



SISTEMUL DE SUSPENSIE

PROIECT DE SEMESTRU

Profesor coordonator: Ing. Popa Mădălin
Student: Cabat Ferdinand-Alexandru
Grupă: 2441/1
An: IV
Specializare: AR

CUPRINS

CUPRINS	18
Lista de figuri	19
1. Introducere	21
2. Analiza literaturii de specialitate	22
2.1. Sistemul de suspensie	22
2.1.1. Principiul de funcționare	23
2.1.2. Cerințe impuse sistemului de suspensie	28
2.1.3. Clasificarea suspensiilor	28
2.2. Sistemul de frânare	32
2.2.1. Destinație. Clasificare și condiții impuse sistemului de frânare	33
2.2.2. Sistemul de frânare ABS	41
2.3. Sistemul de direcție	45
2.3.1. Compunerea sistemului de direcție	45
2.3.2. Unghiurile de așezare ale roților și pivoților	49
2.3.3. Menținerea mecanismului de direcție al automobilelor	50
2.3.4. Diagnosticarea mecanismului de direcție	51
2.4. Transmisia longitudinală	56
2.4.1. Generalități	56
2.4.2. Construcția transmisiei longitudinale	59
2.4.4. Arborii cardanici	61
2.4.5. Echilibrarea arborilor cardanici	64
2.4.6. Suportii intermediari	65
3. Soluția aleasă	69
4. Model matematic	70
Bibliografie	74

ISTA DE FIGURI

Fig. 2.1 Suspensia într-un autoturism[6][1]	22
Fig. 2.2 Tipuri de vibrații care acționează asupra autovehiculului[1].....	23
Fig. 2.3 Vibrații amortizate[1].....	24
Fig. 2.4 Vibrații amplificate[1]	25
Fig. 2.5 Caracteristica progresivă a arcului[1]	26
Fig. 2.6 Caracteristica liniară a arcului[1].....	26
Fig. 2.7 Mișcarea maselor la trecerea peste un obstacol [1].....	27
Fig. 2.8 Sistem de suspensie cu arcuri în foi[6]	29
Fig. 2.9 Suspensia de tip McPherson[3].....	30
Fig. 2.10 Componentele sistemului hidroactiv[1].....	31
Fig. 2.11 Autoturism echipat cu sistemul ABS [9]	32
Fig. 2.12 Ansamblu frână, cu disc, etrier cu 4 pistonase.....	34
Fig. 2.13 Ansamblul sistemului de frânare	36
Fig. 2.14 Schema transmisiei hidraulice si a dispozitivului de franare[2]	38
Fig. 2.15 Dispozitive de franare hidraulica cu un singur circuit(a),cu doua circuite(b)[2]	39
Fig. 2.16 Componentele unui sistem de frânare hidraulic cu structură în paralel pentru	
automobile[5]	40
Fig. 2.17 Dependența coeficientului de frecare de alunecarea roții unui automobil[3]	42
Fig. 2.18 Prima generație de ABS[3]	43
Fig. 2.19 Componentele sistemului de frânare cu ABS de pe automobile[3].....	44
Fig. 2.20 Componentele unui modul electro-hidraulic de control pentru ABS [3].....	44
Fig. 2.21 Părțile componente ale mecanismului de direcție[8]	45
Fig. 2.22 Volan de direcție[8]	46
Fig. 2.23 Mecanism de direcție cu șurub melc și melc globoidal și rolă[8].....	47
Fig. 2.24 Mecanism de direcție cu sector dințat[8]	47
Fig. 2.25 Mecanism de direcție cu șurub, bile recirculante, piuliță și sector dințat[8]	48
Fig. 2.26 Mecanism de direcție cu cremalieră[8].....	48
Fig. 2.27 Articulație sferică[8]	48
Fig. 2.28 Unghiul de înclinare longitudinală a pivotului[9].....	49
Fig. 2.29 Montarea aparatelor pentru încercarea direcțiilor hidraulice[7]	52
Fig. 2.30 Aparat cu bulă de nivel pentru măsurarea geometriei roților și proiector rotitor[8].....	54
Fig. 2.31 Riglă telescopică pentru măsurarea convergenței roților[7][8]	54

Fig. 2.32 Măsurarea jocului radial al pivoților[9]	55
Fig. 2.33 Constatarea și măsurarea jocului rulmenților butucului roții[9]	56
Fig. 2.34 Clasificarea transmisiilor longitudinale[8]	56
Fig. 2.35 Transmisie cardanică cu două articulații[9]	57
Fig. 2.36 Transmisie longitudinală deschisă cu arbore scurt[9]	58
Fig. 2.37 Transmisie longitudinală deschisă cu arbore lung[9]	58
Fig. 2.38 Montaje de compensație ale transmisiei cardanice[9]	59
Fig. 2.39 Construcția unei articulații cardanice rigide[7]	60
Fig. 2.40 Articulația cardanică sincronă cu bile și cu șanțuri divizoare[7]	61
Fig. 2.41 Transmisia cardanică cu articulație rigidă și viteză unghiulară variabilă[8]	62
Fig. 2.42 Arbori cardanici cu lungime constantă[8]	62
Fig. 2.43 Arbori cardanici cu lungime variabilă[8]	63
Fig. 2.44 Suport intermediar rigid dublu[9]	65
Fig. 2.45 Paliere intermediare elastice[7]	66
Fig. 2.46 Dependența durabilității de unghiul de lucru[7]	67

1. INTRODUCERE

În cadrul acestui proiect de la CCA2, am investigat în profunzime componente cruciale ale unui vehicul, analizând sistemul de direcție, sistemul de suspensie, sistemul de frânare și transmisia longitudinală. Aceste sisteme reprezintă inima funcționării unui vehicul și sunt esențiale pentru siguranța și performanța acestuia în condiții variate de drum.

Sistemul de frânare este una dintre cele mai vitale componente ale unui vehicul, asigurând oprirea eficientă și sigură în diverse condiții de trafic. Acesta este compus dintr-o serie de elemente, precum discurile de frână, plăcuțele de frână, etrierele și sistemul hidraulic. În cadrul acestui proiect, am dedicat atenție deosebită înțelegerii funcționării acestui sistem și impactului său asupra performanțelor generale ale vehiculului.

Unul dintre aspectele centrale ale acestui proiect îl reprezintă realizarea unui desen detaliat a sistemului de frânare. Acest desen va evidenția nu doar componentele individuale ale sistemului, ci și modul în care acestea interacționează între ele în timpul procesului de frânare. O astfel de reprezentare vizuală va oferi o înțelegere clară a geometriei, a distribuției forței de frânare și a modului în care sistemul reușește să transforme energia cinetică în căldură pentru a opri vehiculul în mod eficient. Prin acest proiect, ne propunem să obținem o înțelegere detaliată a modului în care sistemul de frânare contribuie la siguranța și performanța vehiculului. Analiza profundă a acestui sistem, împreună cu realizarea desenului A0, ne va permite să evidențiem importanța fiecărei componente și să evaluăm eficiența sistemului în diferite scenarii de utilizare.

2. ANALIZA LITERATURII DE SPECIALITATE

2.1.SISTEMUL DE SUSPENSIE

Sistemul de suspensie colaborează îndeaproape cu amortizoarele pentru a atenua șocurile cauzate de imperfecțiunile de pe drum, convertindu-le în vibrații mai blânde. Neuniformitățile suprafeței pe care vehiculul se deplasează necesită ca roțile să realizeze, pe lângă mișcarea de rotație, și mișcări pe axa verticală. În situația deplasării cu viteze înalte, aceste mișcări se produc rapid, creând forțe de accelerație și decelerație perpendicular pe drum, care amplifică efectul forței gravitaționale.

Implicarea acestor forțe generează impulsuri puternice asupra vehiculului, direct proporționale cu forțele de inerție. Obiectivul esențial al sistemului de suspensie și al amortizoarelor este de a oferi o călătorie confortabilă și constantă, minimizând vibrațiile care ar putea influența negativ confortul conducătorului auto și al pasagerilor, precum și securitatea mărfurilor transportate.

Garantarea siguranței la volan este un alt rol cheie. Suprafețele de rulare neuniforme pot determina pierderea contactului vehiculului cu acestea; lipsa contactului al roților cu solul împiedică transmiterea forțelor esențiale, cum ar fi cele de propulsie sau de oprire. De asemenea, capacitatea de a vira a vehiculului este crucială. Efectuarea virajelor la viteze mari poate reduce aderența roților de pe partea interioară a curbei, scăzând forțele laterale. Pentru a evita patinarea, sistemul de suspensie utilizează amortizoare și o bară anti-ruliu pentru a asigura o aderență stabilă.

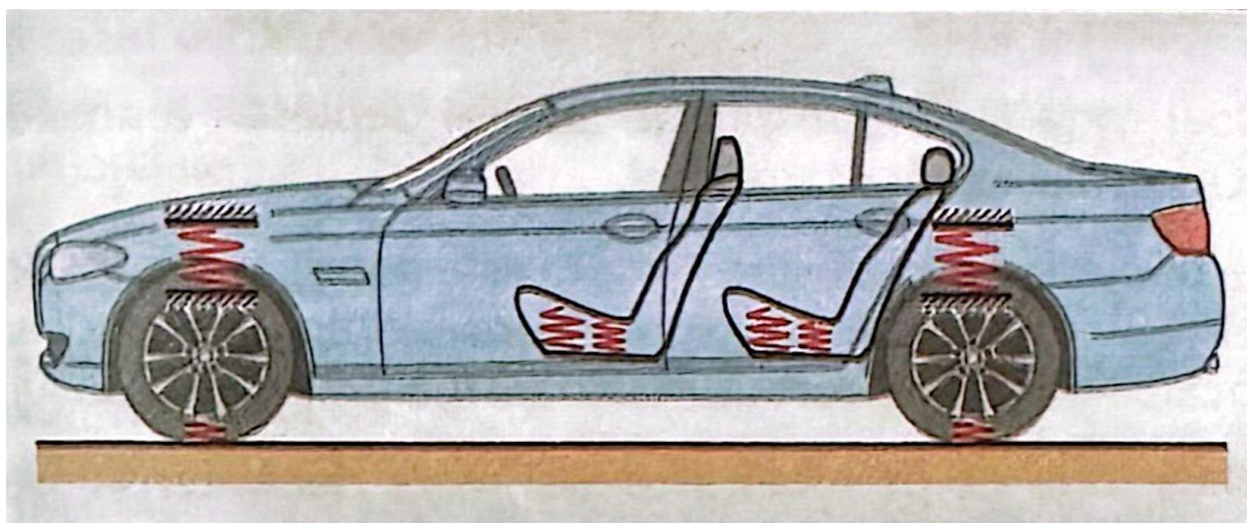


Fig. 2.1 Suspensia într-un autoturism[6][1]

În fig. 2.1 se poate vedea importanța arcurilor, montate între suspensie și caroserie, este fundamentală în acest sistem, fiind sprijinite de capacitatea pneurilor. De asemenea, contribuția suspensiei scaunului la confortul pasagerilor prin diminuarea vibrațiilor este un aspect vital, oferind un beneficiu exclusiv pentru confortul pasagerilor în cadrul sistemului general de reducere a vibrațiilor. Pe lângă oscilațiile verticale induse de imperfecțiunile suprafeței de rulare, vehiculele se confruntă și cu oscilații laterale. Prin urmare, este esențial ca sistemul de suspensie să fie proiectat pentru a compensa eficient și aceste mișcări. Capacitatea de a gestiona oscilațiile laterale sau suspensia laterală, poate fi asigurată parțial de anvelope și de bușele de cauciuc, care joacă un rol crucial în susținerea și ghidarea componentelor suspensiei. Aceste elemente contribuie la stabilitatea laterală a vehiculului, asigurând o călătorie mai lină și mai sigură prin diminuarea efectelor oscilațiilor laterale asupra stabilității și controlului vehiculului.

2.1.1. PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE

Prin implementarea unui sistem de suspensie, autovehiculul se transformă într-o structură vibratoare care posedă o frecvență proprie de vibrație, determinată de masa vehiculului și de caracteristicile arcurilor sale (adică, frecvența de vibrație specifică caroseriei). În afara solicitărilor generate de neregularitățile suprafeței de rulare, vehiculul este, de asemenea, expus la diverse alte tipuri de solicitări, cum ar fi cele produse de forțele motrice, forțele de frânare și forțele centrifuge. Drept urmare, mișcările și vibrațiile pot să apară pe toate cele trei axe spațiale cum se poate vedea în fig. 2.2, afectând stabilitatea și confortul de rulare al vehiculului. Este crucial, deci, ca sistemul de suspensie să fie proiectat să absoarbă și să atenueze eficient aceste vibrații, asigurând astfel o experiență de conducere mai plăcută și mai sigură.

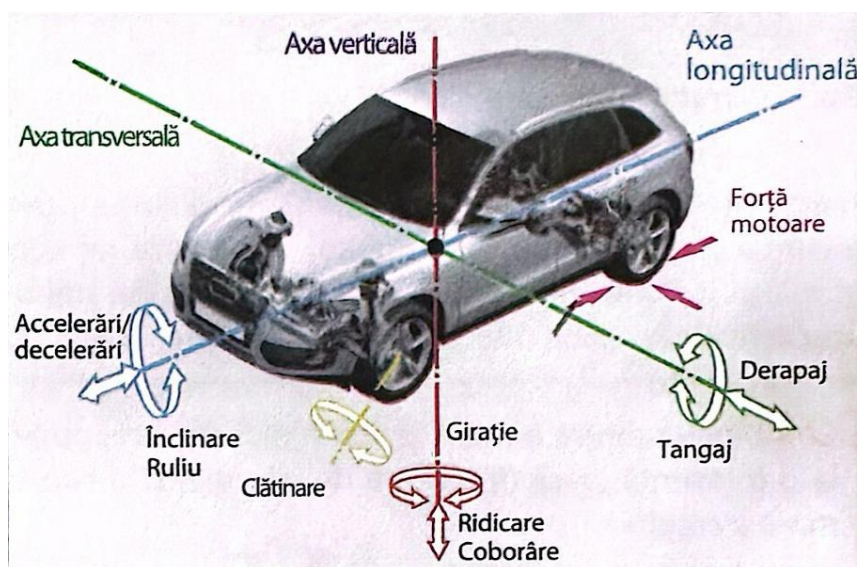


Fig. 2.2 Tipuri de vibrații care acționează asupra autovehiculului[1]

Pe parcursul traversării unui obstacol de către un autovehicul, atât caroseria cât și roata sunt supuse la vibrații. Când roata se deplasează în sus, aceasta determină compresia arcului elicoidal, care, la rândul său, exercită o forță de accelerație asupra caroseriei, împingând-o în sus. Această forță, rezultată din extinderea arcului, contribuie la încetinirea mișcării ascendente a caroseriei până când se atinge punctul maxim de inflexiune. În acest moment, caroseria este propulsată în jos, influențată de propria greutate, traversând punctul de echilibru al suspensiei. În acest proces, arcul elicoidal este din nou comprimat, iar forța elastică generată de arc ajută la încetinirea mișcării descendente a caroseriei până la punctul minim de inflexiune.

Diferența dintre aceste puncte extreme de inflexiune este denumită amplitudinea oscilațiilor. Această dinamică se repetă până când energia cinetică este integral convertită în căldură, prin acțiunea arcului și a frecării cu aerul, stabilizând astfel mișcarea vehiculului după depășirea obstacolului.

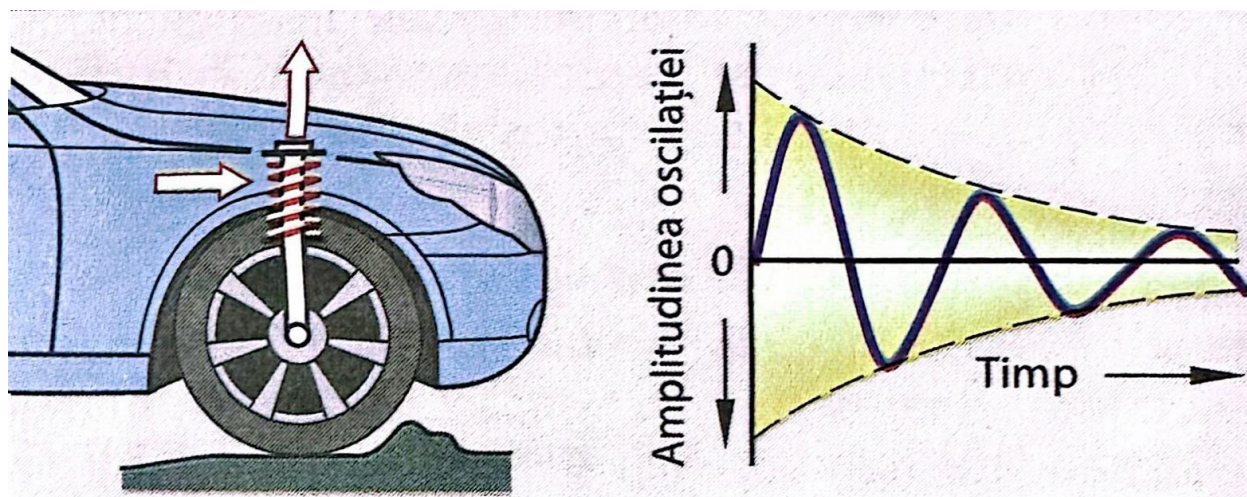


Fig. 2.3 Vibrații amortizate[1]

Rezonanța apare când mișcările vehiculului sunt intensificate de atingerea frecvenței sale naturale de oscilație, situație ce poate surveni atunci când vehiculul circulă pe un drum cu imperfecțiuni dispuse la intervale regulate. Frecvența este definită ca numărul de oscilații complete efectuate într-un interval de o secundă (În fig. 2.3), iar datorită vitezei mari a oscilațiilor, frecvența poate fi exprimată și în numărul de vibrații pe minut, referindu-se astfel la frecvența de oscilație a vehiculului sau a caroseriei.

Fenomenul de rezonanță are loc când mișcările autovehiculului se amplifică atingând frecvența sa naturală de oscilație. Acest lucru se poate întâmpla, de exemplu, când vehiculul circulă pe o suprafață cu imperfecțiuni dispuse la intervale regulate. Frecvența descrie numărul de oscilații complete efectuate într-un interval de o secundă, iar pentru corpurile care vibrează cu o viteză mare, acest număr poate fi exprimat și pe minut, referindu-se astfel la frecvența vibrațiilor sau la frecvența vibrațiilor specifică caroseriei.

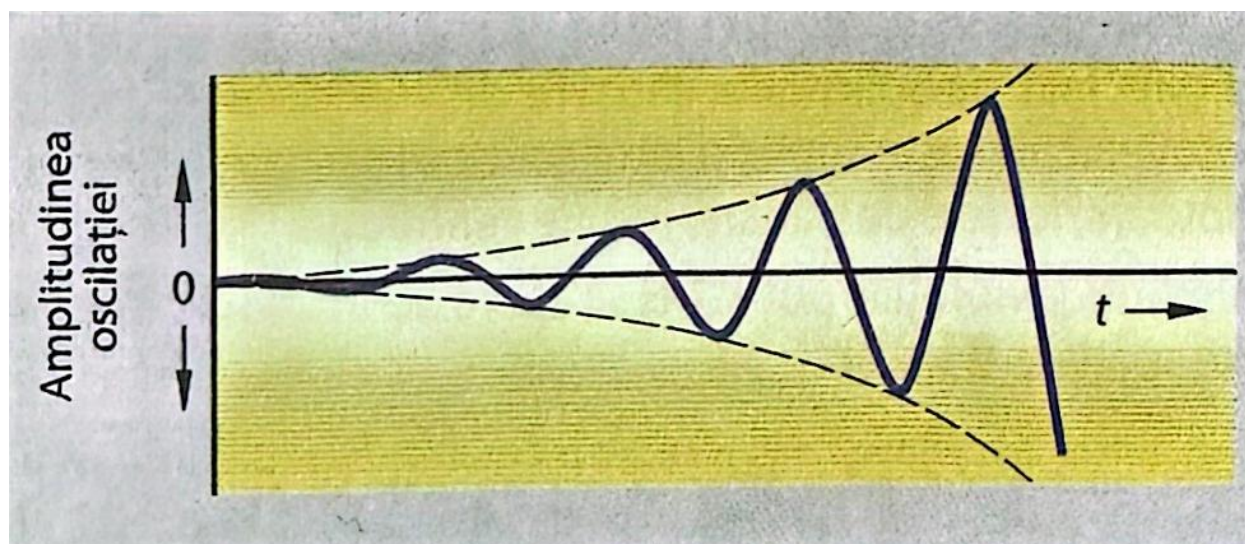


Fig. 2.4 Vibrații amplificate[1]

Constanta elastică reprezintă o măsură a proprietăților elastice ale unui arc, fie el rigid sau elastic. Evaluarea sau comparația arcurilor implică aplicarea unei sarcini specifice și măsurarea gradului de compresiune rezultat. Raportul dintre forța aplicată (F) și deplasarea (s) este exprimat prin constanta elastică (c), în unități de Newton pe metru (N/m), oferind o imagine asupra caracteristicilor arcului.

În ceea ce privește caracteristicile arcurilor (fig 2.5, fig 2.6) , dacă constanta elastică rămâne neschimbată pe parcursul întregii curse de funcționare a arcului, cum este cazul arcurilor elicoidale, caracteristica este descrisă ca fiind liniară. Pe de altă parte, dacă constanta elastică se mărește odată cu creșterea compresiiei, cum se întâmplă la arcurile de foi sau la arcurile elicoidale conice, caracteristica este progresivă și reprezentată grafic cu o curbă. Fenomenul de rezonanță are loc când mișcările autovehiculului se amplifică atingând frecvența sa naturală de oscilație. Acest lucru se poate întâmpla, de exemplu, când vehiculul circulă pe o suprafață cu imperfecțiuni dispuse la intervale regulate. Frecvența descrie numărul de oscilații complete efectuate într-un interval de o secundă, iar pentru corpurile care vibrează cu o viteză mare, acest număr poate fi exprimat și pe minut, referindu-se astfel la frecvența vibrațiilor sau la frecvența vibrațiilor specifică caroseriei.

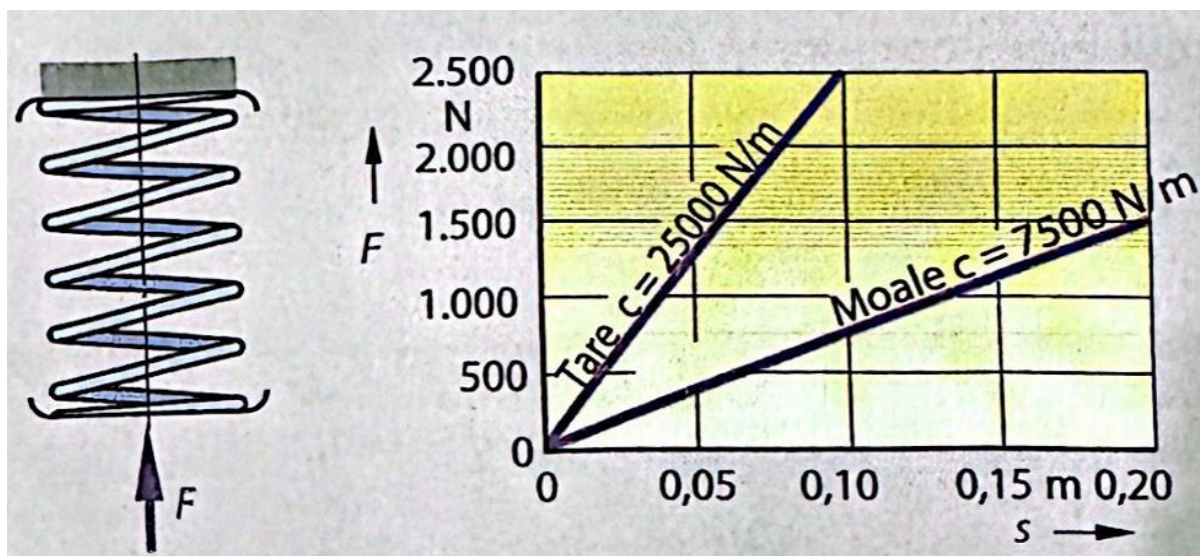


Fig. 2.6 Caracteristica liniară a arcului[1]

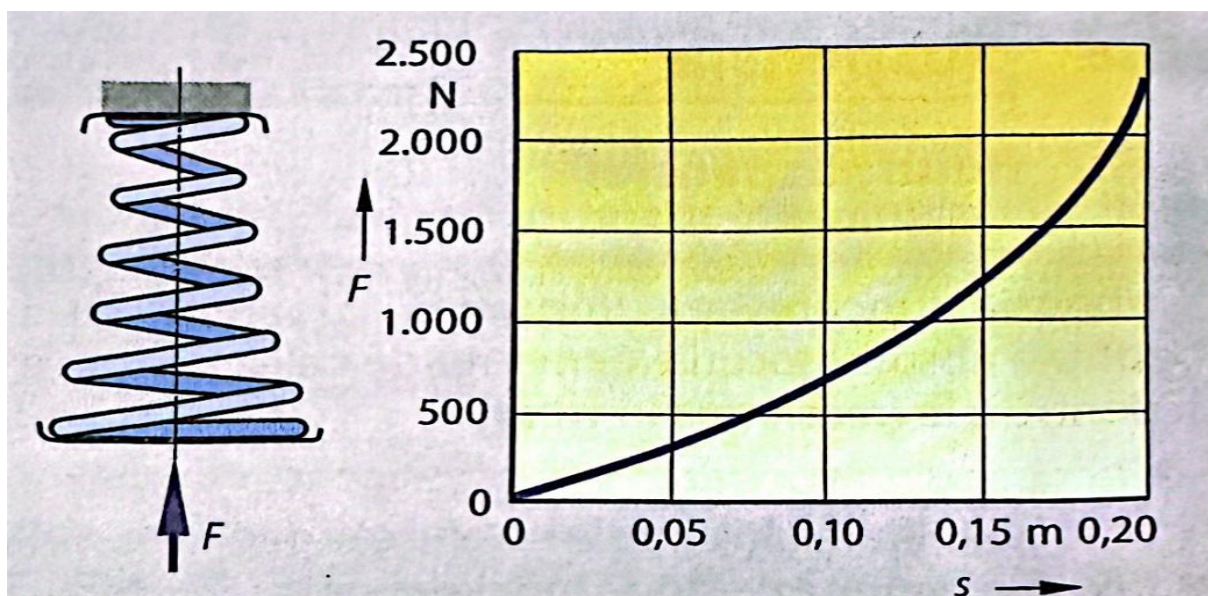


Fig. 2.5 Caracteristica progresivă a arcului[1]

Constanta elastică reprezintă o măsură a proprietăților elastice ale unui arc, fie el rigid sau elastic. Evaluarea sau comparația arcurilor implică aplicarea unei sarcini specifice și măsurarea gradului de compresiune rezultat. Raportul dintre forța aplicată f și deplasarea s este exprimat prin constanta elastică c , în unități de Newton pe metru (N/m), oferind o imagine asupra caracteristicilor arcului.

În ceea ce privește caracteristicile arcurilor, dacă constanta elastică rămâne neschimbată pe parcursul întregii curse de funcționare a arcului, cum este cazul arcurilor elicoidale, arcuiala este descrisă ca fiind liniară. Pe de altă parte, dacă constanta elastică se mărește odată cu

creșterea compresiei, cum se întâmplă la arcurile de foi sau la arcurile elicoidale conice, caracteristica este progresivă și reprezentată grafic printr-o curbă în forma de buchet.

Diferențierea dintre masele suspendate, cum ar fi caroseria și încărcătura, și masele nesuspendate, precum tamburii sau discurile de frână și componentele suspensiei roților, este esențială în cadrul studiului dinamicii vehiculelor. Această distincție ajută la înțelegerea modului în care diferitele părți ale vehiculului răspund la forțele dinamice și la impactul acestora asupra performanței generale a suspensiei.[1]

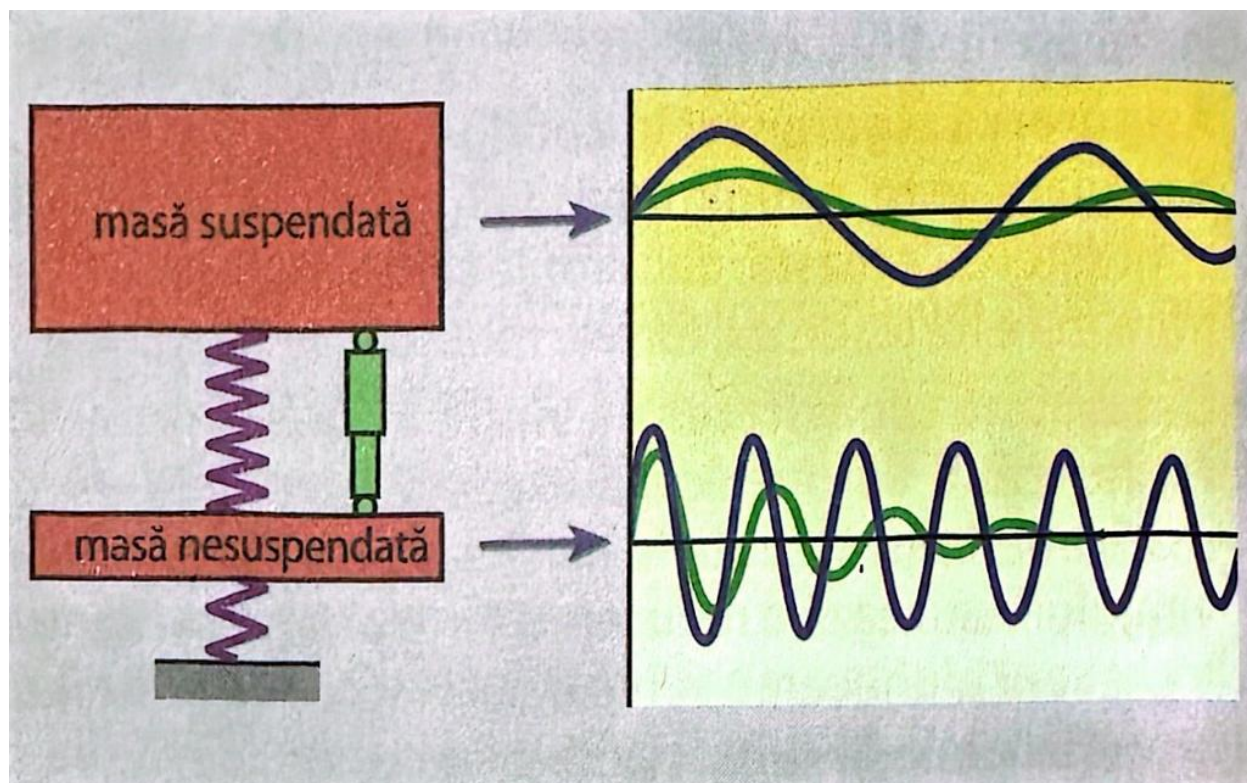


Fig. 2.7 Mișcarea maselor la trecerea peste un obstacol [1]

2.1.2. CERINȚE IMPUSE SISTEMULUI DE SUSPENSIE

Pentru a asigura performanțe optime, sistemul de suspensie al unui autovehicul trebuie să respecte câteva criterii esențiale. În primul rând, este necesar ca acesta să prezinte o caracteristică elastică adecvată pentru a oferi un nivel de confort superior, caracterizat prin minimizarea înclinărilor transversale, evitarea impactului cu tampoanele limitatoare și asigurarea unei stabilități remarcabile. În al doilea rând, performanța amortizorului trebuie să fie în armonie cu cerințele specifice de confort. Mai mult, rigiditatea suspensiei de la puntea față ar trebui să fie ajustată pentru a fi inferioară în comparație cu cea de la puntea spate, contribuind astfel la o distribuție echilibrată a sarcinilor și la o manevrabilitate îmbunătățită. Este esențial ca sistemul de suspensie să faciliteze o transmitere eficientă a forțelor orizontale și a momentelor reactive de la roți spre caroserie, asigurând o legătură robustă între aceste componente vitale.

Durabilitatea elementelor elastice ale suspensiei este, de asemenea, un aspect crucial, având în vedere că acestea se numără printre componentele cele mai expuse la uzură în cadrul vehiculului. Un alt obiectiv important este minimizarea greutății sistemului de suspensie, aceasta contribuind semnificativ la reducerea masei nesuspendate a vehiculului și, implicit, la îmbunătățirea confortului de rulare.[1]

2.1.3. CLASIFICAREA SUSPENSIILOR

În cadrul tuturor sistemelor de suspensie menționate, prezența amortizoarelor este o constantă. Fie că vorbim despre foi de arc, arcuri tradiționale sau bare de torsiune, acestea îndeplinesc funcția de a adăuga "elasticitate" mișcării axului vehiculului, permițând o adaptare la neregularitățile drumului. Deși fiecare tip de sistem de suspensie are avantajele și dezavantajele sale, în prezent, configurația predominantă în industria auto este cea care utilizează arcuri de tip spirală în combinație cu amortizoare. Aceasta configurație este standard pentru autoturismele obișnuite, cu tracțiune frontală, care sunt echipate la partea posterioară cu punți semi-rigide. Suspensia acestei punți poate fi realizată fie prin utilizarea unor arcuri și amortizoare montate separat, fie printr-un sistem în care arcul este integrată direct pe amortizor. Foi de arc și barele de torsiune sunt acum rar întâlnite și limitate la utilizări specifice, cum ar fi pe vehicule comerciale sau de dimensiuni mari, reprezentând excepții în designul modern al suspensiilor.[6]

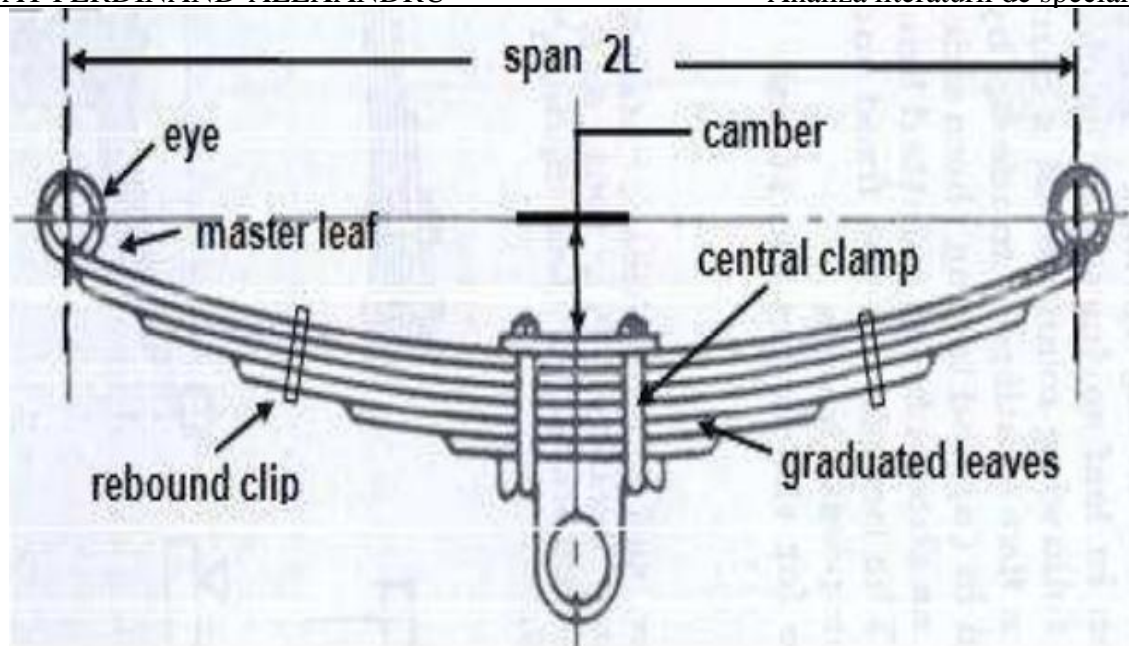


Fig. 2.8 Sistem de suspensie cu arcuri în foi[6]

Suspensia MacPherson (fig.2.9) se distinge prin eficiența constructivă și economia de spațiu, fiind o soluție compactă care simplifică arhitectura sistemelor de suspensie. Reducerea numărului de componente nu numai că facilitează asamblarea și întreținerea, dar contribuie și la o reducere a greutății vehiculului. Acest tip de suspensie oferă un avantaj în ceea ce privește accesibilitatea pentru service și reparații, datorită configurației sale directe și lipsite de complexitate.

Prin integrarea amortizorului cu arcul într-o singură unitate care se conectează direct la caroserie, suspensia MacPherson îmbunătățește manevrabilitatea și precizia direcțională. Aceasta contribuie la stabilitatea vehiculului prin absorbția eficientă a neregularităților de pe drum, asigurând o călătorie confortabilă și un control îmbunătățit.

Suspensia MacPherson permite, de asemenea, ajustări specifice pentru optimizarea performanței vehiculului, incluzând modificări ale înălțimii de rulare sau ale caracteristicilor de amortizare. Această flexibilitate tehnică o face adecvată pentru o gamă largă de aplicații, de la vehicule de pasageri la cele destinate competițiilor sportive.[3]



Fig. 2.9 Suspensia de tip McPherson[3]

Suspensia hidro-activă este o structură suplimentară legată de sistemul de suspensie hidropneumatică este esențială pentru îmbunătățirea performanțelor și siguranței vehiculului. Aceste componente suplimentare au scopul de a atenua efectele negative ale forțelor dinamice asupra caroseriei în timpul manevrelor vehiculului, cum ar fi virajele, accelerarea și frânarea. Prin reducerea ruliului caroseriei în viraje și a tangajului la accelerare și frânare, sistemul asigură o aderență mai bună a roților la suprafața de rulare, contribuind la stabilitatea și confortul vehiculului.

Componentele cheie ale acestei structuri includ:

- Două bare anti-ruliu, echipate cu câte doi cilindri, amplasate pe punțile față și spate, pentru a limita mișcările laterale ale caroseriei.
- sferă centrală cu un element de control al durității, care servește atât puntea față, cât și puntea spate, permițând ajustarea rigurozității suspensiei în funcție de

preferințele de condus, fie pentru o conduita sportivă, fie pentru maximizarea confortului.

- Un bloc hidraulic care gestionează fluxul fluidului în sistemul de suspensie, asigurând funcționarea optimă a acestuia.
- Senzori de înălțime montați pe ambele punți, față și spate, care monitorizează și ajustează nivelul vehiculului, îmbunătățind performanța de conducere și confortul.
- Senzori pentru unghiul de bracing, pedala de accelerație și pedala de frână, care furnizează date esențiale sistemului de suspensie pentru ajustarea în timp real a comportamentului vehiculului.

În situații de conducere dificile, cum ar fi virajele abrupte, efectul de rulu al caroseriei poate reduce semnificativ încărcarea pe roțile interioare ale virajului, ceea ce scade transferul forțelor pe suprafața de rulare și poate duce la derapare sau, în cazuri extreme, la răsturnare. Viteza de virare și poziția centrului de greutate al vehiculului față de axa de rulare sunt factori critici care influențează gradul de rulu al caroseriei. Prin urmare, implementarea acestor componente suplimentare în sistemul de suspensie hidropneumatică contribuie esențial la siguranța și confortul conducătorilor auto, permițând vehiculului să răspundă eficient la forțele dinamice generate în timpul manevrelor de conducere.[1]

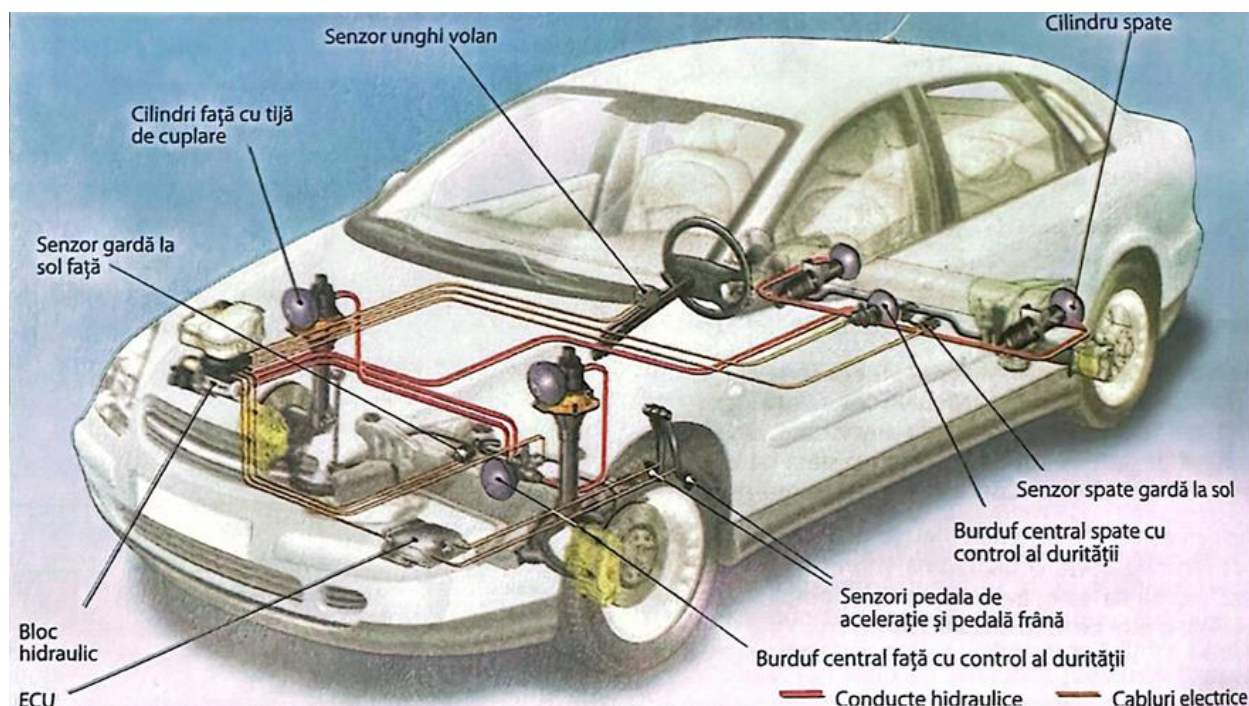


Fig. 2.10 Componentele sistemului hidroactiv[1]

2.2. SISTEMUL DE FRÂNARE

Frânarea este un proces crucial în gestionarea dinamicii unui automobil, având un rol esențial în asigurarea securității active și în optimizarea performanței vehiculului pe durata utilizării sale. Capacitatea de frânare influențează direct siguranța pasagerilor și a celorlalți participanți la trafic, permițând controlul eficient al vitezei automobilului în diverse condiții de drum.

Sistemul de frânare al unui automobil are ca principal obiectiv controlul vitezei de deplasare, permițând reducerea acesteia până la valoarea dorită, inclusiv oprirea completă a vehiculului. Acesta trebuie să asigure o decelerație rapidă și controlată, fără ca vehiculul să devieze de la traiectoria de mers prevăzută. Pentru a realiza aceste cerințe, sistemul de frânare este compus din mai multe componente esențiale, printre care se numără discuri sau tamburi de frână, plăcuțe de frână, un circuit hidraulic sau pneumatic care transmite forța aplicată de șofer pe pedala de frână către frânele propriu-zise, și sisteme de asistență precum ABS (Sistemul Anti-Blocare a Roților) și EBD (Distribuția Electronică a Forței de Frânare). Pentru a îmbunătăți securitatea și eficiența, sistemele moderne de frânare pot include și tehnologii avansate precum controlul tracțiunii (TCS), controlul stabilității (ESC sau ESP), și asistență la frânarea de urgență (EBA), care ajută la menținerea controlului și stabilității vehiculului în situații critice de frânare.

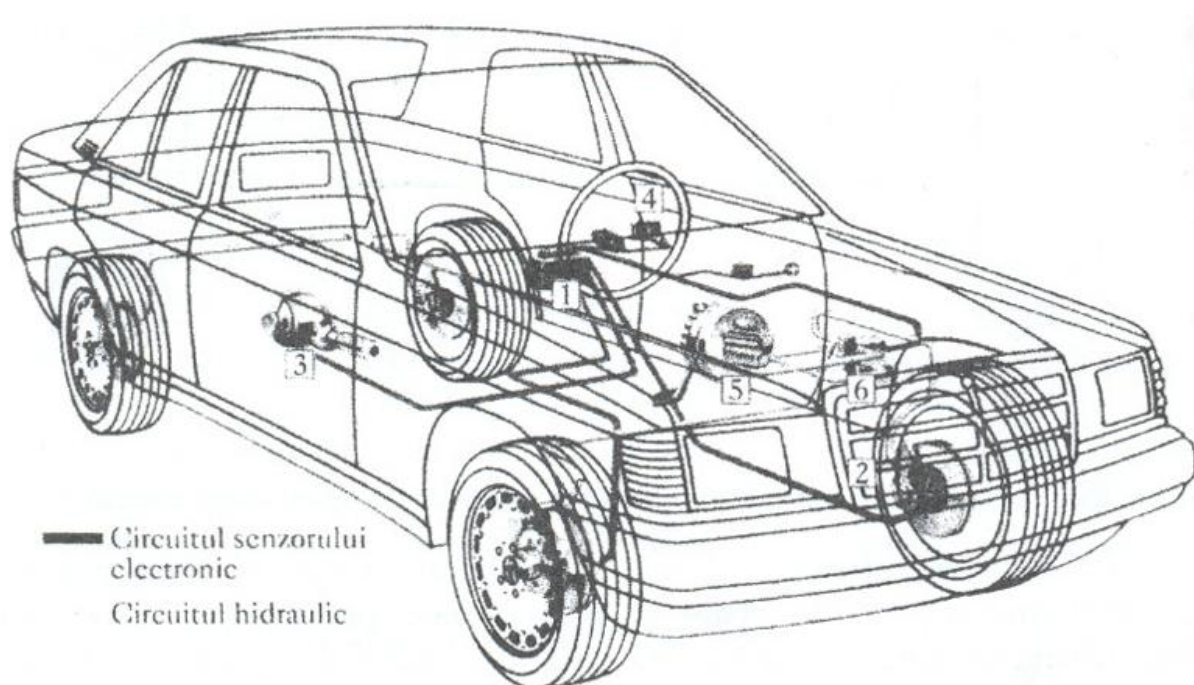


Fig. 2.11 Autoturism echipat cu sistemul ABS [9]

4-avertizor luminos;5-pompă de frână;6-agregat hidraulic cu rol de stocare și dozarea lichidului de frână

2.2.1. DESTINATIE. CLASIFICARE SI CONDITII IMPUSE SISTEMULUI DE FRANARE

Sistemul de frânare al unui automobil are o destinație multiplexă, crucială pentru siguranța și eficiența vehiculului. Rolurile principale ale acestui sistem sunt:

1. Reducerea vitezei automobilului până la o valoare specifică sau chiar până la oprirea completă, în funcție de necesitățile șoferului.
2. Imobilizarea automobilului atunci când este parcat, fie că se află pe un teren orizontal, fie în pantă.
3. Menținerea unei viteze constante a automobilului în timpul coborârii unor pante lungi, pentru a evita accelerarea nedorită.

Eficiența sistemului de frânare este esențială pentru a maximiza performanțele de viteză și accelerare ale automobilului, oferind în același timp siguranță și control. În practică, performanța frânelor este evaluată prin măsurarea distanței de oprire a vehiculului care se deplasează cu o anumită viteză. Sistemele de frânare moderne permit realizarea unor decelerații maxime de până la $6-6,5 \text{ m/s}^2$ pentru autoturisme și de 6 m/s^2 pentru autocamioane și autobuze, asigurând astfel distanțe de frânare scurte.

Pentru a obține eficacitatea maximă, este imperativ ca toate roțile automobilului să fie echipate cu frâne, cunoscut sub denumirea de frânare integrală. Efectul frânării este optimizat când roțile sunt frânate până la pragul de blocare, fără a depăși această limită pentru a evita pierderea controlului.

Un sistem de frânare eficient trebuie să îndeplinească mai multe condiții esențiale:

- Să ofere o frânare sigură și controlată.
- Să asigure imobilizarea vehiculului în pantă.
- Să permită realizarea decelerațiilor impuse, fără a genera șocuri.
- Să necesite un efort redus din partea șoferului, cu un răspuns proporțional între forța aplicată pe mecanismul de acționare și decelerația obținută.
- Forța de frânare trebuie să fie eficientă în ambele sensuri de deplasare ale automobilului.
- Activarea frânării trebuie să se facă exclusiv la comanda șoferului.

- Sistemul trebuie să dispună de capacitatea de evacuare a căldurii generate în timpul frânării.

- Ajustarea și întreținerea sistemului de frânare trebuie să fie simplă, posibil chiar automată, cu o construcție ușor de înțeles și de menținut.

Sistemul de frânare se clasifică în mai multe categorii, bazate pe utilizare, locul de aplicare a momentului de frânare, natura construcției, modul de transmitere a comenzii de acționare, și structura transmisiei. Aceste categorii includ sistemul principal de frânare (frâna de serviciu), sistemul de siguranță (frâna de urgență sau avarie), frâna de staționare, frâne pe roți sau pe transmisie, frâne cu tambur sau cu disc, și sisteme de acționare mecanice, hidraulice, pneumatice sau combinate. Fiecare clasificare are rolul său specific în asigurarea funcționării optime și a siguranței vehiculului.[5]

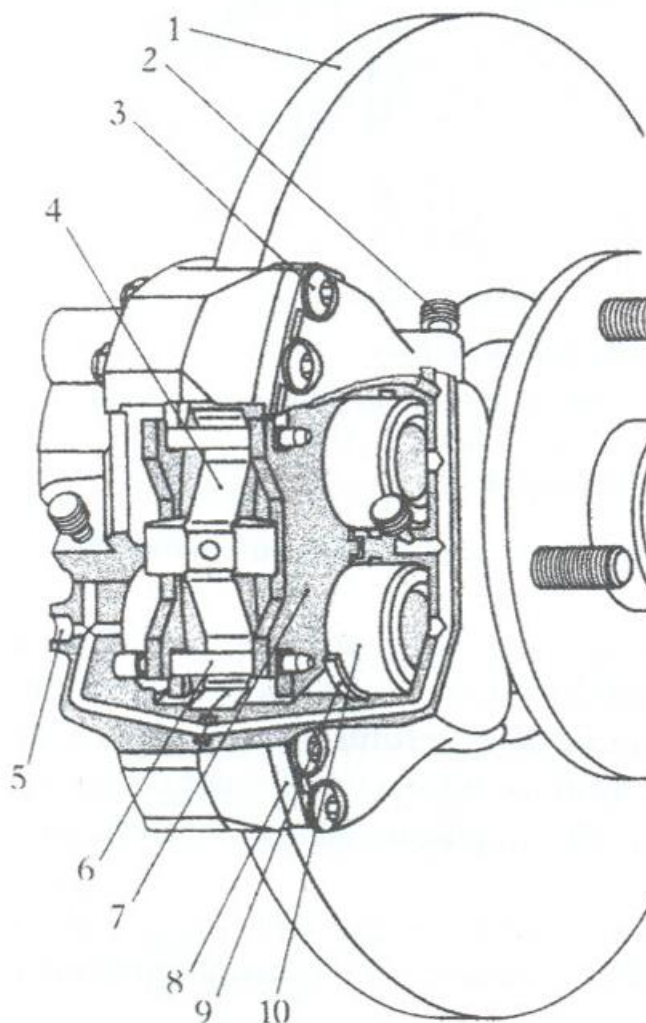


Fig. 2.12 Ansamblu frână, cu disc, etrier cu 4 pistonase

1- disc de frână; 2- supapă de aerisire; 3- șurub de fixare; 4- arc lamelar; 5- racord pentru lichidul de frâna; 6- știft; 7- placuță de frană; 8- etrier; 9- garnitură; 10- piston

Pentru a asigura funcționarea optimă și siguranța autovehiculelor cu o masă mai mare de 5000 kg, acestea sunt adesea echipate cu dispozitive de încetinire. Aceste dispozitive ajută la menținerea dispozitivului principal de frânare în stare de funcționare corespunzătoare și îmbunătățesc stabilitatea vehiculului în timpul frânării. Prin distribuirea uniformă a momentului de frânare la roți, dispozitivele de încetinire contribuie la prevenirea blocării roților, ceea ce este crucial pentru controlul vehiculului.

Dispozitivele de frânare sunt clasificate în funcție de principiul lor de funcționare în categoriile următoare:

1. Mecanice: Aceste dispozitive funcționează pe un principiu asemănător cu frânele tradiționale, dar au dimensiuni mai mari și sisteme de răcire mai eficiente pentru a gestiona căldura generată în timpul frânării.

2. Pneumatice: Momentul de frânare este generat prin transformarea motorului autovehiculului într-un compresor. Există două tipuri principale:

- Cu obturarea evacuării motorului și întreruperea simultană a admisiei de combustibil.

- Cu modificarea distribuției motorului, astfel încât în regimul de frânare, supapa de admisie rămâne închisă, funcționând doar supapa de evacuare.

3. Aerodinamice: Aceste dispozitive încetinesc vehiculul prin creșterea rezistenței aerodinamice, utilizând panouri escamotabile pentru a mări suprafața frontală a automobilului. Sunt eficiente mai ales la viteze ridicate și sunt folosite preponderent pe autovehicule de performanță.

4. Hidrodinamice: Folosesc fricțiunea internă dintr-un lichid cu vâscozitate ridicată într-un hidrotransformator pentru a genera efectul de decelerare.

5. Electromagnetice: Efectuează frânarea prin acțiunea unui câmp electromagnetic asupra unui disc rotitor, care este conectat cinematic la elementele de transmisie ale automobilului.

Utilizarea acestor dispozitive de încetinire oferă o metodă suplimentară de control al vitezei, îmbunătățind siguranța prin reducerea solicitării sistemului principal de frânare și prin îmbunătățirea stabilității vehiculului în condiții variate de conducere. Acestea sunt esențiale pentru vehiculele grele, permițând o gestionare mai eficientă și mai sigură a frânării la viteze mari sau pe pante lungi.[10]



Fig. 2.13 Ansamblul sistemului de frânare

Pentru a asigura performanțele optime ale autovehiculelor, dispozitivele de frânare și de încetinire trebuie să îndeplinească o serie de cerințe funcționale și constructive esențiale. Aceste condiții sunt cruciale pentru a oferi capacitatea de frânare necesară care să permită exploatarea integrală a performanțelor de viteză și accelerare ale vehiculului în condiții de maximă siguranță.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească dispozitivele de frânare ale autovehiculelor includ:

1. Capacitatea de a genera decelerații impuse: Dispozitivele de frânare trebuie să fie capabile să producă decelerații conforme cu cerințele specifice ale vehiculului, pentru a permite oprirea în distanțe sigure și controlate.
2. Asigurarea stabilității vehiculului în timpul frânării: Sistemul de frânare trebuie să mențină vehiculul stabil și pe traiectorie, prevenind derapajele sau răsturnarea.
3. Frânare progresivă, fără șocuri: Frânarea trebuie să fie lină și progresivă, permițând ajustarea ușoară a forței de frânare, pentru a evita șocurile care pot afecta controlul vehiculului.
4. Distribuție corectă a efortului de frânare la punți: Efortul de frânare trebuie repartizat eficient între punțile vehiculului, pentru a optimiza capacitatea de oprire și pentru a preveni pierderea aderenței.
5. Acționare ușoară: Sistemul de frânare trebuie să poată fi acționat fără un efort prea mare din partea conducătorului auto, facilitând o reacție rapidă în situații de urgență.

6. Evacuarea căldurii generate în timpul frânării: Este vital ca dispozitivele de frânare să dispună de un sistem eficient de evacuare a căldurii, pentru a preveni supraîncălzirea și deteriorarea componentelor.

7. Fiabilitate ridicată: Sistemul de frânare trebuie să aibă o durabilitate și o fiabilitate înalte, asigurând funcționarea optimă pe tot parcursul vieții vehiculului.

8. Funcționare silențioasă: Frânarea nu trebuie să producă zgomote excesive, care ar putea fi deranjante sau ar putea masca sunete importante din mediul înconjurător.

9. Intrare rapidă în funcțiune: Dispozitivele de frânare trebuie să răspundă prompt la acțiunile conducătorului auto, fără întârzieri.

10. Siguranță în funcționare în toate condițiile de lucru: Indiferent de condițiile meteo sau de starea drumului, sistemul de frânare trebuie să asigure o performanță constantă și sigură.

11. Independență față de denivelările drumului: Performanța de frânare nu trebuie afectată de condițiile variabile ale suprafeței de rulare.

12. Control exclusiv de către conducătorul auto: Frânarea trebuie să se activeze doar la comanda explicită a conducătorului, asigurând astfel controlul total al vehiculului.[10]

Sistemul de frânare cu acționare hidraulică este o componentă esențială a majorității autovehiculelor moderne, inclusiv autoturismele, autocamioanele și autobuzele de mică și medie capacitate, precum și unele tractoare. Această tehnologie utilizează principiile hidraulicii pentru a transmite forța aplicată de șofer pe pedala de frână către frânele vehiculului, oferind un răspuns rapid și eficient la comanda de frânare.

Avantajele sistemului de frânare cu acționare hidraulică includ:

1. Frânare simultană a tuturor roților: Asigură un răspuns uniform și coordonat, contribuind la stabilitatea vehiculului în timpul frânării.

2. Repartizarea eficientă a efortului de frânare: Efortul de frânare poate fi distribuit în mod optim între punți și între diferiți saboti sau plăcuțe de frână, îmbunătățind eficacitatea frânării.

3. Randament ridicat: Datorită faptului că lichidul hidraulic este practic incompresibil, sistemul oferă o eficiență superioară în transmiterea forței de frânare.

4. Standardizarea dispozitivelor de frânare: Permite adaptarea ușoară a sistemului pentru vehicule cu diferiți parametri.

5. Construcție simplă și masă redusă: Facilitează integrarea în diverse tipuri de vehicule și contribuie la reducerea costurilor de producție.

6. Timp de reacție scurt: Sistemul intră rapid în acțiune la comanda șoferului.

7. Costuri reduse de întreținere: Structura simplă și accesibilitatea componentelor facilitează operațiunile de service.

Cu toate aceste avantaje, există și câteva dezavantaje importante:

1. Limitări în realizarea unui raport de transmisie ridicat: Aceasta poate afecta eficacitatea frânării pentru vehiculele cu masă totală mare, necesitând adesea introducerea unui servomecanism.

2. Riscul de ineficiență la spargerea unei conducte: Pierderea lichidului hidraulic poate duce la scoaterea din funcțiune a întregului sistem de frânare.

3. Scăderea performanței la temperaturi scăzute: Vâscozitatea lichidului hidraulic poate crește, influențând negativ randamentul transmisiei.

4. Intrarea aerului în sistem: Poate crește cursa pedalei de frână și reduce semnificativ eficacitatea frânării.

Componentele principale ale sistemului de frânare cu acționare hidraulică includ:

- Cilindrul principal (1): Funcționează ca o pompă hidraulică simplă, activată de pedala de frână (5) printr-o tijă, și reprezintă elementul de comandă principal.

- Cilindrii de lucru (2): Amplasați la fiecare roată, primesc lichidul sub presiune de la cilindrul principal prin conductele de legătură (3 și 4), activând mecanismele de frânare (saboți sau plăcuțele de frână).

- Conductele de legătură (3 și 4): Transportă lichidul hidraulic sub presiune de la cilindrul principal către cilindrii de lucru.

- Supape speciale: Destinate eliminării aerului din sistem, asigurând eficiența maximă a frânării.[2]

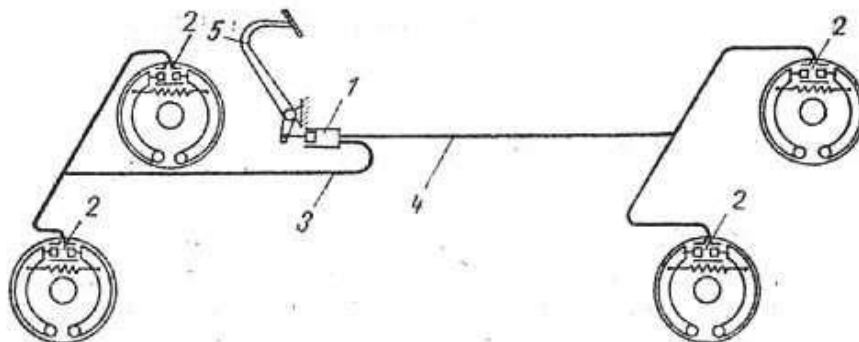


Fig. 2.14 Schema transmisiei hidraulice și a dispozitivului de frânare[2]

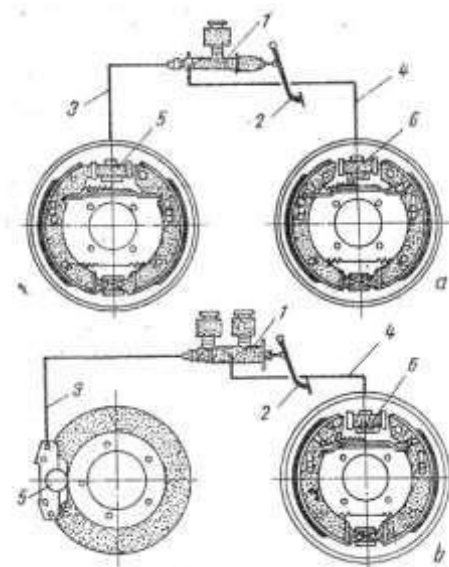


Fig. 2.15 Dispozitive de frânare hidraulică cu un singur circuit(a),cu două circuite(b)[2]

Siguranța și controlul vehiculului în timpul deplasării depind în mare măsură de eficiența sistemului de frânare, care trebuie să fie proiectat pentru a optimiza forța de apăsare pe pedala de frână exercitată de conducătorul auto, menținând constantă forța de frânare pentru o comandă constantă.

Componentele sistemului de frânare hidraulică includ:

1. Etrier cu disc de frână: Elementul principal care aplică forța de frânare la roți.
2. Conductă flexibilă: Asigură transferul lichidului de frână către etrieri, permițând mișcarea roților și a suspensiei.
3. Element de îmbinare: Conectează diferitele părți ale sistemului de frânare.
4. Conductă rigidă: Transportă lichidul de frână între componentele sistemului în mod fiabil, fără flexibilitate.
5. Pompa centrală: Generează presiunea necesară în sistemul hidraulic de frânare.
6. Rezervor lichid frână: Stochează lichidul de frână necesar sistemului.
7. Servomecanism: Amplifică forța aplicată pe pedala de frână, reducând efortul necesar din partea șoferului.
8. Pedală frână: Interfața prin care conducătorul auto comandă sistemul de frânare.
9. Levier frână de parcare: Acționează frâna de parcare pentru imobilizarea vehiculului.
10. Cablu acționare frână de parcare: Transmite forța mecanică de la levierul frânei de parcare către mecanismul de frânare.

11. Supapă de reglare a presiunii: Ajustează presiunea în sistem pentru o distribuție optimă a forței de frânare.

12. Frână cu tambur: Un tip de mecanism de frânare utilizat pe unele roți, care folosește saboti pentru a genera forța de frânare.

Defecțiunile în exploatare ale sistemului de frânare pot afecta negativ procesul de frânare și pot include probleme precum frâna care „nu ține”, este „slabă” sau nu acționează; frâna care „freacă” deși pedala de frână nu este acționată; trageri ale automobilului într-o parte la frânare; blocarea roților; frânarea cu trepidații sau însoțită de zgomote.

Aceste defecțiuni pot avea multiple cauze, inclusiv reglaj incorect al frânelor, uzura componentelor, precum și pierderi de lichid sau prezența aerului în sistemul hidraulic sau pneumatic de frânare. Soluțiile includ reglarea curselor libere și a jocurilor între componente, înlocuirea garniturilor de frecare și a tamburilor uzate, curățarea și înlocuirea garniturilor pistonului pompei centrale și a pistoanelor cilindrilor receptori, completarea lichidului de frână și evacuarea aerului sau vaporilor din sistem. Toate aceste intervenții sunt esențiale pentru menținerea eficienței și siguranței sistemului de frânare, contribuind la siguranța globală a vehiculului în timpul deplasării.

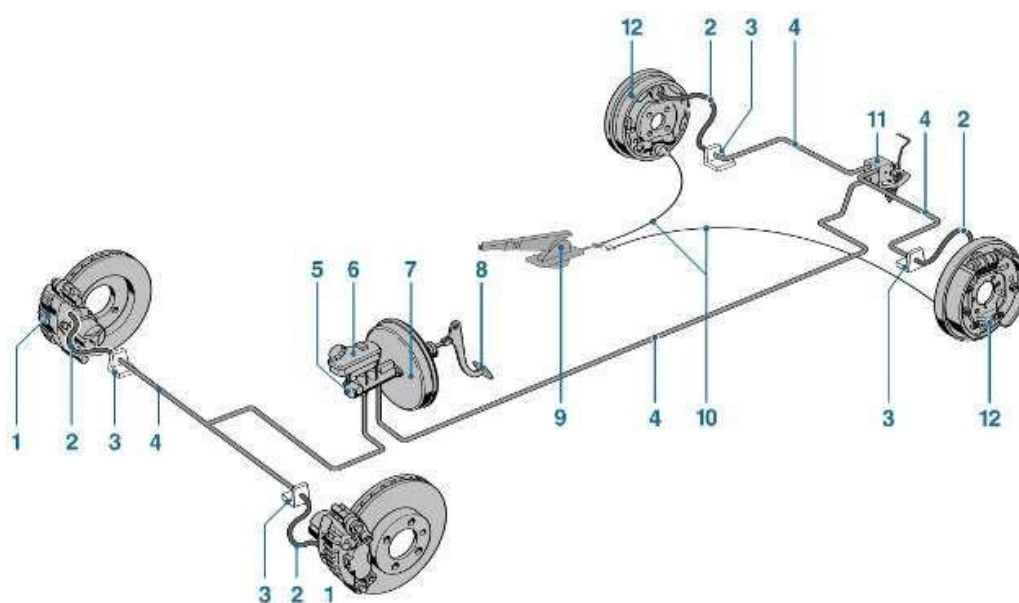


Fig. 2.16 Componentele unui sistem de frânare hidraulic cu structură în paralel pentru automobile[5]

Sistemul de frânare cu acționare hidraulică al unui autovehicul este compus dintr-o serie de componente interconectate, fiecare având un rol specific în funcționarea corectă și eficientă a sistemului. Etrierul cu disc de frână (1) este responsabil pentru aplicarea forței de frânare direct pe roți, prin strângerea discului care se rotește odată cu roata. Acesta este alimentat cu lichid de frână prin intermediul unei conducte flexibile (2), care permite mișcarea roților și a suspensiei, conectându-se la sistem prin elemente de îmbinare (3). Conducta rigidă (4) asigură transportul lichidului de frână de la pompa centrală (5) la diferite componente ale sistemului, fără a permite expansiunea sau flexiunea sub presiune. Pompa centrală generează presiunea necesară în sistem pentru a activa frânele, extrăgând lichidul din rezervorul de lichid de frână (6), unde este stocat. Servomecanismul (7) amplifică forța aplicată de conducătorul auto pe pedala de frână (8), reducând efortul necesar pentru frânare. Levierul frânei de parcare (9) și cablul de acționare al frânei de parcare (10) oferă o metodă de frânare independentă, utilizată pentru a imobiliza vehiculul când este parcat. Supapa de reglare a presiunii (11) ajustează presiunea din sistem pentru a asigura o distribuție uniformă a forței de frânare între roți, în timp ce frâna cu tambur (12) reprezintă un alt tip de mecanism de frânare, utilizat mai ales pe roțile din spate ale unor vehicule, care funcționează prin expansiunea sabotilor împotriva interiorului unui tambur rotativ, generând forța de frânare. În ansamblu, fiecare componentă a sistemului de frânare lucrează în coordonare cu celelalte pentru a asigura oprirea sigură și controlată a vehiculului.

2.2.2. SISTEMUL DE FRÂNARE ABS

Sistemul ABS (Anti-lock Braking System) reprezintă o tehnologie de siguranță esențială pentru autovehicule, concepută pentru a menține aderența roților la suprafața de rulare în timpul frânării, prevenind astfel blocarea lor și posibila alunecare necontrolată. Atunci când roțile unui vehicul se blochează în timpul frânării, pot apărea mai multe probleme semnificative, printre care pierderea stabilității vehiculului la blocarea roților de pe puntea spate, dificultăți în controlul direcției datorate blocării roților din față și o creștere a distanței de frânare, din cauza scăderii coeficientului de aderență la alunecare comparativ cu rotația normală a roții.

Pentru îmbunătățirea eficacității frânării și pentru a spori stabilitatea și manevrabilitatea autovehiculului, se utilizează sisteme automate de control al frânării, care împiedică blocarea roților indiferent de forța de frânare aplicată și de coeficientul de aderență al suprafeței de rulare. Sistemul ABS are rolul esențial de a menține alunecarea roții într-un interval stabil, optimizând astfel coeficientul de frecare între roată și suprafața de rulare. În situații unde roata se blochează și alunecarea ajunge la 100%, vehiculul intră într-o zonă instabilă, ceea ce duce la creșterea distanței de oprire din cauza reducerii forței de frecare.[3]

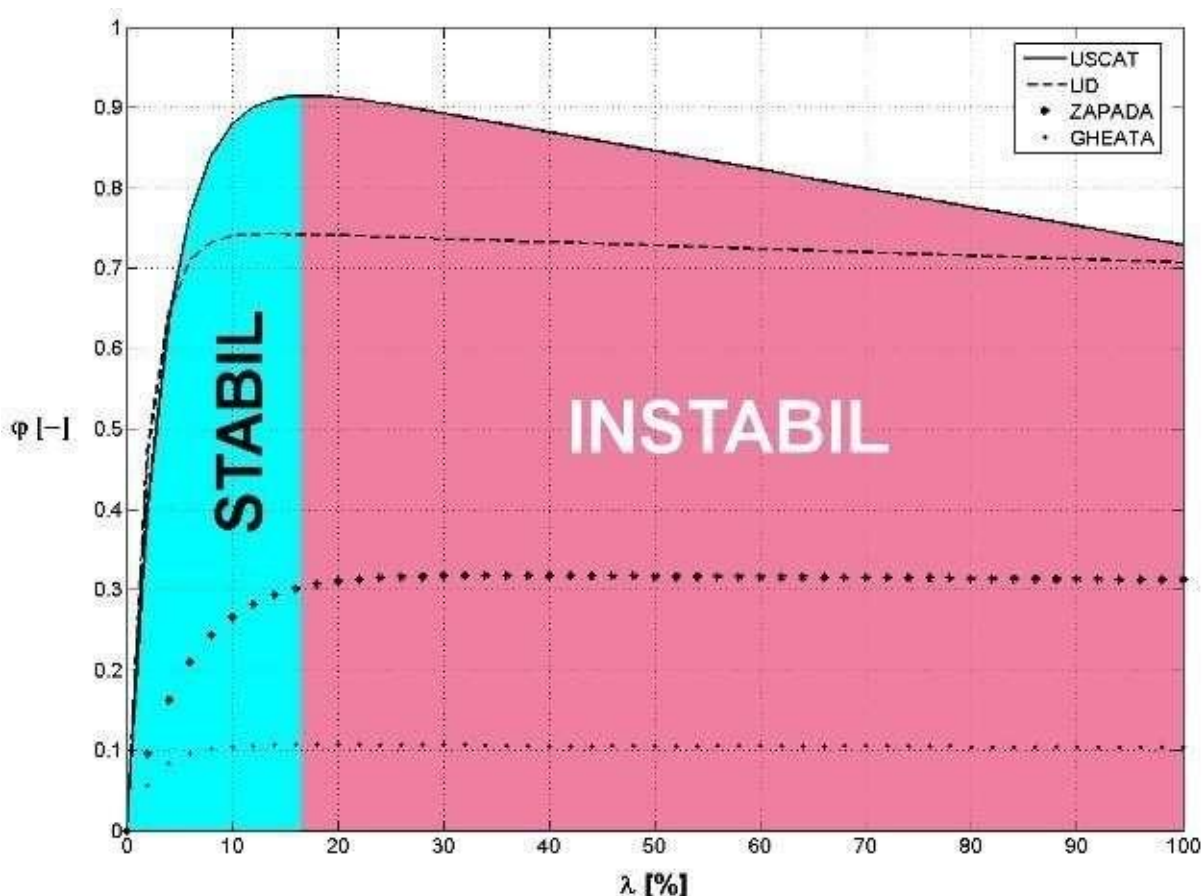


Fig. 2.17 Dependența coeficientului de frecare de alunecarea roții unui automobil[3]

φ - coeficientul de frecare dintre roată și calea de rulare

λ - alunecarea roții (dată de diferența dintre viteza roții și cea a automobilului)

Sistemul ABS ajustează frânarea în limite bine definite pentru a maximiza aderența:

- În condiții de frânare sub limita de aderență a drumului, sistemul ABS nu intervine, permițând menținerea nivelului maxim de frânare stabilit de conducătorul auto.

- La frânare la limita de aderență, sistemul detectează tendința de blocare a roților și ajustează presiunea în sistemul de frânare pentru a maximiza aderența, fie prin menținerea, fie prin reducerea acesteia. Dacă se detectează blocarea unei roți, sistemul va izola temporar cilindrul de frână corespunzător de restul sistemului, ajustând presiunea pentru a preveni blocarea.

- În situații de frânare pe suprafețe cu aderență variabilă, sistemul ABS previne blocarea roților pe porțiunile cu aderență scăzută, asigurând în același timp frânarea maximă pe zonele cu aderență bună. Aceasta permite o frânare eficientă chiar și în condiții unde diferite părți ale vehiculului întâlnesc coeficienți de frecare diverși.[3]

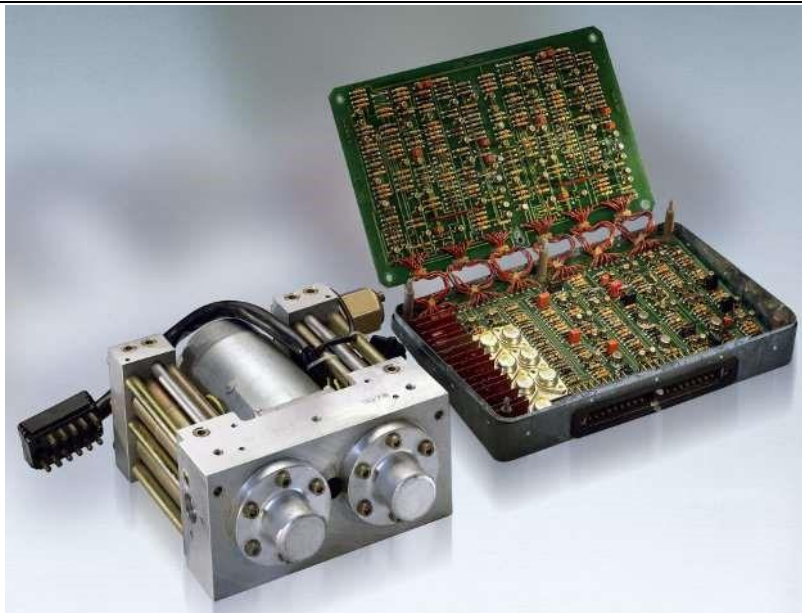


Fig. 2.18 Prima generație de ABS[3]

Sistemele de frânare cu ABS diferă între ele mai ales prin modul în care se reglează presiunea în sistemul de frânare, această reglare putând fi efectuată în mod diferențiat pentru fiecare roată în parte, în funcție de aderența specifică a acesteia. Această metodă este foarte eficientă, însă, din cauza costurilor ridicate, adesea se aplică doar la roțile unei singure punți. Studiile și cercetările efectuate până în prezent au demonstrat că sistemele ABS pot reduce semnificativ distanța de frânare. De exemplu, pe un asfalt umed, un vehicul echipat cu ABS poate opri într-o distanță de 40 de metri, în timp ce un vehicul fără ABS ar avea nevoie de aproximativ 58 de metri pentru a se opri complet. Sistemul ABS este activat automat în momentul în care vehiculul întâlnește o porțiune de drum cu aderență scăzută sau când roțile de pe o parte a vehiculului se află pe o suprafață cu aderență diferită față de cealaltă parte.

În etapele inițiale ale dezvoltării, sistemele de control automat al frânării se bazau exclusiv pe principii mecanice. Complexitatea necesară pentru controlul anti-derapajului și necesitatea unei logici sofisticate au limitat inițial posibilitatea producției de serie. În etapa următoare, s-au dezvoltat sisteme de control care utilizau prelucrarea analogică a semnalelor. Progresele în domeniul electronică au permis crearea de sisteme digitale de control automat, care se bazează pe microprocesoare ca unități centrale de calcul. Această evoluție în tehnologia ABS a îmbunătățit semnificativ capacitatea de control și eficiența sistemelor de frânare, oferind vehiculelor un nivel superior de siguranță și performanță în condiții variate de drum.[3]

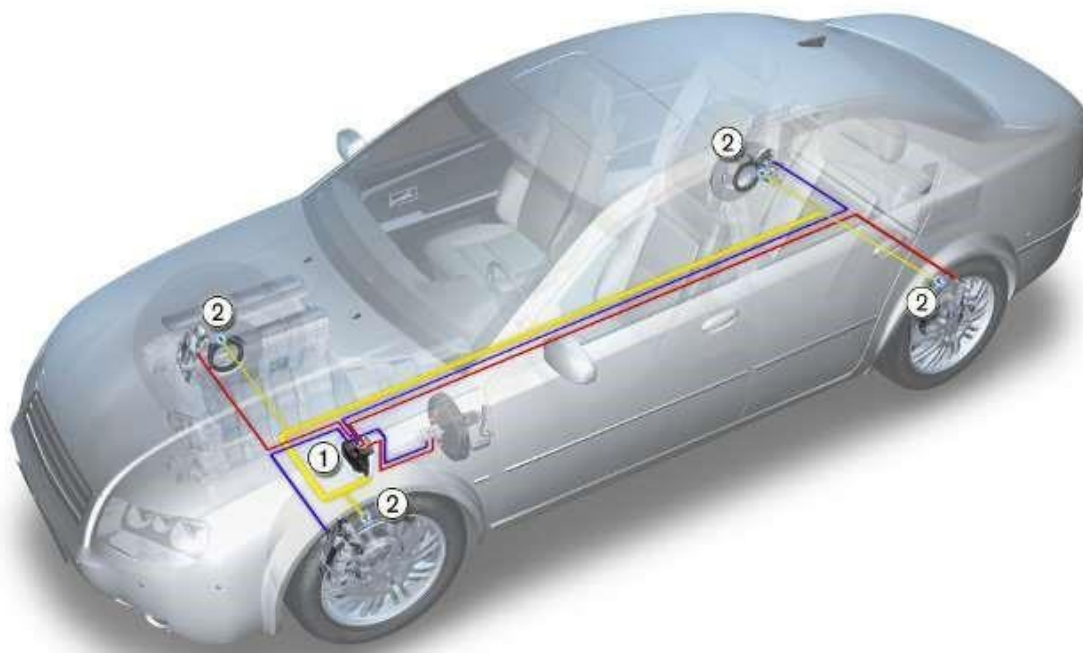


Fig. 2.19 Componentele sistemului de frânare cu ABS de pe automobile[3]

- 1. unitatea de control electro-hidraulica
- 2. senzori de turatie montati pe rotile automobilului

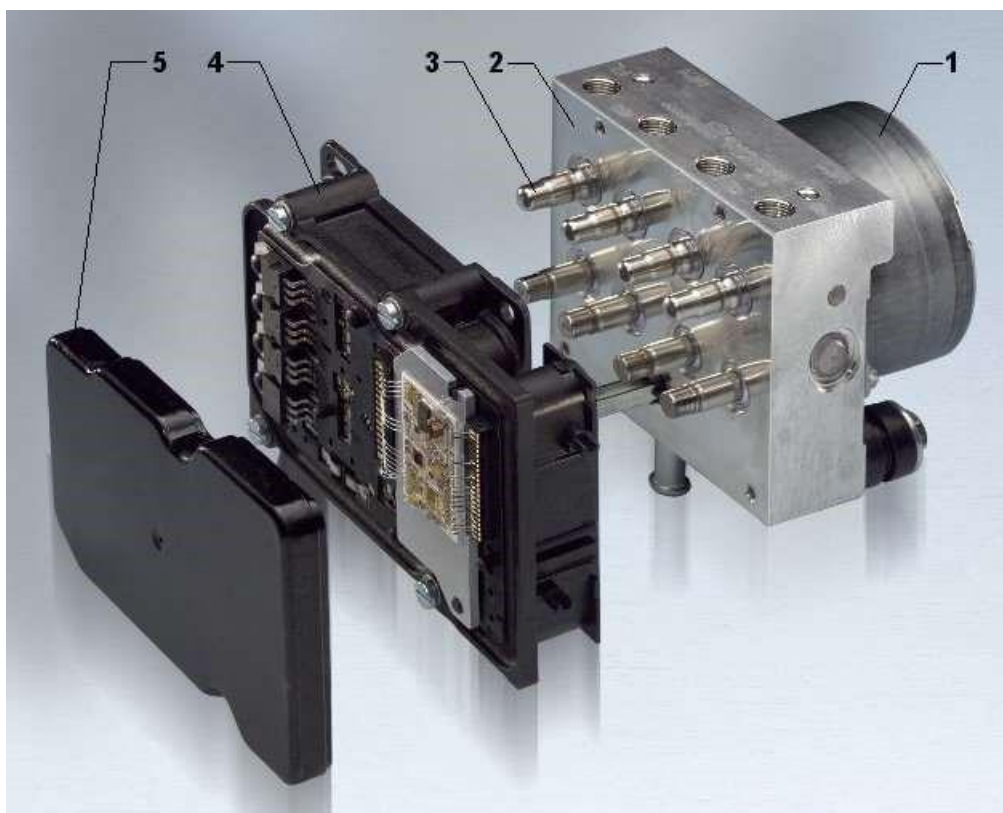


Fig. 2.20 Componentele unui modul electro-hidraulic de control pentru ABS [3]

- 1. motor electric, 2. bloc de electro-supape, 3. electro-supape
- 4. unitatea de control electronică, 5. capac de protecție

2.3. SISTEMUL DE DIRECȚIE

2.3.1. COMPUNEREA SISTEMULUI DE DIRECȚIE

Sistemul de direcție joacă un rol esențial în asigurarea siguranței pe drum, având o importanță tot mai mare pe măsură ce numărul autovehiculelor și viteza lor de deplasare continuă să crească. Funcția principală a sistemului de direcție este de a ghida vehiculul pe traiectoria aleasă de conducător. Modificarea direcției de deplasare se realizează prin ajustarea unghiului roților față de axa longitudinală a automobilului, ceea ce permite vehiculului să urmeze un drum curbat sau să schimbe direcția după necesități.[8]

Elementele componente ale sistemului de direcție sunt prezentate în figura 2.21

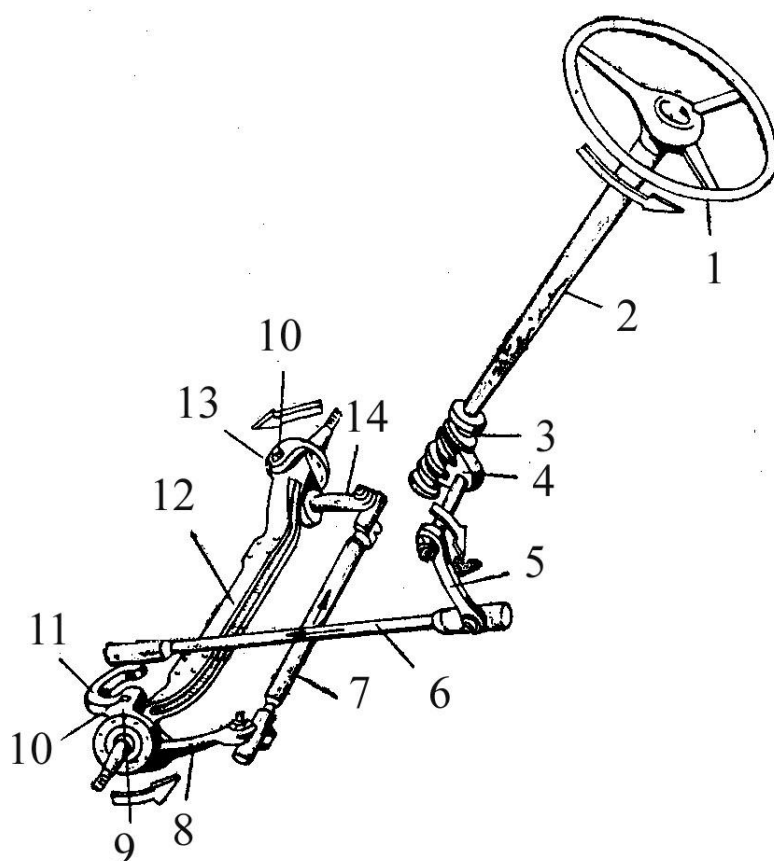


Fig. 2.21 Părțile componente ale mecanismului de direcție[8]

1-volan; 2-axul volanului; 3-șurub melc; 4-sector dințat; 5-levier de direcție; 6- bară longitudinală de direcție; 7- bară transversală de direcție; 8,14-levieretele fuzetelor; 9,13-fuzete; 10-pivoții fuzetelor; 11-brațul fuzetei; 12-osie;

Volanul, componentă esențială în mecanismul de direcție al unui automobil, este conceput sub formă circulară și este fabricat din plastic cu o armătură internă metalică, fiind dotat cu 1 până la 4 spițe ce asigură conexiunea cu axul volanului. Acest ax (fig. 2.22), esențial pentru transmiterea mișcării de la volan la mecanismul de direcție, poate fi compus dintr-o singură tijă sau din două tije unite printr-o articulație elastică, soluția cu două tije fiind adoptată atunci când caseta de direcție nu se află în aliniere directă cu volanul. Un capăt al axului este conectat la volan, în timp ce celălalt este atașat la componenta de comandă din caseta de direcție. Pentru a asigura o rotație lină, axul volanului este susținut de un rulment amplasat pe coloana volanului, care, la rândul său, este fixat de tabloul de bord al vehiculului prin intermediul șuruburilor.[8]

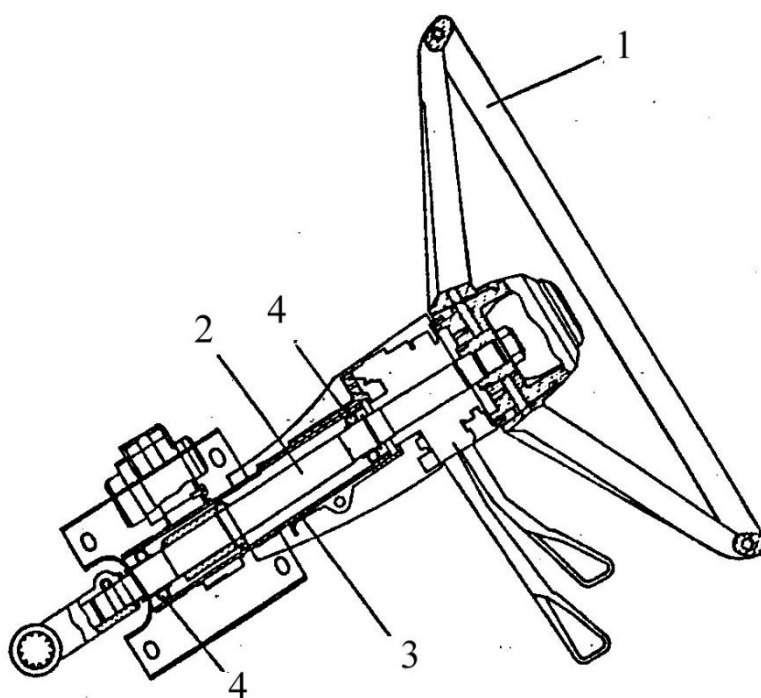


Fig. 2.22 Volan de direcție[8]

1-volan; 2-axul volanului; 3-coloana volanului; 4-rulment

Șurubul melc împreună cu sectorul dințat și carcasa formează caseta de direcție. Mecanismul de direcție din casetă asigură un raport de transmitere mic ($1:25 \dots 1:30$).

În funcție de mijlocul de transmitere a momentului de la axul volanului la levierul de comandă, există mai multe variante ale angrenajului mecanismului de comandă:

a) Mecanism cu șurub melc și sector dințat (figura 2.23), a folosit în special de firma Fiat pentru modelele mici de automobile (Fiat 600; Fiat 850);

b) Mecanism cu melc globoidal și rolă (figura 2.24), care reprezintă o construcție îmbunătățită a celui anterior, deoarece prin înlocuirea sectorului dințat cu o rolă, scade substanțial lucrul mecanic de frecare;[8]

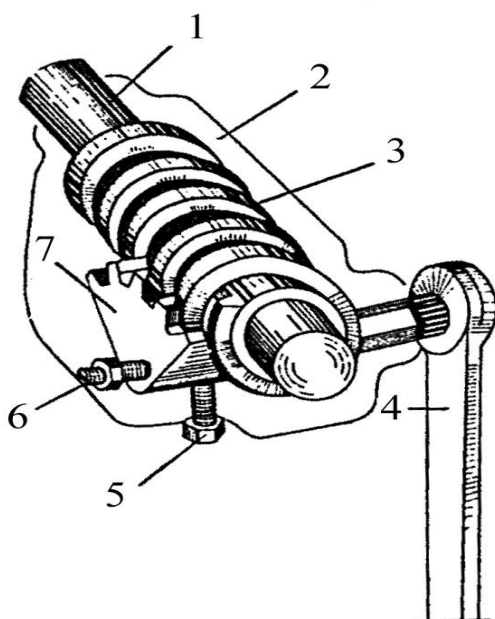


Fig. 2.23 Mecanism de direcție cu sector dințat[8]

1-axul volanului; 2-casetă de direcție, 3-șurub-melc; 4-levier de comandă, 5,6-șuruburi de reglaj; 7-sector dințat

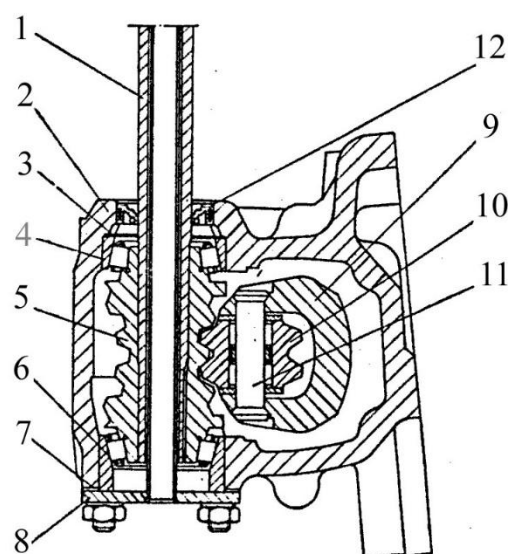


Fig. 2.24 Mecanism de direcție cu șurub melc și melc globoidal și rolă[8]

1-axul volanului; 2-casetă; 3-șăibă de reglaj; 4,6-rulmenți; 5-melc globoidal; 7-garnitură de reglaj; 8-capac; 9-arbore cu rolă; 10-rolă, 11-axul rolei; 12-garnitură de etanșare

c) Mecanismul cu pinion și cremalieră, utilizat la autoturismele din clasele mici și mijlocii, inclusiv cele din familia Dacia (figura 2.5);

d) Mecanismul cu șurub, bile recirculante, piuliță și sector dințat (figura 2.6) la care frecarea prin alunecare este înlocuită cu frecarea prin rostogolire. Acest mecanism se poate utiliza la toate tipurile de automobile, mai ales la cele grele, fiind întâlnit și la autocamioanele DAC și ROMAN-DIESEL[8]

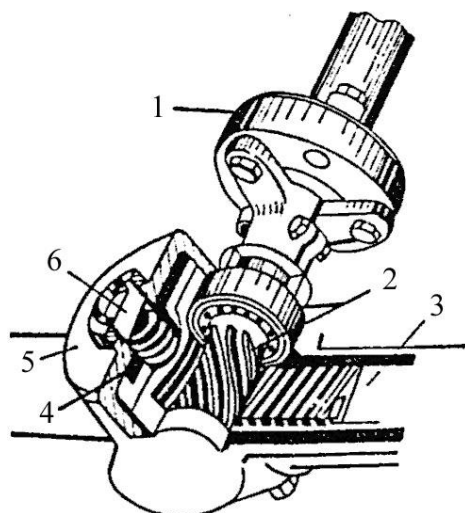


Fig. 2.26 Mecanism de direcție cu cremalieră[8]

1-articulație elastică; 2-pinion elicoidal;
3-cremalieră; 4-arc; 5-casetă; 6-șurub de reglaj

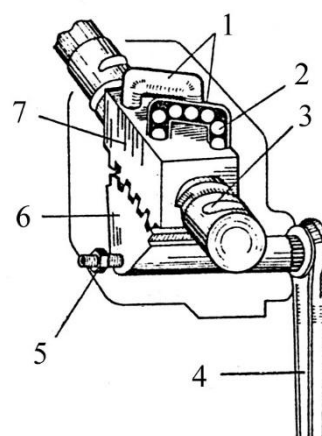


Fig. 2.25 Mecanism de direcție cu șurub, bile recirculante, piuliță și sector dințat[8]

1-tub de ghidaj, 2-bile; 3-șurub; 4-levier de comandă; 5-șurub de reglaj, 6-sector dințat; 7- piuliță cu cremaliră la exterior

Celelalte elemente din figura 2.21 fac parte din transmisia direcției. Aceasta cuprinde un sistem de tije și pârghii, care împreună cu mecanismul de direcție, realizează acționarea roților directoare ale automobilului.

Legătura între pârghiile și tijele transmisiei se face prin articulații sferice (capete de bară), care permit mișcarea în planuri diferite și amortizează șocurile pe care le primesc roțile de direcție. Ele sunt capsulate și cu reglare automată a jocului dintre capul sferic al bulonului de prindere și chiuvetele de prindere (figura 2.27). Reglarea automată se face sub acțiunea arcului, care apasă puternic chiuvetele pe capul sferic, astfel încât piesele rămân permanent în contact, fără joc.[8]

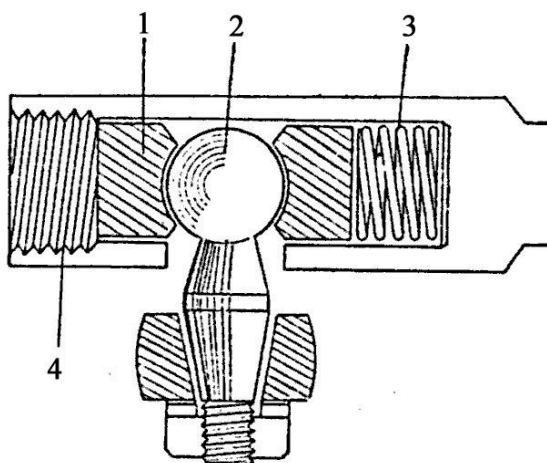


Fig. 2.27 Articulație sferică[8]

2.3.2. UNGHIURILE DE AȘEZARE ALE ROȚILOR ȘI PIVOTILOR

În structura pivoților fuzetei unui autovehicul, sunt definite două tipuri de unghiuri esențiale pentru comportamentul dinamic al vehiculului: unghiul de înclinare longitudinală (β) și unghiul de înclinare transversală (δ).

a) Unghiul de înclinare longitudinală al pivotului (β), cunoscut și sub numele de unghi de fugă, reprezintă înclinarea pe axa longitudinală a pivotului. Acesta este determinat de orientarea pivotului astfel încât prelungirea axei sale intersectează suprafața de contact a roții cu drumul într-un punct A, plasat în fața punctului B de contact al roții cu solul. Această configurație utilizează reacțiile laterale dintre pneu și suprafața de contact pentru a stabili roțile atunci când sunt supuse forțelor centrifuge în timpul virajelor, înclinării transversale a drumului sau acțiunii vântului lateral.

Prin implementarea unghiului de înclinare longitudinală, roțile de direcție tind să revină la alinierea dreaptă după efectuarea unui viraj, îmbunătățind astfel stabilitatea direcțională a vehiculului. Totuși, acest unghi implică și o rezistență crescută la manevrarea volanului, deoarece trebuie depășit momentul stabilizator generat. Momentul de stabilizare, care apare predominant din cauza forțelor centrifuge aplicate asupra vehiculului, crește odată cu viteza, fiind proporțional cu pătratul acesteia și este denumit moment stabilizator de viteză.

Valoarea unghiului de înclinare longitudinală (β) variază în funcție de tipul suspensiei vehiculului, fiind în intervalul de 3 până la 9 grade pentru vehiculele cu punte rigidă și de 1 până la 3,5 grade pentru cele cu suspensie independentă. De asemenea, valoarea unghiului β este mai mare pentru vehiculele cu pneuri la presiune înaltă comparativ cu cele cu pneuri la presiune joasă. Acest unghi contribuie la îmbunătățirea stabilității direcționale și a comportamentului dinamic al vehiculului, oferind o conducere mai sigură și mai controlată.[9]

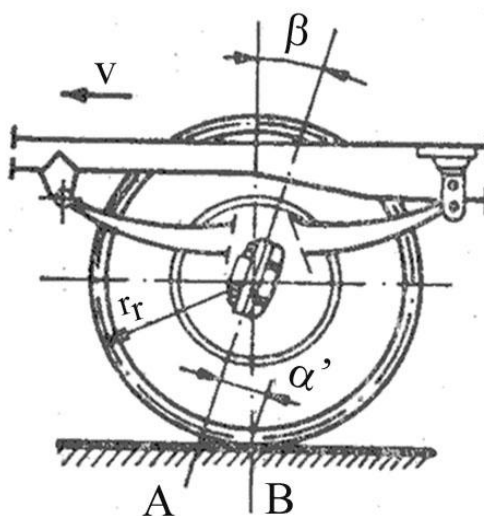


Fig. 2.28 Unghiul de înclinare longitudinală a pivotului[9]

b) Unghiul de înclinare transversală (laterală) a pivotului δ

Unghiul de înclinare transversală (laterală) al pivotului (δ) joacă un rol crucial în dinamica de bracare a roților unui vehicul. Acest unghi creează un moment stabilizator atunci când roțile sunt orientate pentru viraj. Prin natura sa, unghiul de înclinare transversală determină roțile să se deplaseze în jos în timpul bracării. Cu toate acestea, deoarece roata este sprijinită de suprafața drumului și nu poate coborî efectiv, rezultatul este o ridicare a pivotului și, implicit, a punții din față a vehiculului și a cadrului sau caroseriei. Această acțiune, sub influența greutății vehiculului care este preluată de puntea din față, încurajează roțile să revină automat la alinierea pentru deplasarea în linie dreaptă, poziție asociată cu starea de energie potențială minimă.

Procesul de bracare a roților implică un efort mecanic care este determinat de produsul dintre greutatea repartizată pe roțile de direcție și distanța de ridicare a punții din față. Ca urmare, stabilizarea roților de direcție prin intermediul înclinării transversale a pivotului duce la necesitatea unui efort mai mare la volan, ceea ce poate afecta negativ manevrabilitatea vehiculului.

În cazul autovehiculelor moderne, valorile tipice pentru unghiul de înclinare transversală a pivotului (δ) se situează în intervalul de 4 până la 10 grade. Acest unghi este proiectat astfel încât să optimizeze stabilitatea și revenirea la direcția inițială după efectuarea unui viraj, asigurând totodată o manevrare sigură și precisă a vehiculului.[9]

2.3.3. Menținerea mecanismului de direcție al automobilelor**a) Condițiile de funcționare și cerințele de exploatare ale mecanismului de direcție al automobilelor:**

Starea tehnică a mecanismului de direcție influențează securitatea circulației pe drumurile publice, siguranța autovehiculului și a încărcăturii ce se transportă, stabilitatea autovehiculelor în mers, comoditatea conducerii precum și uzura pneurilor.

Pe timpul deplasării, piesele mecanismului de direcție sunt supuse solicitărilor dinamice repetate din cauza neregularităților drumului, neuniformității presiunii în pneuri, a dereglării unghiurilor roților precum și din cauza acțiunii permanente a conducătorului auto pentru menținerea direcției de mers.

Avându-se în vedere importanța deosebită a mecanismului de direcție pentru siguranța circulației și condițiile dificile de funcționare a acestuia se impun următoarele cerințe de deplasare:

- poziția roților pe calea de rulare, la manevrarea direcției nu trebuie să fie influențată de oscilațiile suspensiei, de variația vitezei de deplasare sau de neregularitățile căii de rulare;
- direcția trebuie să asigure transmiterea comenzilor de la partea suspendată a automobilului la roți, fără ca șocurile datorate neregularităților căii să se transmită la volan;
- manevrarea volanului să se facă cu ușurință, fără blocări, iar după încetarea efortului asupra volanului, roțile directoare să revină pe cale, cu atât mai repede cu cât unghiul de viraj a fost mai mare;
- efortul necesar la volan să fie cât mai redus, iar unghiurile de rotație a volanului să fie suficient de mic, pentru o conducere sigură în raport cu viteza automobilului;
- protecția contra uzurii excesive trebuie să asigure menținerea jocurilor normale în mecanisme astfel încât, să nu fie afectată siguranța circulației pe tot timpul exploatării, până la repararea automobilului;
- operațiunile de întreținere să necesite un volum mic de muncă și să se poată efectua la intervale cât mai mari.[9]

2.3.4. DIAGNOSTICAREA MECANISMULUI DE DIRECȚIE

În decursul exploatării normale a automobilului mecanismul de direcție suferă o serie de modificări ale stării tehnice:

- uzura capetelor de bară care apare la nivelul pastilelor și a bolțului sferic. Aceste uzuri se accentuează în cazul deteriorării manșoanelor de protecție din cauciuc sau în cazul unor montaje greșite;
- uzuri ale bușelor sau danturii cremalierei;
- modificarea valorilor unghiurilor de așezare ale roților și pivoților.

Efectul schimbării stării tehnice a mecanismului de direcție se concretizează prin creșterea jocului volanului, apariția jocului axial al axului volanului, înrăutățirea stabilității direcției de deplasare a automobilului și uneori a creșterii efortului de acționare a volanului.

Diagnosticarea stării tehnice a mecanismului de direcție care trebuie verificată periodic, prezintă o importanță deosebită pentru siguranța circulației. Se apreciază că aproximativ 17% din accidente de circulație din cauze tehnice revin mecanismului de direcție ca urmare a blocării direcției, a jocurilor excesive ale volanului, desprinderii articulațiilor pârghiilor de direcție, etc.[9]

Starea tehnică a mecanismul de direcție se stabilește prin probă în rulaj, prin executarea unor operațiuni simple de verificare și prin lucrări complexe de diagnosticare tehnică.

1. Verificarea jocului unghiular al volanului. Jocul unghiular al volanului variază normal între 10...15o. Prin uzurile normale ce se produc în timpul exploatării acest joc ajunge până la 50o, iar prin apariția unor defecțiuni sau uzură avansată poate depăși această valoare periclitând securitatea circulației.

Creșterea jocului volanului se datorește uzurii articulațiilor (creștere cu 2...4o), uzurii pivotului fuzetei și a bușelor sale (creștere cu 3...4o), uzurii casetei de direcție (creștere cu 10...20o), etc. Măsurarea jocului la volan se poate face cu roțile aplicate pe sol sau suspendate folosind un dispozitiv ca cel prezentat în figura 2.29 .

Identificarea cauzei care determină mărirea jocului volanului se face prin blocarea uneia din roțile directoare și încercarea repetată de a roti volanul cu o forță de 6...10 daN.

La un mecanism de direcție cu stare tehnică bună nu trebuie să se observe pe timpul acestor manevre deplasări relative în articulații.

La autovehiculele pe roți echipate cu servodirecții, jocul volanului se determină după suspendarea axelor cu roți directoare, cu motorul în funcțiune, la o anumită presiune în instalație, când roțile directoare sunt blocate.

În acest scop se montează în rețeaua de conducte a instalației un manometru (figura 2.29a) sau un aparat special (figura 2.29b), cu domenii de măsurare corespunzătoare.[7]

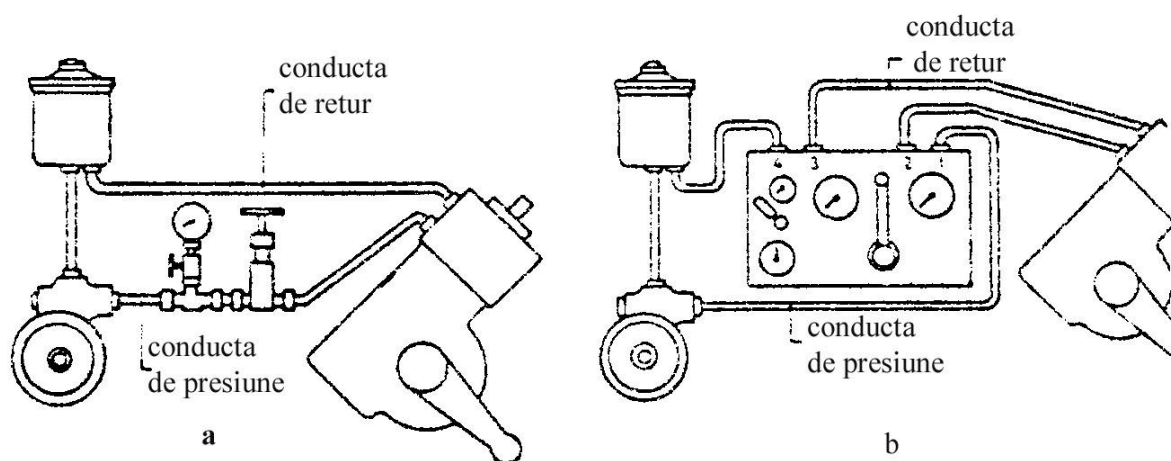


Fig. 2.29 Montarea aparatelor pentru încercarea direcțiilor hidraulice[7]

a-cu manometru; b-cu aparat special

2. Verificarea efortului de rotire a volanului. Valoarea admisibilă a efortului la volan poate varia între diferite tipuri de vehicule, fiind în general situată între 3 și 8 daN pentru automobilele cu mecanism de direcție în stare bună. Pentru autovehiculele mai grele, echipate cu mecanism melc-roată melcată, valorile pot fi mai mari. Efortul la volan se măsoară eliberând roata automobilului suspendat și acționând volanul cu un dinamometru până când roțile încep să se rotească. Rotirea volanului începe din poziția de mers în linie dreaptă, deoarece la capetele cursei de rotire a acestuia, efortul la volan poate fi de 1,5 până la 2 ori mai mare.

În cazul direcției cu servomecanism hidraulic, unde efortul la volan este amplificat de sistem în timpul condusului, simpla măsurare a acestuia nu este suficientă pentru evaluare. De aceea, se verifică valoarea reacțiunii hidraulice la o anumită forță aplicată la periferia volanului, cu roțile de direcție suspendate și motorul în funcțiune.

3. Verificarea geometriei roților de direcție. Verificarea geometriei roților de direcție este un proces esențial, care necesită o serie de etape premergătoare pentru a asigura rezultate precise și sigure. Aceste operațiuni includ eliminarea jocurilor din mecanismul de direcție prin recondiționare și reglare, poziționarea și fixarea casetei de direcție, centrarea direcției, corectarea presiunii în pneuri conform valorilor nominale, echilibrarea roților și încărcarea automobilului conform instrucțiunilor de exploatare.[6]

Odată finalizate aceste etape preliminare, verificarea efectivă a geometriei roților directoare implică mai multe aspecte esențiale:

- Verificarea fulării roților și anularea influenței acesteia asupra rezultatelor determinărilor, prin ajustarea poziției aparatului față de roată.
- Determinarea neparalelismului roților.
- Verificarea unghiurilor de bracăj.
- Verificarea unghiului de carosaj.
- Verificarea unghiului de înclinare transversală și longitudinală a pivotului (unghiul de fugă).

Aparatele utilizate pentru verificarea geometriei roților pot fi simple sau complexe. Aparatele simple, cum ar fi cele mecanice cu manometru sau optice cu bulă de nivel, sunt ușor de utilizat, dar au o precizie mai redusă și necesită deplasarea autovehiculului în timpul măsurătorilor. În schimb, aparatele complexe, cum ar fi standurile optice sau electrice, oferă o precizie ridicată și nu necesită deplasarea autovehiculului în timpul măsurătorilor. Acestea sunt preferate din cauza fiabilității ridicate și a preciziei înalte a măsurătorilor.[6]

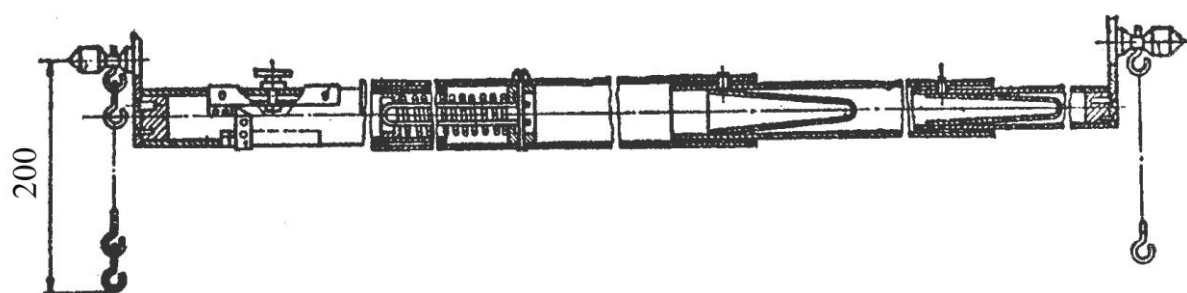


Fig. 2.31 Riglă telescopică pentru măsurarea convergenței roților[7][8]

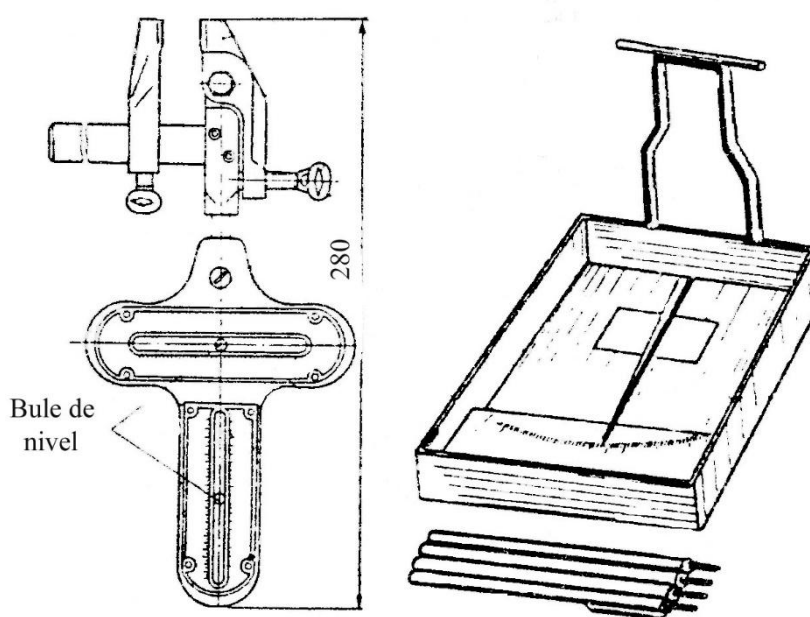


Fig. 2.30 Aparat cu bulă de nivel pentru măsurarea geometriei roților și proiector rotitor[8]

4. Verificarea jocurilor pivoților. În cadrul soluțiilor constructive care implică pivoți axiali, verificarea articulațiilor fuzetelor este un pas crucial, realizat prin măsurarea jocurilor radiale A și axiale B. Pentru a verifica jocul radial, se suspendă roata, se aduce ceasul comparator la zero, iar apoi, după coborârea roții, se citește valoarea indicată de ceasul comparator. Acest proces asigură detectarea și evaluarea eventualelor jocuri în articulațiile fuzetelor, aspecte vitale pentru stabilitatea și siguranța vehiculului.

Măsurarea jocurilor radiale și axiale reprezintă o procedură esențială în întreținerea și verificarea vehiculelor, contribuind la prevenirea unor eventuale defecțiuni și menținerea performanțelor optime. Acuratețea și atenția în aceste măsurători sunt deosebit de importante pentru asigurarea siguranței și fiabilității autovehiculului în timpul utilizării sale.[9]

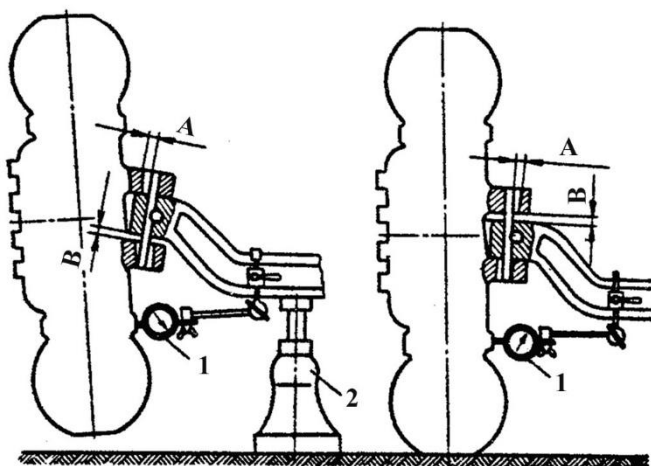


Fig. 2.32 Măsurarea jocului radial al pivoților[9]

1-ceas comparator; 2-cric

Jocurile anormale din articulațiile pivoților se pot evidenția și prin mișcarea roții suspendate cu ajutorul mâinilor. Astfel, în cazul articulațiilor, se mișcă alternativ roata în plan orizontal pentru identificarea jocului în articulația bieletei, și în plan vertical pentru jocurile pivoților fuzetei. Constatarea jocului pivoților axiali se face prin mișcarea roții suspendate în direcția transversală.

5. Verificarea jocurilor rulmenților roților de direcție. Jocul rulmenților butucilor roților se pune în evidență după ridicarea roții de pe sol și demontarea articulațiilor elementelor direcției și roata respectivă.

Constatarea jocului se efectuează prin mișcarea roții cu mâna în plan transversal, iar valoarea exactă a jocului se determină cu ajutorul unui dispozitiv prevăzut cu ceas comparator (figura 2.33).

6. Verificarea pârghiilor, tijelor și articulațiilor. Starea tehnică a sistemului de pârgii și tije articulate care realizează virarea roților sub acțiunea mecanismului cu angrenajare o importanță deosebită atât pentru diminuarea intensității șocurilor la volan, cât și pentru securitatea rutieră.

În exploatare se verifică starea barelor de comandă și de conexiune, care trebuie să nu prezinte lovituri sau deformări. De asemenea, se verifică existența șplinturilor de asigurare la piulițele de la asamblarea articulațiilor și garniturilor de protecție.[7]

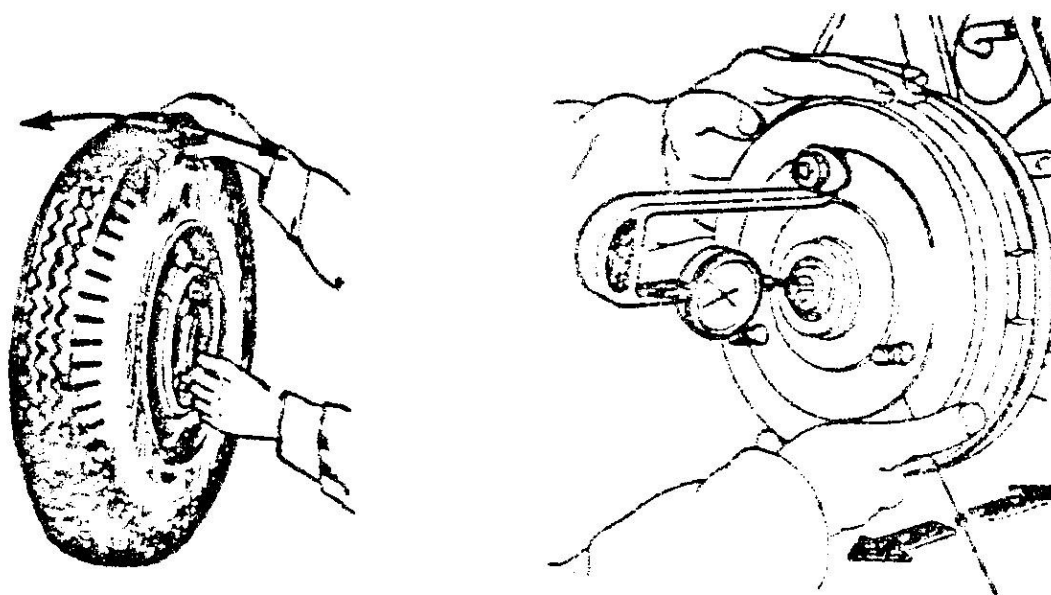


Fig. 2.33 Constatarea și măsurarea jocului rulmenților butucului roții[9]

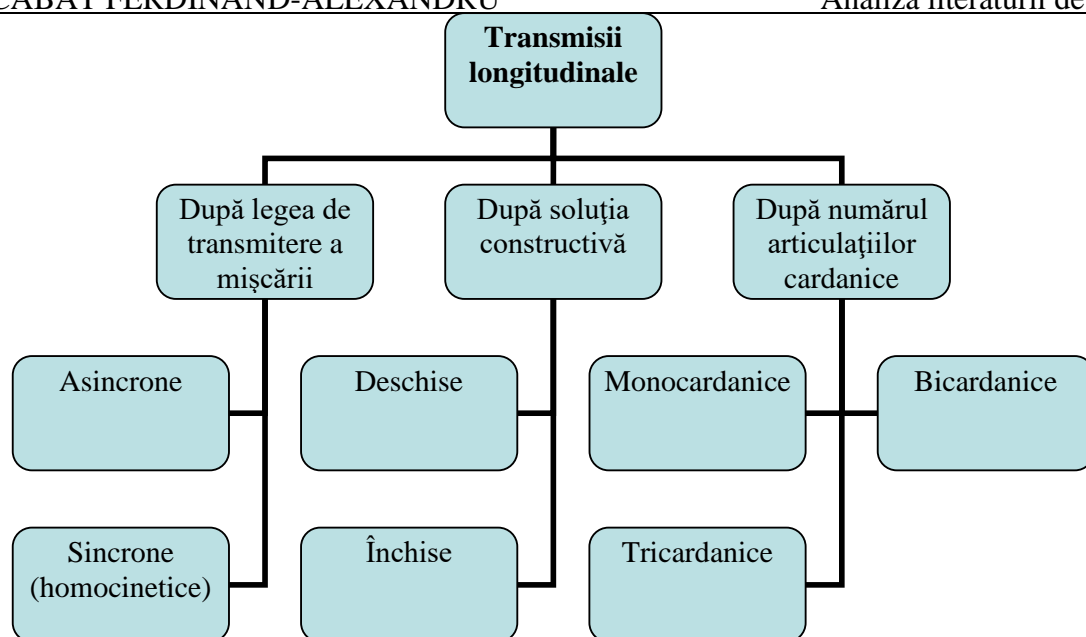
2.4. TRANSMISIA LONGITUDINALĂ

2.4.1. GENERALITĂȚI

Transmisia longitudinală reprezintă o entitate funcțională autonomă responsabilă de transmiterea fluxului de putere pentru autopropulsare între ansamblurile transmisiei, situate la distanță și în planuri diferite, menținând în mod obișnuit o poziție relativă variabilă. Această transmisie este cunoscută și sub denumirea de transmisie cardanică, datorită elementelor constructive de tip cardanic pe care le utilizează. Componenta transmisiei longitudinale constă în articulații cardanice, arbori cardanici și suporturi intermediari, toate acestea formând în ansamblu o unitate funcțională autonomă.

Funcțiile esențiale pe care transmisia longitudinală trebuie să le îndeplinească includ: asigurarea mișcării simultane a arborilor cuplați, indiferent de unghiurile dintre axele acestora; compensarea atât a mișcărilor unghiulare, cât și a celor axiale necesare; transmiterea energiei mecanice cu un randament cât mai ridicat și evitarea atingerii turației critice corespunzătoare regimului de rezonanță.[9]

Transmisia cardanică cu arbore longitudinal închis, caracterizată prin tubul central în care arborele este solidar cu carterul diferențialului, utilizează articulație cardanică numai pentru



legătura cu cutia de viteze, celălalt capăt fiind conectat rigid la pinionul de stac al transmisiei principale. Transmisia cardanică cu arbore longitudinal deschis este larg răspândită, chiar dacă arborele este neprotejat. În acest caz, arborele longitudinal este dotat cu articulații cardanice la ambele capete.

Pentru cazurile în care lungimea arborelui depășește 1,7 ... 1,8 m, se utilizează transmisia cardanică cu arbore intermediar, unde arborele este format dintr-un arbore intermediar susținut de un suport fixat la cadrul automobilului.[8]

În construcția autocamioanelor și autocamionetelor, cele mai răspândite transmisii cardanice sunt cele cu două articulații. Transmiterea mișcării se face de la arborele conducător la cel condus prin intermediul arborelui intermediar. Când unghiurile sunt egale, arborele condus se rotește uniform și sincron cu arborele conducător. Pentru a asigura o mișcare uniformă a arborelui condus, furcile arborelui intermediar trebuie să se afle în același plan.[8]

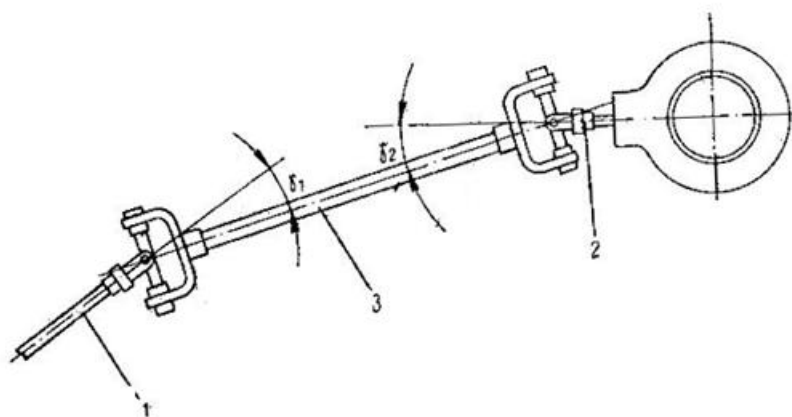


Fig. 2.35 Transmisie cardanică cu două articulații[9]

1- arbore conducător; 2- arbore condus; 3- arbore intermediar

În figura 2.35 este prezentată schema transmisiei longitudinale deschise dispusă între cutia de viteze și transmisia principală a punții motoare, în cazul unui automobil cu o punte motoare (4x2) amplasată în spate.[9]

În cazul când arborele cardanic este lung se recurge la situațiile din figurile 2.36 și 7.4:

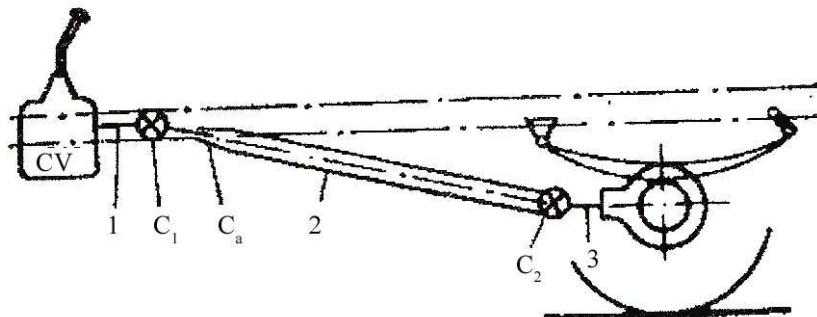


Fig. 2.36 Transmisie longitudinală deschisă cu arbore scurt[9]

1-arborele secundar al cutiei de viteze; 2-arbore cardanic; 3-arborele principal al punții motoare;

C1,C2-articulații cardanice

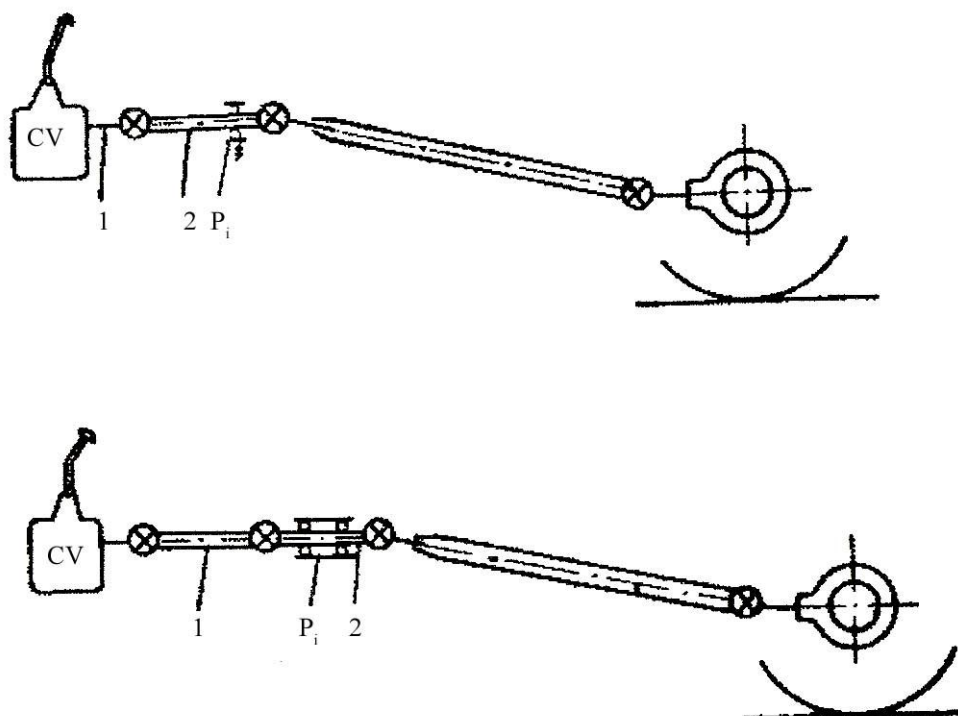


Fig. 2.37 Transmisie longitudinală deschisă cu arbore lung[9]

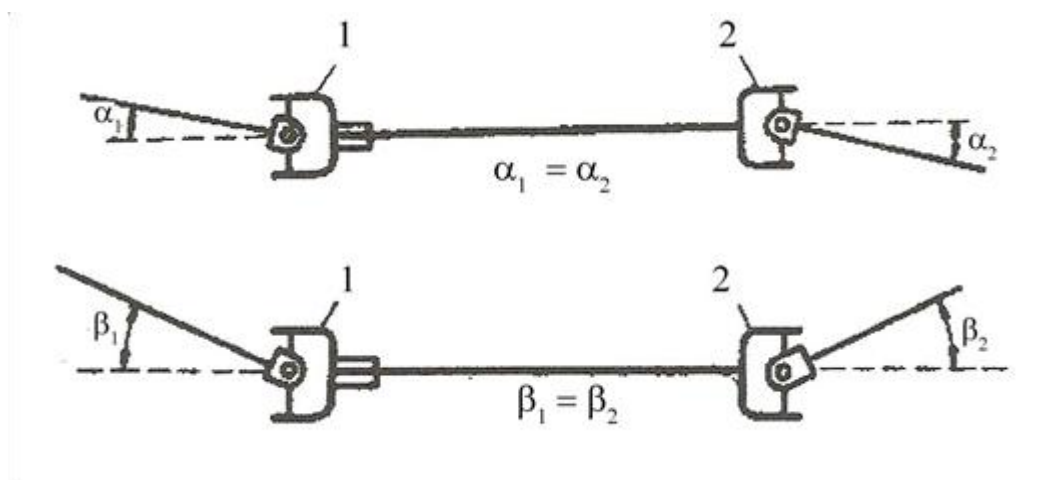


Fig. 2.38 Montaje de compensație ale transmisiei cardanice[9]

1,2-furci coplanare

2.4.2. CONSTRUCȚIA TRANSMISIEI LONGITUDINALE

În automobilele construite pe modelul clasic, transmisia de la cutia de viteze către puntea din spate se realizează prin intermediul unui arbore cardanic, care oscilează în timp ce se rotește. Aceste legături sunt numite articulații cardanice.

În soluțiile cu tracțiune față sau spate integrală, arborele cardanic este înlocuit de articulații cardanice între puntea motrice și roțile de tracțiune. Această transmisie servește la transferul mișcării de la arborele secundar al cutiei de viteze la axul roților motoare ale automobilului, unghiul dintre aceste axe fiind variabil.

Variația unghiului se datorează faptului că puntea din spate nu este rigid legată de cadru, ci este suspendată pe arcuri, având astfel posibilitatea de a-și schimba poziția față de cadru în cazul unei încovoieri minime a arcurilor. Transmisia cardanică este compusă din articulații cardanice, arborele cardanic și elemente intermediare de sprijin.

În transmisiile longitudinale, articulațiile cardanice pot fi rigide sau elastice din punct de vedere al construcției. Transferul mișcării de rotație între arborii care se intersectează se realizează la articulația cardanică rigidă prin intermediul legăturilor articulate ale elementelor componente, iar în cazul celei elastice, prin deformarea elastică a unor elemente.[1]

Articulațiile cardanice reprezintă mecanismele de legătură între doi arbori care se rotesc, având axe ce formează un anumit unghi între ele. Există două tipuri principale de articulații cardanice rigide: cele cu lagăre de alunecare și cele cu rulmenți. Printre cele mai utilizate se numără articulațiile cardanice cu rulmenți cu ace, alcătuite din furci unite printr-o cruce cardanică, bolțuri prevăzute cu rulmenți cu ace, flanșe, gresor, supapă de siguranță, capace fixate pe furci prin șuruburi sau prin inele de siguranță, precum și garnituri de etanșare.

Articulațiile cardanice elastice sunt formate din două furci cu trei brațe, dispuse la 120 de grade unul față de altul, fixate între ele cu șuruburi de discul elastic. Acestea sunt montate în general pentru a compensa erorile de montare la cuplarea motorului cu cutia de viteze, atunci când aceasta este așezată pe cadrul automobilului, sau între cutia de viteze și cutia de distribuție în cazul montării în carcase separate.[7]

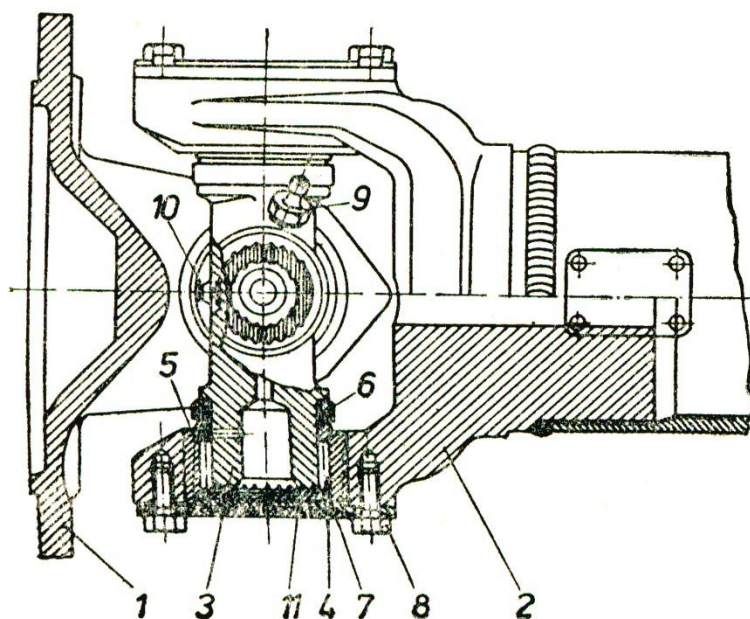


Fig. 2.39 Construcția unei articulații cardanice rigide[7]

1,2-furci; 3-cruce cardanică; 4-rulment cu role-ace; 5-carcasă; 6-garnitură de etanșare;

7-plăcuțe; 8-șuruburi; 9-gresor; 10-supapă de siguranță; 11-capac

Pentru a remedia dezavantajele articulațiilor cardanice cu viteză unghiulară variabilă, se recurge la utilizarea articulațiilor cardanice cu viteză unghiulară constantă, cunoscute și sub denumirea de articulații sincrone. Printre acestea, cea mai răspândită variantă este reprezentată de articulația cu bile și cu șanțuri divizoare.

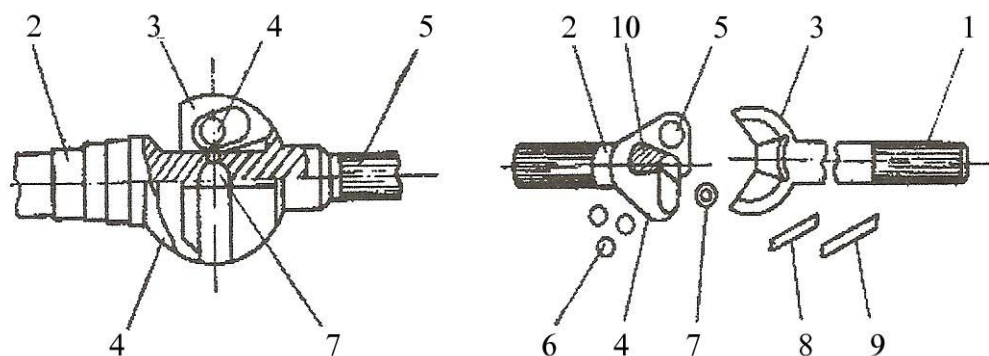


Fig. 2.40 Articulația cardanică sincronă cu bile și cu șanțuri divizoare[7]

1-arbore planetar; 2-arbore condus; 3,4-furci; 5-lăcaș sferic; 6-bile de acționare;
7-bilă centrală; 8,9-știfturi; 10-orificiu

2.4.4. ARBORII CARDANICI

Arborii cardanici sau arborii longitudinali sunt utilizați pentru a realiza conexiunea între două articulații cardanice sau între o articulație și unul dintre organele transmisiei, având rolul de a transmite la distanță momentul de torsiune al motorului și forțele axiale. Arborii cardanici sunt alcatuiți dintr-o parte centrală de secțiune circulară (arborele propriu-zis) și piesele de legătură dintre partea centrală și articulația cardanică sau agregatul transmisiei. Partea centrală poate fi tubulară sau solidă, însă cei mai utilizați sunt arborii tubulari, deoarece, la aceeași greutate, oferă o rigiditate mai bună, permitând creșterea turatiei critice de funcționare.

După montarea arborelui longitudinal cu articulațiile cardanice, urmează echilibrarea dinamică, începând cu o turatie joasă (600-1000 rot/min), urmată de verificarea la turatie normală.[8]

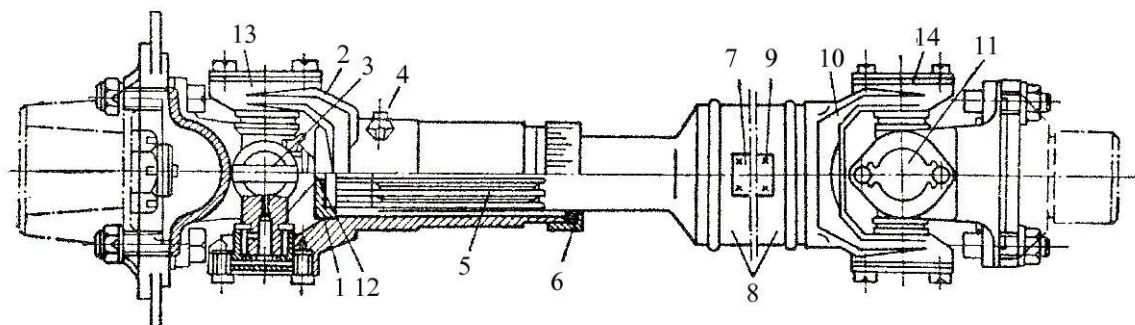


Fig. 2.41 Transmisia cardanică cu articulație rigidă și viteză unghiulară variabilă[8]

1-furcă glisantă; 2-cap canelat; 3-țeava arborelui cardanic; 4,10,15-furci; 5-flanșe;

6-cruce cardanică;7-rulment; 8-inel de siguranță; 9,12-garnituri; 11-piuliță;

13-inel despicat; 14-gresor

Arborii cardanici pot avea lungime constantă sau variabilă, oferind soluții adaptate diverselor cerințe din domeniul transmisiilor auto. Aceștia reprezintă componente esențiale în transmisia de putere a vehiculelor, asigurând transferul eficient al momentului de torsiune între diferitele părți ale sistemului.

Partea centrală a arborelui, având o secțiune circulară, constituie elementul principal al acestuia, formând axa de transmitere a mișcării. Piese de legătură sunt concepute pentru a realiza conexiunea între partea centrală a arborelui și articulațiile cardanice sau alte organe ale transmisiei, asigurând stabilitatea și funcționarea corespunzătoare a întregului sistem.[8]

Arborii cardanici cu lungime constantă sunt frecvent utilizați în aplicații standard, oferind fiabilitate și performanță în diverse condiții de operare. Aceștia sunt proiectați pentru a rezista la forțele și momentele de torsiune implicate în funcționarea transmisiei.

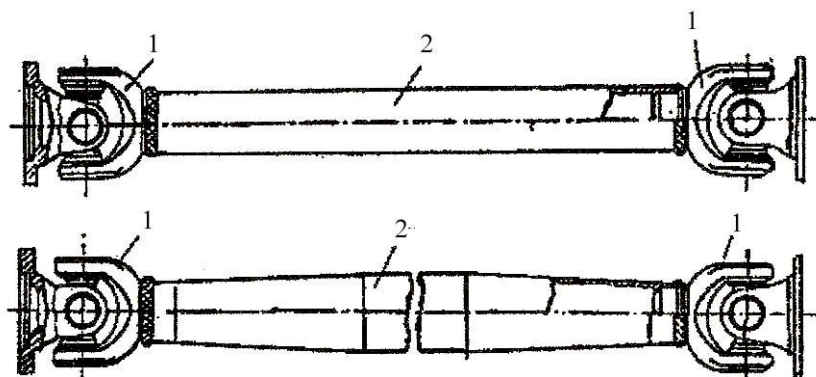


Fig. 2.42 Arbori cardanici cu lungime constantă[8]

Pe de altă parte, arborii cardanici cu lungime variabilă sunt utilizați în situații în care este necesară adaptabilitatea la schimbările de poziție sau unghiuri variabile între elementele transmisiei. Acești arbori sunt esențiali în aplicații în care spațiul și geometria sistemului necesită o abordare flexibilă.

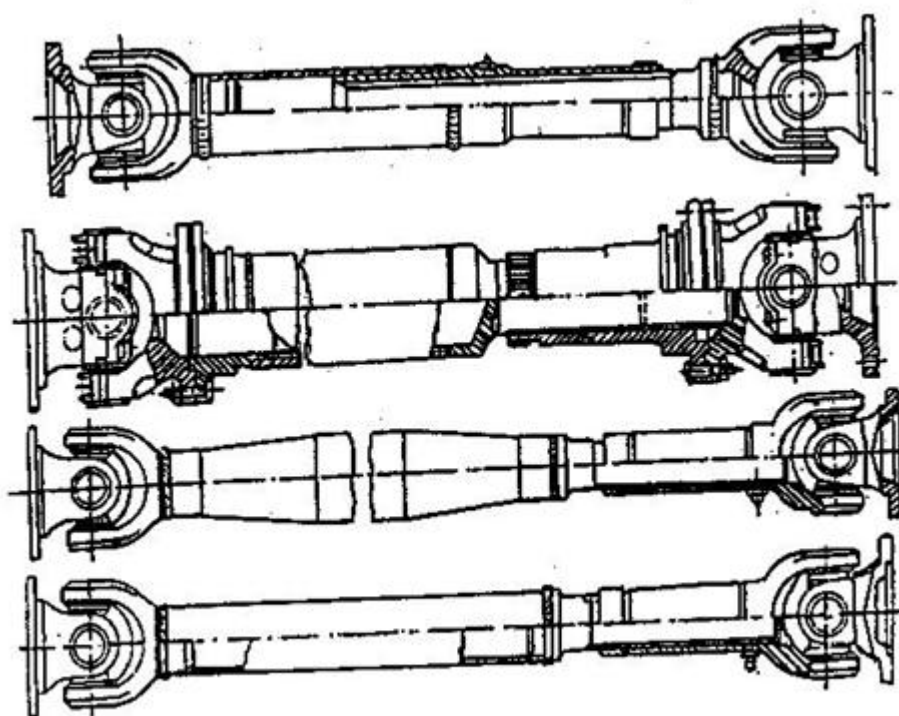


Fig. 2.43 Arbori cardanici cu lungime variabilă[8]

În cazul în care viteza unghiulară a arborelui conducător este constantă, arborele condus va experimenta o variație de viteză în funcție de unghiul dintre axa geometrică a arborelui conducător și axa geometrică a arborelui condus.

Pentru a elimina acest dezavantaj, este necesară utilizarea a două articulații cardanice care să îndeplinească următoarele condiții critice: furcile articulațiilor cardanice montate la cele două capete ale arborelui longitudinal trebuie să fie situate în același plan, iar unghiul dintre axa geometrică a arborelui secundar al cutiei de viteze și axa geometrică a arborelui cardanic trebuie să fie egal cu unghiul dintre axa geometrică a arborelui transmisiei principale și axa geometrică a arborelui cardanic. Numai prin respectarea acestor două condiții se poate asigura uniformitatea vitezelor unghiulare.[8]

2.4.5. ECHILIBRAREA ARBORILOR CARDANICI

La mers în priză directă, turația arborelui cardanic se echivalează cu turația motorului, ceea ce înseamnă că, în unele autoturisme, la viteze ridicate, arborele cardanic poate atinge sau chiar depăși 5000 de rotații pe minut. În aceste condiții, este imperativ ca axul cardanic să fie supus unor operații de echilibrare pentru a evita dezasamblarea și vibrațiile nedorite.

Procesul de echilibrare a unui arbore cotit sau a unui volant presupune efectuarea de găuri de diverse dimensiuni acolo unde este necesar, adică eliminând materialul în exces. În cazul axelor cardanice, echilibrarea se realizează prin adăugarea de material suplimentar, sub forma unor mici petice de tablă cu grosimea de 1-2 mm, lipite prin sudură electrică sau prin inserarea de șaibe subțiri între păhărele și siguranțele acestora.

În practică, transmisiile cardanice sunt supuse unor anumite dezechilibre din diverse motive. Valorile admisibile pentru dezechilibrare sunt specificate astfel:

- Pentru autoturisme și autocamioane medii: 50
- Pentru alte categorii de automobile: 75

Lungimea maximă a arborelui cardanic este determinată de turația de putere maximă a motorului și este reglementată astfel:

- Pentru turații între 4000 și 5000 rotații pe minut, lungimea arborelui poate varia între 600 și 1500 mm.
- Pentru turații între 1500 și 3000 rotații pe minut, lungimea arborelui poate fi cuprinsă între 1500 și 2000 mm.[8]

Limitările lungimii arborelui cardanic sunt stabilite în funcție de riscul de dezasamblare. De exemplu, dacă un arbore relativ lung prezintă un joc radial de 0,4 mm, partea sa centrală va genera lovituri după cum urmează:

- La 40 km/h: 0,4 mm
- La 80 km/h: 1,0 mm
- La 120 km/h: 6,2 mm

Sub influența forței centrifuge produse de dezasamblare, arborele în rotație se poate curba, iar prinderile elastice încep să vibreze, alături de întreaga caroserie. Astfel, toleranțele de necoaxialitate ale articulațiilor cardanice trebuie să fie extrem de strânse, în jurul valorii de 0,1 mm. Chiar și atunci când ambele agregate (cutia de viteze și diferențialul) sunt fixate pe șasiu, este necesară includerea a două cruci cardanice în transmisie pentru a compensa inevitabilele diferențe de aliniere ale axelor respective, generate de flexiunile șasiului, vibrații, erori de montaj etc.[8]

2.4.6. SUPORȚII INTERMEDIARI

În situația în care distanțele dintre punțile automobilului sunt mari, arborele cardanic poate fi secționat în două sau chiar de două ori, rezultând astfel transmisii tricardanice longitudinale, dotate cu suporturi intermediare. În unele cazuri, secționarea arborelui de două ori poate duce la apariția unei transmisii cu patru articulații și doi suportți intermediari.

Suportul intermediar joacă un rol crucial în susținerea arborelui cardanic, fiind responsabil pentru compensarea unghiulară, radială și axială a arborilor. De asemenea, acesta trebuie să ofere capacitatea de a absorbi și izola vibrațiile care apar în transmisiile longitudinale.

Suportii intermediari pot fi de tip rigid sau elastic, în funcție de cerințele specifice ale aplicației. Un exemplu de suport intermediar rigid dublu este dotat cu rulmenți radiali axiali cu role conice, și este folosit în special pentru antrenarea punții din spate a automobilelor echipate cu trei punți motoare. Acest suport intermediar este format dintr-o carcasă solidă, un arbore cardanic intermediar sprijinit în carcasă prin intermediul rulmenților conici, precum și sisteme de etanșare și ungător.

În plus, suportul intermediar trebuie să ofere capacitatea de a amortiza și izola vibrațiile care pot apărea în timpul funcționării transmisiei longitudinale. Această caracteristică este esențială pentru asigurarea confortului și stabilității vehiculului în diverse condiții de drum.[9]

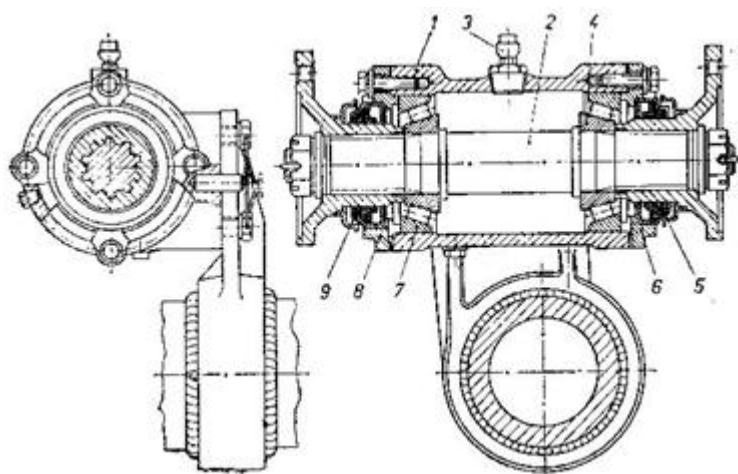


Fig. 2.44 Suport intermediar rigid dublu[9]

1-carcasă; 2-arbore cardanic intermediar; 3-ungător; 4-rulmenți conici; 5,9-sisteme de etanșare; 6,8-gresoare;

În cazul suporturilor intermediari elastici, cum este ilustrat în fig. 2.45, între rulmentul radial cu bile și carcasă este instalat un element elastic special. Acest element elastic are rolul de a absorbi și de a atenua vibrațiile și șocurile care pot apărea în timpul funcționării transmisiei longitudinale, contribuind astfel la o conducere mai lină și la un confort sporit pentru ocupanții vehiculului. Prin utilizarea acestui tip de suport intermediar elastic, se reduc semnificativ impactul vibrațiilor asupra întregului sistem de transmisie, precum și asupra caroseriei vehiculului. Astfel, se îmbunătățește nu doar confortul, ci și stabilitatea și fiabilitatea vehiculului pe parcursul întregii sale utilizări. Elementele elastice montate între rulment și carcasă sunt proiectate pentru a absorbi eficient forțele și oscilațiile produse de funcționarea transmisiei, contribuind la prevenirea deteriorării premature a componentelor și la prelungirea duratei de viață a întregului sistem.[1]

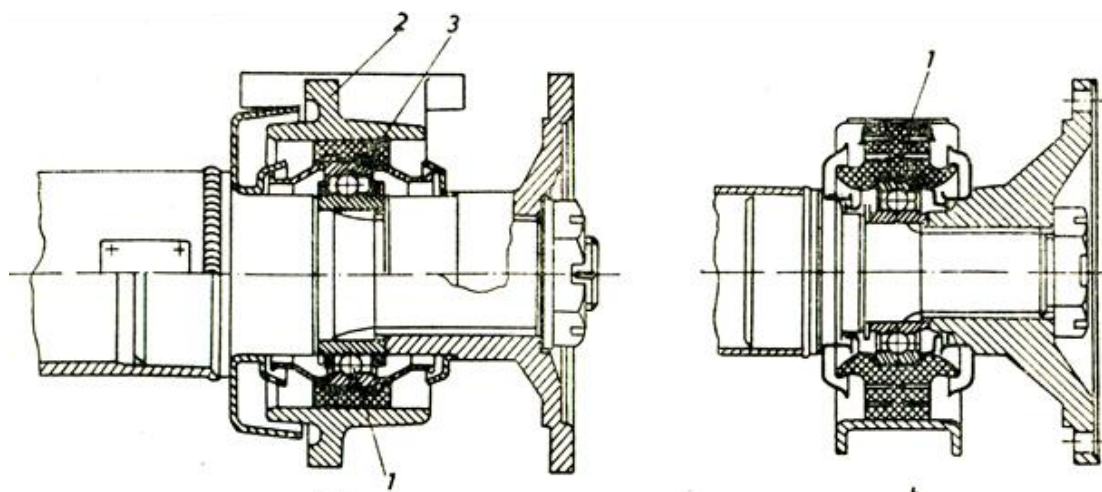


Fig. 2.45 Paliere intermediare elastice[7]

1-rulment; 2-suport, 3-inel din cauciuc

Conform unei reguli generale, se recomandă ca articulațiile cardanice să nu funcționeze la unghiuri care depășesc 40 de grade, pentru a asigura o durabilitate comparabilă cu cea a celorlalte organe ale transmisiei. În momentul în care unghiul de funcționare crește de la 40 la 120 de grade, durabilitatea articulațiilor cardanice scade cu peste 66%. Această informație este prezentată grafic în nomograma din fig. 2.46.[6]

Selecția materialului pentru arborii cardanici se realizează în funcție de cerințele specifice ale aplicației și de condițiile de lucru impuse. În mod obișnuit, se utilizează oțeluri carbon obișnuite, precum OL 42, OL 50, OL 60 (conform standardului STAS 500/2-80).[6]

În cazul în care este necesară obținerea unor dimensiuni și greutăți mai reduse, și mai ales dacă este necesară durificarea superficială a zonei fusurilor pentru lagărele cu alunecare, se recurge la utilizarea oțelurilor carbon de calitate superioară cu tratament de îmbunătățire. Astfel,

suprafața fusurilor poate fi durificată folosind oțeluri precum OLC 25, OLC-35, OLC-45 (conform standardului STAS 880-80).[6]

Pentru solicitări mai intense și pentru obținerea unor dimensiuni și greutatea chiar mai reduse, se poate opta pentru oțeluri aliate de îmbunătățire, cum ar fi 41MoCr11, 41CrNi12, 40Cr10 (conform standardului STAS 791-80), sau pentru oțeluri de cementare, precum 18MnCr10, 18MoCrNi13, 21MoMnCr12, 13CrNi30 (conform standardului STAS 791-80).[6]

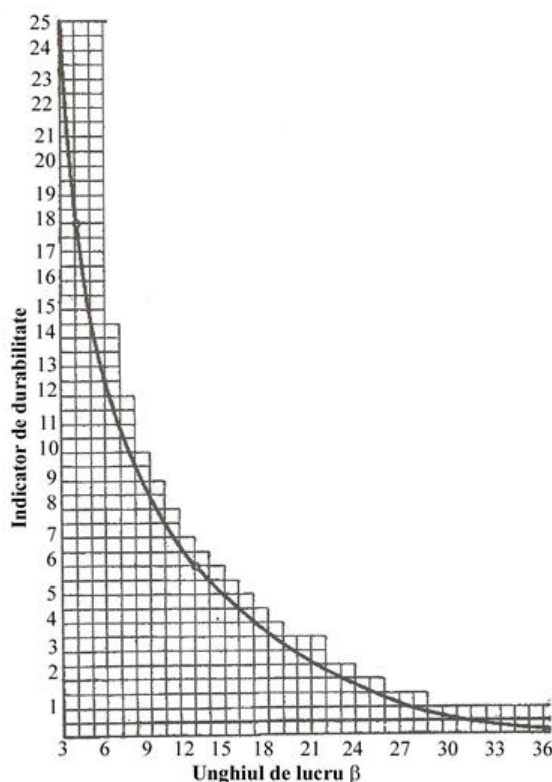


Fig. 2.46 Dependenta durabilității de unghiul de lucru[7]

Arborii de dimensiuni mari sau cei cu forme complicate pot fi fabricați din fontă cu grafit nodular (conform standardului STAS 6071-75) sau fontă maleabilă (conform standardului STAS 569-79). Deși fontele au o rezistență mecanică mai scăzută decât oțelurile, acestea sunt mai puțin sensibile la efectul de concentrare a tensiunilor și au o capacitate mai bună de amortizare a vibrațiilor. Selectarea materialului semifabricatului și a tehnologiei de execuție este determinată de dimensiunile și rolul funcțional al arborelui, precum și de numărul necesar de bucăți. Pentru diametrele ($d < 300$) mm, arborii sunt obișnuiți să fie executați prin prelucrări mecanice din oțel rotund laminat.[6]

În cazul seriilor mari și a dimensiunilor mici, arborii pot fi forjați în matriță.

Arborii de dimensiuni mari sunt obținuți direct din lingouri prin forjare (de exemplu, axele pentru locomotive sau vagoane) sau prin turnare.

Crucile cardanice sunt confecționate din oțeluri aliate, în care elementul principal de aliere este cromul. Acestea sunt supuse unui tratament termic de cementare la o adâncime de 1,2 ... 1,5 mm, urmat de o călire și o revenire până la o duritate de 56 ... 62 HRC.[6]

Pentru furcile cardanice se folosesc oțeluri de îmbunătățire cu un conținut mediu de carbon între 0,35 și 0,45%.

Partea centrală a arborelui este fabricată din țevi de oțel fără sudură, trase la rece (conform standardului STAS 530-66), sau din țevi din oțel sudate electric longitudinal (conform standardului STAS 7941-67). Materialul utilizat este oțel carbon de calitate (conform standardului STAS 880-60). Porțiunea centrală a arborelui este executată din oțeluri slab aliate cu un conținut redus de carbon (conform standardului STAS 791-63).[6]

3. SOLUȚIA ALEASĂ

<p>Specificații tehnice: Volkswagen Passat B6</p>	
<p>Ampatament</p>	<p>2709 mm</p>
<p>Masa totală admisă</p>	<p>2080 kg</p>
<p>Viteza maximă constructivă</p>	<p>192 Km/h</p>
<p>Putere maximă:</p>	<p>81 kW</p>
<p>Turația de putere maximă:</p>	<p>4200 rpm</p>
<p>Diametrul exterior de înfășurare</p>	<p>135 mm</p>
<p>Diametrul mediu de înfășurare</p>	<p>125 mm</p>
<p>Diametrul spirei</p>	<p>12.5 mm</p>
<p>Număr de spire</p>	<p>6 mm</p>
<p>Spire de sprijin</p>	<p>1.2</p>

4. MODEL MATEMATIC

$$A := 2709 \quad \text{mm} \quad \text{Ampatament}$$

$$m_a := 2080 \quad \text{kg} \quad \text{Masa}$$

$$\eta_t := 0.95 \quad \text{Randamentul transmisiei}$$

$$G_a := 2080 \cdot 9.81 = 2.04 \times 10^4 \quad \text{N} \quad \text{Greutatea autovehiculului}$$

$$G_a = 2.04 \times 10^4 \quad \text{N}$$

$$G_1 := 9.81 \cdot 748 = 7.338 \times 10^3 \quad \text{N} \quad \text{Greutatea pe puntea fata}$$

$$G_2 := G_a - G_1 = 1.307 \times 10^4 \quad \text{N} \quad \text{Greutatea pe puntea spate}$$

$$a := A \cdot \frac{G_2}{G_a} = 1.735 \times 10^3 \quad \text{mm} \quad \text{Distanța de la centrul de greutate la puntea fata}$$

$$b := A - a = 974.198 \quad \text{mm} \quad \text{Distanța de la centrul de greutate la puntea spate}$$

$$\text{consideram} \quad h_g := 0.2 \cdot A = 541.8 \quad \text{mm} \quad \text{Înălțimea centrului de greutate}$$

$$\alpha_1 := \frac{G_1}{G_a} = 0.36$$

Coeficienti de incarcare a puntilor

$$\alpha_2 := \frac{G_2}{G_a} = 0.64$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 1$$

$$\chi := \frac{h_g}{A} = 0.2$$

Caracteristica centrului de greutate

$$v_a := 192 \quad \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Viteza maxima constructiva

$$p := 2.5 \quad \text{bar}$$

Presiunea din anvelope

$$k := 1.15$$

Coeficient al starii pneului

$$f := 0.0125 + 0.0085 \left(\frac{165}{100} \right)^{(2.5)} = 0.042$$

Coeficient de rezistentă la rulare

$$f_{rr} := 0.04$$

$$\alpha_{\max} := 30 \cdot \text{deg}$$

Inclinarea maxima a drumului

$$\psi_{\max} := f \cdot \cos(\alpha_{\max}) + \sin(\alpha_{\max}) = 0.535$$

Coeficientul de aderenta

$$Z_1 := \alpha_1 \cdot G_a + \psi_{\max} \cdot G_a \cdot \chi = 9.52 \times 10^3$$

N

Reactiunea dinamica pe puntea fata

$$Z_2 := \alpha_2 \cdot G_a + \psi_{\max} \cdot G_a \cdot \chi = 1.525 \times 10^4$$

N

Reactiunea dinamica pe puntea spate

Calculul arcurilor elicoidale

$$\sigma_{02} := 980 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_r := 1130 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_r := 1150 \quad \text{MPa}$$

indicele arcului $i := 5.5$

$$F := \frac{Z_1}{2} = 4.76 \times 10^3$$

N

Fora ce actioneaza asupra unui arc

Dimensionarea arcului

$$D := 135 \quad \text{mm}$$

Diametrul exterior de infasurare

$$D_m := 125 \quad \text{mm}$$

Diametrul mediu de infasurare

$$k := 1.15$$

$$d_s := \sqrt[3]{\frac{8 \cdot k \cdot F \cdot D_m}{3.14 \cdot \tau_r}} = 11.42 \quad \text{mm}$$

$$d_s := 12.5 \quad \text{mm}$$

Diametrul spirei

$$i := \frac{D_m}{d_s} = 10$$

Calculul la torsiune

$$\tau_t := \frac{8 \cdot F \cdot i}{\pi \cdot d_s^2} = 775.737 \quad \text{mpa}$$

$$\tau_{t\max} := \frac{8 \cdot F \cdot i}{\pi \cdot d_s^2} \cdot k = 876.583 \quad \text{mpa}$$

Calculul la deformatii

$G := 85000$ MPa Modul de elasticitate transversala a materialului

$n := 6$ spire

$\delta_{\max} := \frac{8 \cdot F \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d_s^4} = 215.034$ mm Sageata maxima a arcului

$c := \frac{F}{\delta_{\max}} = 22.135$ $\frac{N}{m}$ Rigiditatea arcului

Elemente geometrice ale arcului

$n_r := 1.2$ Spire de sprijin

$n_t := n + n_r = 7.2$ Numar de spire total

$H_b := n_t \cdot d_s = 90$ mm Lungimea arcului blocat

$\Delta := 0.1 \cdot d_s = 1.25$

$t := d_s + \Delta + \frac{\delta_{\max}}{n} = 49.589$ mm Pasul arcului in stare libera

$H_0 := H_b + n \cdot (t - d_s) = 312.534$ mm Lungimea arcului in stare libera

$H_m := H_0 - \delta_{\max} = 97.5$ mm Lungimea arcului la sarcina maxima

$\alpha := 5$ Unghi de inclinare a spirei in stare libera

$l_s := \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_t}{\cos(\alpha \cdot \text{deg})} = 2.838 \times 10^3$ mm Lungimea sarmei pentru arc

$\delta_b := \delta_{\max} + n \cdot \Delta = 222.534$ mm Sageata de blocare

$F_b := F \cdot \frac{\delta_b}{\delta_{\max}} = 4.926 \times 10^3$ N Forta de blocare

$f := 8 \cdot n \cdot \left[\frac{(F) \cdot D_m^3}{G \cdot d_s^4} \right] = 215.034$ mm Sageata arcului

Calculul amortizorului

$$D := 0.25 \quad \text{Grad de amortizare}$$

$$\text{rezulta ca } 2 \cdot D \cdot \sqrt{k} \cdot m^2 < C < 2 \cdot D \cdot \sqrt{k} \cdot m^2$$

$$\beta := 7 \quad \text{deg} \quad \text{Unghiul de inclinare a amortizorului fata de verticala}$$

$$F := Z_1 = 9.52 \times 10^3 \quad \text{N} \quad \text{Fora activa, actioneaza asupra bratului ca urmare a comportamentului dinamic al suspensiei}$$

$$i := 1.5$$

$$F_a := F \cdot \frac{i}{\cos(\beta \cdot \text{deg})} = 1.439 \times 10^4 \quad \text{N} \quad \text{Fora efectiva de amortizare}$$

$$C := 2455 \quad \text{Coeficient mediu de rezistenta recomandat}$$

Coeficientul efectiv de rezistenta:

$$C_a := C \cdot \left(\frac{i}{\cos(\beta \cdot \text{deg})} \right)^2 = 5.607 \times 10^3$$

Amortizor monotubular:

$$S_{ap} := 0.002 \cdot i \cdot \frac{F_a}{2} = 21.58 \quad \text{cm}^2 \quad \text{Suprafata pistonului}$$

$$D_p := 10 \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{S_{ap}}{3.14}} = 52.432 \quad \text{mm} \quad \text{Diametrul pistonului}$$

$$d_t := 0.41 \cdot D_p = 21.497 \quad \text{mm} \quad \text{Diametrul tijei}$$

$$d_t := 21$$

$$l_g := 0.37 \cdot D_p = 19.4 \quad \text{mm} \quad \text{Lungimea ghidajului}$$

$$l_g = 19.4$$

$$l_p := 0.54 \cdot D_p = 28.313 \quad \text{mm} \quad \text{Lungimea pistonului}$$

$$l_p = 28.313 \quad \text{mm}$$

BIBLIOGRAFIE

- [1] ***, *Tehnologia automobilului modern*, XMeditor, 2022.
- [2] ***, <http://www.scrigroup.com/tehnologie/tehnica-mecanica/Sistemul-de-franare-cuactiona42568.php> , Accesat la 11032024,.
- [3] ***, <http://www.e-automobile.ro/categorie-dinamica/41-sistem-abs-frane-auto.html> , Accesat la 12032024,.
- [4] ***, <https://www.cars.ro> , Accesat la 11032024,.
- [5] ***, <http://www.e-automobile.ro/categorie-dinamica/40-sistem-franare-hidraulicauto.html>, Accesat la 11032024,.
- [6] C B.A., G B. V, S S.S., Student M., *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering Design and Analysis of a Leaf Spring for automobile suspension system: A Review*, Vol. 9001, 2008.
- [7] Gh. Frătilă, *Calculul și Construcția Automobilelor*, București, Editura didactică și pedagogică, 1977.
- [8] Gh. Frătilă, Gh. Poțincu, I. Tabacu, *Calculul și construcția automobilelor*, București, Editura didactică și pedagogică, 2002.
- [9] N. Burnete, I. Rus, N. Cordoș, *Automobile*, Cluj-Napoca, Editura Todesco, 2000.
- [10] O. Palade, *Introducerea în mecanica auto*, Biblioteca Automobilistului, 1984,.
- [11] Shinde S.D., Maheshwari S., Kumar S., *Literature review on analysis of various Components of McPherson suspension*, Vol. 5, 2018.