

3. SISTEME DE DIRECȚIE LA AUTOVEHICULE

Sistemul de direcție este constituit din ansamblul de organe care servesc la poziționarea roților din față (directoare) prin rotirea volanului din interiorul autovehiculului.

În prezent direcția este un *element de siguranță activă* care influențează stabilitatea în timpul deplasării și se asigură că nici o roată nu este trasă de către celelalte, ceea ce se realizează cu ajutorul alinierii direcției cu geometria suspensiei față și spate.

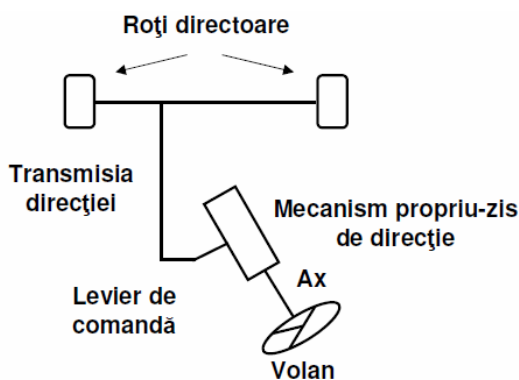
Consecințele directe ale stabilității în timpul deplasării sunt *creșterea confortului și siguranței*.

În ceea ce privește *sistemele de asistență*, atunci când autovehiculul este manevrat, o evoluție semnificativă a fost înregistrată prin *înlocuirea tehnologiei de asistență hidraulică cu cea electromecanică*.

Sistemele de direcție au evoluat urmărind siguranța deplasării și mai ales confortului în timpul condusului. În prezent există sisteme compacte la care roțile din spate sunt, de asemenea, directoare.

3.1. Rolul și condiții impuse sistemului de direcție

Sistemul de direcție are rolul de a asigura maniabilitatea autoturismului (capacitatea acestuia de a se deplasa în direcția comandată de șofer) cu posibilitatea de a executa virajele dorite sau de a menține mersul rectiliniu stabil.



Schema de principiu a unui sistem de direcție clasic este reprezentată în figura 3.1 în care se obține mișcarea roților de direcție de la volanul manevrat de conducătorul auto prin mecanismul de direcție și transmisia direcției.

Fig. 3.1 Schema de principiu a sistemului de direcție clasic.

De calitățile sistemului de direcție depinde în mare măsură deplasarea în siguranță a autovehiculului, manevrabilitatea și stabilitatea acestuia.

Principalele *condiții impuse* sistemului de direcție sunt:

- stabilizarea mișcării rectilinii (roțile de direcție să aibă tendința de a reveni în poziția corespunzătoare mersului în linie dreaptă după efectuarea virajelor),
- asigurarea manevrării cât mai rapide și ușoare,
- unghiurile de așezare a roților să se modifice cât mai puțin în timpul virării,
- să permită obținerea unei raze minime de viraj cât mai reduse,
- să aibă randament cât mai ridicat,
- să elimine oscilațiile unghiulare ale roților de direcție în jurul pivoților fuzetelor (fenomenul shimmy), care produce atât uzura articulațiilor și a anvelopelor, precum și instabilitatea direcției,
- să fie ireversibil, astfel încât șocurile provenite din neregularitățile căii de rulare să fie transmise cât mai atenuate la volan,
- să permită o manevrare rapidă a direcției (unghiurile de rotație ale volanului să fie suficient de mici pentru a realiza o conducere sigură în raport cu viteza autovehiculului),
- să necesite același număr de rotații ale volanului pentru viraj la stânga sau la dreapta (simetriei comenzii volanului),
- să permită înclinarea roților în viraj, astfel încât să nu se producă alunecarea lor,

- să asigure compatibilitatea direcției cu suspensia (oscilațiile suspensiei să nu provoace oscilațiile roților de direcție),
- să permită reglarea și întreținerea ușoară,
- construcția să fie simplă, să nu producă blocări și să prezinte o durabilitate cât mai mare.

Schema virajului unui autovehicul cu două punți este reprezentată în figurile 3.2 și 3.3. Operația de poziționare a roților directoare în vederea efectuării unui viraj se numește *bracare*.

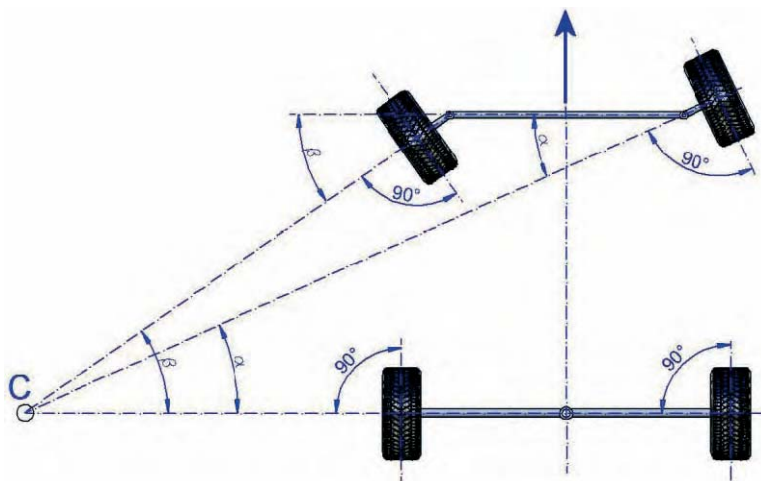


Fig. 3.2 – Comportarea autovehiculului la viraj
(C centrul instantaneu de rotație).

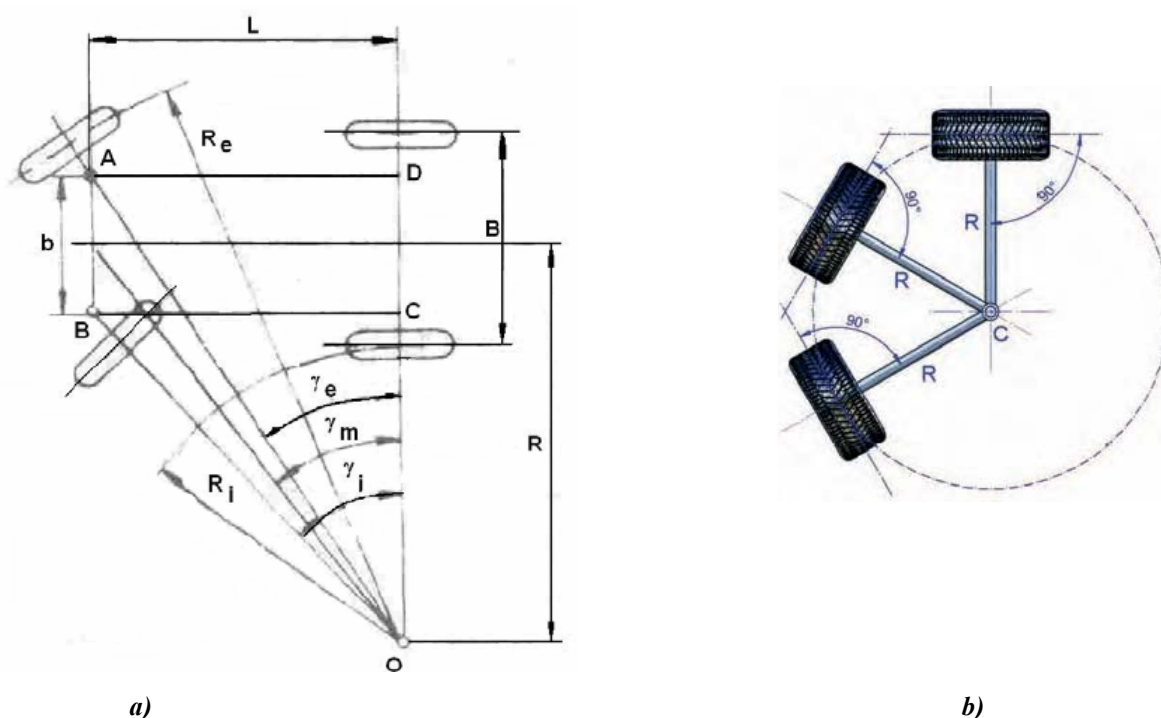


Fig. 3.3 – Schema virajului unui autovehicul:
a) unghiurile de bracare, b) raza curbei descrisă de roți.

Virajul este executat corect dacă roțile rulează fără alunecare și descriu cercuri concentrice în centrul de viraj O, aflat la intersecția dintre prelungirea axei roților din spate și a axelor fuzetelor celor două roți de direcție. Aceasta înseamnă că roțile de direcție nu sunt paralele ci înclinate (bracate) cu unghiuri diferite: unghiul de bracare γ_i al roții interioare este mai mare decât unghiul de bracare γ_e al roții exterioare.

Când roțile sunt bracate, o altă condiție foarte importantă este creată, condiție legată direct de raza curbei negociate.

Pentru a înțelege această condiție, este mai bine să considerăm viteza de rulare a roții una foarte mică, fără interferențe; în această situație nu există forțe perturbatoare ce acționează asupra vehiculului, cum ar fi, forța centrifugă, împingerea laterală datorată vântului, forțe acceleratoare datorate cuplului motor, etc.

O condiție esențială, pentru a preveni că roata să fie supusă frânării laterale ce ar fi foarte dăunătoare pneului, este ca, atunci când urmează traiectoria impusă, aceasta trebuie să fie perfect perpendiculară pe raza curbei.

Atunci când toată puntea față virează, cu toate că roțile parcurg două cercuri de raze diferite, ele se mențin perpendiculare pe raza arcului de cerc descris de curbă (figura 3.4 a).

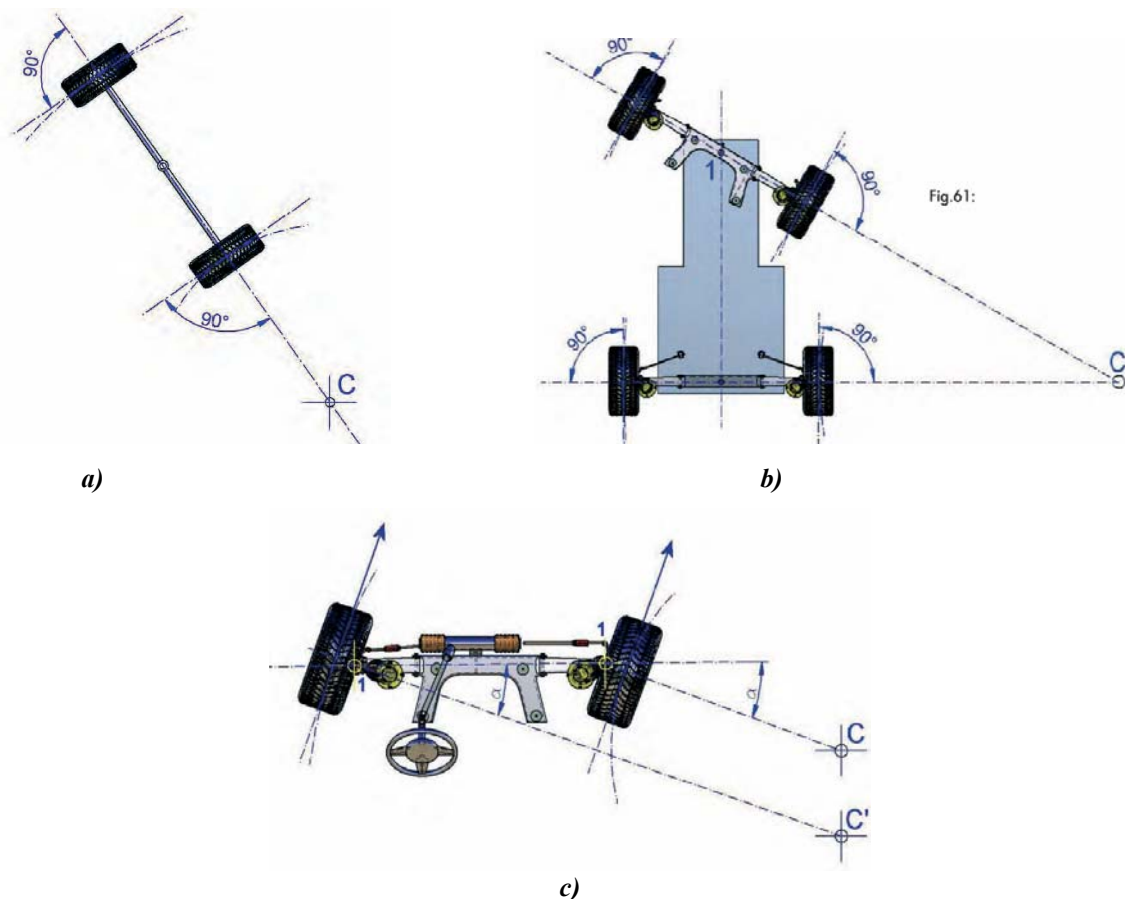


Fig. 3.4 – Virajul la autovehicule:

a) roțile directe, b) rotirea punții față, c) rotirea ambelor roți

Atunci când tot autovehiculul este cotit trebuie să se respecte aceleași condiții, ceea ce înseamnă că două axe trebuie să respecte condițiile simultan, iar puntea spate trebuie să învârtă în jurul aceluiași centru de rotație (figura 3.4 b). Această condiție poate fi respectată cu ușurință în cazul în care toată puntea față se rotește, precum este arătat în figura 3.4 b. Însă, din motive evidente de stabilitate și restricții de spațiu sub vehicul, acest lucru nu este posibil în cazul vehiculelor motorizate; vehiculele motorizate sunt virate datorită articulațiilor pivoților; roțile se comportă ca și cum ar fi pe două punți separate (figura 3.4 c).

Dar, dacă ambele roți sunt virate în același mod, ca în figura 3.4 c, cu un unghi α , ce urmează două traiectorii diferite dar de aceeași rază atunci una din roți va fi târâtă spre punctul impus de celelalte trei și astfel uzura cauciucului ce echipează acea roată va fi foarte mare.

3.2. Elemente componente ale sistemului de direcție

Principalele elemente de acționare dintr-un sistem de direcție cu cremalieră și pinion (figura 3.5), de la acțiunea șoferului până la mișcarea direcțională a roților sunt: volanul, coloana de direcție, caseta (cremaliera) de direcție.

Volanul de direcție este realizat, în general din material plastic cu armătură metalică, având forma circulară cu 1–3 spițe.

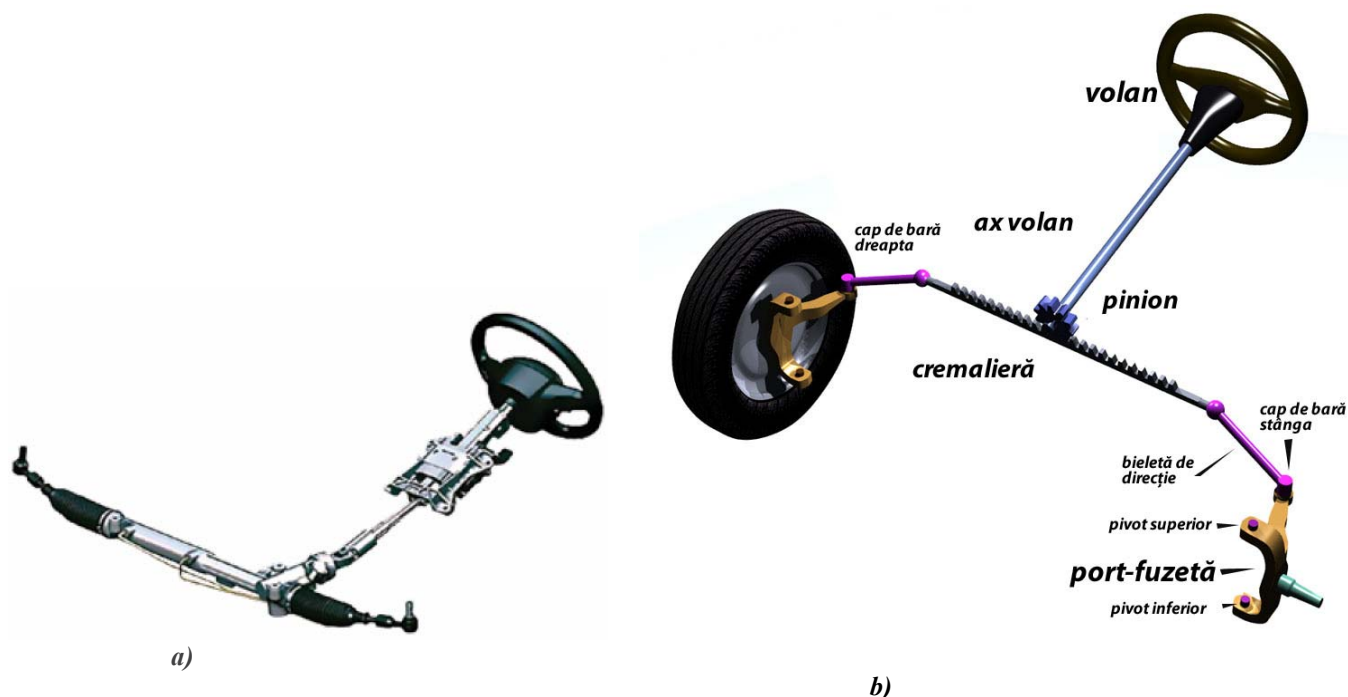


Fig. 3.5 – Sistem de direcție pentru autoturisme:
a) construcție, b) schema simplificată.

Axul volanului este realizat dintr-o bucată sau din două bucați, legate între ele printr-o articulație cardanică, în general rigidă. Soluția din două bucați se utilizează atunci când caseta de direcție nu se află pe direcția volanului. Din motive de securitate, începe să se răspândească la autoturisme soluția cu coloana volanului deformabilă sub acțiunea unui șoc puternic. Uzual se folosește soluția coloanei telescopice compusă din patru tuburi care devin telescopice la o anumită forță axială. La unele automobile, poziția volanului poate fi reglată prin deplasarea în direcție axială și înclinare cu un anumit unghi.

Volanul este cuplat la **coloana de direcție**. Mișcarea sa de rotație produsă de către șofer permite rotirea coloanei pe cremalieră, care, la rândul său, transmite o mișcare liniară către roțile directoare ale autovehiculului.

Biela cuplată dintre volan și cutia de direcție este cea care transmite cuplul de rotație exercitat de către șofer. Aceasta are o structură cu configurație de securitate, astfel încât, în cazul unei coliziuni frontale cu autovehiculul, leziunile șoferului să fie reduse la minimum.

Caseta sau cremalieră de direcție. Cremaliera este elementul cel mai important al ansamblului, deoarece este responsabilă de transformarea mișcării de rotație produsă de volan într-o mișcare liniară de translație la bieletele care acționează fuzetele pentru a orienta roțile în direcția dorită de către șofer. Cremaliera este mecanismul ideal pentru autoturisme datorită simplității de întreținere a acesteia și a costurilor reduse de producție (figura 3.6).

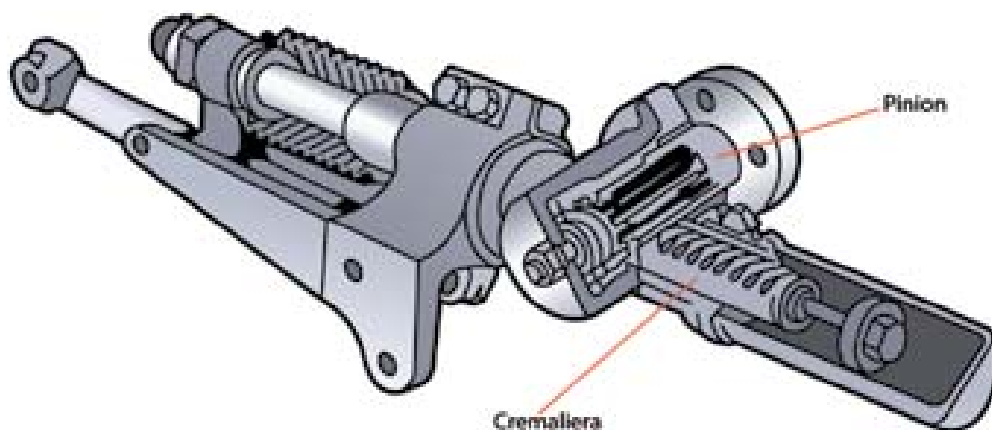


Fig. 3.6 – Construcția casetei de direcție cu cremalieră.

Pentru a reduce eforturile sunt introduse sisteme de asistență, care pot fi hidraulice sau electromecanice pentru a obține confort și siguranță în timpul condusului. În timpul funcționării cremalierei sunt luați în considerare diverși factori, cum ar fi raportul de demultiplicare și raza de bracare a vehiculului.

Demultiplicarea implică necesitatea efectuării unei rotații mai mari sau mai mici a volanului pentru a obține un unghi adecvat în curbă. Cu cât este mai mică raza de bracare a vehiculului, cu atât este mai favorizat condusul prin orașe sau pe drumuri cu serpentine. În acest caz dimensiunea caroseriei, ampatamentul, este un factor foarte important.

În prezent, pe vehicule pot fi montate diferite tipuri de asistență, care variază în funcție de tipul de vehicul și de utilizarea acestuia.

Elementele componente ale sistemului de direcție se împart în două grupe: mecanismul de comandă (acționare) a direcției și transmisia direcției.

Mecanismul de comandă servește la transmiterea mișcării de la volan la levierul casetei de direcție și cuprinde: volanul, coloana volanului, caseta de direcție și levierul casetei de direcție.

Transmisia direcției face legătura între levierul casetei de direcție și roțile directoare, fiind alcătuită dintr-un ansamblu de bare și levieri.

La toate autovehiculele mecanismul de comandă este oarecum asemănător, în schimb transmisia direcției este diferită în funcție de tipul punții directoare rigidă sau articulată (cu suspensie independentă).

Schemele de principiu ale sistemului de direcție sunt prezentate în figura 3.7 și figura 3.8, pentru o punte rigidă, respectiv pentru o punte articulată. În ambele cazuri comanda direcției cuprinde volanul, coloana volanului, caseta de direcție și levierul casetei de direcție.

Elementele componente ale unui *sistem de direcție* utilizat la *autovehicule cu punți rigide* (roți de direcție cu suspensia dependentă) reprezentate în figura 3.7 sunt: 1 – volan, 2 – arbore al volanului, 3 – șurub melc globoidal, 4 – sector dințat, 4' – rolă, 5 – axul levierului de direcție, 5' – levier de direcție (comandă), 6 – bara longitudinală (de comandă) de direcție, 7 – bara transversală de direcție, 8 și 14 – levierele fuzetelor, 9 și 13 – fuzete, 10 – pivoți, 11 – brațul fuzetei, 12 – partea centrală a punții față (osia propiu-zisă), 15 și 16 roți de direcție.

Pentru a schimba direcția autovehiculului (figura 3.7), conducătorul acționează asupra volanului 1 care transmite mișcarea prin intermediul axului 2 la melcul 3 ce angrenează cu sectorul dințat 4. Pe axul sectorului dințat se află levierul de direcție (comandă) 5 care este în legătură cu bara longitudinală de direcție (comandă) 6. Prin rotirea sectorului dințat, deci și a levierului de direcție, bara longitudinală va avea o mișcare axială care depinde de sensul de rotație a sectorului dințat.

Prin deplasarea axială a barei longitudinale de direcție, brațul fuzetei 11 va roti fuzeta 9 în jurul pivotului 10 și odată cu ea și roata din stânga. Legătura care există între fuzeta 9 și fuzeta 13, prin intermediul levierelor 8 și 14 și bara transversală de direcție 7, va produce rotirea fuzetei 13.

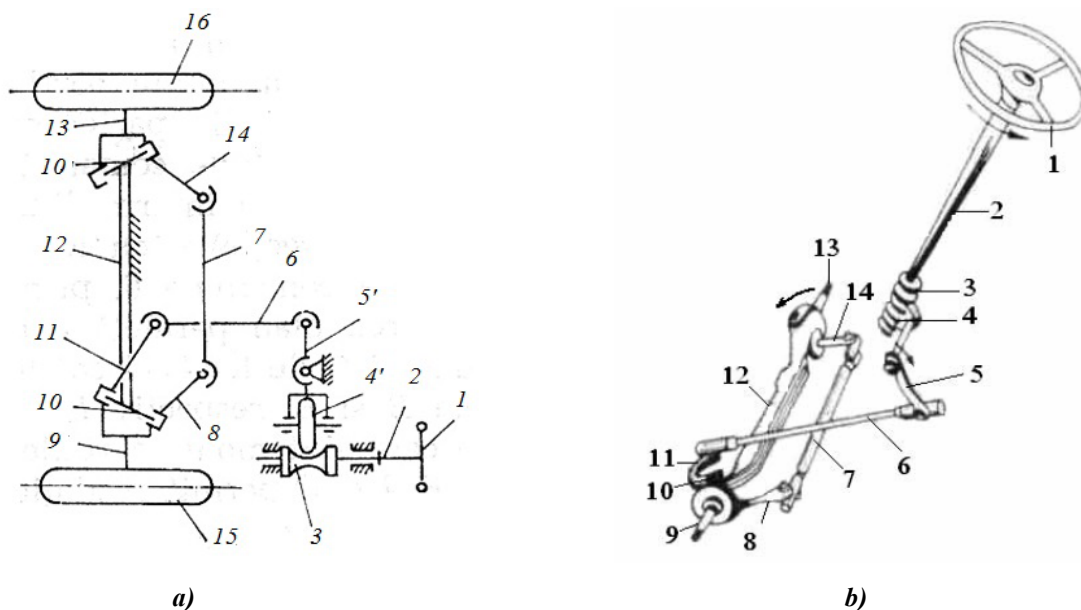


Fig. 3.7 –Sistemul de direcție în cazul punții rigide: a) schema cinematică, b) construcție.

Patrulaterul format din puntea propriu-zisă 12, levierul fuzetelor 8 și 14 și bara transversală de direcție 7 se numește *trapezul direcției*.

La automobilele prevăzute cu *suspensia independentă pentru roțile punții din față* (figura 3.8) bara transversală de direcție este divizată în două sau mai multe segmente articulate între ele în scopul de a permite oscilarea independentă a roților la trecerea peste obstacole. Bara transversală este compusă din bara centrală 6 (numită și bară de conexiune) și barele de comandă (bieletele) 8. Pentru a asigura barei de conexiune o mișcare plan-paralelă, aceasta este ghidată de levierul condus 7. În acest caz, mișcarea de la volanul 2 se transmite prin intermediul arborelui 3, la mecanismul de acționare (caseta de direcție) 4 cu levierul de direcție (comandă) 5, care antrenează bara de conexiune 6 prin articulația din punctul F. Barele de comandă 8, articulate în punctele B și E, respectiv C și I, transmit mișcarea la levierul fuzetelor 9 pe care sunt montate roțile de direcție 1 și 1'. Articulațiile din puntele B, E, I și C permit oscilația independentă a roților de direcție.

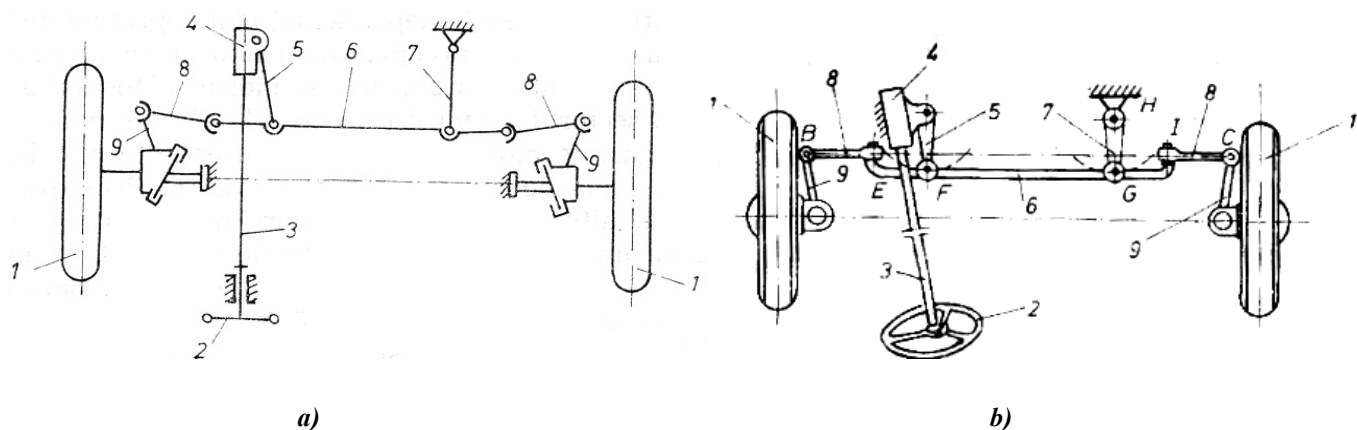


Fig. 3.8 – Sistemul de direcție pentru puntea articulată (suspensia independentă a roților):
a) schema cinematică, b) construcție.

3.3. Clasificarea sistemelor de direcție. Particularități de funcționare

Clasificarea sistemelor de direcție poate fi făcută după mai multe criterii:

1. *locul de dispunere a mecanismului de acționare a direcției*:
 - sisteme de direcție pe dreapta,
 - sisteme de direcție pe stânga;
2. *locul unde sunt plasate roțile de direcție*:
 - roțile punții din față (soluția clasică),
 - roțile punții din spate,
 - roțile ambelor punți;
3. *tipul mecanismului de acționare*:
 - după legea de variație a raportului de transmitere:
 - constant,
 - variabil,
 - după tipul angrenajului mecanismului:
 - mecanisme cu melc,
 - cu manivelă,
 - cu roți dințate;
 - după tipul comenzii (figura 3.9):
 - mecanică,
 - mecanică cu servomecanism (hidraulic, pneumatic sau electric),
 - hidraulică;
4. *particularitățile transmisiei direcției*:
 - poziția trapezului de direcție în raport cu puntea din față:
 - cu trapez anterior
 - cu trapez posterior;

- construcția trapezului de direcție:
 - cu bara transversală de direcție dintr-o bucată,
 - cu bara transversală de direcție compusă din mai multe părți.

5. *modul de realizare a virării:*

- prin bracarea roților directoare,
- prin frângerea șasiului;

6. *tipul punții directoare:*

- direcții pentru punți rigide,
- direcții pentru punți independente;

7. *modul de producere a forței de virare:*

- direcții manuale (se folosește exclusiv forța musculară a conducătorului auto),
- direcții asistate (forța de virare este dezvoltată atât de forța musculară a conducătorului auto – care permite conducerea în caz de defectare dar cu efort mai mare, cât și de o instalație specială care produce forța pe baza energiei hidraulice),
- servodirecții (forța de virare este produsă exclusiv de o instalație specială, efortul conducătorului auto fiind nesemnificativ, iar în caz de defectare se utilizează sisteme auxiliare de avarie).

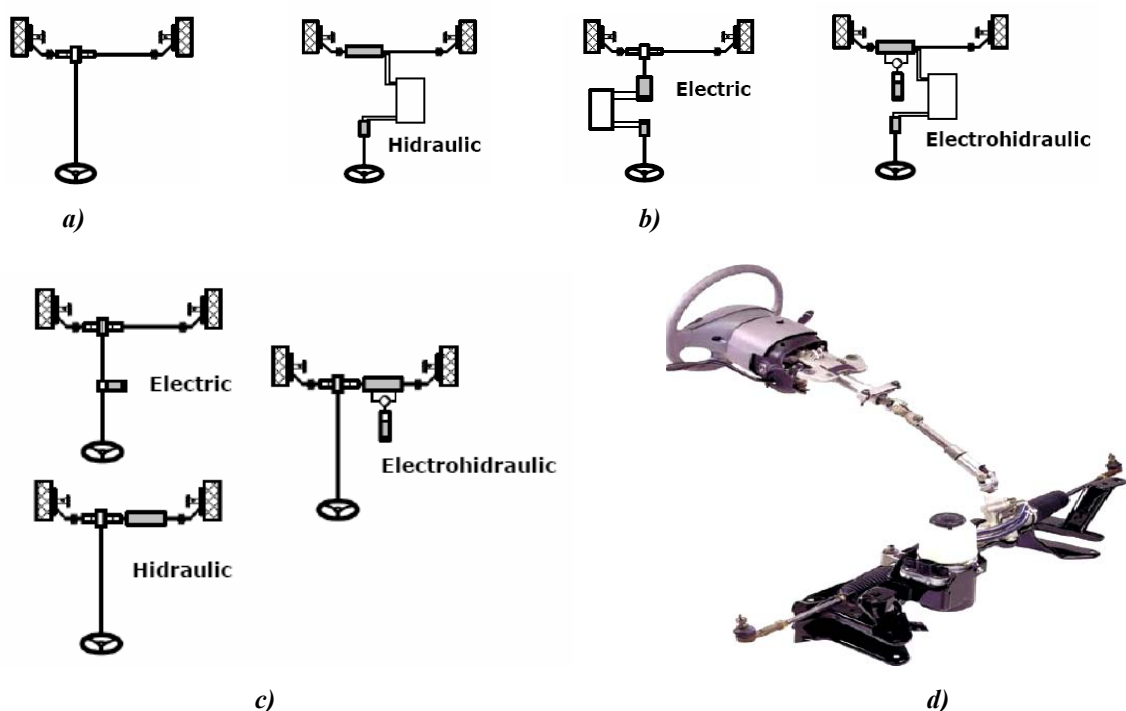


Fig. 3.9 – Tipuri de sisteme de direcție: a) clasic (mecanic), b) complet acționate, c) asistate, d) construcție.

3.4. Rapoartele de transmitere ale sistemului de direcție

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 φ_v și unghiul mediu de bracare al roților de direcție γ_m și este dat de relația:

$$i_{\omega} = \frac{\varphi_v}{\gamma_m} \quad (3.1)$$

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:

$$i_{\omega} = i_a \cdot i_t \quad (3.2)$$

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.

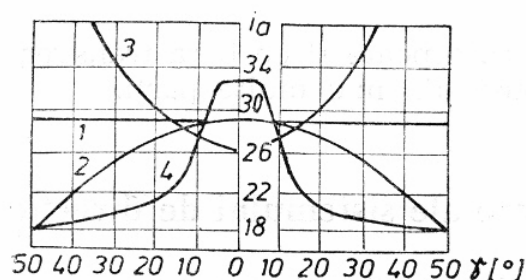


Fig. 3.10 – Variația raportului de transmitere pentru mecanismele de acționare a direcției

Variația raportului de transmitere i_a în funcție de unghiul de bracare al roților de direcție γ pentru diferite tipuri de mecanisme de acționare este reprezentată în figura 3.10: raport de transmitere constant (dreapta 1 – cele mai răspândite), raport de transmitere variabil: crescător (curba 2 – i_a maxim când volanul ocupă poziția mersului în linie dreaptă; curba 4 – mecanism de acționare cu manivelă și unele tipuri de melc) sau descrescător (curba 3 – la deplasarea cu viteze mari autovehiculul reacționează rapid la unghiuri mici ale volanului, iar la viteze reduse se face rotirea cu unghiuri mari și odată cu creșterea i_a scade forța la volan;).

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:

$$i_t = i_T \cdot i_L \quad (3.3)$$

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 ω_i și cea a roții exterioare virajului ω_e :

$$i_T = \frac{\omega_i}{\omega_e} \quad (3.4)$$

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:

$$i_T = \frac{d\gamma_i}{d\gamma_e} \quad (3.5)$$

Pentru calcule practice, deși trapezul de direcție este un mecanism patrulater spațial articulat, se consideră că acesta este un mecanism plan. Proiecțiile vitezelor punctelor A și C (figura 3.11 a) după direcția barei transversale de direcție se exprimă prin relațiile:

$$v_{tA} = \frac{d\gamma_e}{dt} \cdot h \cdot \cos(\gamma_e - \varphi_0 + \varepsilon) \quad (3.6)$$

$$v_{tC} = \frac{d\gamma_i}{dt} \cdot h \cdot \cos(\gamma_i + \varphi_0 + \varepsilon) \quad (3.7)$$

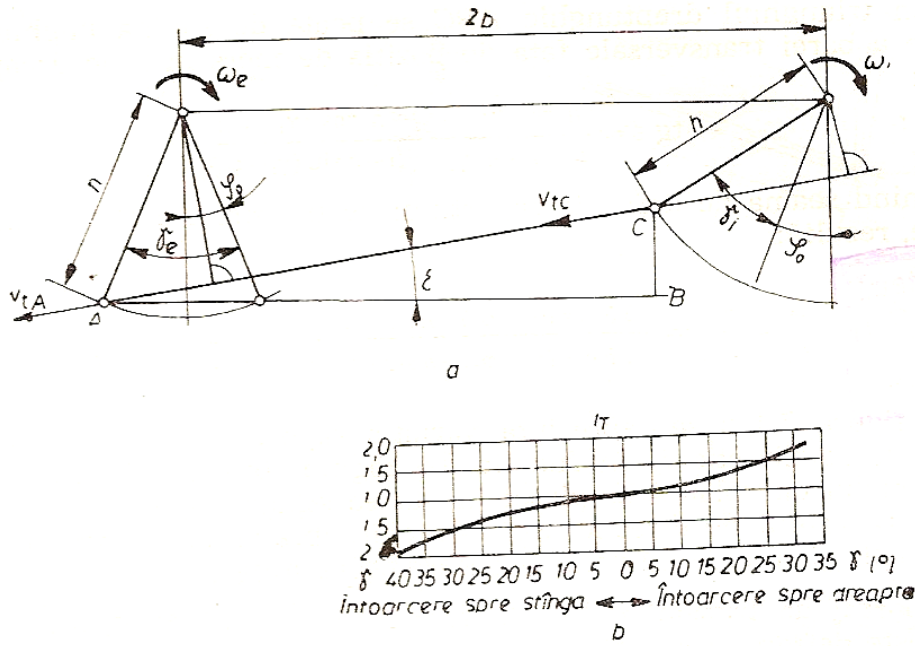


Fig. 3.11 – Trapezul de direcție: a) schema cinematică, b) variația raportului de transmitere.

Deoarece bara de direcție este rigidă, proiecțiile vitezelor punctelor A și C după direcția barei sunt egale ($v_{tA} = v_{tC}$) și rezultă:

$$\frac{d\gamma_i}{d\gamma_e} = \frac{\cos(\gamma_e - \varphi_0 + \varepsilon)}{\cos(\gamma_i + \varphi_0 + \varepsilon)} \quad (3.8)$$

raport care poate fi scris, după transformări trigonometrice, sub forma:

$$\frac{d\gamma_i}{d\gamma_e} = \frac{\cos(\gamma_e - \varphi_0) - \sin(\gamma_e - \varphi_0) \cdot \operatorname{tg} \varepsilon}{\cos(\gamma_i + \varphi_0) - \sin(\gamma_i + \varphi_0) \cdot \operatorname{tg} \varepsilon} \quad (3.9)$$

Din triunghiul dreptunghic ABC se determină unghiul ε de deviere a barei transversale față de poziția de mers în linie dreaptă cu relația:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{h \cdot \cos(\gamma_e - \varphi_0) - h \cdot \cos(\gamma_i + \varphi_0)}{2 \cdot b + h \cdot \sin(\gamma_i + \varphi_0) - h \cdot \sin(\gamma_e - \varphi_0)} \quad (3.10)$$

care înlocuită în relația (3.9) permite determinarea raportului de transmitere definit de relația (3.9):

$$i_T = \frac{2 \cdot b \cdot \cos(\gamma_e - \varphi_0) - h \cdot \sin[(\gamma_e + \varphi_0) - (\gamma_i - \varphi_0)]}{2 \cdot b \cdot \cos(\gamma_i + \varphi_0) - h \cdot \sin[(\gamma_i + \varphi_0) - (\gamma_e - \varphi_0)]} \quad (3.11)$$

În figura 3.11 b este reprezentată variația raportului de transmitere al trapezului de direcție i_T în funcție de unghiul brațului fuzetei. Pentru un autovehicul care are volanul amplasat în partea stângă $i_T > 1$ pentru bracărea spre dreapta și $i_T < 1$ pentru bracărea spre stânga.

Raportul de transmitere de la fuzetă la levierul de direcție este definit ca raportul dintre viteza unghiulară a brațului fuzetei și viteza unghiulară a levierului de direcție. Datorită construcției spațiale a mecanismului format din brațul fuzetei l_2 , bara longitudinală de direcție l_3 și levierul de direcție l_1 (figura 3.12) pentru determinarea raportului de transmitere i_L se utilizează o metodă grafo-analitică. Acest mecanism trebuie astfel construit încât la virajul autovehiculului spre dreapta sau spre stânga cu aceeași rază, unghiurile de rotire ale volanului să fie egale.

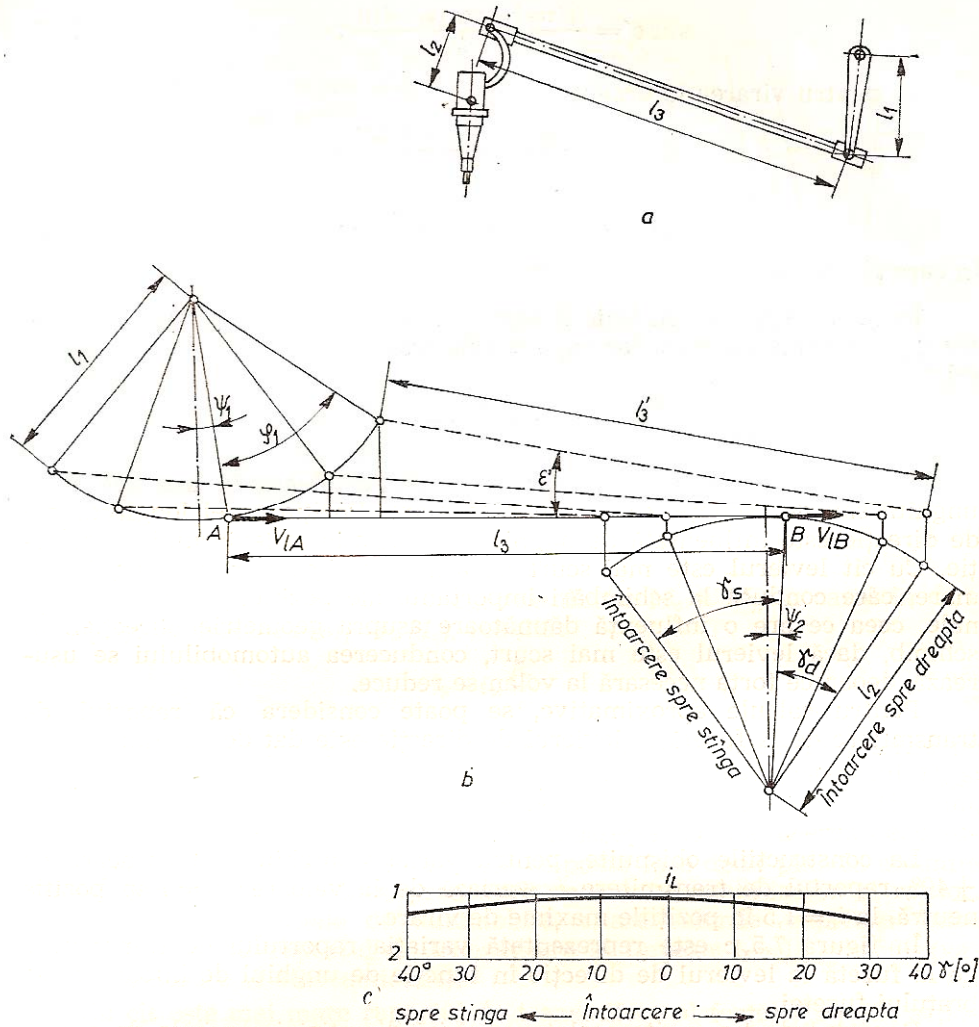


Fig. 3.12 – Transmisia direcției de la fuzetă la levierul de direcție: a) construcție, b) cinematica mecanismului, c) variația raportului de transmitere.

Raportul de transmitere de la fuzetă la levierul de direcție variază cu unghiurile de rotire ale brațului fuzetei spre dreapta γ_d și spre stânga γ_s . Proiecțiile vitezelor punctelor A și B (figura 3.11 b) după direcția barei longitudinale de direcție, pentru virarea spre dreapta, sunt:

$$v_{LA} = l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \psi_1 + \varepsilon') \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \quad (3.12)$$

$$v_{LB} = l_2 \cdot \cos(\gamma_d + \psi_2 - \chi) \cdot \frac{d\gamma_d}{dt}$$

egale între ele, din care rezultă relația pentru raportul de transmitere de la fuzetă la levierul de direcție:

$$i_{Ld} = \frac{l_2 \cdot \cos(\gamma_d + \psi_2 - \chi)}{l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \psi_1 + \varepsilon')} \quad (3.13)$$

Analog se obține raportul de transmitere la virarea spre stânga:

$$i_{Ls} = \frac{l_2 \cdot \cos(\gamma_s - \psi_2 + \chi)}{l_1 \cdot \cos(\varphi_1 - \psi_1 - \varepsilon')} \quad (3.14)$$

unde: l_1 – lungimea levierului de direcție, l_2 – lungimea brațului fuzetei, l_3 – lungimea barei longitudinale de direcție, ψ_1 – unghiul levierului de direcție față de verticală, ψ_2 – unghiul brațului fuzetei față de axa punții din față, corespunzător mersului în linie dreaptă, φ_1 – unghiul levierului de direcție față de poziția lui de mers în linie dreaptă, pentru diferite raze de virare spre dreapta sau spre stânga, γ_d și γ_s – unghiurile de rotire ale brațului fuzetei la dreapta, respectiv la stânga, χ – unghiul în plan orizontal al barei

longitudinale de direcție față de poziția ei de mers în linie dreaptă, l_3' – proiecția barei de direcție în plan vertical, ε' – unghiul proiecției verticale a barei longitudinale de direcție l_3' față de orizontală (considerată în figura 3.12 b ca poziție inițială pentru bara longitudinală de direcție).

Unghiurile χ și ε' se calculează cu relațiile:

– pentru virarea la stânga

$$\sin \chi = \frac{l_2 \cdot [\cos \varphi_2 - \cos(\gamma_s - \psi_2)]}{l_3} \quad (3.15)$$

$$\sin \varepsilon' = \frac{l_1 \cdot [\cos \psi_1 - \cos(\varphi_1 - \psi_1)]}{l_3'} \quad (3.16)$$

– pentru virarea la dreapta

$$\sin \chi = \frac{l_2 \cdot [\cos \psi_2 - \cos(\gamma_d + \psi_2)]}{l_3} \quad (3.17)$$

$$\sin \varepsilon' = \frac{l_1 \cdot [\cos \psi_2 - \cos(\varphi_1 + \psi_1)]}{l_3'} \quad (3.18)$$

În cazul deplasării în linie dreaptă: unghiurile $\gamma_d = \gamma_s = \varphi_1 = \varepsilon' = \chi = 0$ astfel încât raportul de transmitere devine:

$$i_L = \frac{l_2 \cdot \cos \varphi_2}{l_1 \cdot \cos \varphi_1} \quad (3.19)$$

iar pentru calcule aproximative se poate considera $i_L \approx l_2 / l_1$.

La construcțiile obișnuite, la care unghiul de bracare variază între $\pm 40^\circ$ raportul de transmitere i_L variază de la valoarea 1 pentru poziția neutră la 1,5 în pozițiile maxime de virare.

Raportul de transmitere al forțelor i_F reprezintă raportul între suma forțelor care acționează asupra celor două roți de direcție F_r , în punctele de contact cu suprafața drumului, la distanța c față de punctul de intersecție al axei pivotului cu suprafața drumului și forța F_v necesară la volan pentru virare (figura 3.13):

$$i_F = \frac{F_r}{F_v} \quad (3.20)$$

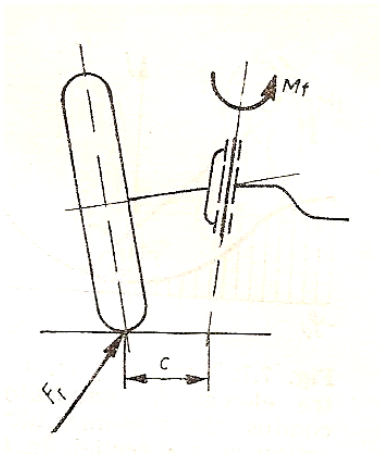


Fig. 3.13 – Definiția raportului de transmitere al forțelor.

Forța F_r se stabilește în funcție de momentul M_f necesar pentru rotația fuzetelor față de pivoții acestora:

$$F_r = \frac{M_f}{c} \quad (3.21)$$

Forța F_v aplicată la volan se exprimă în funcție de momentul M_v aplicat la volan pentru bracarea roților de direcție și raza volanului:

$$F_v = \frac{M_v}{r_v} \quad (3.22)$$

Înlocuind ultimele două relații se obține raportul de transmitere al forțelor:

$$i_F = \frac{M_f}{M_v} \cdot \frac{r_v}{c} \quad (3.23)$$

Dacă se neglijează frecarea, între momente există relația: $M_f = i_\omega \cdot M_v$ de unde rezultă:

$$i_F = i_\omega \cdot \frac{r_v}{c} \quad (3.24)$$

La construcțiile actuale de autovehicule raza volanului este $r_v = 200 \dots 250$ mm, iar raportul de transmitere i_ω rareori depășește valoarea 25. Cota c are valori cuprinse între 20 și 110 mm, ceea ce conduce la rapoarte ale forțelor în domeniul 100 ... 300 (valorile superioare la autocamioane).

3.5. Construcția și calculul mecanismelor de acționare a direcției

Condițiile impuse sistemului de direcție sunt satisfăcute în mare măsură de construcția mecanismului de acționare, care trebuie să îndeplinească următoarele *cerințe*:

- să fie reversibil pentru a permite revenirea roților de direcție în poziția corespunzătoare mersului în linie dreaptă după încetarea efortului aplicat volanului;
- să aibă un randament ridicat (pierderile prin frecare în mecanismul de direcție să fie cât mai mici) în scopul ușurării conducerii; este indicat ca randamentul direct (la transmiterea mișcării de la volan spre levierul direcției) să fie cât mai mare, în timp ce randamentul invers (de la levierul direcției spre volan) să fie cât mai mic, pentru ca șocurile provocate roților de neregularitățile căii de rulare să fie absorbite în mare măsură de mecanism și să se transmită cât mai atenuate la volan;
- să asigure caracterul și valorile necesare ale raportului de transmitere;
- să aibă un număr minim de puncte de reglare, cu posibilitatea obligatorie de reglare a jocului dintre elementul conducător și condus al mecanismului;
- construcția să fie simplă și să prezinte o durabilitate mare.

Clasificarea mecanismelor de acționare a direcției se face în funcție de tipul elementului conducător și condus prin care se transmite momentul de la volan la axul levierului de direcție.

Ca element conducător se utilizează: melcul cilindric, melcul globoidal, șurubul sau roata dințată, iar ca element condus se poate utiliza: sectorul dințat, sectorul elicoidal, rola, manivela, piulița sau cremaliera. Cele mai răspândite sunt mecanisme de acționare cu melc globoidal și rolă și cu pinion și cremalieră.

Pentru mecanismul de direcție se definesc două *randamente*: *direct* η_d de la volan la levierul de direcție și *invers* η_i de la levierul de direcție spre volan determinate cu relațiile:

$$\eta_d = 1 - \frac{M_{r1} \cdot i_m + M_{r2}}{M_1 \cdot i_m} \quad (3.25)$$

$$\eta_i = 1 - \frac{M_{r1} \cdot i_m + M_{r2}}{M_2} \quad (3.26)$$

în care: M_{r1} – momentul sumăr al forțelor de frecare în arborele volanului, M_{r2} – momentul sumăr al forțelor de frecare în arborele levierului de direcție, M_1 – momentul exterior dezvoltat în arborele volanului, M_2 – momentul exterior aplicat la arborele levierului de direcție, i_m – raportul de transmitere al mecanismului de acționare a direcției (figura 3.14).

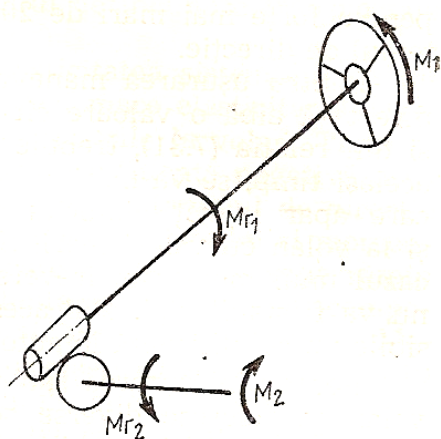


Fig. 3.14 – Schema mecanismului de acționare a sistemului de direcție

Dacă se ia în considerare numai frecarea în angrenajul mecanismului, neglijând frecarea din lagăre și etanșări, randamentele η_d și η_i pentru mecanismele melc-roată melcată și șurub-piuliță se determină cu relațiile:

$$\eta_d = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}, \quad \eta_i = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (3.27)$$

unde: α – unghiul de înclinare a spirei, ρ – unghiul de frecare.

Valorile randamentului direct pentru mecanisme obișnuite cu melc sunt între 0,55 ... 0,65, iar dacă se înlocuiește frecarea de alunecare cu cea de rostogolire valoarea randamentului direct poate crește la 0,8 ... 0,85.

Forța maximă F_v pe care o poate dezvolta conducătorul auto pentru antrenarea volanului este de 200 ... 250 N, dar pentru asigurarea unei conduceri ușoare se recomandă ca forța să nu depășească 40 ... 50 N la autoturisme și 100 ... 160 N la autocamioane și autobuze. Din acest motiv raportul de transmitere al mecanismului de acționare a direcției trebuie să fie mare $i_m = 15 \dots 30$.