere al mecanismului de acționare a direcției,  $i_t$  - raportul de transmitere al transmisiei direcției.

*Raportul de transmitere al mecanismului de acționare a direcției* este raportul dintre unghiul de rotație al volanului și unghiul de rotație al axului levierului de direcție. În funcție de tipul constructiv al mecanismului de acționare a direcției raportul de transmitere poate fi constant sau variabil.

Cu cât raportul de transmitere al mecanismului de acționare este mai mare cu atât forța necesară manevrării volanului este mai redusă, dar în același timp, se micșorează unghiul de bracare al roților de direcție, corespunzător unui anumit unghi de rotire a volanului.

La deplasare autovehiculului cu viteză mare trebuie să se realizeze bracarea mai rapidă a roților de direcție ceea ce face ca raportul de transmitere să fie mai redus. Așa se explică faptul că la autovehicule care circulă cu viteze mari și la care efortul necesar manevrării volanului este mai redus se adoptă rapoarte de transmitere mai mici ( $i_a \approx 10$  pentru automobile de sport,  $i_a = 12 \dots 20$  pentru autoturisme) decât la autovehiculele grele la care forța la volan este mai mare, iar vitezele de deplasare mai reduse ( $i_a = 16 \dots 32$ ).

*Raportul de transmitere al transmisiei direcției* se poate exprima în funcție de rapoartele de transmitere ale părților din care este compusă transmisia direcției cu relația:

$$i_t = i_T \cdot i_L$$

în care:  $i_T$  – raportul de transmitere al trapezului de direcție,  $i_L$  – raportul de transmitere de la fuzetă la levierul de direcție.

*Raportul de transmitere al trapezului de direcție* se definește ca raport între viteza unghiulară de bracare a roții interioare  $\omega_i$  și cea a roții exterioare virajului  $\omega_e$ :

$$i_T = \frac{\omega_i}{\omega_e}$$

Dacă se exprimă vitezele unghiulare în funcție de unghiurile de bracare  $\omega_i = d\gamma_i/dt$  și  $\omega_e = d\gamma_e/dt$  rezultă:

$$i_T = \frac{d\gamma_i}{d\gamma_e}$$

### 2.3. Calculul mecanismului de acționare

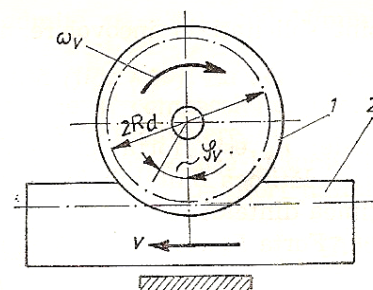
La mecanismul de acționare a direcției cu pinion cremalieră raportul dintre viteza liniară a cremalierii și viteza unghiulară a pinionului  $1$  este constant și egal cu raza de divizare a pinionului:

$$\frac{v}{\omega_v} = R_d = \frac{m \cdot z}{2}$$

în care:  $m$  – modulul danturii,  $z$  – numărul de dinți ai pinionului.

În mod convențional, în cazul mecanismelor de acționare a direcției cu pinion și cremalieră, raportul de transmitere este definit ca raport între diametrul volanului și diametrul de divizare al pinionului:

$$i_a = \frac{D_v}{D_d}$$



**Fig. 2.2** – Schema cinematică a mecanismului pinion-cremalieră.

Deoarece determinarea forțelor care acționează în sistemul de direcție este dificilă, acesta se calculează în ipoteza că forța tangențială maximă  $F_{vmax}$  care se aplică de către conducătorul volanului poate atinge valoarea de **400 N**.

### 2.3.1. Dimensionarea axului volanului

**Arborele volanului** este solicitat la torsiune sub acțiunea forței  $F_{V\max}$  aplicată la raza  $R_V$  (se adoptă pentru autovehiculul studiat) rezultă momentul de torsiune:

$$M_t = F_{V\max} \cdot R_V$$

și tensiunile de torsiune care trebuie să nu depășească valoarea admisibilă:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{at}$$

Valorile tensiunilor admisibile la torsiune determinate pentru  $F_{V\max} = 400 \text{ N}$  sunt  $\tau_{at} = 40 \dots 50 \text{ MPa}$ .

Ținând seama că arborele volanului este tubular, modulul de rezistență polar se determină cu relația:

$$W_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} \geq \frac{M_t}{\tau_{at}}$$

unde:  $D$  și  $d$  sunt diametrul exterior, respectiv interior al arborelui volanului.

Impunând relația între dimensiunile țevii din care este confecționat axul volanului:

$$d = D - 2 \cdot g$$

în care se adoptă grosimea peretelui țevii  $g = 2 \dots 3 \text{ mm}$ , care se înlocuiește în relația modulului de rezistență polar și se obține relația de dimensionare pentru diametrul exterior  $D$ .

Valoarea rezultată ca soluție a ecuației de gradul 3 de standardizează la valoarea imediat superioară conform tabelului 1.

**Tabelul 1** Dimensiuni pentru țevi din oțel fără sudură, trase sau laminate la rece

Diametrul exterior, mm	Grosimea peretelui, mm								
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
10									
12									
14									
15									
16									
18									
20									
22									
25									
28									
30									
32									
35									
38									
40									

### 2.3.2. Dimensionarea angrenajului pinion-cremalieră

**Calculul mecanismului de acționare** se efectuează cu metodele de calcul a angrenajelor, în funcție de particularitățile constructive.

Pentru *mechanismul de acționare pinion-cremalieră* se dimensionează modulul danturii din condițiile de rezistență la oboseala de încovoiere sau contact datorată forței tangențiale nominale:

$$F_{t-p} = \frac{2 \cdot M_t}{D_d}$$

$$m_{n\min} = \left[ \frac{M_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{\psi_d \cdot z_1 (i_a + 1)^2 \cdot \left( \frac{\sigma_{0\lim}}{S_{Fp}} \right) \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x} \right]^{1/3}$$

Coeficienții de corecție se adoptă din tabele sau se calculează, iar rezistențele limită la contact și încovoiere se stabilesc în funcție de *materialul ales pentru realizarea pinionului și cremalierei*.

Din calculul cinematic al angrenajului, deducem

$$m \cdot z_1 = \frac{v_{ax}}{n_{ME}} \cdot \frac{30}{\pi \cdot i_R}, \text{ unde}$$

$v$  reprezintă viteza maximă de deplasare pe axa respectivă,

$n^{ax}$  reprezintă turatia motorului electric pe axa respectivă,

$i^{ME}$  reprezintă raportul de transmitere al reductorului pe axa respectivă.

Toate aceste elemente sunt cunoscute din datele de proiect, deci poate fi calculat produsul  $m \cdot z_1$ , al cărui rezultat va fi introdus în ecuația modulului.

$K_A$  reprezintă factorul de utilizare. Se alege din tabele, în funcție de caracteristicile de funcționare (șocuri, forțe) ale mașinii acționate (mecanismului acționat) și ale mașinii motoare (în cazul de față, motorul electric). Pentru specificul acestui proiect, în toate cazurile se va alege

$$K_A = 1$$

$K_F$  reprezintă factorul global al tensiunii de la piciorul dintelui. Se alege (în toate cazurile)

$$K_F = 1,8$$

$\psi_d$  este, prin definiție

$$\psi_d = \frac{b}{D_d}, \text{ unde}$$

$b$  este lățimea dintelui,

$D_d$  este diametrul de divizare.

$\psi_d$  se alege din catalog, în funcție de clasa de precizie a angrenajului proiectat. Pentru toate variantele de proiect, se va alege

$$\psi_d = 0,6$$

$\sigma_{F\lim}$  reprezintă rezistența limită de rupere la piciorul dintelui, și se adoptă odată cu materialul elementului organologic proiectat (roata dintată, cremaliera, etc.). În cazul de față, toate roțile și cremalierele vor fi realizate utilizând materialul 18MoCrNi13, ceea ce înseamnă că se va alege

$$\sigma_{F\lim} \approx 370 - 450 \text{ MPa}$$

Având datele de mai sus, se poate determina valoarea preliminară a modulului, care apoi se va rotunji superior la o valoare standardizată, aleasă din catalogul Gudel. După adoptarea valorii standardizate a modulului, aceasta va fi utilizată mai departe în calculul elementelor geometrice ale angrenajului.

Se alege constructiv (și după consultarea catalogului Gudel) numărul de dinți al pinionului ca fiind:

Numărul de dinți pentru pinionul cilindric:  $z_{1c}$  - se recomandă :  $\beta \geq 10^0$ ;

= **12...17 (21)** - la danturile cementat-călite;

= **25...35** - la danturile îmbunătățite;

= **15...23 (25)** - la danturile durificate  
(CIF, nitrurate).

### Exemplu de calcul

$$z_1 = 20 \text{ dinti}$$

- Pasul danturii

$$p = \pi \cdot m$$

- Unghiul de inclinare al flancului dintelui

$$\alpha = 20^\circ$$

- Înălțime cremalierii

H  $\rightarrow$  se alege constructiv din catalogul Gudel

- Diametrul de divizare al pinionului

$$D_{dp} = m \cdot z_1$$

- Diametrul de baza al pinionului

$$D_{bp} = D_{dp} \cos \alpha$$

- Înălțimea capului dintelui

$$h_a = 1 \cdot m, \text{ unde}$$

1 este valoarea unui coeficient ce provine de la cremaliera de referință

- Înălțimea piciorului dintelui

$$h_f = 1,25 \cdot m, \text{ unde}$$

1,25 este valoarea unui coeficient ce provine de la cremaliera de referință

- Diametrul de baza al pinionului

$$D_{bp} = D_{\phi} \cos \alpha$$

- Înălțimea capului dintelui

$$h_a = 1 \cdot m, \text{ unde}$$

1 este valoarea unui coeficient ce provine de la cremaliera de referință

- Înălțimea piciorului dintelui

$$h_f = 1,25 \cdot m, \text{ unde}$$

1,25 este valoarea unui coeficient ce provine de la cremaliera de referință

- Înălțimea dintelui

$$h = h_a + h_f$$

- Diametrul de cap al pinionului

$$D_{ap} = D_{\phi} + 2 \cdot m \cdot h_a$$

- Diametrul de fund al pinionului

$$D_{fp} = D_{\phi} - 2 \cdot m \cdot h_f$$

- Distanța de montaj

$$a = \frac{D_{\phi}}{2} + H$$

- Grosimea dintelui

$$s = \frac{p}{2}$$

- Numarul de dinți al cremalierei

$$z_0 = \frac{\cos \alpha}{p}, \text{ unde}$$

cursa este cursa maximă specificată pe axa respectivă

- Lățimea dintelui

$$b = D_{\phi} \cdot \psi_d$$

Pentru compensarea erorilor de montaj axial, lățimea dintelui pinionului se adoptă mai mare:

$$b_p = b + 2m$$