

3.6. Construcția și calculul transmisiei direcției

Transmisia direcției are rolul de a orienta (poziționa) roțile de direcție pe traiectoria dorită de conducătorul auto. Bracarea roților de direcție se face cu ajutorul transmisiei direcției care este un mecanism cu pârghii articulate cu patru, șase sau opt elemente. Deoarece axele pivoților nu sunt paralele, transmisia direcției este în realitate un mecanism articulat spațial.

Pentru a asigura autovehiculului aceeași lege de virare atât la stânga cât și la dreapta, se impune ca transmisia direcției să fie simetrică față de axa longitudinală a autovehiculului.

Construcția transmisiei direcției este determinată de tipul constructiv al punții față și de locul de amplasare al roților de direcție.

3.6.1. Transmisia direcției pentru punți rigide

Caracteristic pentru această soluție, prezentată în figura 3.34, este construcția barei transversale de direcție 3 dintr-o singură bucată. Patrulaterul format din bara transversală 3, levierul fuzetelor 4 și partea centrală a punții din față 8 se numește *trapez de direcție*.

În cazul transmisiei cu *trapez posterior* la care bara transversală de direcție este dispusă în spatele axei punții din față $l_b < l_p$ (figura 3.35 a), iar în cazul soluției cu *trapez anterior* $l_b > l_p$ (figura 3.35 b).

Astfel, transmisia direcției pentru soluția din figura 3.34 este un trapez posterior, cu următoarele elemente constructive: 1 – levier de direcție (comandă), 2 – bară longitudinală de direcție, 3 – bară transversală, 4 – levier fuzete, 5 – fuzete, 6 – brațul fuzetei, 7 – mecanism de acționare, 8 – partea centrală a punții din față.

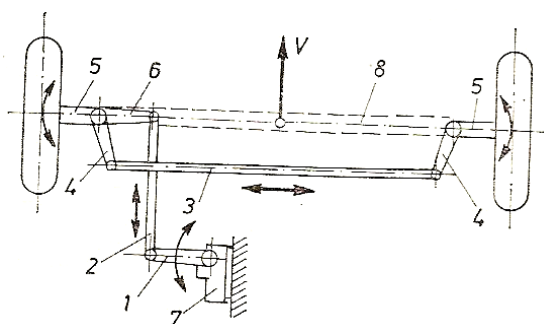


Fig. 3.34 – Transmisia direcției la punțile rigide

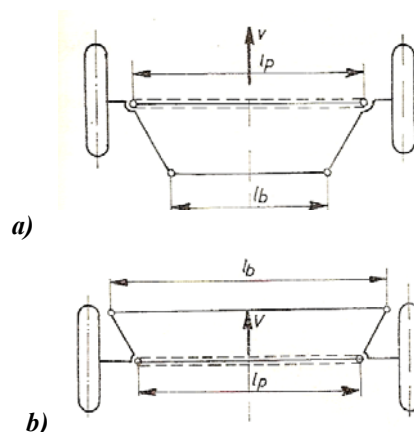


Fig. 3.35 – Soluții de dispunere a trapezului de direcție în raport cu puntea din față.

De asemenea, mecanismul de acționare a direcției poate fi dispus în spatele (figura 3.36 a) sau în fața (figura 3.36 b) punții de direcție. Celelalte elemente constructive reprezentate sunt: 1 și 2 – levierul fuzetelor, 3 – bară transversală de direcție, 4 – pivoți înclinați, 5 – mecanism de acționare a direcției, 6 – arborele volanului.

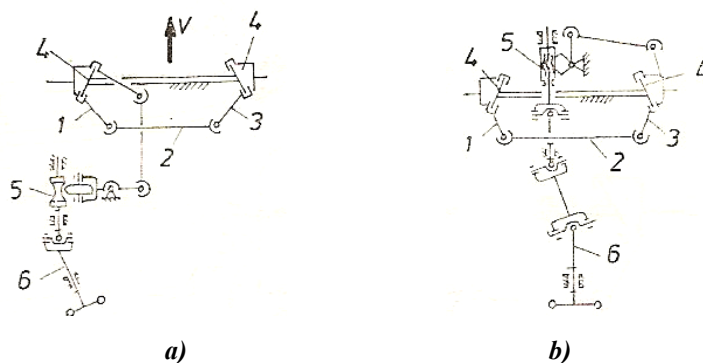


Fig. 3.36 – Soluții de amplasare a mecanismului de acționare în raport cu puntea din față.

Tijele și pârghiile care formează transmisia direcției și asigură legătura barei longitudinale (de comandă) cu levierul de direcție și brațul fuzetei, precum și legătura dintre bara transversală și levierul fuzetelor, sunt legate între ele prin articulații sferice care mai au și rolul de a elimina jocurile datorate uzării și de a amortiza șocurile transmise roților de direcție de la calea de rulare.

Tipurile de articulații sferice utilizate se clasifică după forma bolțului și după sistemul de reglare a jocului.

O problemă deosebită la proiectarea sistemului de direcție o constituie *compatibilitatea acestuia cu puntea din față și suspensia*. Astfel, dacă dispunerea mecanismului de acționare a direcției în raport cu suspensia punții din față nu este corespunzătoare, roțile de direcție vor oscila în ritmul și cu pulsația oscilațiilor verticale ale arcurilor suspensiei.

La deformarea arcului 1 (figura 3.37 a), punctul de articulație O_1 , dintre extremitatea anterioară a barei longitudinale de direcție 2 și brațul fuzetei, este constrâns să efectueze simultan o mișcare pe cercul aa cu centrul în O_2 (punctul de articulație al arcului cu cadrul 3) și o mișcare pe cercul bb cu centrul în O_3 (punctul de articulație al barei longitudinale cu levierul de direcție 4). Aceste cercuri sunt divergente, iar punctul O_1 va trebui să urmeze traiectoria bb , deoarece bara 2 este articulată în punctul O_3 (fix pentru o anumită poziție a volanului), iar brațul fuzetei va fi obligat să se rotească în jurul pivotului, dând naștere la oscilația roților. Reducerea oscilațiilor roților de direcție se realizează, în acest caz, prin dispunerea brațului fuzetei și a barei longitudinale astfel încât punctele O_1 , O_2 și O_3 să fie coliniare. Neconcordața dintre traiectoriile aa și bb se compensează și prin montarea unor arcuri mai puțin rigide la articulațiile sferice ale transmisiei direcției pentru a permite o anumită variație a distanței dintre bolțul levierului de direcție și bolțul brațului fuzetei.

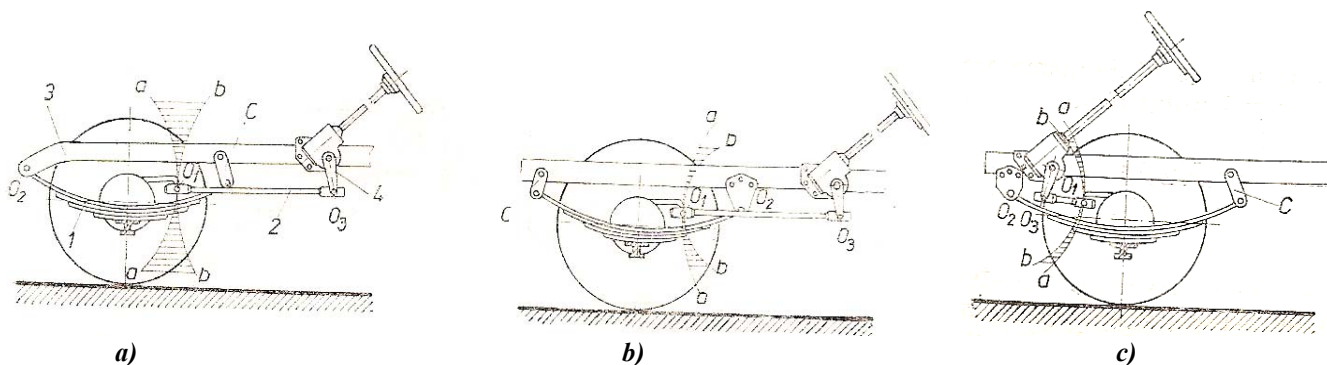


Fig. 3.37 – Dependenta cinematicii roților de direcție de suspensia dependentă la mersul în linie dreaptă.

Când capătul din față al arcului se fixează printr-un cercel, ca în figura 3. b, oscilațiile roților de direcție se reduc, deoarece cercurile aa și bb sunt tangente interior și în zona de lucru sunt foarte apropiate.

La soluțiile când mecanismul de acționare a direcției este deplasat mult în față (reprezentarea din figura 3.37 c), cele două cercuri aa și bb sunt de asemenea tangente interior, ceea ce reduce oscilația roților de direcție.

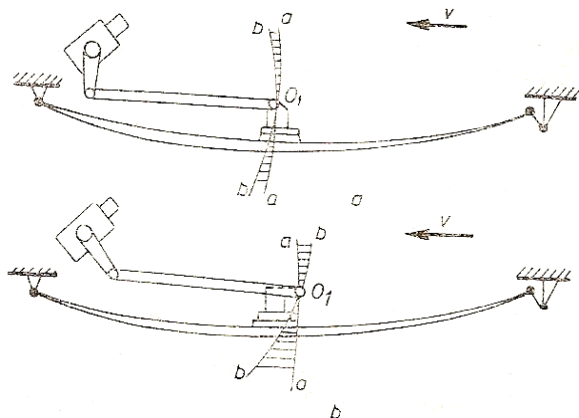


Fig. 3.38 – Dependenta cinematicii roților de direcție de suspensia dependentă la mersul în viraj.

Trajectoriile aa și bb se apropie mult una de alta, în zona de lucru, și prin mărirea razelor O_1O_2 și O_1O_3 .

Se observă că dacă sistemul de direcție are erori minime la deplasarea rectilinie a autovehiculului (figura 3.38 a), acestea cresc al mersul în viraj, când bara longitudinală de direcție se deplasează și traiectoriile aa și bb se modifică (figura 3.38 b).

3.6.2. Transmisia direcției pentru punți articulate

La autovehiculele care au suspensie independentă a roților din față, este caracteristică construcția fracționată (în două sau mai multe părți) a barei transversale de direcție pentru a permite oscilații pe verticală separat fiecărei roți.

În figura 3.39 a este reprezentată transmisia direcției la care mecanismul de acționare 1 imprimă levierului de direcție 2 o mișcare de rotație care se transmite pârghiei unghiulare 3 articulată prin levierul central 4 de **bara transversală de direcție compusă din două părți** 5 și 6. Trapezul de direcție este închis de levierele 7 și 8 ale fuzetelor roților de direcție.

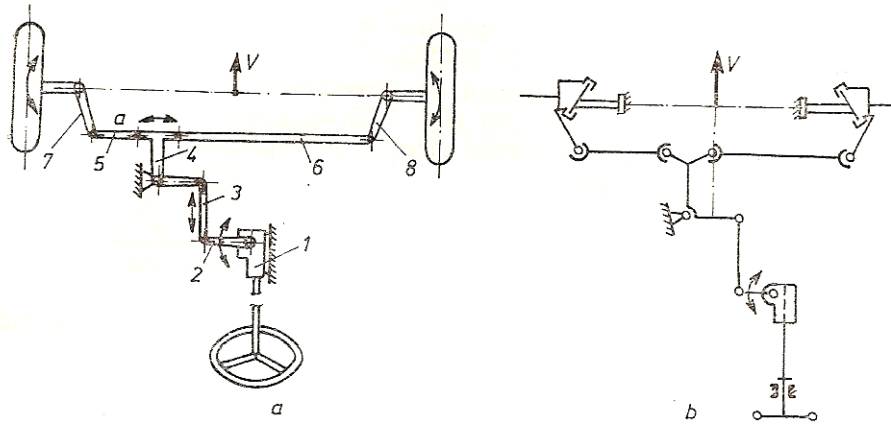


Fig. 3.39 – Transmisia direcției cu bară transversală din două părți:
a) construcție, b) schema cinematică.

Bara transversală de direcție din figura 3.40 este compusă din două părți 2 și 5 legate cu capetele interioare de levierul central 3, iar cu cele exterioare de brațele fuzetelor 1 și 6. Elementul conducător îl constituie levierul de direcție 7 care transmite mișcarea levierului central 3 prin intermediul barei de comandă 4. Soluția prezentată pentru transmisia direcției are la bază lanțul cinematic cu șase elemente.

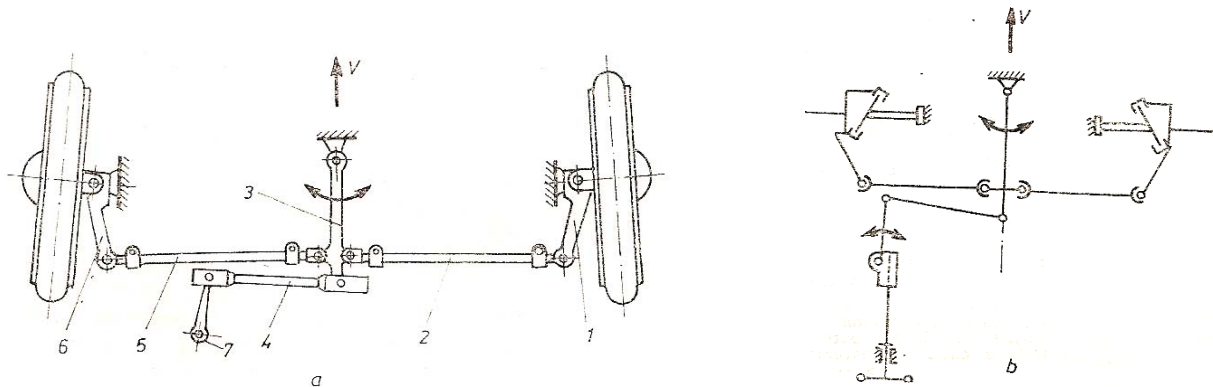


Fig. 3.40 – Transmisia direcției cu levier central și bară transversală din două părți: a) construcție, b) schema cinematică.

La soluția din figura 3.41, **bara transversală de direcție** se compune dintr-o **parte centrală** 1 și **două părți laterale** 4, legate de brațele fuzetelor 5. Transmisia direcției mai cuprinde levierul de direcție 2 (elementul conducător) care primește mișcarea de la caseta de direcție 3 și pârghia pendulară 6.

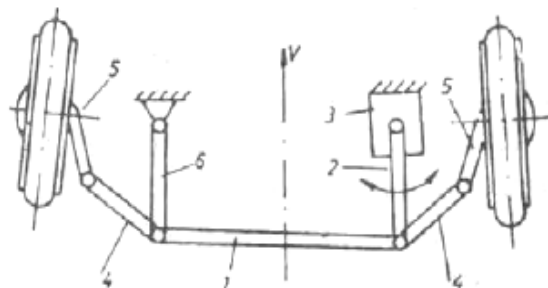


Fig. 3.41 – Transmisia direcției cu bară transversală din trei părți la punțile articulate.

Soluția de transmisie a direcției prezentată în figura 3.42 a este pentru cazul mecanismului de acționare cu pinion și cremalieră, care este o variantă a transmisiei cu levier central. La această construcție levierul central cu mișcare de rotație a fost înlocuit cu cremaliera 1 care are mișcare de translație, mișcarea fiind transmisă barelor laterale (bieletelor) 2 articulate de brațele fuzetelor.

O soluție asemănătoare (figura 3.42 b) este utilizată la foarte multe autoturisme, cu următoarele elemente componente: 1 – roți de direcție, 2 – volan, 3 – arbore volan articulat, 4 – mecanism de acționare cu pinion și cremalieră, 5 – cremalieră, 6 – părți ale barei transversale, 7 – levierul fuzetelor.

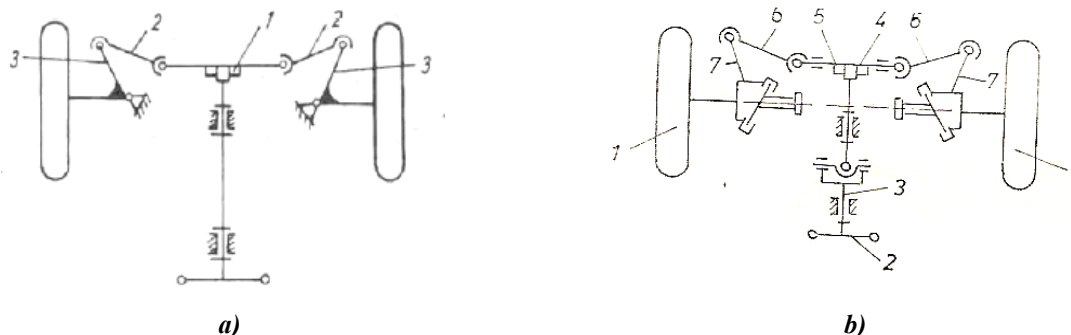


Fig. 3.42 – Scheme cinematice pentru transmisia direcției cu cremalieră.

La soluția cu bara transversală formată din trei părți se utilizează scheme cinematice cu opt elemente.

În figura 3.43 este reprezentată o variantă a transmisiei direcției cu bara transversală din trei părți, partea centrală 6 și părțile laterale 5 și 7. Celelalte elemente componente sunt: 1 – mecanism de acționare, 2 – levier de direcție, 3 – bară de comandă, 4 – levier conducător, 5 și 7 – părți laterale ale barei transversale, 8 – levierul fuzetelor, 9 – levier condus.

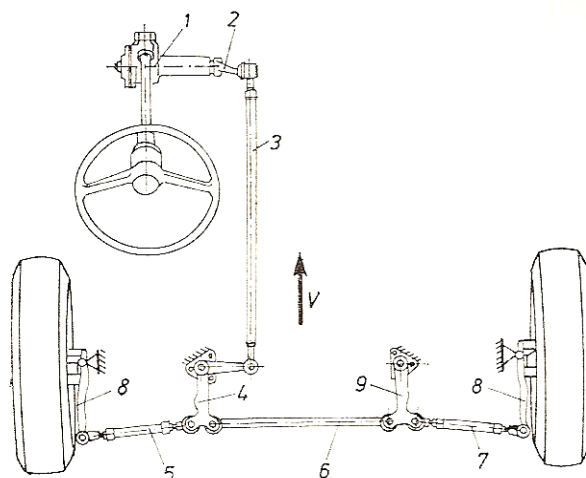


Fig. 3.43 – Transmisia direcției cu bara transversală din trei părți.

Transmisii ale direcției cu paralelogram central cu antrenare cu manivele sunt prezentate în figura 3.44, formate din elementele: 1 – levier conducător, 2 – partea centrală a barei transversale, 3 – levier condus, 4 – mecanism de acționare, 5 și 7 – părțile laterale ale barei transversale, 6 și 8 levierul fuzetelor.

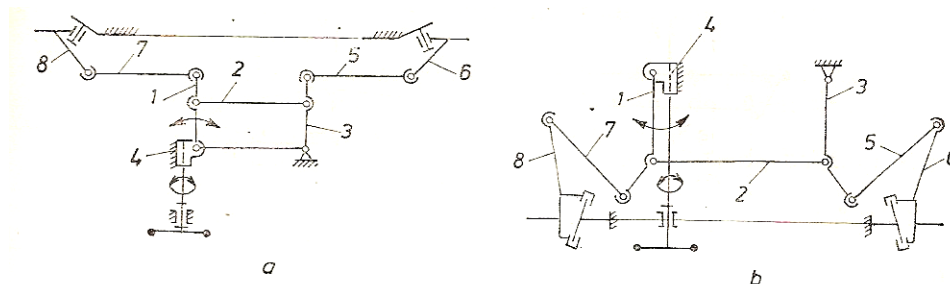


Fig. 3.44 – Scheme cinematiceale transmisiei direcției cu bara transversală din trei părți:
a) cu mecanism de acționare posterior, b) cu mecanism de acționare anterior.

Există și soluții de transmisii cu bara transversală din trei părți antrenate de biela paralelogramului central (figura 3.8 *CURSUL 3*).

3.6.3. Elemente constructive ale transmisiei direcției

Transmisia direcției este realizată din bare și pârghii legate între ele prin **articulații sferice** care mai au și rolul de a elimina jocurile datorate uzurii și de amortiza șocurile.

Clasificarea articulațiilor sferice se face după mai multe criterii:

- **forma bolțului sferic:**
 - cu cap sferic (figura 3.45 a, b, c, e),
 - cu cap semisferic,
 - cu cap tronconic (figura 3.45 d);
- **cinematica elementelor:**
 - *articulație simplă* (capul sferic al bolțului efectuează, față de tija în care este montat, atât o mișcare în jurul axei bolțului, cât și în jurul axelor care trec prin centrul sferei),
 - *articulație compusă* (mișcarea se poate descompune în două: una în jurul axei bolțului și alta în jurul axelor care trec prin centrul sferei și sunt perpendiculare pe axa bolțului). La mișcarea în jurul axei bolțului, suprafața de lucru alunecă pe pastile, iar la mișcările în jurul axelor ce trec prin centrul sferei, pastila alunecă în raport cu capul tijei, exemplu figura 3.45 d ;
- **după sistemul de reglare a jocului:**
 - *articulații elastice*: jocurile datorate uzurii sunt compensate automat cu ajutorul unui arc care poate acționa axial (figura 3.45 b, c, d) sau radial (figura 3.45 a),
 - *articulații de tip pană*.

Diametrul sferei articulațiilor se adoptă:

- 20 ... 24 mm la autovehicule ușoare,
- 27 ... 30 mm la autovehicule mijlocii
- 32 ... 35 mm la autovehicule grele.

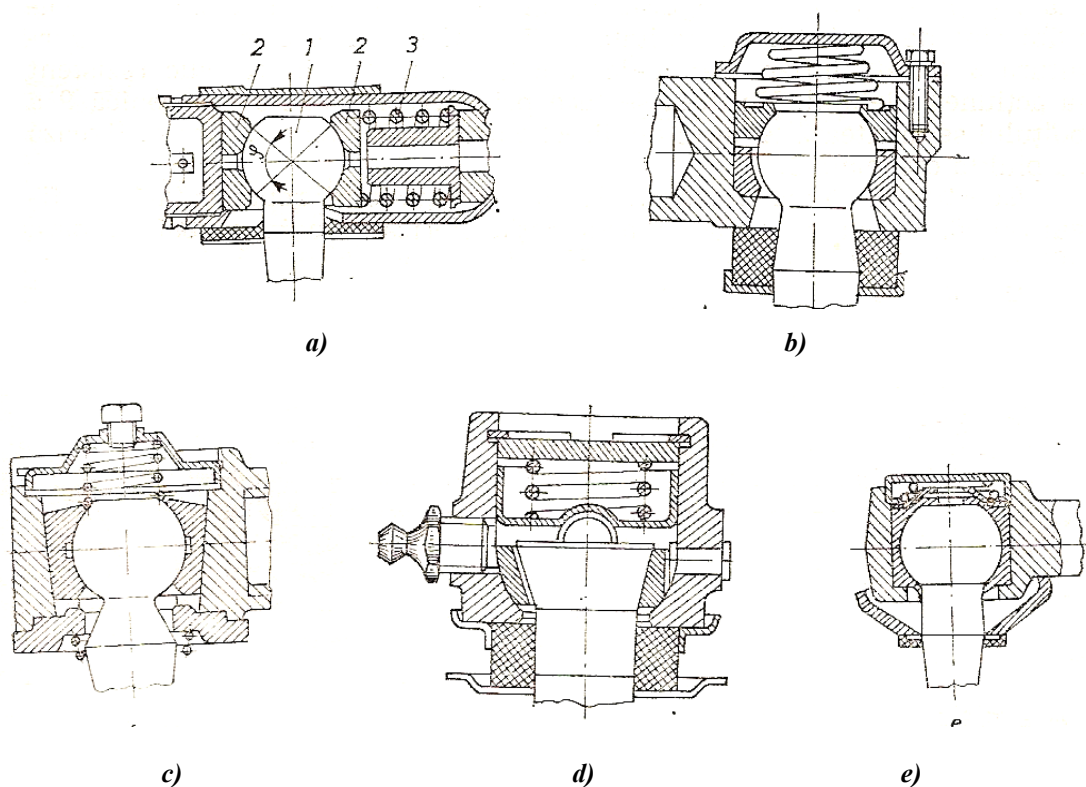


Fig. 3.45 – Tipuri constructive de articulații sferice:
1– capul bolțului, 2 – pastile, 3– arc de compensare.

Intensitatea șocurilor care se transmit mecanismului de acționare a direcției și volanului depind de tipul constructiv al acestor articulații sferice, ceea ce impune necesitatea ungerii periodice. Pentru simplificarea întreținerii în exploatare se utilizează pe scară tot mai largă articulații sferice capsulate (figura 3.45 e). La aceste articulații, partea sferică a bolțului și pastilele au aplicate pe suprafață un strat de material plastic de circa 2,5 mm, impregnat cu bisulfură de molibden pentru reducerea frecării. Articulația este umplută la montare cu o unsoare pe bază de calciu și apoi se capsulează.

Construcția barei longitudinale de direcție reprezentată în figura 3.46 are bara de formă tubulară cu capetele îngroșate pentru montarea articulațiilor sferice care fac legătura cu levierul de direcție, respectiv cu brațul fuzetei. Articulația sferică este formată din bolțul cu cap sferic 2, montat între pastilele 5, întregul ansamblu fiind tensionat de arcul 6 care compensează jocurile produse de uzură și atenuează șocurile transmise de roți al volan. Montajul ansamblului se realizează prin șurubul 4, asigurat cu un cui spuntecat, iar deplasările bolțului sunt determinate de limitatorul 7. Articulația este etanșată cu garnitura 3 (fixată într-o manta de tablă) executată din cauciuc rezistent la acțiunea uleiului. Ungerea se face prin gresorul 8. Levierul de direcție sau brațul fuzetei se montează pe tija conică 9 a bolțului și se fixează cu piulița crenelată 1.

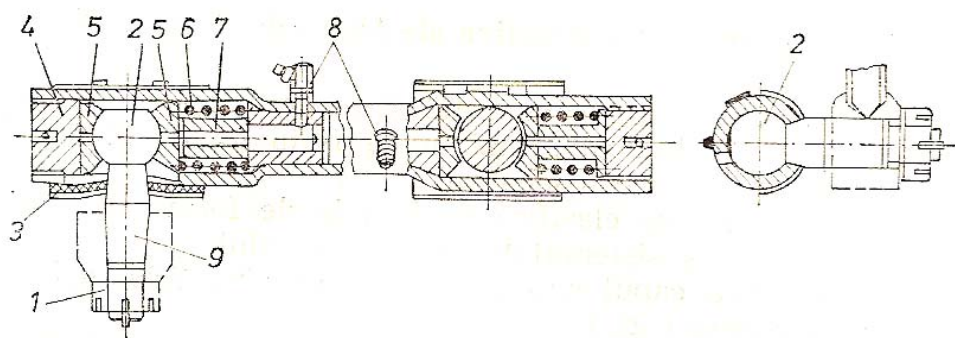


Fig. 3.46 – Construcția barei longitudinale de direcție.

În figura 3.47 este reprezentată o altă variantă constructivă pentru bara de direcție la care capul de bară cu articulația sferică este înșurubat în bara tubulară 7 și asigurat cu colierul de strângere 6. Capul de bară se compune din corpul 9 în care este montat bolțul cu cap sferic 4, între pastilele 5 și 8 tensionate de arcul 10. Capacul 11, asigurat cu ienul elastic 12, servește la închiderea ansamblului. Etanșarea este realizată de burduful 14, strâns pe corpul 9 de arcul 13, iar pe tija bolțului fiind fixat în bucșa cu guler 3. Piulița crenelată 2, asigurată cu cuiul spintecat 1, servește la fixarea articulației de levierul fuzetei. Ungerea ansamblului se realizează prin ungătorul 15.

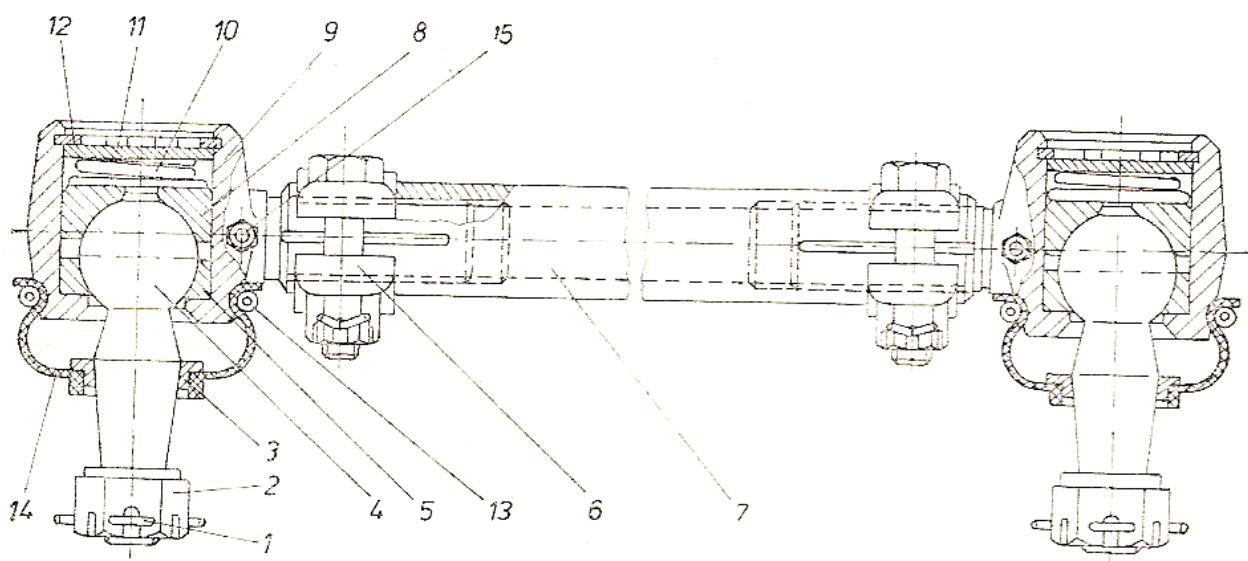


Fig. 3.47 – Construcția barei longitudinale de direcție.

3.6.4. Alegerea parametrilor transmisiei direcției

Cinematica și dinamica autovehiculului în viraj depend în mare măsură de raportul dintre unghiurile de bracare ale roților de direcție, care este determinat de parametrii transmisiei direcției.

La alegerea raportului optim dintre unghiurile de bracare ale roților de direcție se ține seama, mai ales, ca uzura anvelopelor să fie minimă. De asemenea, acest raport are influență și asupra stabilității mișcării autovehiculului, asupra rezistențelor la deplasarea în viraj și asupra razei minime de viraj.

În cazul deplasării cu **viteză redusă** când nu se ia în considerare devierea laterală a pneurilor, raportul optim dintre unghiurile de bracare ale roților de direcție va fi raportul pentru care axele de rotație ale roților se intersectează pe prelungirea punții posterioare ca în figura 3. 48 a (punctul de convergență al barelor de direcție coincide cu centrul punții din spate, punctul D).

Deoarece roțile rulează fără alunecare, unghiul de bracare al roții interioare γ_i trebuie să fie mai mare decât unghiul de bracare al roții exterioare γ_e . Din $\triangle OAD$ și $\triangle OBC$ se poate scrie relația de legătură între cele două unghiuri:

$$\operatorname{ctg} \gamma_e - \operatorname{ctg} \gamma_i = \frac{OD}{AD} - \frac{OC}{BC} = \frac{b}{L} = \text{const.} \quad (3.52)$$

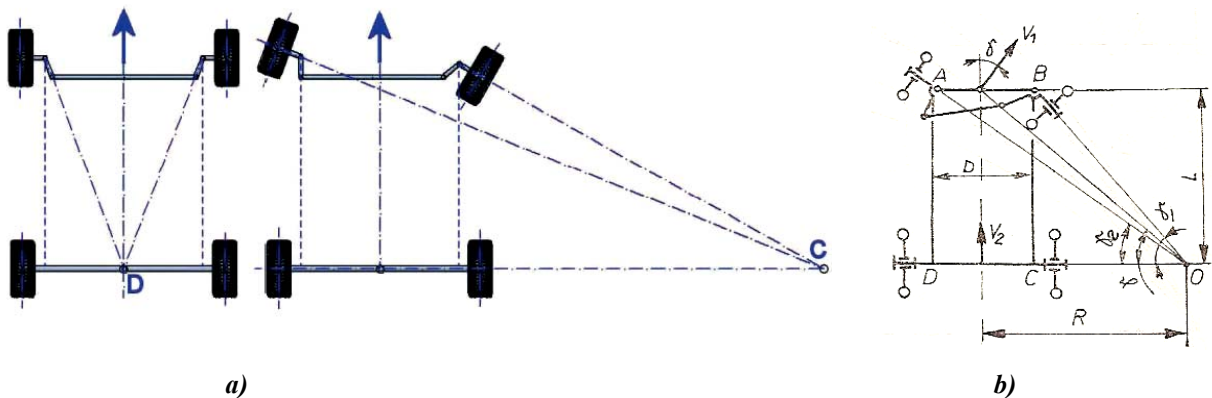


Fig. 3.48 – Virajului autovehiculului la viteză redusă de rulare:

a) poziția barelor de direcție și centrul instantaneu de rotație, b) schemă de calcul a unghiurilor de bracare.

Într-o curbă, forța centrifugă reprezentată de F_c , aplicată centrului de greutate G al vehiculului (figura 3.49 a), produce deformări elatice laterale asupra penurilor; aceste deformări sunt legate de:

- distribuția greutății pe punți (schimbă punctul G de aplicare al forței F_c),
- accelerarea și decelerarea, indiferent de roțile de aplicare al cuplului motor.

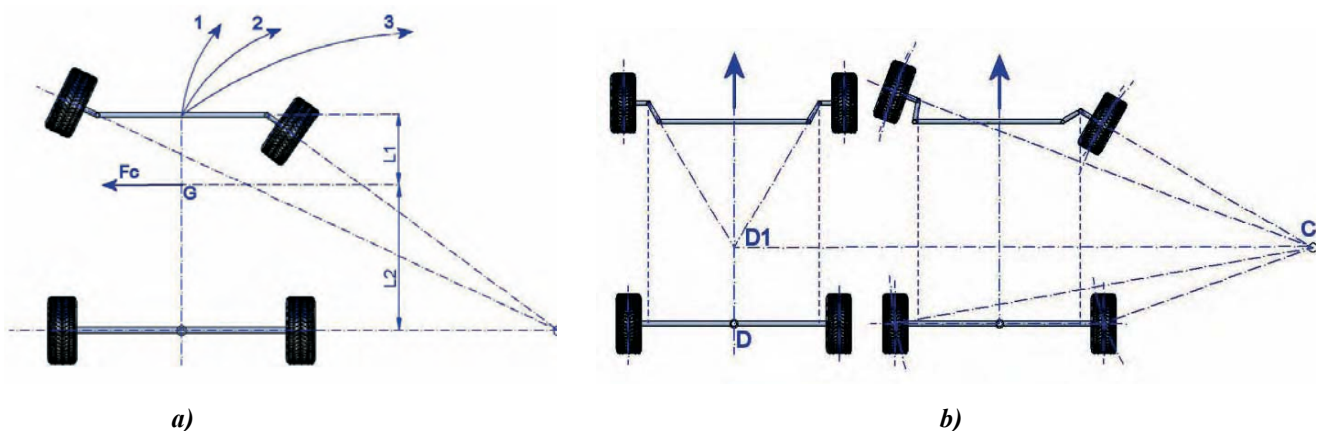


Fig. 3.49 – Virajului autovehiculului la viteză mare de rulare: a) influența forței centrifuge,

b) deplasarea punctului de intersecție al barelor de direcție în fața punții din spate (punctul D1)

Dacă pneurile spate sunt supuse unei alunecări mai mari, autovehiculul va încerca să negocieze curba adoptând o rază mai mică decât cea impusă de roțile viratoare. În acest caz se spune că vehiculul este **supravirator**.

Dacă pe de altă parte, pneurile față sunt supuse unei alunecări mai mari decât cele spate, traiectoria urmată de autovehicul va avea o rază mai mare decât cea impusă de roțile viratoare; vehiculul tinde să iasă în curbă și se spune că este *subvirator*.

Pentru a corecta aceste alunecări, sau să le facă folositoare, producătorul a încercat să redistribuie greutatea, pentru a stabili care penuri și la ce presiune trebuie să folosească pentru a adapta poziția geometrică a vehiculului la cerințele șoferului, astfel încât vehiculului să fie echilibrat corect.

La **viteze mari de deplasare** ale autovehiculului în viraj, nu se poate neglija influența deformației transversale a pneurilor (apar unghiurile de derivă ε_e și ε_i), iar relația de legătură între unghiurile de bricare are forma:

$$\operatorname{ctg}(\gamma_e - \varepsilon_e) - \operatorname{ctg}(\gamma_i - \varepsilon_i) = \frac{b}{L - d} \quad (3.53)$$

Din analiza relațiilor (3.52) și (3.53) se constată că în primul caz raportul dintre unghiurile de bricare ale roților este determinat numai de parametrii constructivi (b și L), iar în al doilea caz acest raport depinde de mărimea d care este funcție de raza de virare și de viteza de deplasare, precum și de raportul adoptat între unghiurile de deviere laterală ale roților de direcție (pentru care trebuie să se determine parametrii trapezului de direcție).

Deoarece nu a fost definitivată o metodă de alegere a parametrilor trapezului de direcție care țin seama de unghiurile de derivă, această alegere se efectuează pe baza relației (3.52).

Astfel, la viteze mici de deplasare a autovehiculului, parametrii trapezului de direcție permit obținerea unui raport corespunzător între unghiurile de bricare ale roților, dar cu cât viteza de deplasare crește, diferența dintre unghiurile de bricare este mai mare decât cea necesară.

Alegerea parametrilor trapezului de direcție este dificilă, întrucât nici una dintre schemele existente de trapeze de direcție nu asigură coincidența dintre unghiurile reale de bricare ale roților de direcție cu cele teoretice necesare, determinate chiar fără a ține seama de unghiurile de deviere laterală a roților.

Dependența dintre unghiurile de bricare ale roților de direcție pentru diverse unghiuri θ dintre levierul fuzetelor și puntea din față sunt reprezentate în figura 3.50.

Curba teoretică, corespunzătoare unghiului θ_r , este determinată utilizând relația (3.52), iar curbele corespunzătoare unghiurilor $\theta > \theta_r$ și $\theta < \theta_r$ se deosebesc mult de cea teoretică. La valoarea optimă a unghiului θ_0 , curba reală a unghiurilor de bricare nu coincide perfect cu curba teoretică, ci o intersectează într-un punct. Alegerea corespunzătoare a punctului de intersecție (care asigură abaterea minimă a raporturilor dintre unghiurile de bricare reale față de cele teoretice, într-o anumită zonă a unghiurilor de bricare ale roților de direcție utilizate cel mai des în exploatare) depinde de proiectantul construcției.

Pentru autovehicule care au bara transversală de direcție secționată, există posibilități mult mai mari de coincidență a cinematicii teoretice a trapezului de direcție cu cea reală.

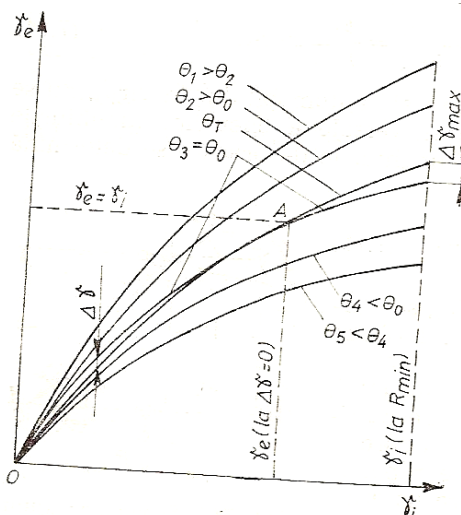


Fig. 3.50 – Dependența dintre unghiurile de bricare ale roților.

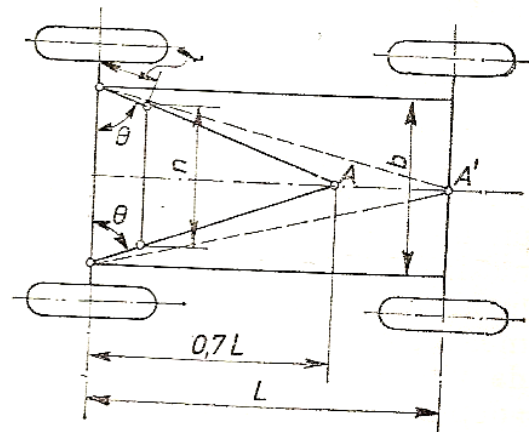


Fig. 3.51 – Schema pentru determinarea elementelor trapezului de direcție.

Cea mai simplă metodă de alegere a unghiului θ de înclinare a levierelor fuzetelor consideră că, la mișcarea rectilinie a autovehiculului, direcțiile levierelor de întâlnesc în punctul A (anterior punții din spate) sau A' (pe puntea din spate), ca în figura 3.51.

Valoarea unghiului θ se poate determina în funcție de unghiurile teoretice maxime de bracare ale roților de direcție γ_{i_max} și γ_{e_max} cu relația:

$$\operatorname{ctg} \theta \approx \frac{\sin \gamma_{i_max} - \sin \gamma_{e_max}}{2 - (\cos \gamma_{e_max} - \cos \gamma_{i_max})} \quad (3.54)$$

O altă metodă de stabilire a unghiului θ utilizează graficul din figura 3.52, cunoscând raportul b/L și adoptând l/n pentru autovehiculul considerat.

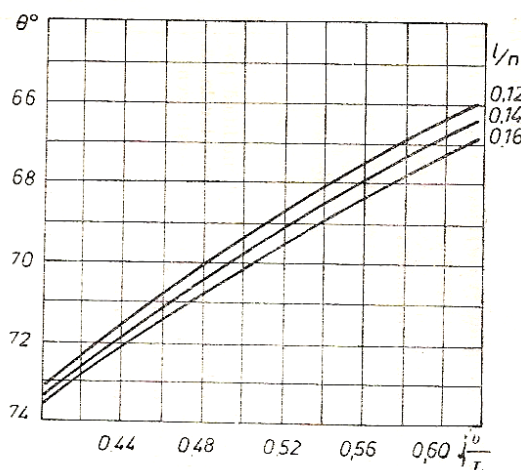


Fig. 3.52 – Determinarea parametrilor trapezului de direcție.

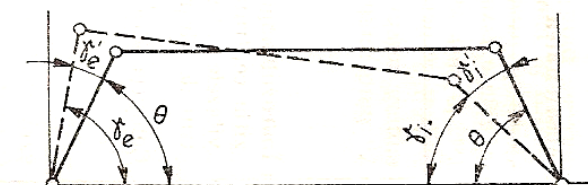


Fig. 3.53 – Verificarea grafică a parametrilor trapezului de direcție.

Precizia cinematicii trapezului de direcție în cazul parametrilor determinați printr-una din metodele indicate mai sus se verifică pe cale grafică sau analitică.

În figura 3.53 este reprezentată schema de verificare grafică a raportului dintre unghiurile de bracare ale roților de direcție.

Alegerea parametrilor transmisiei direcției este dată în tabelul 3.1.

3.6.5. Calculul transmisiei direcției

La transmisia direcției se calculează levierul de direcție, axul levierului, barele de direcție și articulațiile sferice.

Levierul de direcție este solicitat de forța F_l la încovoiere în secțiunea $a-a$ și $b-b$ și la torsiune (figura 3.54). Forța F_l de la extremitatea levierului de direcție se datorează forței F_v ce acționează asupra volanului (se admite $F_v = 400$ N) și se determină cu relația:

$$F_l = \frac{F_{v_max} \cdot R_v \cdot i_a}{l} \quad (3.55)$$

în care: R_v – raza volanului, i_a – raportul de transmitere al mecanismului de acționare.

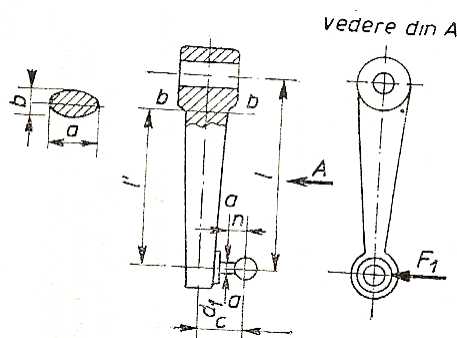


Fig. 3.54 – Schema pentru calculul transmisiei direcției.

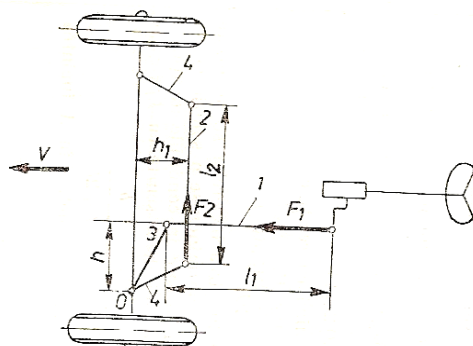
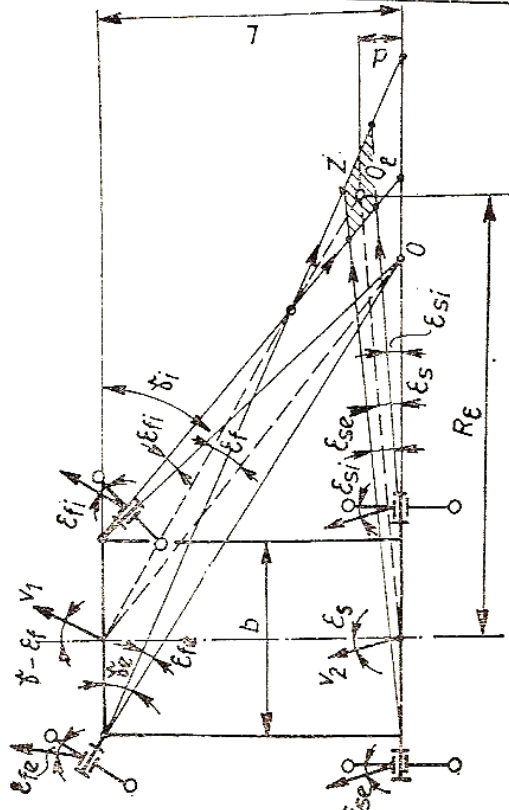
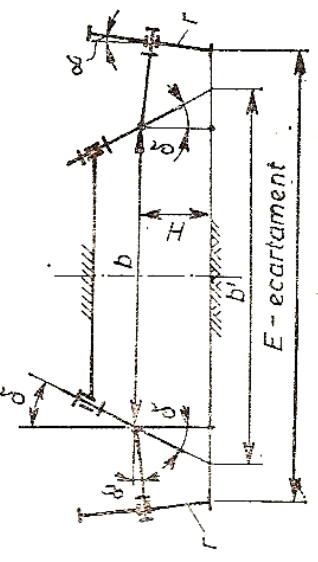


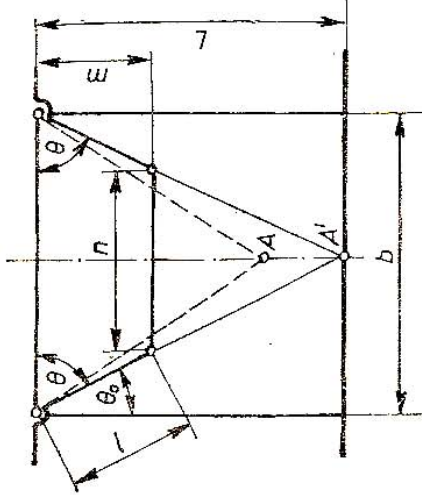
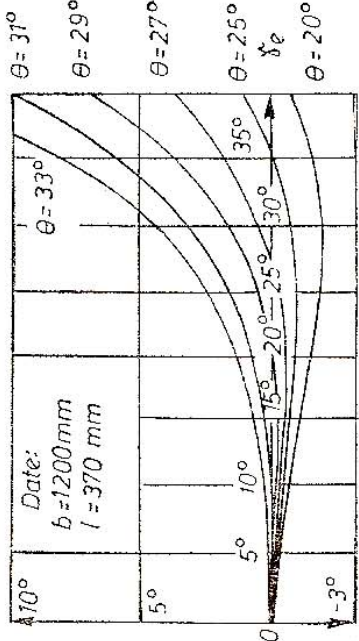
Fig. 3.55 – Schema pentru calculul levierului de direcție.

Tabelul 3.1

Alegerea parametrilor trapezului de direcție în cazul în care se ține seama de elasticitatea transversală a pneurilor și înclinarea pivoților [1]

Condiția virării Elementele de calcul	Schema cinematică. Diagrama	Relații de calcul. Recomandări
Condiția virării corecte în cazul auto-mobilului echipat cu roți elastice		<p>În cazul unghiurilor de derivă ε_{fe}, ε_{fi}, ε_{se}, ε_{si} se modifică poziția centrului de virare O. Intersecția perpendicularelor la vitezele roților delimitează o zonă Z în care se găsește centrul de virare O_e, raza de virare fiind R_e.</p> <p>Condiția virării corecte se exprimă cu relația:</p> $\cotg(\gamma_e - \varepsilon_e) - \cotg(\gamma_i - \varepsilon_i) = \frac{b}{L - d}$
Condiția virării corecte în cazul auto-mobilului echipat cu roți elastice și pivoți înclinați transversal		<p>Datorită înclinării transversale a pivotului cu unghiul δ, distanța dintre pivoți, la nivelul solului, va fi:</p> $b' = b + 2H \lg \delta \approx b + 2r \lg \delta$ <p>Condiția virării corecte când se ține seama atât de unghiurile ε cât și de înclinarea pivoților devine:</p> $\cotg(\gamma_e - \varepsilon_e) - \cotg(\gamma_i - \varepsilon_i) = \frac{b + 2r \lg \delta}{L - d}$

Tabelul 3.1 (continuare)

Parametrii trapezului de direcție		<p>Mărimile b, l și δ sînt date constructive ale punții din față. Lungimea n rezultă din relația:</p> $\sin \theta_0 = \frac{b-n}{2l}; \quad \sin \theta_0 = \frac{n-b}{2l}$ <p>prima relație fiind valabilă pentru trapezul posterior, iar a doua pentru trapezul anterior</p> <p>Lungimea levierului fuzetei se alege constructiv, fiind recomandat valorile:</p> $l = (0,12 \dots 0,20)b$ <p>Parametrul principal θ_0 se determină cu relațiile:</p> $\lg \theta_0 = \frac{b}{2L}$ <p>(cazul în care $e=0$ și $\delta=0$; prelungirea levierelor se înfățișează în A' — construcția deantăud — obținându-se o soluție aproximativă pentru condiția virării corecte în condițiile menționate; se recomandă în cazul autovehiculelor scurte cu $L/E < 1,6$):</p> $\lg \theta_0 = \frac{b}{L \pm 2m} \quad \text{sau} \quad \lg \frac{\theta_0}{2} = \frac{b}{L+2l}$ <p>(direcția levierelor intersectează axa de simetrie în A înaintea axei punții din spate):</p> $\lg \theta_0 = \frac{b}{2(2,5b \pm m)}$ <p>(direcția levierelor intersectează axa de simetrie la distanța de $2,5b$, de bara transversală de direcție)</p> <p>Semnul (+) din relații corespunde trapezului posterior, iar semnul (—) trapezului anterior</p>
Eroarea transmisiei direcției		<p>Eroarea transmisiei direcției este definită de relația:</p> $\Delta \gamma_i = \gamma_i - \gamma_u$ <p>γ_u fiind unghiul realizat, iar γ_u — unghiul necesar, la un anumit unghi γ_e</p> <p>Unghiul θ_0 determină atât mărimea acestei erori cît și valoarea γ_{e0} în care $\gamma_i = \gamma_u$ iar $\Delta \gamma_i = 0$.</p> <p>Din figură rezultă că la un unghi θ_0 mic, $\Delta \gamma_i = 0$ pentru unghiuri de bracare γ_e mari, eroarea maximă fiind negativă. Pentru θ_0 mare, $\Delta \gamma_i = 0$ la unghiuri de virare mici, eroarea maximă fiind pozitivă</p>

Tensiunea de încovoiere în secțiunea *a-a* va fi:

$$\sigma_i = \frac{F_1 \cdot n}{W_{ia}} = \frac{32 \cdot F_{v \max} \cdot R_v \cdot i_a \cdot n}{\pi \cdot d_1^3 \cdot l} \quad (3.56)$$

Tensiunea la încovoiere în secțiune *b-b* este:

$$\sigma_i = \frac{F_1 \cdot l'}{W_{ib}} = \frac{F_{v \max} \cdot R_v \cdot i_a \cdot l'}{W_{ib} \cdot l} \quad (3.57)$$

Efortul unitar la încovoiere în secțiunea *b-b* este:

$$\sigma_i = \frac{F_1 l'}{W_{ib}} = \frac{F_{v \max} R_v i_a l'}{W_{ib} l} \quad (7.79)$$

Levierul de direcție mai este solicitat și la torsiune, datorită faptului că forța F_1 acționează la distanța c față de axa levierului, ce va da naștere și la un moment de torsiune $M_t = F_1 c$, iar solicitarea corespunzătoare acestui moment va fi:

$$\tau_t = \frac{F_1 c}{W_t} = \frac{F_{v \max} R_v i_a c}{l W_t} \quad (7.80)$$

Levierul de direcție are, în general, o secțiune de formă eliptică, iar modulele de rezistență la încovoiere și torsiune sînt date de expresiile:

$$W_{ib} = \frac{\pi a^2 b}{4} \text{ și } W_t = \frac{\pi a b^2}{16} \quad (7.81)$$

Levierul de direcție este executat din oțeluri aliate cu crom și nichel sau din oțeluri carbon de calitate. Se admit pentru levier următoarele solicitări: $\sigma_{at} = 350\text{—}400 \text{ N/mm}^2$ și $\tau_{at} = 60\text{—}75 \text{ N/mm}^2$.

Axul levierului de direcție este solicitat la torsiune de momentul $M_t = F_{v \max} R_v i_a$, rezultînd efortul unitar:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{F_{v \max} R_v i_a}{0,2 d_s} \quad (7.82)$$

unde d este diametrul axului.

Axul levierului de direcție este din același material ca și levierul de direcție. Se admite pentru efortul unitar valorile $\tau_{at} = 250\text{—}350 \text{ N/mm}^2$.

Bara longitudinală de direcție 1 (fig. 7.63) este solicitată de forța axială F_1 la compresiune. Compresiunea este însoțită și de pericolul de flambare, astfel că se impune verificarea la flambaj.

Efortul unitar la compresiune se determină cu relația:

$$\sigma_c = \frac{F_1}{A_1} \quad (7.83)$$

iar efortul critic la flambaj este:

$$\sigma_f = \frac{\pi^2 E I_{1 \min}}{l_1^2 A_1} \quad (7.84)$$

unde: A_1 este suprafața secțiunii transversale (cea mai slăbită) a barei longitudinale de direcție; E — modulul de elasticitate al materialului; $I_{1\min}$ — momentul de inerție minim al secțiunii barei; l_1 — lungimea barei longitudinale de direcție.

Se recomandă pentru coeficientul de siguranță la flambaj:

$$c = \frac{\sigma_f}{\sigma_c} \geq 5. \quad (7.85)$$

Bara transversală de direcție 2, posterioară punții, este solicitată la fel ca bara longitudinală de direcție, la compresiune și la flambaj de către forța F_2 . Din ecuația de momente în raport cu punctul O, rezultă relația pentru forța $F_2 = F_1 h/h_1$.

Efortul unitar la compresiune se determină cu relația:

$$\sigma_c = \frac{F_2}{A_2}, \quad (7.86)$$

iar efortul critic la flambaj este:

$$\sigma_f = \frac{\pi^2 EI_{2\min}}{l_2^2 A_2}, \quad (7.87)$$

unde: A_2 și l_2 sînt secțiunea transversală și, respectiv, lungimea barei transversale de direcție; $I_{2\min}$ — momentul de inerție minim al secțiunii barei transversale.

Coeficientul de siguranță la flambaj nu trebuie să fie mai mic decît 5, adică:

$$c = \frac{\sigma_f}{\sigma_c} \geq 5. \quad (7.88)$$

Cînd bara transversală de direcție este anterioară punții, ea va fi solicitată la întindere, rezultînd un efort unitar:

$$\sigma_t = \frac{F_2}{A_2} \leq \sigma_{at}. \quad (7.89)$$

Barele se execută din țevă de oțel carbon de calitate.

Brațul fuzetei 3 și levierul fuzetelor 4 se calculează la încovoiere.

Bolțurile sferice ale articulațiilor barelor de direcție se verifică la strivire cu relațiile:

— pentru bara longitudinală:

$$\sigma_s = \frac{4F_1}{\pi d_1^2}; \quad (7.90)$$

— pentru bara transversală:

$$\sigma_s = \frac{4F_2}{\pi d_2^2}, \quad (7.91)$$

unde d_1 și d_2 sînt diametrele capetelor sferice ale bolțurilor.

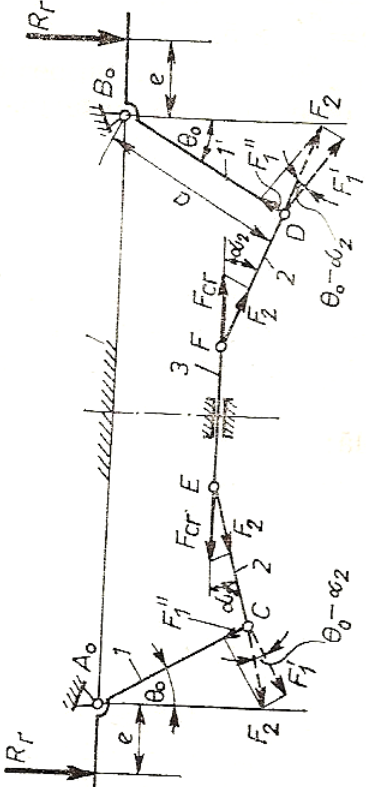
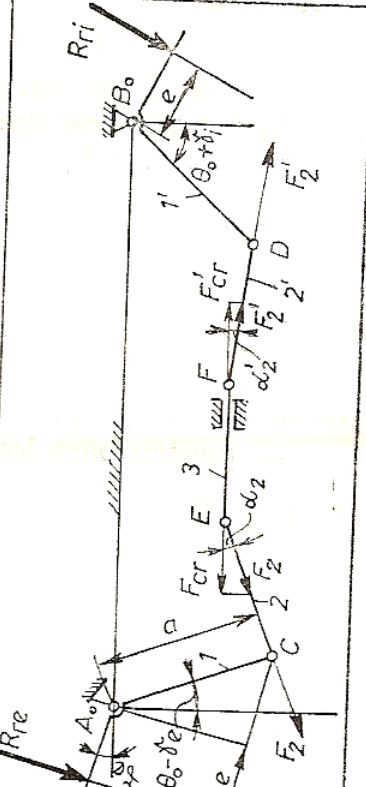
Pentru a împiedica o uzură rapidă a articulațiilor sferice, efortul unitar de strivire admis nu trebuie să depășească $\sigma_{as} = 25-30 \text{ N/mm}^2$.

Elementele transmisiei direcției în cazul punților articulate se calculează astfel: levierul central și manivelele la încovoiere, iar biețele la întindere sau compresiune.

În tabelul 7.5 sînt date elemente pentru calculul transmisiei direcției în cazul mecanismului de acționare cu pinion și cremalieră.

Tabelul 7.5

Elemente pentru calculul transmisiei direcției în cazul mecanismului de acționare cu pinion și cremalieră

Regimul de calcul	Schema cinematică	Relații de calcul. Recomandări
Mersul în linie dreaptă		<p>În acest regim, calculul de rezistență se face în ipoteza că forța maximă la volan $F_{v\max} = 400 \text{ N}$. Forța în cremalieră F_{cr} se determină cu relația:</p> $F_{cr} = \frac{F_{v\max} R_{\phi} i_a}{R_d}$ <p>în care R_{ϕ} este raza volanului; i_a — raportul de transmitere al mecanismului de acționare; R_d — raza de divizare a pinionului.</p> <p>Având forța F_{cr}, forțele din barele mecanismului se determină cu relațiile:</p> $F_2 = F_{cr} \cos \alpha_2;$ $F'_1 = F_2 \cos (\theta_0 - \alpha_2); \quad F''_1 = F_2 \sin (\theta_0 - \alpha_2);$ $R_1 = \frac{a}{e} F'_1 = \frac{a}{e} F_2 \cos (\theta_0 - \alpha_2).$ <p>Cunoscând forțele care acționează în bare, se pot face verificările corespunzătoare</p>
Mersul în viraj		<p>În acest regim, calculul de rezistență se face, în general, pornind de la forțele tangențiale R_{re} și R_{ri} care acționează asupra roților în timpul virajului.</p> <p>Forțele din barele mecanismului se determină cu relațiile:</p> $F_2 = \frac{e}{a} \cdot \frac{R_{re, i}}{\cos (\theta_0 \pm \gamma_{e, i} - \alpha_{2, 23})},$ $F_{cr} = F_2 \cos \alpha_2.$

3.7. Servomecanisme de direcție

Scopurile în care se utilizează servomecanismele de direcție sunt:

1. micșorarea efortului la volan, în cazul autocamioanelor și autobuzelor,
2. obținerea rapoartelor de transmitere mici necesare la deplasarea cu viteze mari și la manevrele de parcare, în cazul autoturismelor.

De asemenea servomecanismele de direcție trebuie să îndeplinească următoarele *cerințe*:

- funcționarea sistemului de direcție chiar în cazul eventualei defectări a servomecanismului,
- păstrarea proporționalității perfecte între forța dezvoltată la volan și momentul necesar pentru întoarcerea roților de direcție.

Dacă M_V este momentul de antrenare aplicat la volan și R_V raza volanului, **forța la volan** este dată de relația:

$$F_V = M_V / R_V$$

a cărei valoare ce asigură un bun control al contactului roților cu calea de rulare (așa numitul *simț al drumului*) este $F_V = 150 \text{ N}$ la 3,6 rotații ale volanului.

Valorile de forțe la volan întâlnite în mod frecvent la sistemele de direcție fără servomecanism sunt cuprinse între 25 N la autoturisme și 250 N la autocamioane și autobuze. În situații deosebite, conducătorul auto poate să dezvolte o forță de 750 N , iar normele internaționale recomandă ca pentru forțele mai mari de 200 N să se utilizeze sisteme de direcție cu servomecanism.

Pentru controlul virajului, forța la volan trebuie să crească odată cu mărirea unghiului de brăcare. În cazul când are loc o explozie la una dintre roțile de direcție, forțele la volan sunt mult mai mari decât cele uzuale, iar la trecerea roților de direcție peste anumite neregularități ale drumului, apar șocuri în volan care sunt percepute de conducătorul auto. De asemenea, la virajul cu autovehiculul stând pe loc apar forțe de virare foarte mari.

Servomecanismul sistemului de direcție trebuie să reproducă al volan toate particularitățile menționate mai sus, care apar în timpul funcționării sistemului de direcție, de aceea se recomandă un raport de amplificare al servomecanismului:

$$K_F = \frac{F_V + F_m}{F_V} = 1 + \frac{F_m}{F_V} \approx 5$$

în care: F_m – forța suplimentară dezvoltată de servomecanism.

Clasificarea servomecanismelor de direcție se face după tipul energiei utilizate:

- *servomecanisme pneumatice*: nu se mai folosesc datorită dimensiunilor mari, defectărilor dese și sensibilității scăzute,
- *servomecanisme hidraulice*: acționate de o pompă de ulei a cărei prezență crează posibilitatea ca o parte din energia hidraulică să fie utilizată pentru alte servomecanisme de la alte sisteme ale autovehiculului (ambreiaj, cutie de viteze, etc.),
- *servomecanisme electrice*: motorul de acționare este instalat la nivelul coloanei de direcție.

În funcție de modul de realizare a servomecanismului, se deosebesc două **tipuri de servodirecții**:

- servodirecție cu servomecanismul realizat separat de mecanismul de acționare a direcției, el acționând asupra organelor transmisiei direcției,
- servodirecție care are servomecanismul într-un corp comun cu mecanismul de acționare a direcției.

Servomecanismele utilizate în mod frecvent în construcția de autovehicule au ca element de lucru uleiul sub presiune. Un **servomecanism hidraulic** se compune dintr-o pompă hidraulică antrenată de motorul autovehiculului, un distribuitor de ulei comandat de la volan și un motor hidrostatic care transformă, în funcție de comanda primită, energia dată de pompă în lucru mecanic consumat pentru brăcarea roților de direcție.

Servodirecția hidraulică ZF 8065 utilizată la autocamioanele ROMAN, reprezentată în figura 3.56, se compune din caseta de direcție propriu-zisă 10, în care se află și servomecanismul hidraulic, pompa de înaltă presiune 3, rezervorul de ulei 13, volanul 1 cu axul 2 și conductele de legătură 4 (între pompă și rezervor), 5 (între pompă și caseta de direcție) și 12 (retur pentru ulei).

Celelalte elemente componente ale servodirecției sunt: 6 – carcasă angrenaj conic, 7 – supapă retur, 8 – trompă, 9 – mecanism supape servodirecție, 11 – levier servodirecție.

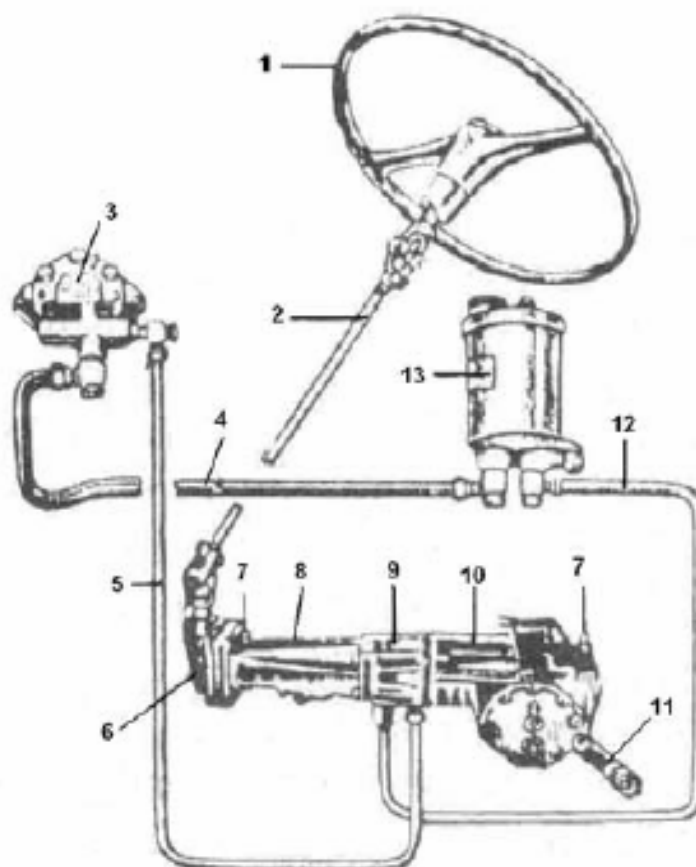


Fig. 3.56 – Ansamblul servodirecției hidraulice.

Servomecanismele hidraulice pot avea construcții diferite după *modul de așezare a sertarului*. Astfel, la unele cilindrul de forță al servomecanismului și sertarul de distribuție formează corpuri independente. Acest tip de servomecanism are dezavantajul că are un număr mare de conducte care dau posibilitatea apariției defectărilor.

La alte tipuri constructive de servomecanisme hidraulice cilindrul de forță și sertarul de distribuție sunt așezate în paralel în același corp, fiind coaxiale sau cu axele încrucișate. Aceste soluții se caracterizează printr-o construcție compactă și sensibilitate mare. Un exemplu de acest fel este mecanismul șurub–piuliță cu bile pentru mărirea randamentului reprezentat în figura 3.57.

Arborele volanului este legat de șurubul 1 care transmite mișcarea la piulița 2 prin intermediul bilelor 3 care sunt recirculate prin tubul 4. Piulița 2 este prevăzută cu un pinten care intră într-un canal al sertarului de distribuție 5 și este fixat în pistonul 6, prin intermediul rulmenților. Articulația sferică 8 transmite mișcarea axială a cilindrului la arborele levierului 7. Uzura este compensată de arcul 9.

Funcționarea servomecanismului este reprezentată schematic în figura 3.58.

La întoarcerea volanului spre dreapta, piulița 2 deplasează sertarul 5 în sus, astfel încât lichidul de la pompă intră prin conducta 10 în partea stângă a pistonului 6, forța lui adăugându-se la efortul de la volan. Conducta 11 din partea stângă a pistonului conduce la rezervor.

La încetarea efortului al volan, sertarul 5 este readus în poziție neutră de arcul 13, în acest fel încetând servoeffectul.

La întoarcerea volanului spre stânga, sertarul se deplasează în jos, iar de la pompă lichidul este trimis prin conducta 18 în partea dreaptă a pistonului 6.

Sensibilitatea servomecanismului se realizează prin reglarea presiunii în funcție de mărirea momentului de redresare, astfel că forța la volan rămâne proporțională cu momentul de redresare.

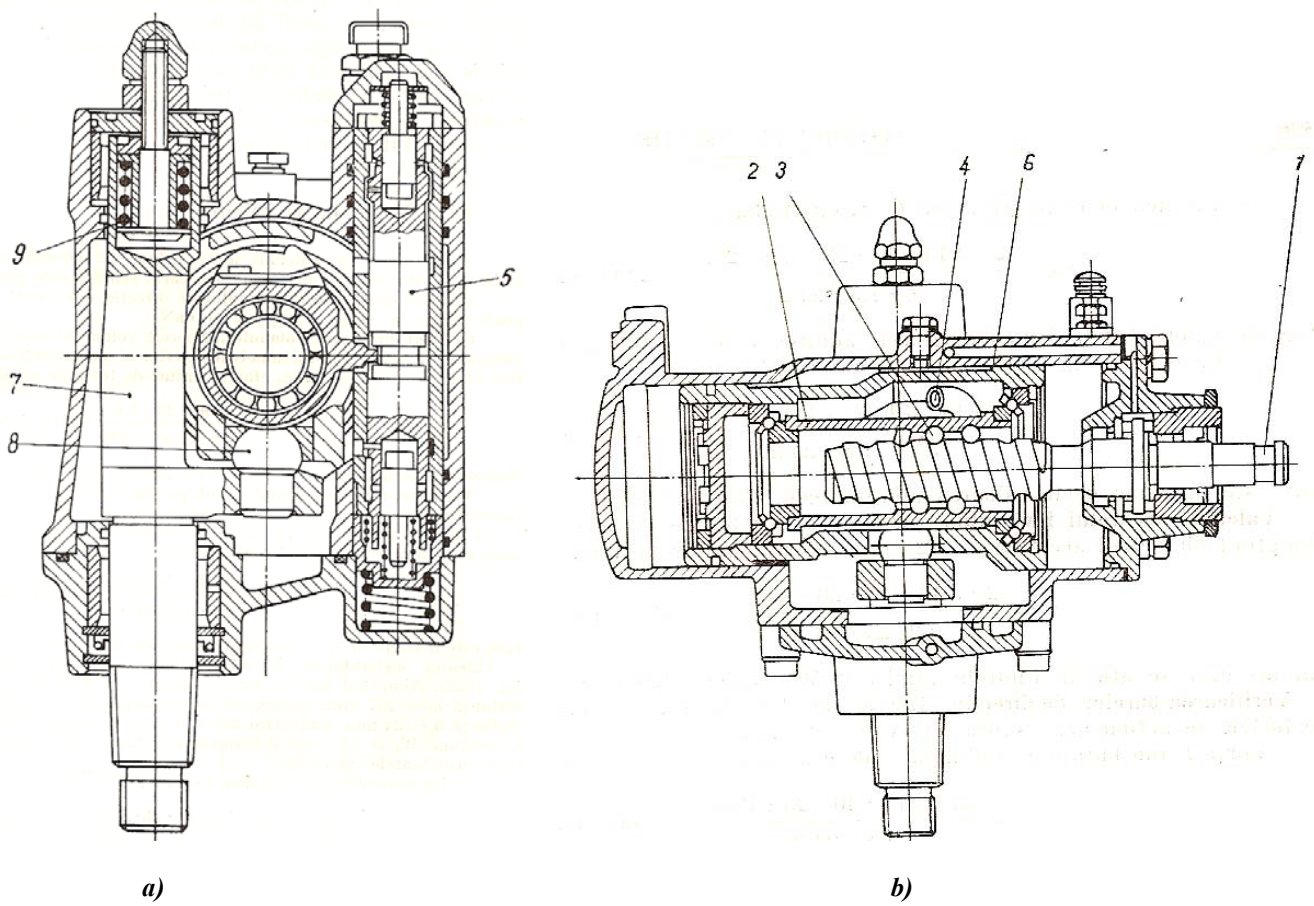


Fig. 3.57 – Servomecanism de direcție hidraulic cu axe încrucișate:
a) secțiune longitudinală, b) secțiune transversală

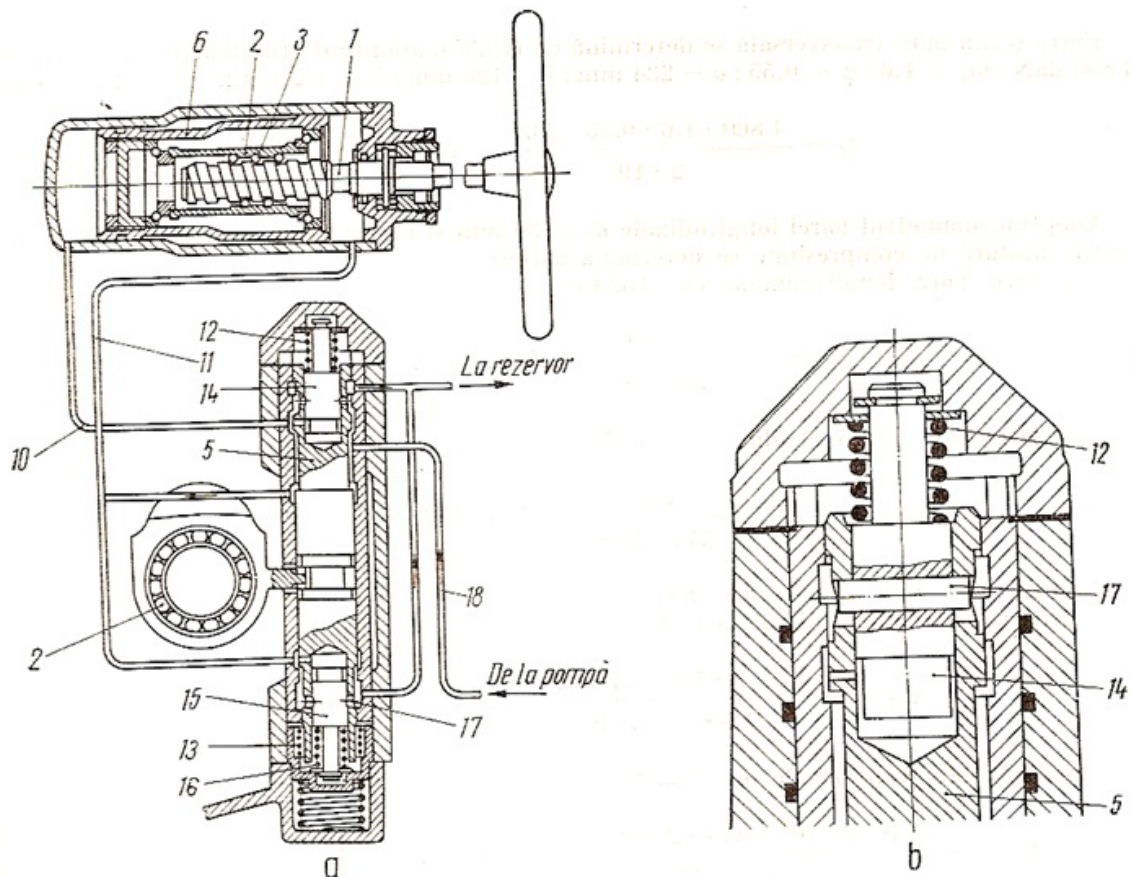


Fig. 3.58 – Schema funcționării servomecanismului hidraulic.

Servodirecția electrică, prezentată în figura 3.59, are servomecanismul (care face ca efortul necesar manevrării volanului de către conducător să fie mai redus) format din motorul 2 alimentat de la instalația electrică a autovehiculului. Electromotorul este comandat de calculatorul 3 care primește informații de la două traductoare: unul de cuplu și unul de viteză (figura 3.60).

Alte elemente componente ale sistemului de direcție sunt: 1 – volanul, 4 – arborele volanului, 5 – suport articulație sferică, 6 – biele, 7 – burduf de protecție, 8 – casetă de direcție cu pinon și cremalieră.

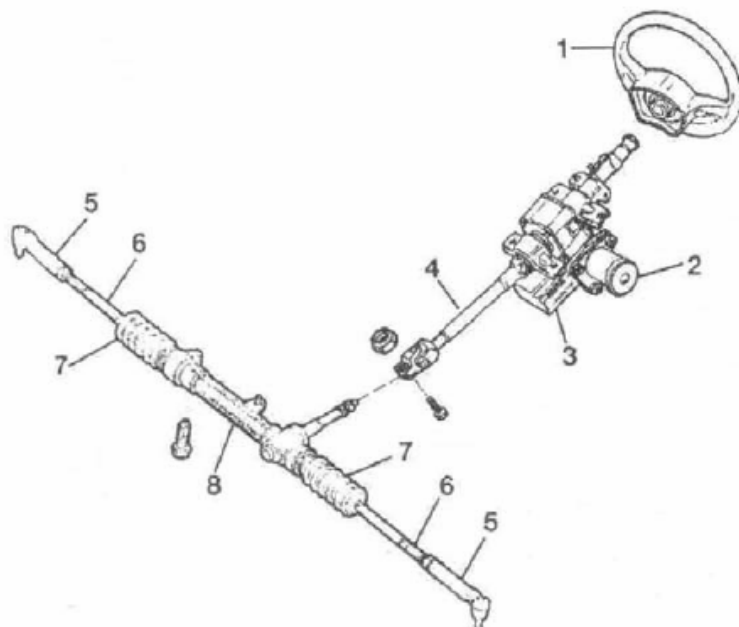


Fig. 3.59 – Servodirecția electrică.

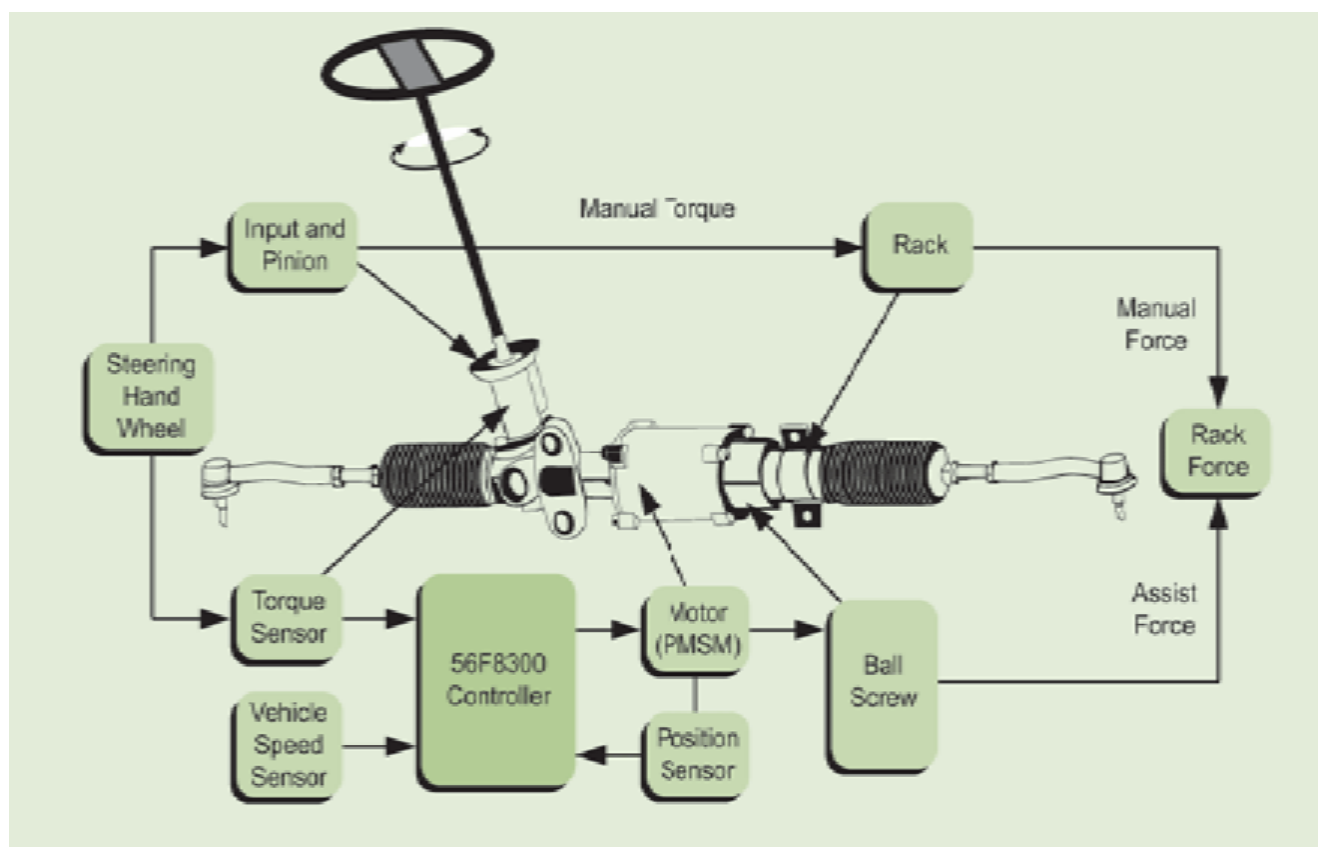


Fig. 3.60 – Sistem de direcție asistat electric.

Prin intermediul unui mecanism de tipul șurub–piuliță, motorul electric transmite un cuplu arborelui volanului, contribuind astfel la reducerea efortului conducătorului necesar brăcării roților de direcție.

Acest sistem are servoasistarea variabilă în funcție de viteza autovehiculului (calculatorul, prin informațiile primite de la traductorul de viteză, reduce servoasistarea odată cu creșterea vitezei).

Sistemul îndeplinește și funcția de *retur activ* care are rolul de a accelera revenirea roților în poziția corespunzătoare mersului în linie dreaptă, prin acțiunea servomotorului care contribuie la mărirea momentelor de stabilizare a roților datorate unghiurilor roților și pivoților.

Corecția returului activ variază în funcție de viteza autovehiculului (are valoarea maximă la viteză redusă și minimă la viteză mare).

Cu ajutorul unui buton, conducătorul auto poate selecta *modul normal* (pentru viteze medii și ridicate) sau *modul de circulație urban* (pentru o servoasistare sporită în timpul manevrelor).

Există diverse *soluții constructive de servodirecții asistate electric* în funcție de poziționarea motorului electric:

- motorul de acționare este instalat la nivelul coloanei de direcție (figura 3.61),
- motorul de acționare este instalat la nivelul șurubului din sistemul șurub-cremalieră în varianta cuplării printr-un singur pinion sau prin intermediul a două pinioane (figura 3.62),
- motorul de acționare este instalat la nivelul cremalierei (figura 3.63).



Fig. 3.61 – Sistem de direcție asistat electric cu motor electric pe coloană.



Fig. 3.62 – Sistem de direcție asistat electric: cu motor electric pe pinion (simplu sau dublu).



Fig. 3.63 – Sistem de direcție asistat electric: cu motor electric pe cremalieră.

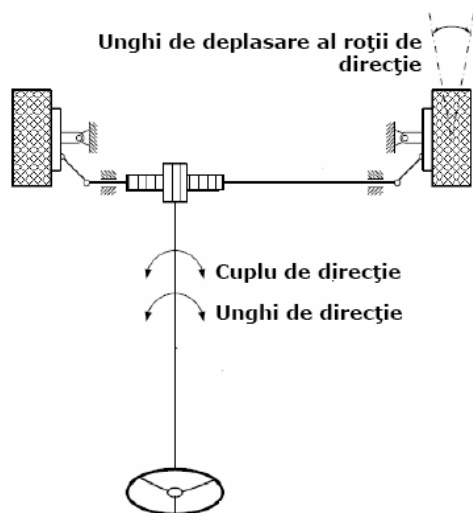


Fig. 3.64 – Parametrii de control la sistemul de direcție asistat.

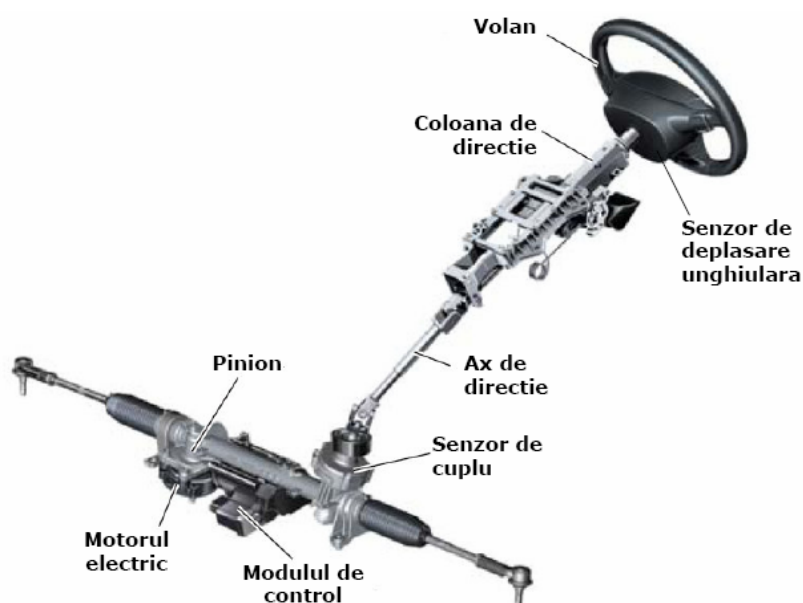


Fig. 3.65 – Elementele constructive ale sistemului de direcție asistat electric.

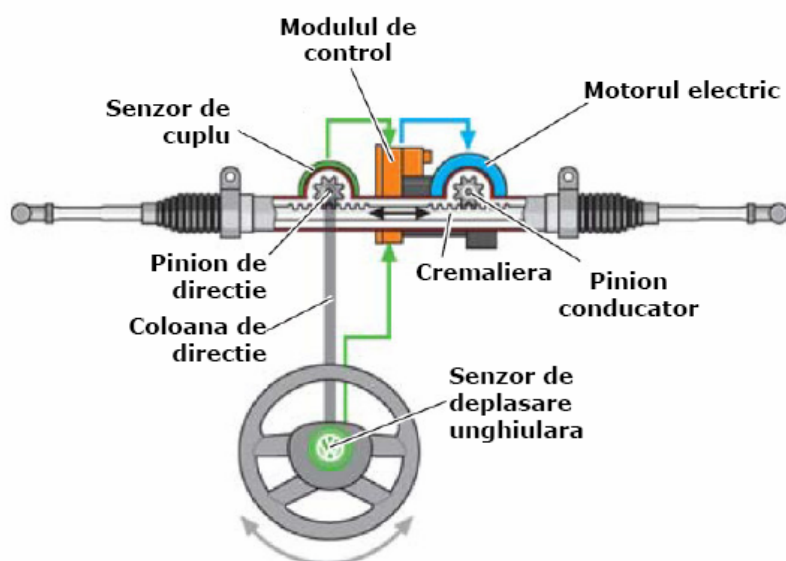
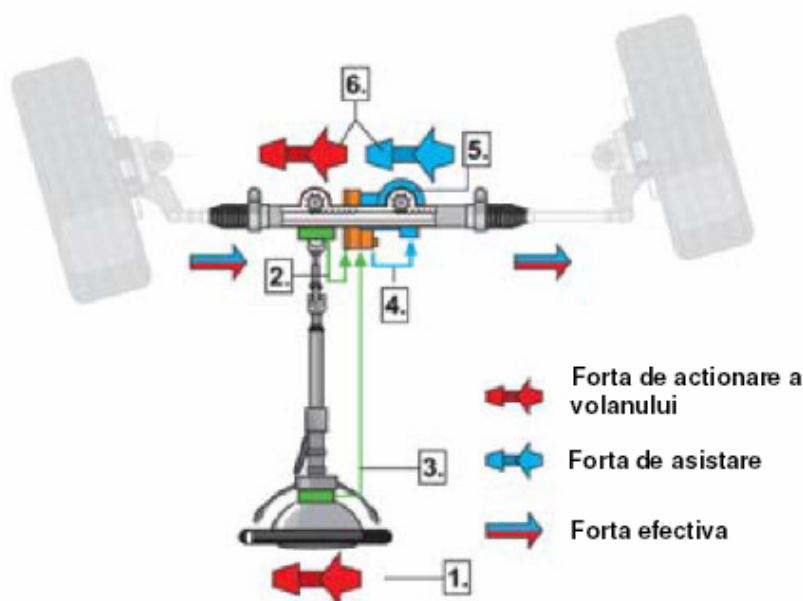
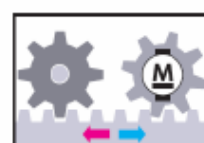


Fig. 3.66 – Structura sistemului de direcție asistat.

Functionarea sistemului de direcție analizat

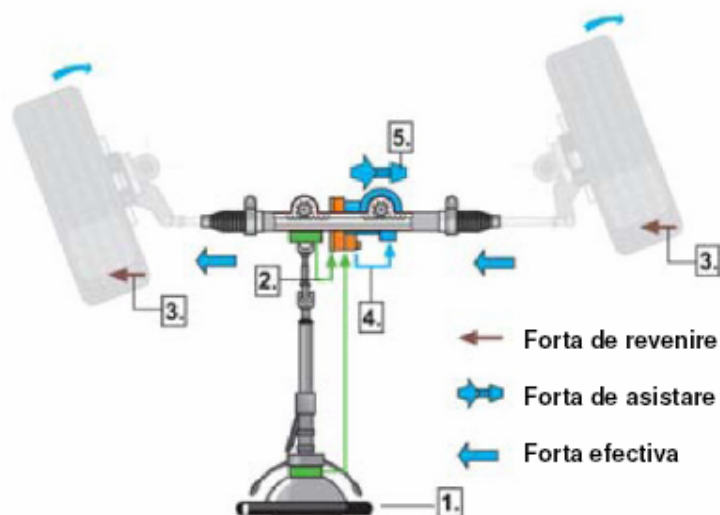


- 1 - Forța de acționare a volanului
- 2 - Senzorul de cuplu masoara cuplul dezvoltat de sofer
- 3 - Senzorul de deplasare unghiulara da informatii asupra unghiului de direcție și asupra vitezei de modificare a direcției
- 4 - Modulul de control determina forța de asistare necesara și comanda motorul electric
- 5 - Motorul antreneaza pinioanele sistemului de transmisie, care transfera forța cremalierii



- 6 - Forța efectivă care se aplica pinioanelor este data de suma dintre forța de acționare a volanului și cea de asistare.

Funcția de revenire



- 1 - Forța de acționare a volanului (reducerea acesteia va detensiona bara de torsiune)
- 2 - În funcție de forța de revenire aplicata, de unghiul de direcție și de viteza de modificare a acestuia se calculeaza o viteză de revenire. Compararea acesteia cu cea masurata determina forța de revenire necesara a fi dezvoltata de sistem
- 3 - Forțele de revenire ce acționeaza asupra roților directoare sunt date de sistemul de transmisie, dar sunt de cele mai multe ori reduse, datorita frecarilor, pentru a aduce roțile în poziția de aliniament
- 4 - Modulul de control determina forța de asistare necesara și comanda motorul electric
- 5 - Motorul antreneaza pinioanele sistemului de transmisie, care transfera forța cremalierii, și deci roților pentru a fi aduse pe aliniament.