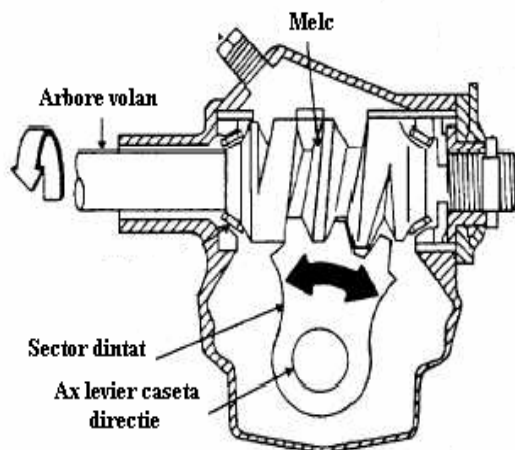


3.5.1. Mecanisme de acționare a direcției melcate

Acestea sunt des utilizate datorită posibilității de reglare a jocului datorat uzurii, cu următoarele variante constructive: melc cilindric–roată melcată, melc globoidal–sector dințat central, melc cilindric–sector dințat frontal, melc globoidal–rolă.

1. Mecanismul cu melc globoidal și sector dințat central



Schema de principiu a mecanismului de acționare a direcției cu melc și sector dințat este reprezentată în figura 3.15, iar construcția unui astfel de sistem se prezintă în figura 3.16 a.

Melcul globoidal 2 este fixat prin caneluri pe arborele 7 al volanului și angrenează cu sectorul dințat 8. Sectorul dințat este rigid cu axul 12 al levierului de direcție. Mișcarea se transmite de la volan, prin intermediul arborelui acestuia, la melc, iar melcul, angrenând cu sectorul dințat, rotește axul levierului de direcție într-o parte sau alta.

Figura 3.15 – Schema de principiu de acționare a direcției melc–sector dințat

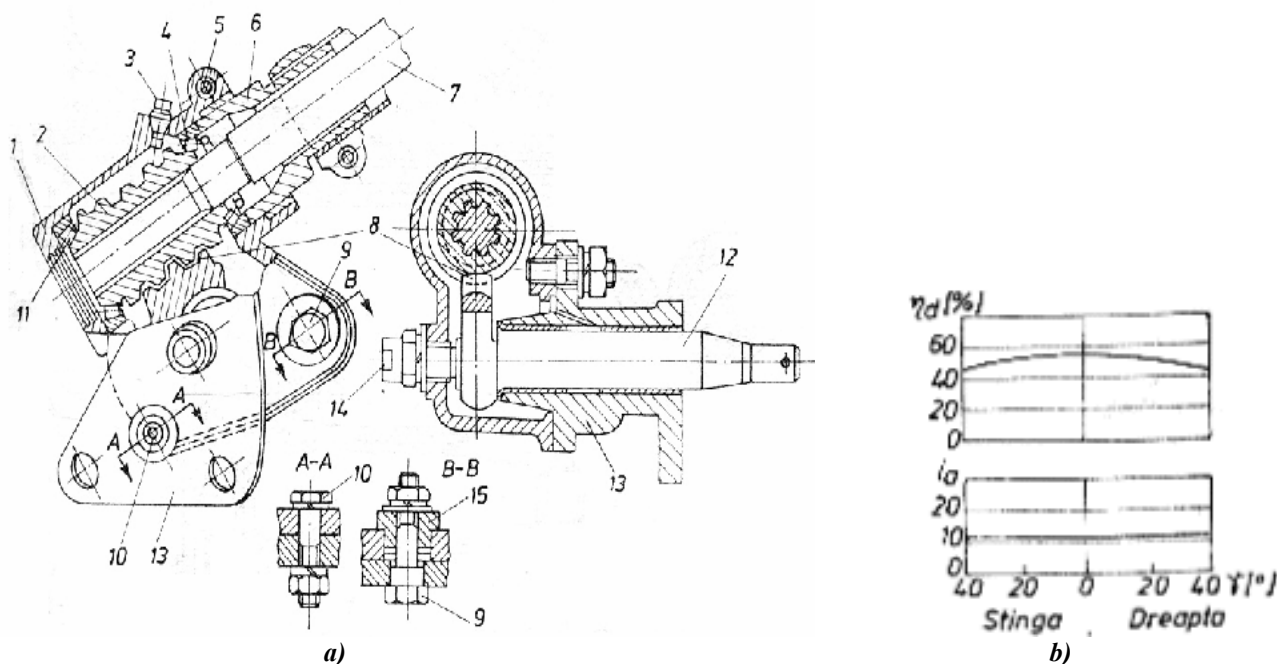


Fig. 3.16 – Construcția mecanismului de acționare a direcției cu melc–sector dințat central

Reglarea jocului axial al melcului, montat în caseta de direcție 1 prin intermediul rulmenților cu role conice 4 și 11, se realizează cu ajutorul piuliței 6 care este fixată cu șurubul 5 în poziția corespunzătoare jocului axial prescris al rulmenților.

Reglarea jocului axial al angrenajului melc–sector dințat se face prin rotirea capacului 13 al casetei și deci a axului 12 și al sectorului 8 în jurul șurubului 10, cu ajutorul șurubului excentric 9 și bucșei excentrice 15 până la atingerea valorii prescrise a jocului. Așezarea sectorului dințat în poziție simetrică față de melc se face cu ajutorul șurubului 14.

Forma globoidală a melcului este folosită pentru mărirea unghiului de rotire a sectorului dințat fără ieșirea acestuia din angrenare cu melcul. Tot în acest scop sectorul dințat se realizează cu trei dinți ceea ce determină reducerea presiunii specifice și deci a uzurii angrenajului.

În figura 3.16 b este reprezentată variația randamentului direct și a raportului de transmitere în funcție de unghiul de brachare γ . Dezavantajul acestui tip constructiv de mecanism de acționare a direcției îl constituie valoarea mică a randamentului ($\eta_d \approx 0,5$ și $\eta_i \approx 0,4$), dar raportul $i_a = z_2/z_1 = \text{const.}$ este mare.

2. Mecanismul de acționare cu melc cilindric și sector dințat frontal

Construcția mecanismului de direcție cu melc cilindric și sector dințat frontal este prezentat în figura 3.17.

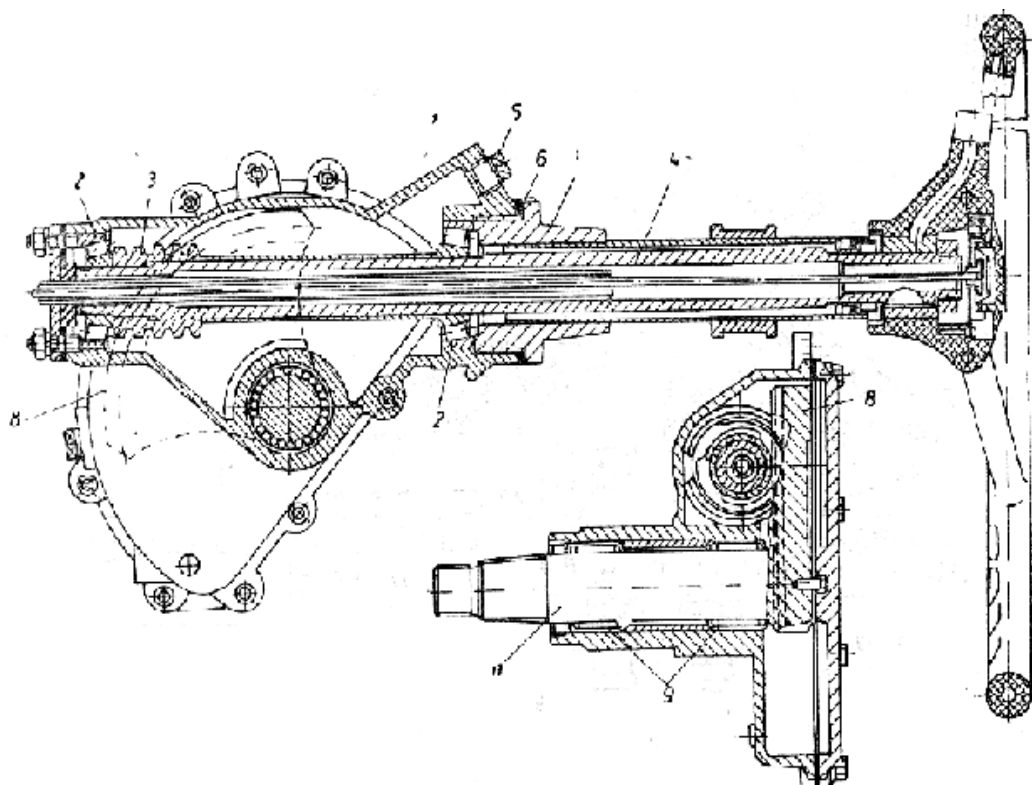


Fig. 3.17 – Mecanism de acționare a direcției cu melc globoidal–sector dințat frontal.

La capătul arborelui volanului 4, se găsește melcul 3, care angrenează cu sectorul elicoidal 8, cu dantură frontală. Arborele volanului se sprijină în caseta 7, prin doi rulmenți cu role conice 2. Sectorul elicoidal 8 este rigid cu axul levierului 11, care se găsește montat în caseta de direcție prin intermediul rulmenților cu ace 9. Levierul se montează pe partea canelată a axului 11.

Reglarea jocului dintre melc și sector se obține prin deplasarea axului levierului împreună cu sectorul. Reglarea jocului rulmenților 2 se face cu piulița 1 și garniturile 6.

Această variantă constructivă este utilizată la autovehiculele de tonaj mare deoarece asigură, la o greutate și dimensiuni de gabarit nu prea mari, o presiune specifică redusă în angrenaj.

3. Mecanismul de acționare cu melc globoidal și rolă se compune dintr-o rolă simplă, dublă sau triplă (în funcție de efortul ce trebuie transmis) și un melc globoidal care asigură randament ridicat datorită frecării de rostogolire între cele două elemente.

În figura 3.18 este reprezentat un mecanism de direcție cu melc globoidal și rolă dublă.

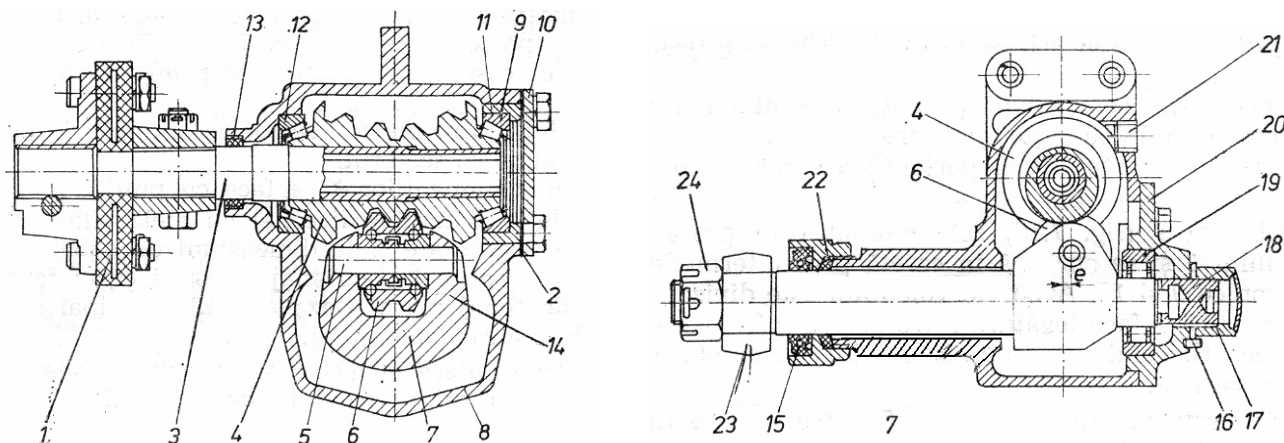


Fig. 3.18 – Mecanism de direcție cu melc globoidal și rolă dublă.

Sistemul de acționare a direcției este format din următoarele elemente: 1 – cuplaj elastic, 2 – garnituri reglare, 3 – arbore volan, 4 – melc globoidal, 5 – ax rola, 6 – rola dubla, 7 – ax direcție, 8 – caseta, 9 și 12 – rulmenți cu role conice, 11 – șaibe, 13 – inel etanșare, 14 – furcă, 15 – siemering, 16 – știft fixare, 17 – piuliță, 18 – buton sprijin, 19 – rulment role, 20 – capac, 21 – orificiu lubrifiere.

Melcul 4 este montat la capătul axului volanului 3 și se sprijină în caseta 8 prin intermediul rulmenților 9 și 12. Rola 6 este montată pe bolțul 5 între brațele furcii 14 prin intermediul a doi rulmenți. Furca 14 este executată dintr-o bucată cu axul 7 al levierului de direcție 23 fixat cu piulița 24. Axul levierului de direcție este montat în caseta de direcție cu unul dintre capete sprijinit pe rulmentul 19. Intrarea impurităților în interiorul casetei este împiedicată de garnitura de etanșare 22 și siemeringul 15. Capacul 10, fixat cu șuruburi, acționează asupra bucsei 11 ce conține inelul exterior al rulmentului 9.

Garniturile de reglaj 2 de sub capac servesc la reglarea jocului axial al melcului. În capacul lateral al casetei 20 se află șurubul 18 care este legat de axul levierului de direcție. Reglarea jocului angrenajului dintre melcul globoidal și rolă, care sunt montate excentric, se face prin șurubul de reglare 18 (protejat de piulița 17), care deplasează axial rola împreună cu axul 7.

Fixarea piuliței după reglare se face cu știftul 16. Bușonul 21 servește pentru introducerea lubrifiantului în casetă. Cuplajul elastic de cauciuc 1 face legătura între partea inferioară a axului volanului 3 și partea centrală (axul volanului este divizat în trei părți). Garnitura 13 asigură etanșarea axului volanului la intrarea în casetă.

Mecanismul de la autocamioanele cu direcție avansată reprezentat în figura 3.19 se compune din caseta de direcție propriu-zisă 4 (cu angrenaj melc globoidal și rolă triplă), caseta 13 cu angrenajul în unghi și trompa 14 în interiorul căreia se află axul de transmisie între cele două casete.

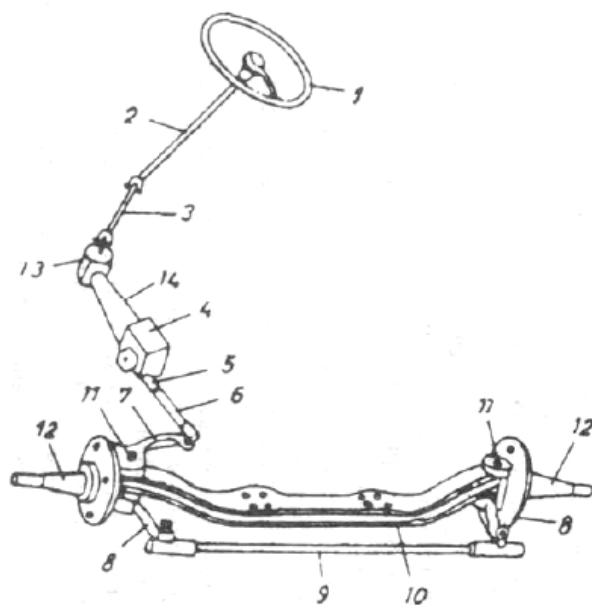


Fig. 3.19 – Sistem de direcție avansat de la autocamioanele ROMAN

Construcția sistemului de acționare a direcției este compus din următoarele elemente:

- 1 – volan,
- 2 – ax volan,
- 3 – ax intermediar,
- 4 – caseta de direcție (mecanismul de acționare),
- 5 – levier de direcție (comandă),
- 6 – bara longitudinală de direcție,
- 7 – braț fuzetă,
- 8 – levier fuzete,
- 9 – bară transversală de direcție,
- 10 – puntea propriu-zisă,
- 11 – pivoți,
- 12 – fuzete,
- 13 – angrenaj conic,
- 14 – trompă.

3.5.2. Mecanisme de acționare a direcției cu șurub

La mecanismele de acționare cu șurub mișcarea se transmite de la volan la levierul de direcție prin intermediul unui șurub pe care se află o piuliță ce transformă mișcarea de rotație a acestuia în mișcare de translație care este transmisă levierului de direcție printr-o manivelă sau alt organ intermediar.

Mecanismele de acționare a direcției cu șurub se utilizează la autocamioanele grele, unde se cere raport de transmitere mare la un gabarit redus. Dezavantajul acestor mecanisme este randamentul scăzut datorat frecărilor mari între flancurile spirelor șurubului și piuliței. De asemenea transmisia șurub–piuliță se uzează repede și nu permite reglarea jocurilor care apar din această cauză.

Tipurile constructive de mecanisme de direcție cu șurub sunt: șurub–piuliță–manivelă, șurub oscilant–piuliță, șurub–piuliță oscilantă, șurub–piuliță–sector dințat.

Raportul de transmitere al mecanismului cu șurub poate fi constant sau variabil în funcție de construcție, iar piulița poate fi fixă sau rotitoare.

1. Mecanismul de acționare cu șurub-piuliță și manivelă

În figura 3.20 este reprezentat un sistem de acționare a direcției cu șurub-piuliță și manivelă cu raport de transmitere variabil la care piulița nu se rotește.

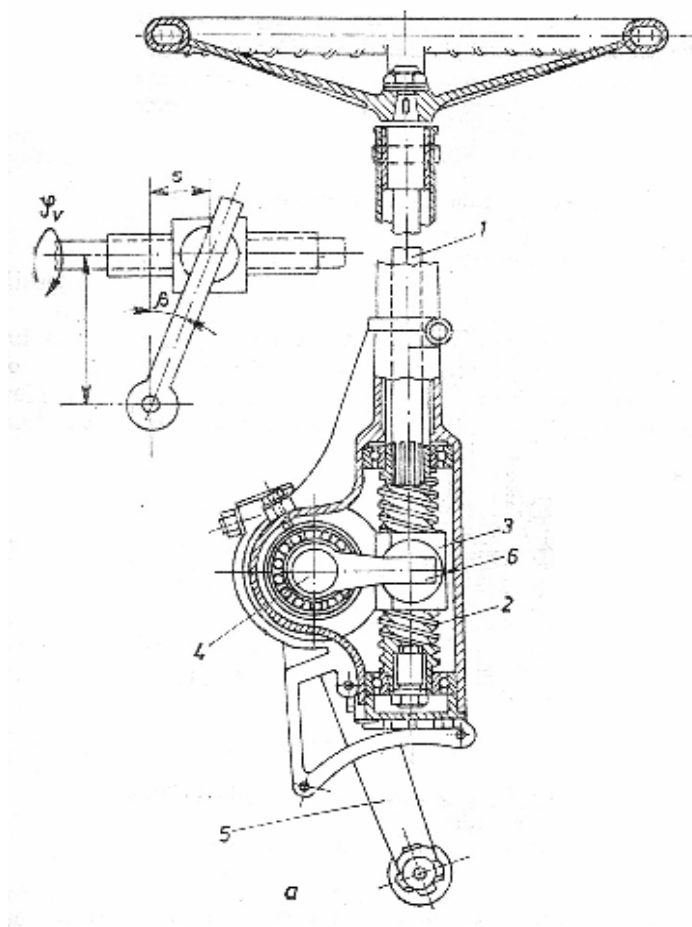


Fig. 3.20 – Mecanism de acționare a direcției cu șurub-piuliță și manivelă.

La partea inferioară a arborelui volanului 1 se află șurubul 2 pe care este piulița 3. Manivela 6 este montată pe axul 4 al levierului de direcție. La rotația volanului, piulița se deplasează în lungul șurubului, iar manivela împreună cu levierul de direcție se rotesc cu un anumit unghi.

La acest tip de mecanism se reglează numai jocul axial al arborelui volanului.

Șurubul are de obicei filet trapezoidal cu mai multe începuturi cu unghiul de înclinare a spirei de $8 \dots 11^\circ$.

Raportul de transmitere se determină cu relația:

$$i_a = \frac{d\varphi_v}{d\beta} \quad (3.28)$$

în care: φ_v – unghiul de rotire al volanului, β – unghiul de rotire al arborelui levierului.

În funcție de pasul p al filetului șurubului, unghiul de rotire β și distanța r de la axul volanului la arborele levierului se calculează:

$$\varphi_v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{p} \operatorname{tg} \beta \quad (3.29)$$

iar raportul de transmitere rezultă:

$$i_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{p \cdot \cos^2 \beta} \quad (3.30)$$

Din această relație se observă că raportul de transmitere este variabil cu deplasarea piuliței, valoarea minimă fiind:

$$i_{a_min} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{p} \quad (3.31)$$

Jocul din angrenare rămâne constant pe toată lungimea șurubului. În caz de uzură peste o anumită limită șurubul și piulița se înlocuiesc.

Randamentul acestui mecanism este scăzut datorită frecărilor din cupla șurub-piuliță și din articulația piuliței cu manivela.

2. Mecanismul de acționare cu șurub oscilant și piuliță

Pe arborele volanului 4 (figura 3.21), la partea inferioară, se găsește o porțiune filetată 6 pe care se află piulița 5. Manivela 7 este prevăzută cu o furcă cu două brațe în ale cărei orificii intră umerii piuliței. Manivela este montată pe axul 8 al levierului de direcție 9 care se sprijină pe caseta de direcție printr-o bușă.

La partea superioară, arborele volanului 4 este montat într-o cămașă de protecție, prin intermediul unui rulment cu bile 2, fixat în interiorul cămășii de protecție prin intermediul a două inele din cauciuc 3, realizându-se astfel un reazem oscilant al arborelui volanului. În timpul rotirii volanului cu un unghi φ_v piulița se deplasează în lungul șurubului, iar manivela se va roti cu un anumit unghi β împreună cu axul levierului de direcție. De asemenea, piulița care este legată de manivelă va trebui să descrie pe lângă

mișcarea axială o mișcare de rotație pe același arc ca și manivela, mișcare posibilă datorită reazemului oscilant pe care se află montat arborele volanului care, în timpul funcționării, se înclină cu unghiul α .

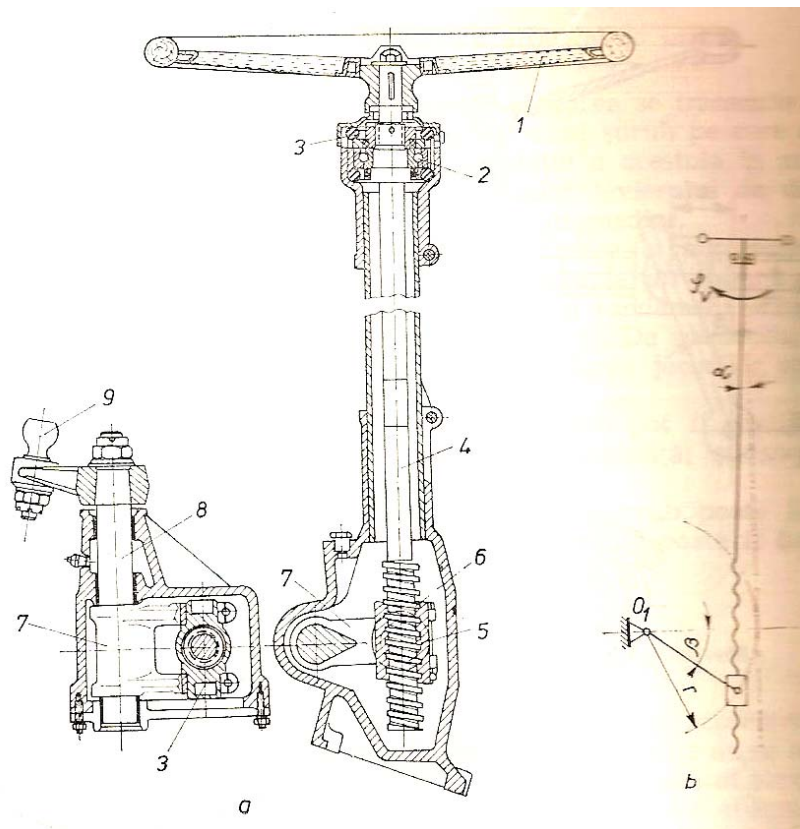


Fig. 3.21 – Mecanism de acționare a direcției cu șurub oscilant și piuliță:
a) construcție, b) schemă cinematică.

La acest tip de mecanism lipsește posibilitatea de reglare a jocului axial al arborelui volanului și se utilizează la automobilele de mare tonaj și la unele troleibuze.

Și acest tip de mecanism are raportul de transmitere variabil care se mărește la deplasarea piuliței față de poziția mijlocie.

3. Mecanismul de acționare cu șurub și piuliță oscilantă este reprezentat în figura 3.22.

În timpul rotirii volanului, piulița 2 se deplasează în lungul șurubului 1, iar manivela 3 descrie un arc de cerc de rază r cu centrul pe axul levierului de direcție 4, iar piulița care este legată de manivelă va trebui să descrie, pe lângă mișcarea axială, același arc; această mișcare este posibilă prin oscilarea piuliței pe șurubul 1.

Raportul de transmitere are aceeași variație ca la soluția șurub oscilant și piuliță:

$$i_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{p} \pm \frac{n \cdot r \cdot \sin \beta}{n^2 + (r \cdot \cos \beta - l)^2} \quad (3.32)$$

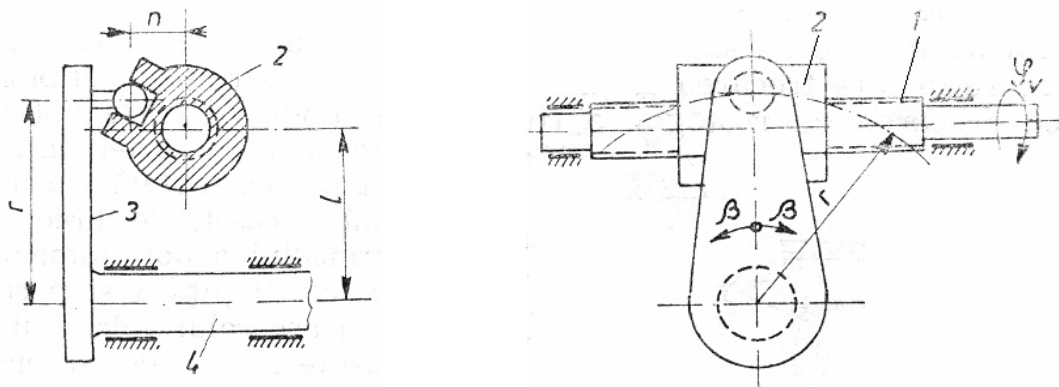
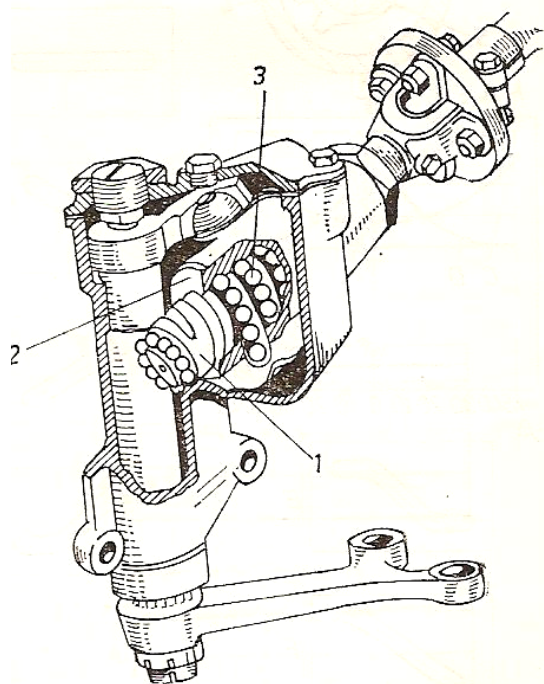


Fig. 3.22 – Mecanism de acționare a direcției cu șurub și piuliță oscilantă.



Această variantă constructivă pentru acționarea direcției este aplicată la autovehiculele de mic litraj deoarece are gabarit foarte redus.

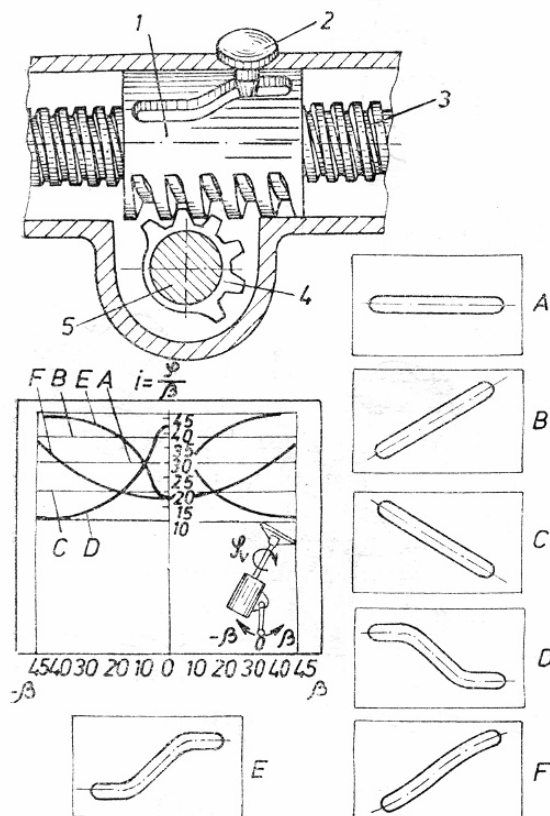
Soluția nu permite reglarea jocului dintre șurub și piuliță, dar se poate regla jocul axial al șurubului.

Pentru mărirea randamentului, care este redus în cazul frecării de alunecare la nivelul cuplei filetate, se utilizează varianta cu șurub cu bile reprezentată în figura 3.23 (frecare de rostogolire între șurubul 1 și piulița 2) recircularea bilelor 3 fiind asigurată prin două tuburi de ghidare montate la capetele piuliței.

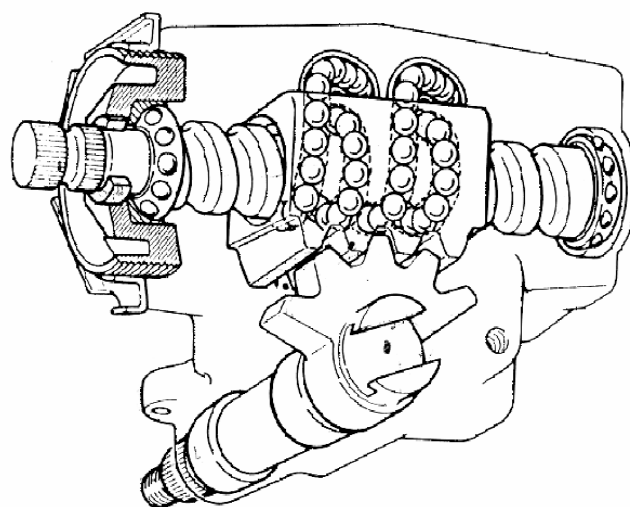
Fig. 3.23 – Mecanismul de acționare a direcției cu șurub și piuliță oscilantă cu bile.

4. **Mecanismul de acționare cu șurub, piuliță și sector dințat** reprezentat în figura 3.24 a este compus din șurubul 3 care antrenează piulița–cremalieră 1 ce rotește sectorul dințat 4 fixat de axul 5 al levierului de direcție. La rândul ei piulița este ghidată de butonul 2 printr-un canal cu diverse forme (A, B, C, D, E, F corespunzătoare unei anumite variații a raportului de transmitere).

Tendința de mărire a randamentului a condus la realizarea construcției din figura 3.24 b prin utilizarea unei cuple șurub–piuliță cu bile.



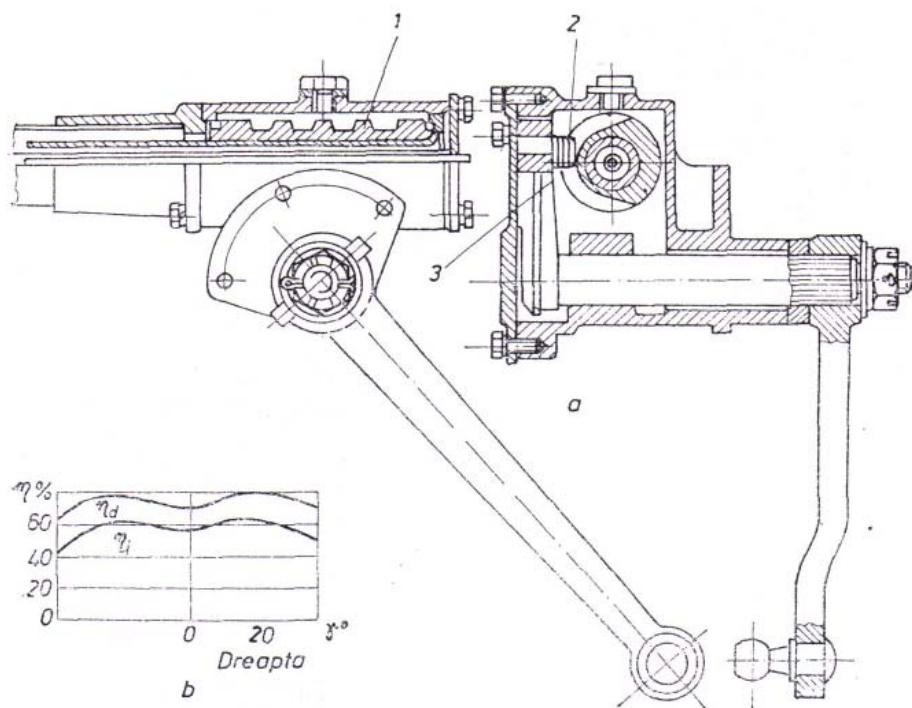
a)



b)

Fig. 3.24 – Mecanism de acționare a direcției cu șurub, piuliță și sector dințat: a) cu frecare de alunecare, b) cu frecare de rostogolire.

3.5.3. Mecanisme de acționare a direcției cu manivelă pot fi de două tipuri constructive: melc-manivelă cu un bolț (figura 3.25) și melc-manivelă cu două bolțuri (figura 3.26)



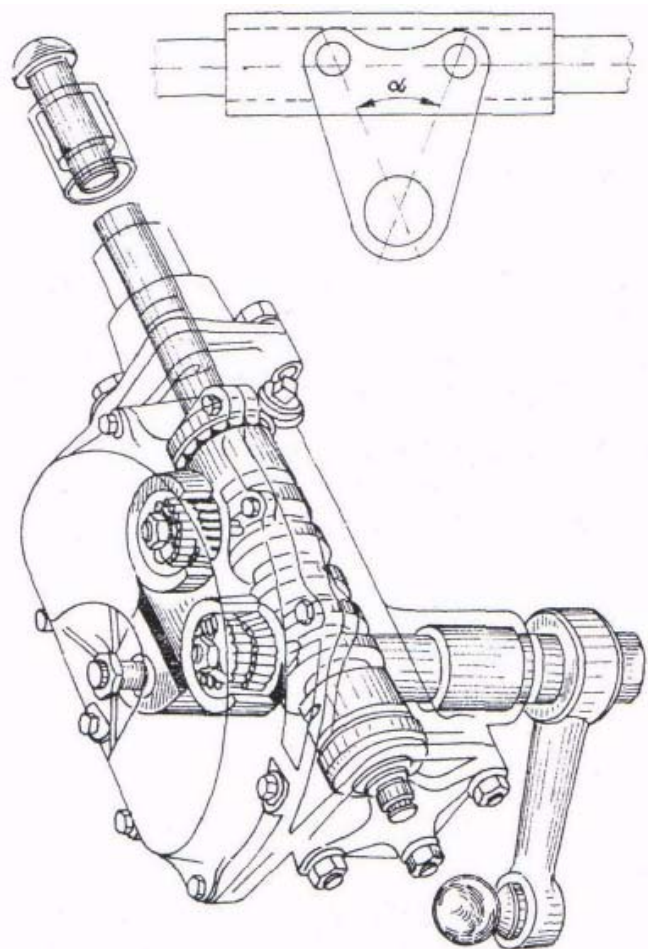
Această soluție oferă posibilitatea obținerii variației dorite a raportului de transmitere.

În funcție de condițiile care se pun la executarea melcului, se poate obține un raport de transmitere constant, sau un raport de transmitere variabil cu rotația volanului față de poziția mijlocie.

Pentru mărirea randamentului acestor mecanisme, bolțul se poate monta în manivela 3 pe un rulment cu ace, înlocuind frecarea de alunecare cu cea de rostogolire (η_d peste 0,7).

Fig. 3.25 – Mecanisme de acționare a direcției cu melc-manivelă cu un singur bolț.

2. Mecanismul de acționare cu melc și manivelă cu două bolțuri



Datorită presiunii specifice mari dintre bolț și melc și a uzurii intense a acestora, s-au construit mecanisme cu manivelă care sunt prevăzute cu două bolțuri (figura 3.26).

Astfel, soluția asigură un unghi mare de rotire a levierului de direcție în comparație cu soluția cu un singur bolț.

În cazul unghiurilor mici de bracare a roților, ambele bolțuri ale manivelei se află în angrenare cu melcul, iar la mărirea unghiului unul din bolțuri iese din angrenare. Pasul șurubului melc nu este constant, dar trebuie ales astfel încât să fie posibilă angrenarea concomitentă a celor două bolțuri cu melcul, asigurându-se variația aleasă pentru raportul de transmitere.

La această soluție, bolțurile sunt montate în manivelă pe rulmenți cu ace.

Fig. 3.26 – Mecanism de acționare a direcției cu melc-manivelă cu două bolțuri.

3.5.4. Mecanismele de acționare a direcției cu roți dințate

Pentru acționarea direcției la autovehicule se utilizează mecanisme cu roți dințate care pot fi: cilindrice, conice sau pinion-cremalieră.

Mecanismele cu roți dințate cilindrice sau conice se utilizează destul de rar datorită dificultății obținerii raportului de transmitere necesar în cazul unor gabarite acceptabile, precum și datorită reversibilității mari.

Mecanismul de acționare cu pinion și cremalieră reprezentat în figura 3.27 a se utilizează la autovehiculele cu suspensie independentă a roților și bară transversală de direcție, astfel încât numărul articulațiilor se reduce la patru față de alte soluții care necesită cel puțin șase articulații.

Pinionul cu dinți înclinați 8 al axului volanului 5 este montat pe doi rulmenți radial-axiali 7 la care jocul se reglează cu garnituri montate sub capacul inferior al cassettei de direcție. Cremaliera 9 este realizată pe o bară de scțiune circulară care este introdusă în țeava de oțel 6. Angrenarea corectă între pinion și cremalieră este asigurată de dispozitivul 3. Jocul angrenajului se stabilește cu ajutorul garniturilor 2. În orificiul din centrul dispozitivului se montează plunjerul de bronz 4 care este apăsător de arcul 10 pe cremalieră. Efortul produs de plunjer nu trebuie să depășească o anumită valoare pentru a nu provoca griparea, realizând numai frecarea necesară a mecanismului.

Capetele cremalierei se assemblează cu barele oscilante (bieletele) prin articulații sferice. Pătrunderea murdăriei la angrenaj este împiedicată de burduful de cauciuc 1.

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

Acest tip de mecanism se întâlnește la autoturismele Dacia, Renault, Citroen, Logan, etc.

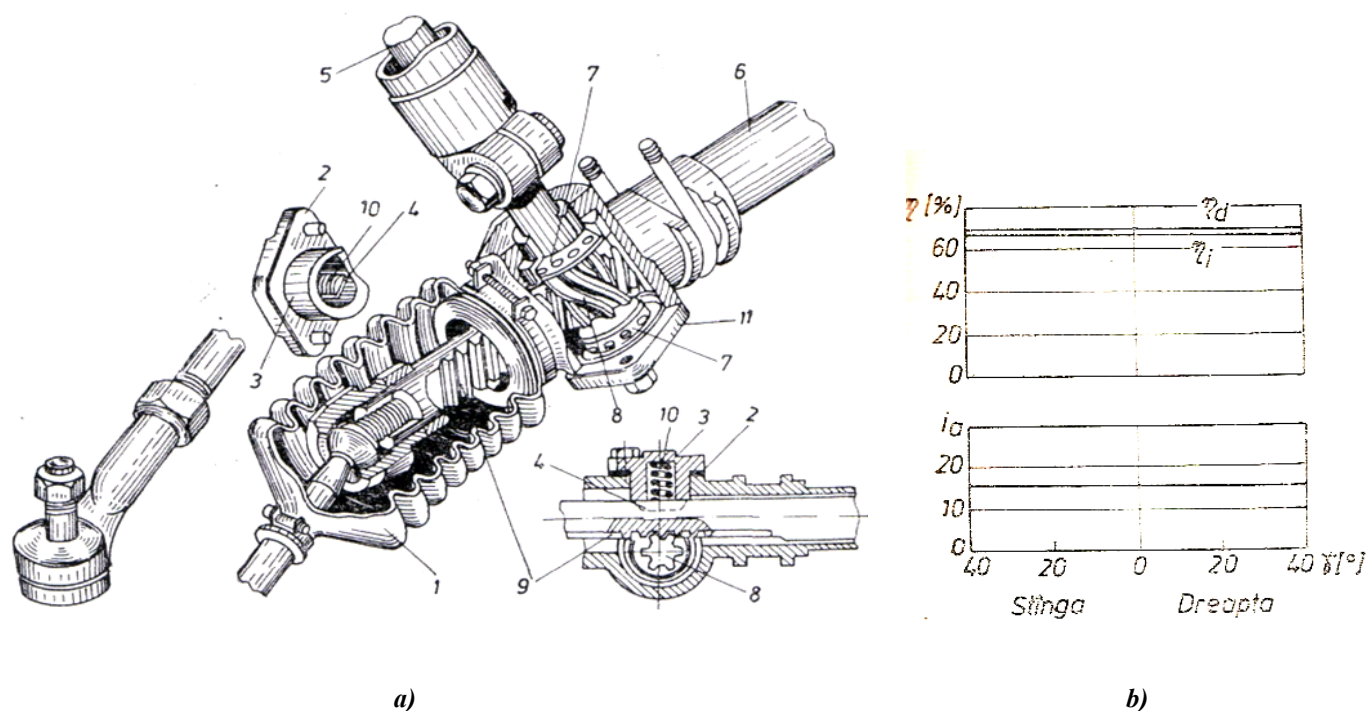
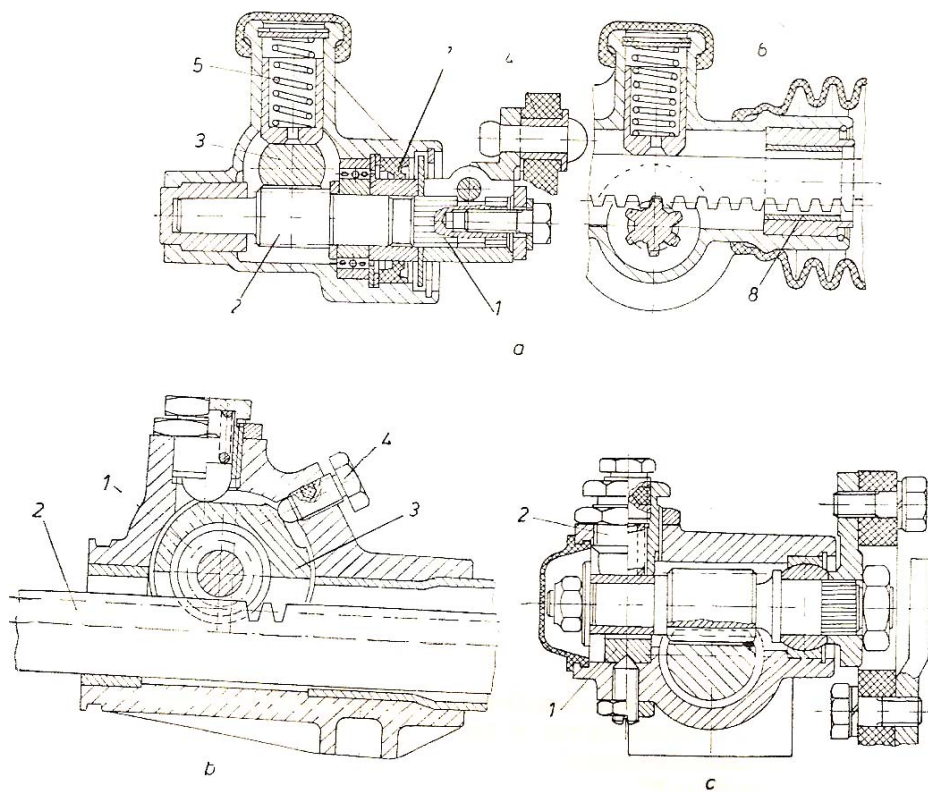


Fig. 3.27 – Mecanism de acționare a direcției cu pinion și cremalieră.

Mecanismele de acționare a direcției cu pinion și cremalieră au reversibilitate mare, iar pentru micșorarea acesteia unele mecanisme sunt prevăzute cu un arc de readucere care se opune rotirii volanului.

Soluții constructive ale mecanismului de acționare a direcției cu pinion cremalieră sunt prezentate în figura 3.28.



În cazul variantei din figura 3.28 a jocul dintre pinionul 2 și cremaliera 3 este compensat de arcul 5, iar pentru atenuarea șocurilor de la volan se utilizează articulația elastică 4 montată pe arborele volanului.

Cuzinetul flotant 8 servește la ghidarea cremalierei. Etanșarea mecanismului se realizează prin inelul de etanșare 7 și burduful elastic 6.

La varianta constructivă din figura 3.28 b reglarea jocului dintre pinionul 1 și cremaliera 2 se realizează prin rotirea manșonului excentric 3, în care este dispus pinionul, iar fixarea acestuia se face cu șurubul 4.

Fig. 3.28 – Variante constructive de mecanisme de acționare a direcției cu pinion și cremalieră.

Soluția din figura 3.28 c permite reglarea jocului din angrenaj cu ajutorul unei pastile deplasabile radial prin șurubul de reglare 2 în care se găsește montat lagărul 1 al axului pinionului.

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

$$\frac{v}{\omega_v} = R_d = \frac{m \cdot z}{2} \quad (3.33)$$

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:

$$i_a = \frac{D_v}{D_d} \quad (3.34)$$

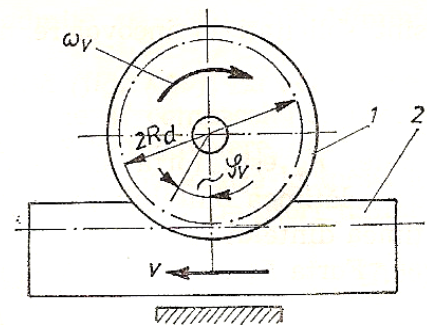


Fig. 3.29 – Schema cinematică a mecanismului pinion-cremalieră.

3.6. Calculul mecanismului de acționare a direcției

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

1. Arborele volanului este solicitat la torsiune sub acțiunea forței $F_{v\max}$ aplicată la raza R_v rezultă momentul de torsiune:

$$M_t = F_{v\max} \cdot R_v \quad (3.35)$$

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

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{at} \quad (3.36)$$

Valorile tensiunilor admisibile la torsiune determinate pentru $F_{vmax} = 400 \text{ N}$ sunt 40 ... 50 MPa.

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

$$W_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} \quad (3.37)$$

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

2. Mecanismul de acționare

În figura 3.30 sunt reprezentate forțele care acționează asupra sistemului de acționare a direcției.

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

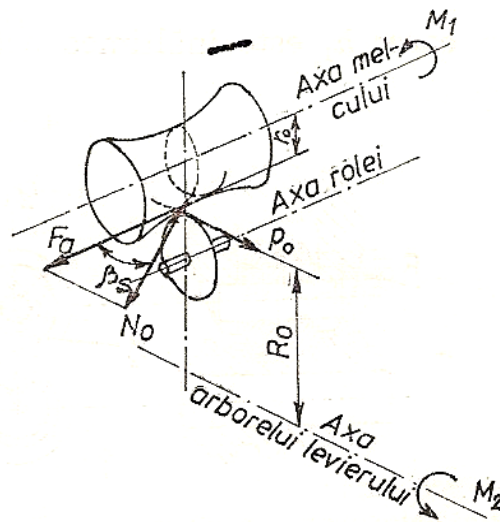


Fig. 3.30 – Schema forțelor la mecanismul de acționare a direcției.

Mecanismul de acționare cu melc globoidal și sector melcat.

Dinții melcului sunt solicitați la încovoiere, iar tensiunea efectivă de încovoiere este dată de relația:

$$\sigma_i = \frac{24 \cdot F_a \cdot h}{b \cdot p^2 \cdot \cos^2 \beta} \quad (3.38)$$

unde: F_a – forța axială din angrenaj, p – pasul spirei melcului, b – lățimea melcului, β – unghiul înclinării spirei melcului, h – înălțimea dintelui.

Forța axială se determină cu relația:

$$F_a = \frac{F_{vmax} \cdot R_v}{r_0 \cdot \tan \beta_s} = \frac{2 \cdot \pi \cdot F_{vmax} \cdot R_v}{p} \quad (3.39)$$

Mecanismul de acționare cu melc globoidal și rolă.

Elementele constructive sunt supuse la strivire, iar tensiunea corespunzătoare este dată de relația:

$$\sigma_s = \frac{F_a}{A_s} \quad (3.40)$$

în care: A_s – aria secțiunii totale de contact pentru doi dinți aflați în angrenare.

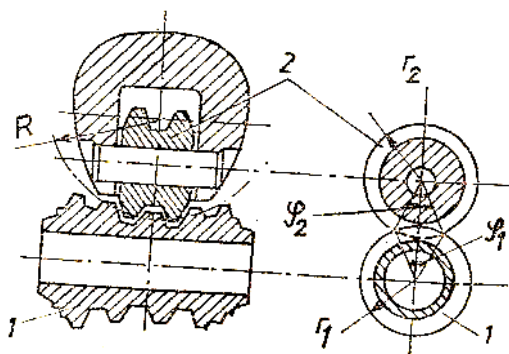


Fig. 3.31– Schema de calcul pentru mecanismul de acționare a direcției cu melc globoidal și rolă.

Cu notațiile din figura 3.31 se determină A_s cu relația:

$$A_s = (\varphi_1 - \sin \varphi_1) \cdot r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) \cdot r_2^2 \quad (3.41)$$

Mecanisme de acționare cu manivelă.

Manivela și bolțul din construcția acestor mecanisme sunt soliciitate la încovoiere, iar suprafața de contact dintre bolț și melc este supusă la presiune specifică. La mecanismele cu două bolțuri, calculul se efectuează considerând că forța este preluată de un singur bolț.

Bolțul este sollicitat la încovoiere de forța calculată cu relația:

$$N = \frac{F_a}{\cos \beta} \quad (3.42)$$

iar tensiunea de contact dintre bolț și melc se determină cu relația lui Hertz:

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{N \div E}{h_1} \cdot \frac{1}{\rho}} \quad (3.43)$$

unde: h_1 – înălțimea activă a bolțului, ρ – raza medie a bolțului.

În cazul unui oțel de cementare se admite tensiunea admisibilă de contact $\sigma_{Ha} = 300 \dots 400$ MPa corespunzător forței maxime aplicată $F_{m \max} = 400$ N.

Mecanisme de acționare cu șurub–piuliță

Construcția acestui tip de mecanism de acționare a direcției este reprezentat în figura 3.32.

Axul filetat 1 este sollicitat la torsiune și compresiune, filetul piuliței 2 la strivire și forfecare, iar manivela 3 la încovoiere.

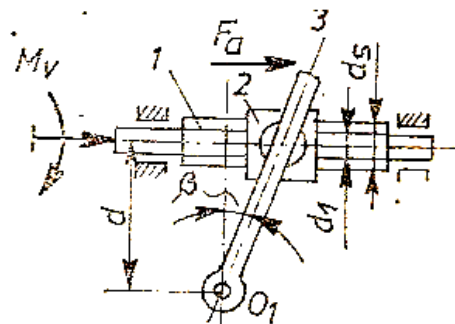


Fig. 3.32 – Schema de calcul pentru mecanismul de acționare a direcției cu șurub–piuliță

Axul filetat cu diametrul d_1 se dimensionează din condiția de rezistență la torsiune sub acțiunea momentului $M_v = F_{v \max} \cdot R_v$ care determină o tensiune de torsiune:

$$\tau_t = \frac{M_v}{W_p} = \frac{16 \cdot M_v}{\pi \cdot d_1^3} \leq \tau_{at} \quad (3.44)$$

și se realizează verificarea la solicitare compusă (compresiune, torsiune) calculând tensiunea echivalentă folosind una din ipotezele din Rezistența materialelor:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq \sigma_{at} \quad (3.45)$$

unde: σ_c – tensiunea de compresiune determinată sub acțiunea forței F_a este dată de relația:

$$\sigma_c = \frac{F_a}{A_c} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} \quad (3.46)$$

Filetul piuliței se verifică la strivire și forfecare cu relațiile.

$$\sigma_s = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (d_s^2 - d_1^2)} \leq \sigma_{as} \quad (3.47)$$

$$\tau_f = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1 \cdot p \cdot z_p \cdot \chi} \leq \tau_{af} \quad (3.48)$$

în care: d_s – diametrul exterior al filetului, z_p – numărul de spire ale piuliței, p – pasul, χ – coeficientul de formă al dintelui ($\chi \approx 0,5$ pentru filet pătrat, $\chi \approx 0,65$ pentru filet trapezoidal).

Mecanism de acționare cu pinion și cremalieră.

Dantura se calculează la încovoiere sau la tensiune de contact sub acțiunea forței tangențiale F_s dată de relația:

$$F_s = \frac{2 \cdot M_v}{D_d} \quad (3.49)$$

unde: D_d – diametrul de divizare al pinionului.

Modulul pinionului se determină cu relația:

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,68 \cdot K_A \cdot M_v}{c_f \cdot z_p \cdot \psi_m \cdot \sigma_{ai}}} \quad [\text{mm}] \quad (3.50)$$

în care: K_A – coeficient de corecție al sarcinii, c_f – coeficient de formă al danturii, z_p – numărul de dinți ai pinionului, ψ_m – coeficient de lățime a danturii, σ_{ai} – rezistența admisibilă la încovoiere.

Mecanism de acționare cu șurub și sector dințat.

Reprezentarea schematică este redată în figura 3.33, iar calculul danturii se realizează ca în cazul anterior (încovoiere sau contact) forța tangențială fiind dată de relația:

$$F_a = \frac{M_l}{R_d} = \frac{M_v \cdot i_a}{R_d} \quad (3.51)$$

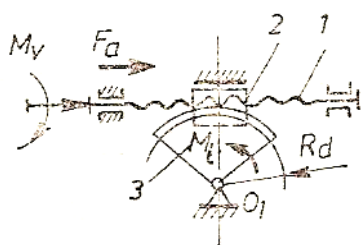


Fig. 3.33 – Schema de calcul pentru mecanismul de acționare a direcției cu șurub, piuliță și sector dințat.

Modulul se determină tot cu relația (3.50) cu specificația că z_p reprezintă numărul de dinți ai roții din care face parte sectorul dințat 3.

Axul filetat 1 se calculează la torsiune sub acțiunea momentului M_v și la compresiune datorită forței F_a cu relațiile (3.44 – 3.46). Filetul piuliței 2 se verifică la strivire și forfecare cu relațiile (3.47) și (3.48).

Elementele mecanismului de acționare a direcției se execută din oțel de cementare sau, uneori din oțel de cianurare. Melcul se execută din oțel special crom-nichel care se cianurează la duritatea 45 ... 52 HRC sau se cimentează la duritatea 53 ... 64 HRC. Rola se confecționează din oțel crom-nichel cementat la 52 ... 62 HRC.