Cuprins

INTRODUCERE....3
1. MOTORUL....7
1.1. MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ....7
1.1.1. Schema generală şi funcţionarea motorului cu aprindere prin comprimare, în patru timpi....10
1.1.2. Schema generală şi funcţionarea motorului cu aprindere prin scânteie, în doi timpi....20
1.1.3. Supraalimentarea motoarelor....22
1.1.5. Alimentarea prin carburaţie; carburatorul elementar....36
1.2. MOTOARE ELECTRICE....40
1.2.1. Motorul de curent continuu, cu perii....41
1.2.2 Motorul de curent continuu fără perii....42
1.2.3. Motorul cu reluctanţă variabilă....44
1.2.4. Motoare de curent alternativ....45
2.TRANSMISIA TRACTOARELOR PE ROŢI....49
2.1. AMBREIAJUL....50
2.2. CUTIA DE VITEZE....53
2.3. TRANSMISIA CENTRALĂ....59
2.4. DIFERENŢIALUL....62
2.4.1. Diferenţialul simetric....62
2.4.2. Diferenţialul interaxial....65
2.5. TRANSMISIILE FINALE....66
2.6. TRANSMISII HIBRIDE....67
2.6.1. Transmisii hibride serie....67
2.6.2. Transmisii hibride paralel....69
2.6.3. Transmisii hibride complexe....73
3. ECHIPAMENTELE DE LUCRU ALE TRACTORULUI....77
3.1. Mecanismul de suspendare....77
3.2. Instalaţia hidraulică....79
3.2.1. Instalaţii hidraulice convenţionale....79
3.2.2. Sisteme hidraulice controlate de sarcină....81
3.3. Priza de putere....85

3.4. Magistralele CANbus şi ISOBUS 88
Bibliografie.....94
Anexă - Reluctanţa unui circuit magnetic cu rotor de tip magnet permanent 96

INTRODUCERE

Tractoarele sunt autovehicule pe roţi sau pe şenile destinate executării unor lucrări agricole, de transport, de construcţii etc., prin intermediul utilajelor cu care lucrează în agregat (Neagu, 1982).

Clasificarea tractoarelor se poate face după destinaţie, tipul sistemului de rulare, tipul motorului cu care sunt echipate, puterea acestui motor, valoarea forţei nominale de tracţiune etc.

În funcţie de **destinaţie,** tractoarele pot fi (Năstăsoiu & al., 1983):

- tractoare agricole (universale, specializate, şasiuri autopropulsate);
- tractoare industriale;
- tractoare pentru transport (rutiere).

Tractoarele agricole universale sunt tractoare pe roţi şi se folosesc la executarea principalelor lucrări agricole (arat, cultivaţie totală, grăpat, semănat, recoltat etc.), pentru lucrări de întreţinere a culturilor prăşitoare, la efectuarea unor transporturi cu remorci agricole etc. Ele au lumina la sol mare (400 ... 750 mm), adeseori reglabilă, sunt prevăzute cu o gamă largă de viteze de deplasare, iar ecartamentul roţilor este reglabil.

Tractoarele agricole specializate pot fi pe roţi sau pe şenile şi, prin caracteristicile lor constructive şi funcţionale, sunt destinate pentru mecanizarea lucrărilor pentru o anumită cultură sau în anumite condiţii specifice de lucru. Astfel, după cultura căreia îi sunt destinate şi condiţiile de lucru, se deosebesc: tractoare viticole, tractoare pentru pomicultură, tractoare legumicole, tractoare pentru pante, tractoare pentru terenuri mlăştinoase.

Tractoare viticole pot lucra printre rândurile de viţă-de-vie sau prin încălecarea acestor rânduri.

Tractoarele viticole care lucrează deplasându-se printre rândurile de plante pot fi pe roţi sau pe şenile. Ele sunt de lăţime mică (800 ... 1100 mm) şi, pentru a avea o bună stabilitate la lucrul pe terenuri în pantă, sunt caracterizate printr-o lumină la sol mică şi o înălţime mică faţă de sol a centrului de greutate.

Tractoarele viticole care se deplasează încălecând rândurile de viţă de vie sunt denumite şi tractoare viticole încălecătoare; acestea se folosesc pentru mecanizarea lucrărilor în plantaţiile viticole cu distanţe mici între rândurile de plante (0,90 ... 1,20 m) şi cu plante de talie joasă, în şcolile de viţă de vie şi pepiniere pomicole. Caracteristica lor principală este lumina la sol mare, reglabilă în limitele 1200 ... 1800 mm.

Tractoarele pentru pomicultură pot fi pe roţi sau pe şenile şi se folosesc pentru mecanizarea lucrărilor în livezi, în care scop au înălţime redusă, pentru a se putea deplasa cât mai aproape de axa rândurilor de pomi; centrul de greutate este coborât pentru a fi asigurată stabilitatea pe terenurile în pantă sau accidentate.

Tractoarele legumicole se întâlnesc numai ca tractoare pe roţi. Lumina la sol mare (până la 1200 mm), ecartamentul roţilor reglabil, gama largă de viteze de deplasare, posibilitatea deplasării cu viteze sub 1 km/h şi echiparea lor cu anvelope de lăţime mică, fac posibilă folosirea acestor tractoare pentru lucrări de plantare, întreţinere, recoltare a culturilor legumicole.

Tractoarele pentru pante sunt, în majoritatea cazurilor, tractoare pe şenile, au ecartamentul mare şi centrul de greutate coborât, caracteristici constructive care le

asigură o bună stabilitate la lucrările pe terenuri în pantă.

Tractoarele pentru terenuri mlăştinoase sunt prevăzute cu şenile sau cu roţi cu pneuri, cu suprafaţă foarte mare de contact cu solul, obţinându-se astfel o aderenţă corespunzătoare şi o presiune mică pe sol (0,008 - 0,01 MPa), condiţii necesare pe aceste terenuri. Unele tractoare din această categorie au carcasa etanşă şi mijloace de propulsie pe apă (tractoare amfibii).

Şasiurile autopropulsate sunt tractoare speciale pe roţi la care, în mod obişnuit, motorul cât şi transmisia sunt grupate în partea din spate, astfel încât cadrul, între roţile din spate şi cele din faţă, este liber. Pe acest cadru se pot monta diferite organe active, maşini purtate, bena sau platforma pentru transportul materialelor etc.

Tractoarele industriale sunt echipate, de cele mai multe ori, cu motor de putere mare şi se folosesc la lucrări de nivelare, scarificare, defrişare, terasare, încărcare, descărcare ş.a. Ele pot fi pe roţi sau pe şenile.

Tractoarele rutiere se folosesc în agregat cu remorcile pentru transportul materialelor, sunt prevăzute cu roţi cu pneuri şi au viteze de deplasare până la 60 km/h. Dispun, de asemenea, şi de o instalaţie adecvată de semnalizare optică şi acustică pentru siguranţa circulaţiei pe drumurile publice, au suspensia îmbunătăţită şi sunt prevăzute cu un sistem corespunzător de frânare.

După **tipul sistemului de rulare**, tractoarele pot fi pe roţi, pe şenile şi pe semişenile.

Tractoarele pe roţi, la rândul lor, pot fi cu o singură punte, respectiv cu două roţi - numite şi motocultoare sau tractoare monoaxe - sau cu două punţi, deci cu patru roţi, toate patru sau numai două din ele fiind roţi motoare (cu două sau cu o singură punte motoare).

Tractoarele cu şenile se întâlnesc ca tractoare de destinaţie generală sau ca tractoare specializate. Şenila conferă tractoarelor respective o aderenţă mai bună la sol şi posibilitatea folosirii pe terenuri umede, accidentate sau în pantă.

Tractoarele cu semişenile provin din modificarea tractoarelor pe roţi. Ele sunt prevăzute în partea din faţă cu două roţi de sprijin şi de direcţie, iar la partea posterioară cu şenile. Prin aceasta se îmbunătăţeşte aderenţa şi se măreşte posibilitatea folosirii lor pe terenuri umede, nisipoase etc.

După tipul motorului, tractoarele pot fi echipate cu:

• motoare termice cu ardere internă;

• motoare electrice, alimentate fie de la baterii de acumulatoare, fie de la o reţea de distribuţie electrică.

Tractoarele echipate cu motoare electrice au o autonomie mai mică de deplasare şi se folosesc pentru transporturi în depozite, magazii, în incinta fermelor etc. precum şi la mecanizarea unor lucrări în sere şi solarii.

După puterea motorului, tractoarele se pot clasifica în mai multe grupe (Neagu, 1982):

• tractoare de putere foarte mică, cu puterea nominală a motorului de 2,5 ... 10 CP;

• tractoare de putere mică (10 ... 30 CP);

• tractoare de putere mijlocie (30 ... 65 CP);

• tractoare de putere mare (65 ... 120 CP);

• tractoare de putere foarte mare (peste 120 CP).

După valoarea forţei nominale de tracţiune, tractoarele se clasifică luându-se în considerare forţa de tracţiune a tractoarelor pe roţi la o viteză de 6 km/h şi a tractoarelor pe şenile la o viteză de 5 km/h. După acest criteriu, tractoarele se clasifică în 10 clase, cu limite ale forţei de tracţiune de 0,2 ..... 8 tf (0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0 tf).

Regulamentul 167/2013 al Uniunii Europene (2013) clasifică tractoarele pe roţi în următoarele categorii:

- T1 – tractoare pe roţi; puntea cea mai apropiată de conducător are ecartamentul de minimum 1150 mm; masa (fără tractorist) este peste 600 kg; lumina la sol este sub 1000 mm;
- T2 – tractoare pe roţi; puntea cea mai apropiată de conducător are ecartamentul sub 1150 mm; masa (fără tractorist) este peste 600 kg; dacă raportul înălţime centru de greutate/ecartamentul mediu al punţilor este sub 0,9, viteza maximă de deplasare trebuie sa fie de 30 km/h;
- T3 – tractoare pe roţi cu masa sub 600 kg;
- T4 -tractoare pe roţi cu viteza maximă sub 40 km/h;
- T4.1 – tractoare pe roţi cu lumină la sol mărită;
- T4.2 – tractoare pe roţi cu dimensiuni mari, destinate fermelor cu suprafeţe mari;
- T4.3 – tractoare cu tracţiune integrală, cu lumină la sol mică, la care înălţimea centrului de greutate este sub 850 mm.

Construcţia tractorului conţine următoarele subansambluri (fig. 2.1):

- motorul - reprezintă sursa energetică;
- transmisia - asigură transmiterea mişcării de la motor la roţile motoare, realizând modificarea şi repartizarea cuplului către roţile motoare. Transmisia mecanică este formată din ambreiaj, cutie de viteze, amplificator de cuplu, transmisie centrală, diferenţial, transmisii finale.
- sistemul de rulare - realizează sprijinirea elastică a tractorulului pe sol şi transformă mişcarea de rotaţie în mişcare de translaţie, pentru a asigura deplasarea tractorului. Sistemul de rulare este format din punţi (faţă şi spate), suspensie şi roţi.
- sistemele de conducere - formate din mecanismul de direcţie şi sistemul de frânare.
- cadrul, care serveşte pentru fixarea tuturor subansamblurilor, şi cabina, în care se află postul de conducere.
- echipamentele de lucru – servesc pentru agregarea tractorului cu maşini agricole şi antrenarea organelor active ale maşinilor;
- instalaţii auxiliare şi dispozitive speciale - măresc siguranţa în circulaţie, confortul şi capacitatea de lucru.

Ansamblul format din motor, transmisie şi roţile motoare formează **echipamentul de tracţiune**.

La majoritatea tractoarelor se utilizează soluţia clasică de organizare a echipamentului de tracţiune, motorul fiind amplasat în partea din faţă, puntea spate fiind motoare; puntea faţă este directoare, putând fi şi motoare. Tractoarele articulate nu sunt prevăzute cu o punte directoare propriu-zisă, virajul tractorului realizându-se prin rotirea celor două punţi faţă de axa verticală a punctului de articulaţie.

La unele tractoare industriale, utilizate pentru operaţiuni de încărcare-descărcare, soluţia de organizare este mai puţin obişnuită, acestea având puntea faţă motoare, în timp ce puntea spate este directoare. Se asigură astfel uşurinţa manevrării tractorului prin spaţii limitate (depozite, hale industriale).

1. MOTORUL

Motorul constituie sursa de energie mecanică a tractoarelor, echipamentelor, maşinilor, utilajelor şi instalaţiilor utilizate în agricultură.

Un motor asigură producerea energiei mecanice (sub formă de mişcare de rotaţie sau de translaţie), utilizând ca sursă o altă formă de energie. În funcţie de sursa de energie, motoarele pot fi:

- termice;
- electrice;
- hidraulice.

Motoarele termice transformă căldura obţinută prin arderea unui combustibil în energie mecanică.

Motoarele electrice transformă energia electrică în energie mecanică.

Motoarele hidraulice transfomă energia hidraulică în energie mecanică.

În funcţie de locul în care are loc arderea combustibilului, ***motoarele termice*** pot fi:

- cu ardere externă, la care arderea combustibilului are loc în afara motorului propriu-zis;
- cu ardere internă, la care arderea combustibilului are loc în interiorul motorului propriu-zis.

Motoarele cu aburi sunt motoare cu ardere externă; motorul cu aprindere prin scânteie şi motorul cu aprindere prin comprimare sunt motoare cu ardere internă.

Motoarele electrice se clasifică în funcţie de tipul curentului electric utilizat (curent continuu sau alternativ) şi de principiul folosit pentru obţinerea energiei mecanice (sincrone, asincrone, cu reluctanţă variabilă etc.).

În funcţie de principiul pe baza căruia energia hidraulică este transformată în energie mecanică, ***motoarele hidraulice*** pot fi:

- hidrostatice, a căror funcţionare se bazează pe presiunea ridicată a fluidului de lucru;
- hidrodinamice, a căror funcţionare se bazează pe viteza ridicată a fluidului de lucru

1.1. MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

Motoarele cu ardere internă cu piston transformă energia termică rezultată din arderea combustibilului în energie mecanică, prin intermediul unui element mobil, denumit piston.

Principalul criteriu de clasificare a motoarelor cu ardere internă cu piston este dat de modul în care are loc aprinderea combustibilului. Din acest punct de vedere motoarele cu ardere internă se împart în:

- motoare cu aprindere prin scânteie (m.a.s.), denumite şi motoare Otto (după numele inginerului german Nikolaus August Otto[1]), la care aprinderea amestecului carburant este produsă cu ajutorul unei scântei electrice;

[1] Otto a fost inventatorul primului motor cu ardere internă care ardea combustibilul direct într-o cameră cilindrică cu piston mobil, mişcarea efectuându-se de-a lungul generatoarei cilindrului. Deşi în acel moment existatau şi alte

- motoare cu aprindere prin comprimare (m.a.c.), denumite şi motoare Diesel (după numele inginerului german Rudolf Diesel), la care aprinderea combustibilului se realizează prin contactul acestuia cu aerul încălzit în prealabil prin comprimare în cilindru (Grünwald, 1980).

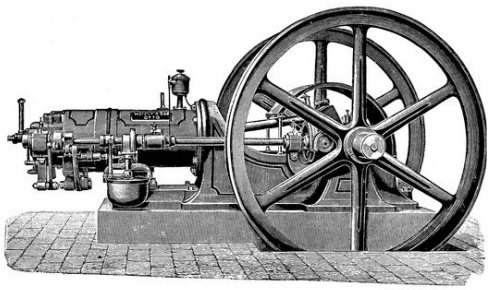


Fig. 1.1. Motor Otto[2]

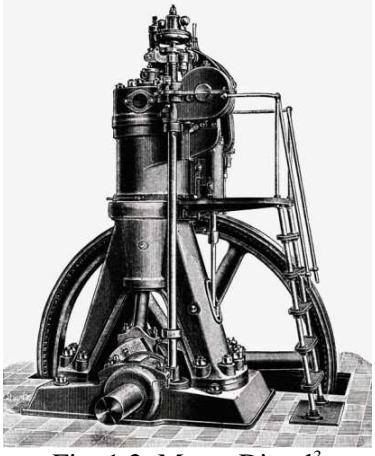


Fig. 1.2. Motor Diesel[3]

Lipsa sistemului de aprindere (specific motorului cu aprindere prin scânteie), folosirea combustibililor inferiori și obținerea unui consum specific mai mic decât la motoarele cu aprindere prin scânteie, realizarea tipurilor constructive într-o gamă largă de puteri și turații etc., sunt motive pentru care motoarele cu aprindere prin comprimare în patru timpi au o răspândire foarte mare în agricultură ca motoare de tractor, pentru mașini autopropulsate ș.a.

În funcţie de mişcarea pistonului motoarele cu ardere internă pot fi:

- cu piston cu mişcare rectilinie alternativă;
- cu piston cu mişcare de rotaţie (motoare Wankel).

Motoarele ***cu piston cu mişcare rectilinie alternativă*** transformă mişcarea pistonului în mişcare de rotaţie a arborelui motor prin intermediul unui ***mecanism bielă-manivelă***.

Din fig. 1.3 se observă că pistonul (1) este articulat de biela (3) prin intermediul bolţului (2); la rândul său, biela este articulată pe manivela (4). Prin intermediul bielei şi a manivelei, mişcarea alternativă rectilinie a pistonului se transformă în mişcare de rotaţie a manivelei.

În realitate, manivela este realizată sub forma unui ***arbore cotit***, prevăzut cu fusuri paliere (5) şi cu fusuri manetoane (6); fusurile paliere sunt cele care asigură posibilitatea efectuării mişcării de rotaţie a arborelui, fiind coaxiale, în timp ce fusul maneton (sau fusurile manetoane, pentru motoare cu mai mulţi cilindri) este amplasat excentric faţă de fusul palier. Legătura dintre fusurile paliere şi fusurile manetoane se realizează prin braţe de manivelă.

---

motoare cu ardere internă (cum ar fi cel brevetat de către Etienne Lenoir), acestea nu s-au bazat pe existenţa unui ciclu funcţional format din patru timpi separaţi, deşi conceptual fusese deja enunţat de către Alphones Beau de Rochas în 1861, dar nu fusese pus în practică.

[2] http://images.nationalgeographic.com/wpf/media-live/photos/000/534/cache/evolution-of-mpg-otto-engine_53463_600x450.jpg

[3] http://ae-plus.com/milestones/rudolf-diesel-the-inventor-of-the-diesel-engine

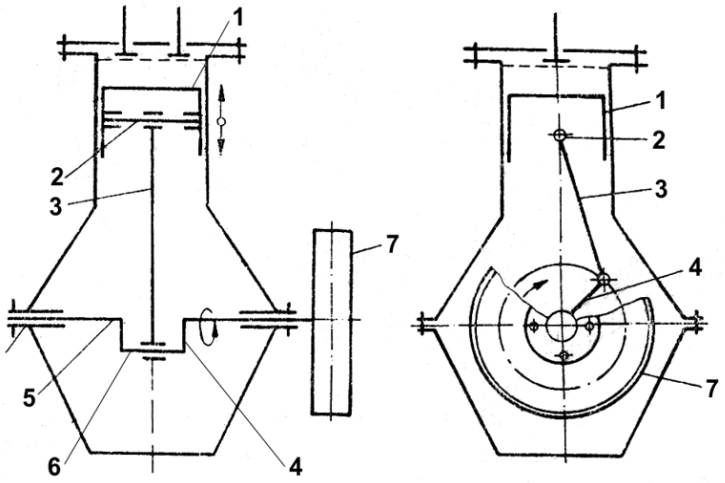


Fig.1.3. Mecanismul bielă-manivelă (Neagu, 1982)
1-piston; 2-bolţ; 3-bielă; 4-manivelă; 5-fus palier; 6-fus maneton; 7-volant.

Motoarele cu piston cu mişcare de rotaţie (Wankel – fig. 1.4) folosesc un piston (2) de formă aproximativ triunghiulară, având mişcare de rotaţie. Mişcarea de rotaţie a pistonului se transformă în mişcare de rotaţie a arborelui motor (1) prin intermediul excentricului (3) şi a roţilor dinţate (4) şi (5).

După ***numărul de curse*** efectuate de piston pentru desfăşurarea unui ciclu, motoarele cu piston cu mişcare rectilinie alternativ pot fi în 2 timpi sau în 4 timpi. Motoarele în doi timpi realizează ciclul motor la două curse simple ale pistonului în cilindru, respectiv la o rotație completă a arborelui cotit. Motoarele în 4 timpi realizează ciclul motor la patru curse simple ale pistonului, ceea ce corespunde cu efectuarea a două rotații complete de către arborele motor.

După ***numărul*** și ***dispunerea cilindrilor*** motoarele pot fi monocilindrice (cu dispunere orizontală, verticală sau înclinată) sau policilindrice (cu dispunere în linie, în formă de V, de H, în stea etc. – fig. 1.5).

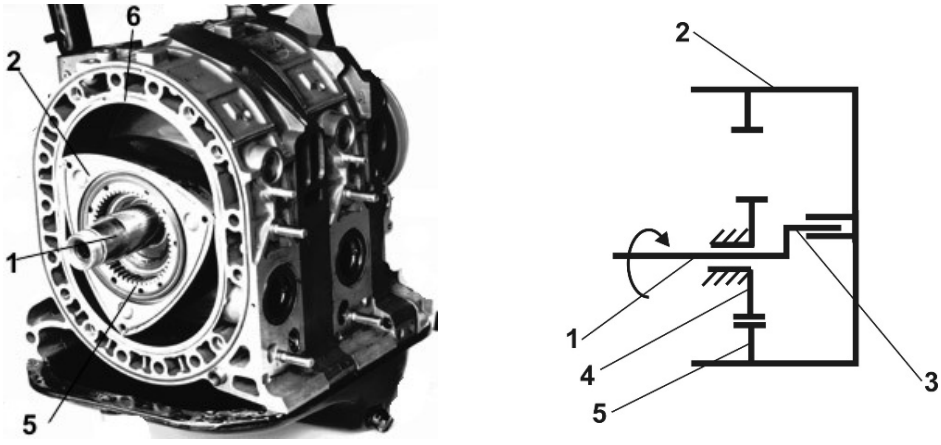


Fig. 1.4. Motorul Wankel (Heisler, 2002; Heywood, 1988)
1-arbore motor; 2-piston; 3-excentric; 4-roată dinţată cu dantură exterioară, fixă; 5-roată dinţată cu dantură interioară; 6-cilindru.

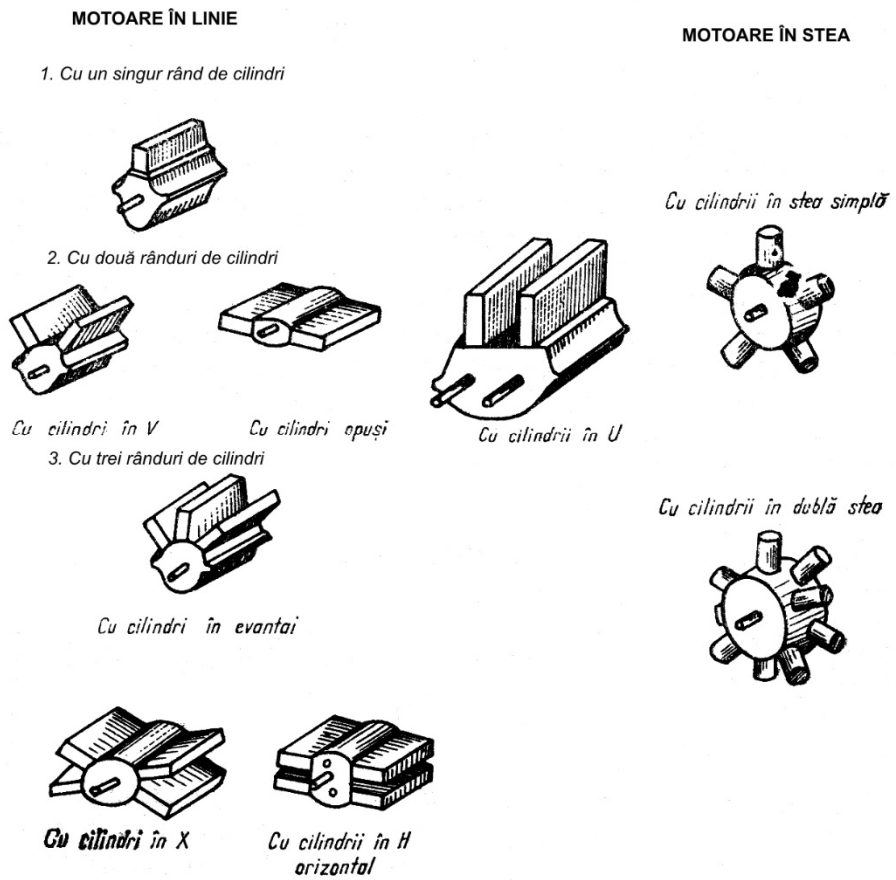


Fig. 1.5. Aşezarea cilindrilor la motoarele policilindrice (Grünwald, 1980)

După ***destinație*** și ***utilizare*** se întâlnesc: motoare stabile, folosite pentru acționări staționare; motoare care echipează diferite mașini de lucru autopropulsate; motoare pentru tractoare și automobile.

Clasificarea motoarelor cu ardere internă se poate face și după alte criterii: după felul răcirii sau distribuției gazelor, după raportul de comprimare a gazelor, după combustibilul folosit etc.

1.1.1. Schema generală şi funcţionarea motorului cu aprindere prin comprimare, în patru timpi

În fig. 1.6 este este prezentată schema generală după care este construit un motor cu aprindere prin comprimare în patru timpi. Acesta este format din ***părţi mobile, părţi fixe*** şi ***sisteme auxiliare***. Pistonul (2), arborele cotit (3) şi biela (4) sunt părţile mobile ale motorului, în timp ce chiulasa (5), cilindrul (1), carterul superior (9) şi carterul inferior (1) sunt părţile fixe ale motorului.

Pistonul se deplasează rectiliniu alternativ în interiorul cilindrului; cilindrul este închis de către chiulasă la partea superioară. La multe variante constructive de motoare, cilindrul şi carterul superior formează un singur ansamblu, denumit bloc-

carter sau bloc motor; carterul inferior are rol de rezervor de ulei pentru sistemul de ungere al motorului, fiind denumit şi baie de ulei.

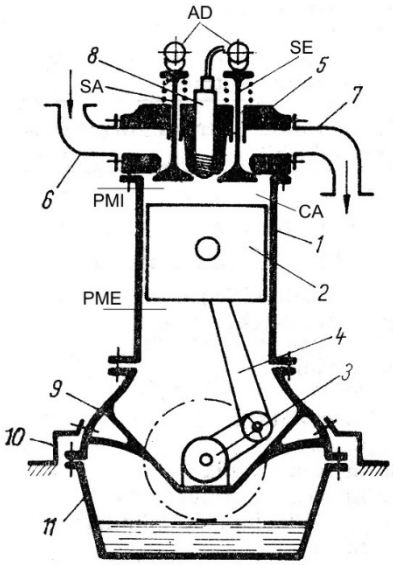


Fig. 1.6. Construcţia motorului Diesel în patru timpi, monocilindric (Grünwald, 1980)

1-cilindru;
2-piston;
3-arbore cotit;
4- bielă;
5-chiulasă;
6-galerie de aspiraţie;
7-galerie de evacuare;
8-injector;
9-carter superior;
10-suporţi;
11-carter inferior;
SA-supapă de aspiraţie;
SE-supapă de evacuare;
CA-cameră de ardere;
AD-arbori de distribuţie.

Deplasarea pistonului are loc între două poziţii extreme: punctul mort interior (PMI) şi punctul mort exterior (PME); distanţa dintre cele două puncte moarte reprezintă cursa pistonului (S).

Volumul parcurs de către piston în cilindru între cele două puncte moarte se numeşte cilindree; valoarea acesteia se determină cu relaţia:

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S,$$

în care D este diametrul cilindrului (alezajul).

Pentru un motor policilindric, cilindreea totală este dată de relaţia:

$$V_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot i,$$

în care i este numărul de cilindri.

Spaţiul existent între chiulasă şi piston (atunci când pistonul se află la PMI) şi în care are loc injecţia combustibilului se numeşte cameră de ardere (CA), deoarece aici are loc arderea combustibilului. Notând cu V_a volumul camerei de ardere, raportul volumetric de comprimare al motorului este dat de relaţia:

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_a}{V_a}.$$

La motoarele Diesel raportul volumetric de comprimare are valori cuprinse între 16 şi 23, iar pentru motoarele cu aprindere pruin scânteie acesta are valori cuprinse între 7,5 şi 12 (Grünwald, 1980).

Introducerea combustibilului în camera de ardere se face **prin injecție**, sub presiune, pulverizat în picături fine; amestecul carburant se realizează în interiorul camerei de ardere, prin amestecarea combustibilului injectat cu aerul existent în camera de ardere.

În funcţie de soluţia constructivă adoptată, camera de ardere poate fi:

- unitară;
- divizată.

Camerele de ardere unitare sunt formate dintr-un compartiment realizat în piston şi delimitat de piston, chiulasă şi cilindru; fig. 1.7 prezintă câteva variante de camere de ardere unitare. Injectoarele destinate acesui tip de cameră de ardere sunt, de obicei, cu mai multe jeturi, astfel încât combustibilul să fie cât mai uniform distribuit în întregul volum al camerei de ardere.

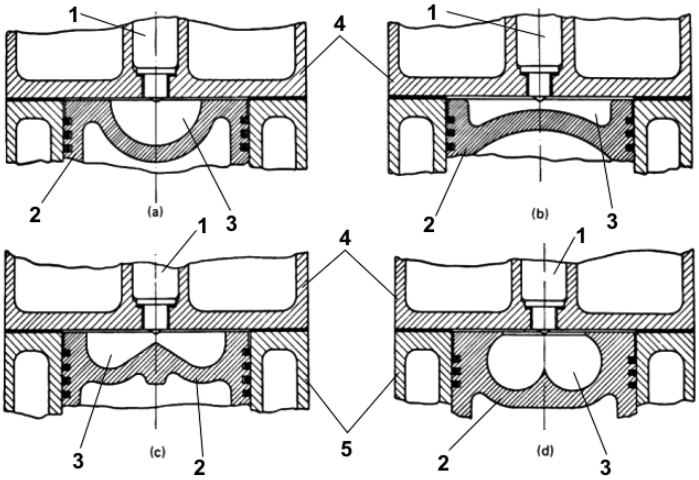


Fig. 1.7. Camere de ardere unitare (Grünwald, 1980)
1-injector; 2-piston; 3-cameră de ardere; 4-chiulasă; 5-cilindru;
a, c, d-camere de ardere de tip cupă; b-cameră de ardere modelată după forma jetului.

Camerele de ardere divizate sunt formate din două compartimente: compartimentul de volum constant, realizat în chiulasă, şi compartimentul de volum variabil, realizat în piston şi delimitat de chiulasă, piston şi cilindru; combustibilul este injectat în spaţiul din chiulasă de un injector cu un singur jet.

La camera separată de vârtej din fig. 1.8 compartimentul de volum constant este obţinut cu ajutorul cavităţii semisferice din piesa detaşabilă (4) şi a cavităţii semisferice (5) din chiulasă; legătura dintre spaţiul de volum constant şi cel de volum variabil se realizează prin intermediul canalului de legătură (10). Piesa detaşabilă (4) este realizată din oţel refractar şi atinge temperaturi ridicate în timpul funcţionării motorului (până la 550^0C), aceasta sprijinindu-se pe chiulasă doar prin intermediul unei suprafeţe inelare înguste; se asigură astfel scurtarea întârzierii la autoaprindere a combustibilului (vezi fig. 1.10).

Arborele cotit este montat în carterul superior prin intermediul lagărelor paliere, care permit rotirea arborelui cotit. Volantul montat pe arborele cotit are rolul de a uniformiza mişcarea acestuia şi de a realiza scoaterea pistoanelor din punctele moarte.

Supapele de aspiraţie (SA) şi respectiv de evacuare (SE) sunt amplasate în chiulasă şi asigură intrarea aerului în cilindru şi respectiv evacuarea gazelor arse; supapele sunt comandate de către unul sau doi arbori de distribuţie (arbori cu came).

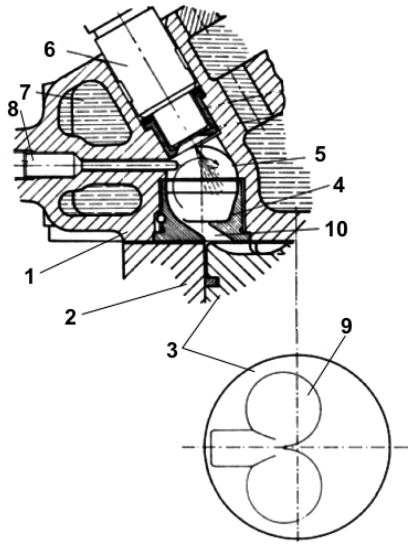


Fig. 1.8. Cameră separată de vârtej

1-chiulasă;
2-cilindru;
3-piston;
4-piesă detaşabilă;
5-semisferă superioară;
6-injector;
7-cămaşă de răcire;
8-bujie incandescentă;
9-compartimentul din piston;
10-canal de legătură.

Motorul cu aprindere prin comprimare (Diesel) în 4 timpi realizează ciclul funcţional la patru curse simple ale pistonului în cilindru, respectiv la două rotaţii complete ale arborelui motor (720^0RAC[4]), în fig. 1.9 fiind prezentatele fazele de funcţionare ale motorului Diesel în patru timpi.

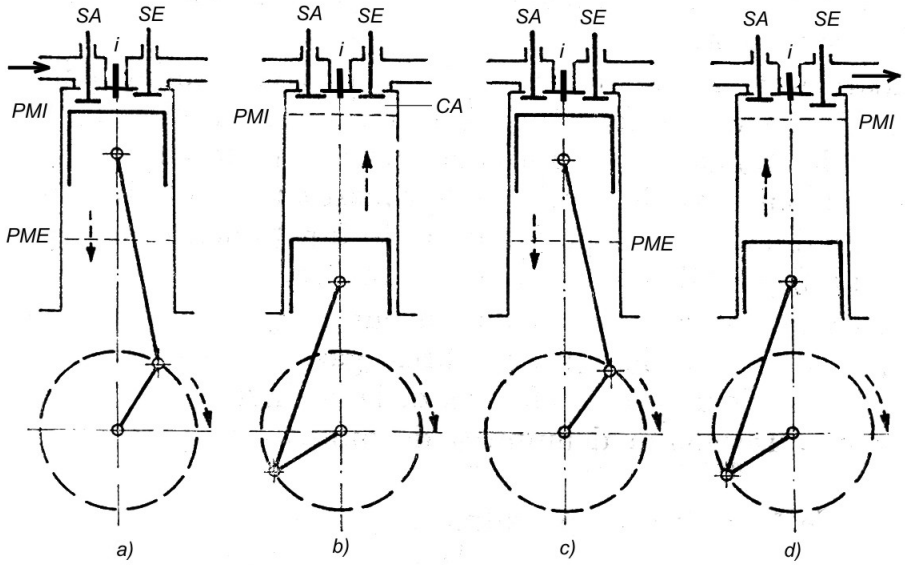


Fig. 1.9. Funcţionarea motorului Diesel în patru timpi (Neagu, 1982)
a) admisia; b) comprimarea; c) destinderea; d) evacuarea;
SA-supapa de admisie; SE supapa de evacuare; i-injector; CA-camera de ardere.

În primul timp al ciclului **(admisia**, fig. 1.9a) pistonul realizează cursa de la PMI la PME; supapa de admsie (SA) este deschisă. Ca urmare a depresiunii create în

[4] ^{0}RAC – grade rotaţie arbore cotit.

cilindru prin deplasarea pistonului, aerul din mediul exterior intră în cilindru. Arborele cotit realizează prima jumătate de rotaţie (de la 0 la 180^0RAC).

În cel de al doilea timp, **comprimarea** (fig. 1.9b), ambele supape sunt închise, iar pistonul se deplasează de la PME la PMI. Astfel se realizează **comprimarea aerului** din cilindru, însoţită de creşterea presiunii şi temperaturii acestuia (fig. 1.10). Către sfârşitul cursei de comprimare începe injecția combustibilului, care se continuă și în prima parte a timpului 3. Combustibilul injectat sub formă de picături fine se încălzeşte datorită temperaturii ridicate a aerului din cilindru şi se autoaprinde; are loc arderea combustibilului în camera de ardere (CA), fenomen însoţit de degajarea de gaze de ardere. Pe parcursul comprimării arborele cotit execută a doua jumătate de rotaţie (de la 180 la 360^0RAC).

În cel de al treilea timp (destinderea, fig. 1.9c) supapele sunt de asemenea închise, iar presiunea ridicată a gazelor rezultate prin arderea combustibilului împinge pistonul de la PMI la PME; acesta este singurul timp în care motorul produce lucru mecanic, pe baza destinderii gazelor de ardere. Arborele cotit al motorului execută cea de a treia jumătate de rotaţie (de la 360 la 540^0RAC).

În ultimul timp al ciclului funcţional (**evacuare**a, fig. 1.9d) supapa de evacuare este deschisă, iar pistonul se deplasează de la PME la PMI. Gazele de ardere sunt evacuate din cilindru atât datorită presiunii ridicate, cât şi datorită acţiunii de împingere exercitate de piston. Arborele cotit al motorului execută cea de a patra jumătate de rotaţie (de la 540 la 720^0RAC).

Singurul timp al ciclului care produce lucru mecanic este destinderea; pentru desfăşurarea celorlalte faze ale ciclului funcţional arborele cotit este antrenat în mişcare de rotaţie de către alţi cilindri ai motorului (la motoarele policilindrice) şi de către energia mecanică înmagazinată de volant (pentru motorul monocilindric).

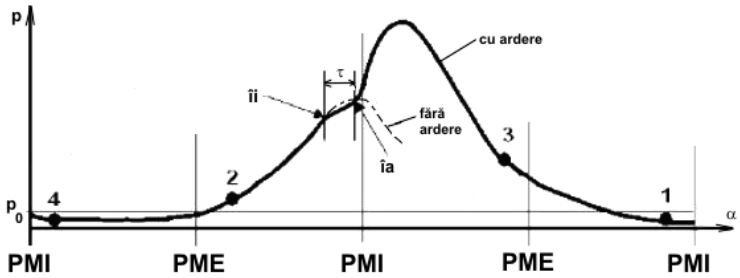


Fig. 1.10. Diagrama presiune-unghi de rotaţie

α-unghiul de rotaţie; τ-întârzierea la autoaprindere; îi-începutul injecţiei; îa-începutul arderii; 1-începutul deschiderii supapei de admisie; 2-sfârşitul închiderii supapei de admisie; 3- începutul deschiderii supapei de evacuare; 4- sfârşitul închiderii supapei de evacuare; p_0-presiunea atmosferică.

Fig. 1.10 prezintă evoluţia presiunii din cilindrul motorului, pentru ciclul cu ardere a combustibilului şi respectiv pentru ciclul fără ardere a combustibilului. Diagrama respectivă reflectă următoarele aspecte ale funcţionării motorului:

- presiunea din cilindru în timpul admisiei este mai mică decât presiunea atmosferică p_0;
- pentru ca supapa de admisie să fie complet deschisă în momentul în care

pistonul începe cursa de admisie, aceasta începe să se deschidă înainte ca pistonul să ajungă la PMI (avans la deschiderea supapei de admisie, punctul 1);

- supapa de admisie se închide complet după ce pistonul a trecut de PME (întârziere la închiderea supapei de evacuare, punctul 2); astfel se oferă aerului care este aspirat în motor secţiunea maximă de trecere pe timpul cursei de admisie şi se utilizează inerţia coloanei de aer, care poate să mai curgă în cilindru şi la începutul cursei de comprimare.
- supapa de evacuare începe să se deschidă înainte ca pistonul să ajungă la sfârşitul cursei de destindere (avans la deschiderea supapei de evacuare, punctul 3), astfel încât supapa să fie complet deschisă atunci cînd pistonul începe cursa de evacuare de la PME la PMI;
- supapa de evacuare este complet închisă după ce pistonul a trecut de PMI (întârziere la închiderea supapei de evacuare, punctul 4), urmărindu-se şi în acest caz asigurarea unei secţiuni maxime de trecere pentru gazele de ardere atât timp cît pistonul se deplasează de la PME la PMI, astfel încât cilindrul să fie cât mai bine curăţat de gaze de ardere înainte de începerea unui nou ciclu;
- injecţia combustibilului începe înainte ca pistonul să ajungă la PMI (punctul îi), dar combustibilul se autoaprinde după un anumit interval de timp (întârzierea la autoaprindere, τ). Pe parcursul întârzierii la autoaprindere combustibilul suferă transformări fizice (încălzirea picăturilor de combustibil, evaporarea şi amestecarea cu aerul) şi chimice (reacţii de oxidare prealabilă), după care are loc autoaprinderea amestecului aer-combustibil; se consideră că începutul arderii (îa) este dat de momentul în care diagrama ciclului cu arderea combustibilului se desprinde de diagrama ciclului fără ardere. Întârzierea la autoaprindere poate atinge 1…1,5 ms și depinde de turația motorului, de caracteristicile constructive ale camerei de ardere, de temperatura, presiunea și turbulența aerului din camera de ardere în momentul injecției. Folosirea presiunilor mari de injecție, a injectoarelor cu mai multe orificii, a camerelor de ardere de o formă corespunzătoare şi agitarea aerului din camera de ardere scurtează întârzierea la autoaprindere şi favorizează creşterea turaţiei maxime a motorului.

La sfârșitul admisiei temperatura aerului din cilindru este de 90^0 ... 100^0C, din cauza amestecării lui cu gazele reziduale din cilindru și contactului cu pereții încălziți ai cilindrului și chiulasei.

La sfârșitul cursei de comprimare, presiunea aerului ajunge la 6 ... 12 MPa, la o temperatură de 600 ... 700 ^{0}C; temperatura maximă din timpul arderii poate ajunge la 1700 ... 2000 ^{0}C.

Presiunea gazelor din cilindru la sfârșitul destinderii este de 0,2 ... 0,4 MPa, iar temperatura gazelor ajunge la 1000 ... 1200 ^{0}C. După deschiderea cu avans a supapei de evacuare presiunea în cilindru scade mult, dar se menține totuși deasupra presiunii atmosferice. Temperatura gazelor la sfârșitul evacuării este de 500^0...700^0C.

În fig. 1.11 se prezintă ciclul funcţional al motorului cu aprindere prin comprimare în patru timpi în coordonate presiune-volum.

O analiză a procesului de ardere se poate realiza cu ajutorul diagramelor din fig. 1.12, care prezintă evoluţia presiunii în cilindru în ciclul cu injecţie de combustibil (motor) şi în ciclul fără injecţie (motor antrenat).

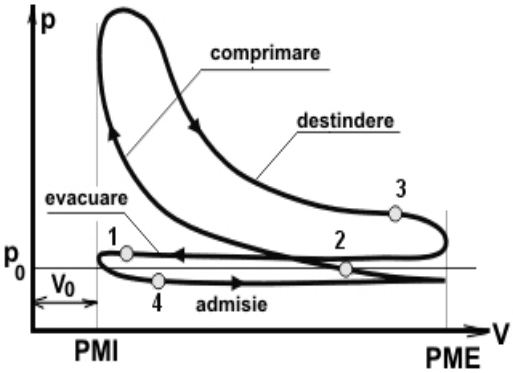


Fig. 1.11. Diagrama presiune-volum a ciclului funcţional al motorului Diesel în patru timpi (Heywood, 1988)

1-începutul deschiderii supapei de admisie; 2-sfârşitul închiderii supapei de admisie; 3- începutul deschiderii supapei de evacuare; 4- sfârşitul închiderii supapei de evacuare; p_0-presiunea atmosferică; V_0-volumul camerei de ardere.

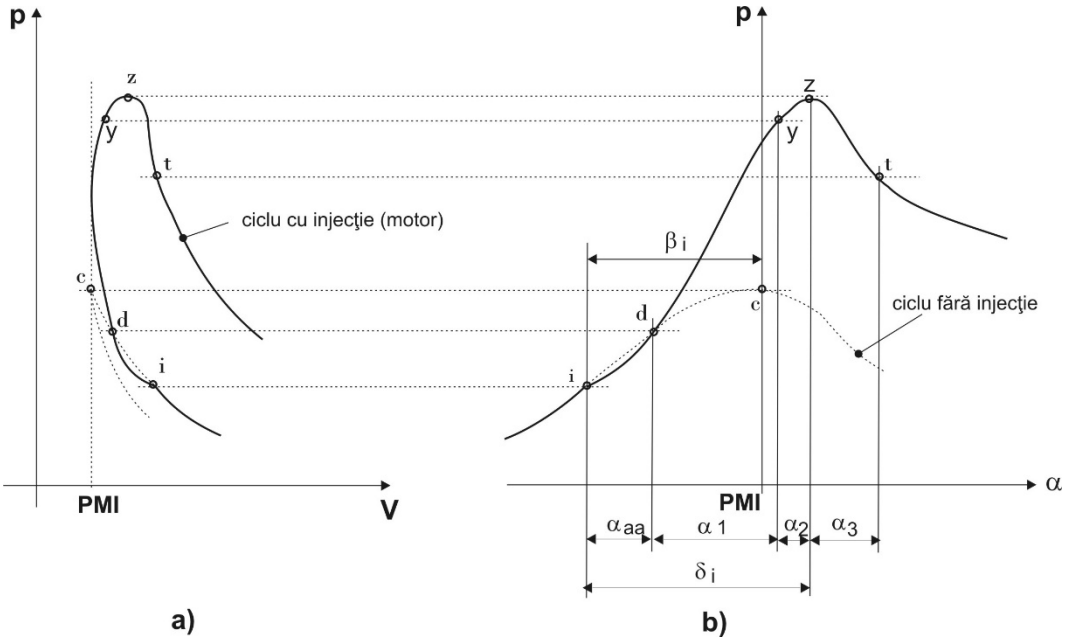


Fig. 1.12. Procesul de ardere a combustibilului (Zugrăvel, Giurcă, & Homutescu, 1984)

a) diagrama presiune-volum; b) diagrama presiune-unghi de rotaţie al manivelei.

După cum s-a menţionat mai sus, injecţia combustibilului începe în punctul (i), cu avansul β_i faţă de PMI. Cât timp manivela parcurge unghiul α_{aa} presiunea din cilindru este mai mică decât în cazul ciclului fără injecţie deoarece încălzirea şi evaporarea combustibilului pulverizat se fac cu absorbţie de căldură de la aerul din cilindru, ceea ce are ca efect frânarea procesului de creştere a presiunii.

Intervalul unghiular α_{aa} marchează *întârzierea la autoaprindere*; între intervalul unghiular şi durata acestei faze există relaţia:

$$\tau = \frac{\alpha_{aa}}{6 \cdot n} \quad [s],$$

în care n este turaţia motorului, în rot/min.

Punctul (d) marchează începutul arderii combustibilului când, datorită formării gazelor de ardere, presiunea în ciclul cu injecţie devine mai mare decât în ciclul fără injecţie, cele două curbe de comprimare desprinzându-se una de cealaltă.

În intervalul (d-y) presiunea din cilindru creşte rapid datorită intrării în reacţie a unei mari cantităţi de combustibil; perioada arderii violente a combustibilului se desfăşoară pe durata α_1. În această periadă intră în reacţie cea mai mare parte a combustibilului aflat în cilindru în punctul (d), cât şi cea mai mare parte a combustibilului introdus în intervalul (d-y). Cantităţile de combustibil introduse în aceste perioade depind de legea de injecţie dată de sistemul de alimentare; vom reveni mai târziu asupra unor aspecte legate de legea de injecţie. Intervalul unghiular α_1 marchează *faza arderii rapide.*

În intervalul (y-z) presiunea creşte mai lent din cauza scăderii cantităţii de combustibil ce participă la reacţie, a creşterii volumului disponibil prin deplasarea pistonului către PME, dar şi ca urmare a influenţei negative asupra arderii a gazelor de ardere deja formate. Intervalul unghiular α_2 marchează faza *arderii lente* (sau progresive) a combustibilului.

În sfârşit, în intervalul (z-t) creşterea de presiune datorată arderii şi formării gazelor de ardere este contracarată de deplasarea pistonului de la PMI către PME, astfel încât presiunea gazelor din cilindru scade. Intervalul unghiular α_3 delimitează *faza arderii în destindere*, pe parcursul căreia presiunea scade, dar temperatura continuă să crească. În mod convenţional se consideră că punctul (t) corespunde temperaturii maxime înregistrate în timpul arderii.

S-a menţionat mai sus că o importanţă deosebită asupra evoluţiei presiunii în faza de ardere rapidă o are *legea de injecţie.*

Legea de injecţie redă cantitatea de combustibil introdusă în camera de ardere, cantitate exprimată direct (în unităţi de masă sau de volum) sau în procente din doza ciclică.

Viteza de injecţie (sau legea de injecţie în formă diferenţială) reprezintă variaţia debitului de combustibil injectat în funcţie de timp sau de poziţia unghiulară a arborelui pompei de injecţie (sau a arborelui cotit al motorului).

Legea de injecţie se obţine prin integrarea vitezei de injecţie.

În fig. 1.13 se prezintă legea de injecţie şi viteza de injecţie, precum şi zonele caracteristice ale acestor diagrame. Se observă că pe diagrama vitezei de injecţie se pot defini patru faze distincte:

- zona AB - începutul injecţiei, care corespunde fazei de ridicare a acului pulverizatorului;
- zona BC - faza principală a injecţiei, pe durata căreia acul pulverizatorului este ridicat în poziţia maximă;
- zona CD – faza de sfârşit al injecţiei, corespunzătoare coborârii acului pulverizatorului;
- zona DE - postinjecţia, ce apare ca urmare a vibraţiei acului pe sediul său,

fiind produsă de undele de presiune din conductă precum şi de aşezarea cu şoc a acului.

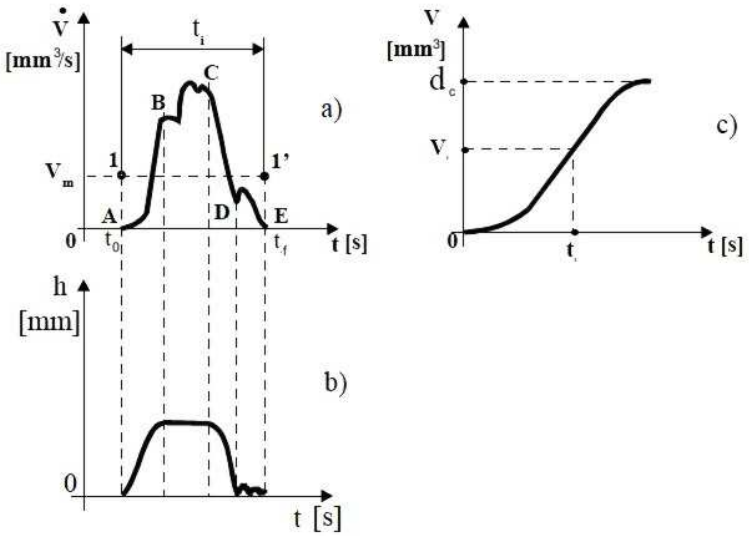


Fig. 1.13. Viteza şi legea de injecţie

a-viteza de injecţie (legea de injecţie diferenţială); b-ridicarea acului injectorului; c-legea de injecţie; d_c-doza ciclică; V_m-viteza medie de injecţie; t_i-durata injecţiei; h-înălţimea de ridicare a acului injectorului.

După cum s-a menţionat, caracteristicile injecţiei influenţează durata întârzierii la autoaprindere şi desfăşurarea arderii. Astfel, pentru scurtatea perioadei de formare a amestecului, combustibilul trebuie să fie fin pulverizat. Fineţea pulverizării fiind direct influenţată de către presiunea de injecţie, rezultă că aceasta din urmă condiţionează în mod clar întârzierea la autoaprindere.

Pe de altă parte, legea de injecţie influenţează desfăşurarea arderii. Astfel, din fig. 1.14a se observă că avansul la injecţie β, întârzierea la autoaprindere α_{iaa} şi doza ciclică C fiind aceleaşi, prin trecerea de la legea de injecţie (1) la legea de injecţie (2), durata injecţiei se modifică de la δ_1 la δ_2 (durata injecţiei creşte odată cu scăderea vitezei de injecţie). Ca urmare, pe durata întârzierii la autoaprindere α_{iaa} legea de injecţie (1) conduce la acumularea unei cantităţi mai mari de combustibil decât în cazul legii (2) ($C_1>C_2$), ceea ce va conduce la modificarea diagramei indicate (creşterea presiunii maxime din timpul arderii).

Din fig. 1.14b rezultă că, păstrându-se constante durata injecţiei şi doza ciclică, forma legii de injecţie influenţează diagrama indicată.

Utilizarea unei camere de ardere divizate permite scurtarea duratei întârzierii la autoaprindere şi deci creşterea turaţiei motorului, precum şi reducerea nivelului de zomot şi vibraţii din timpul funcţionării motorului ca urmare a faptului că valoarea maximă a presiunii din timpul arderii se înregistrează în camera de volum constant şi nu în camera de volum variabil, asupra pistonului (fig. 1.15).

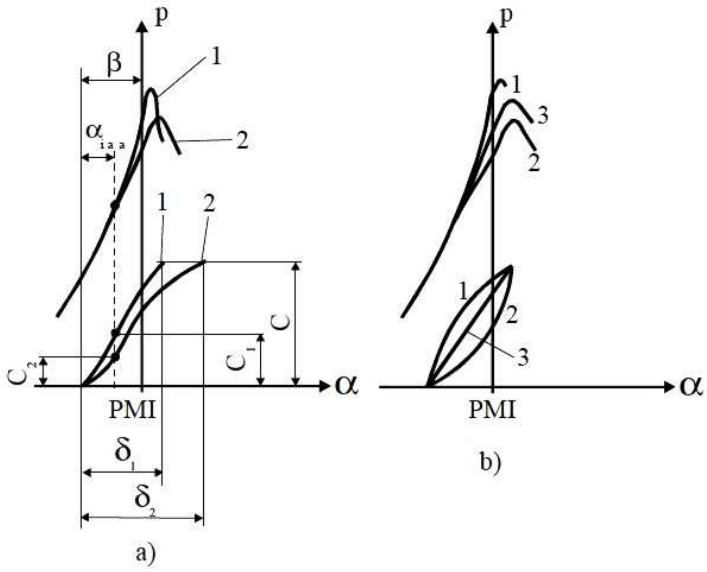


Fig. 1.14. Influenţa legii de injecţie asupra diagramei indicate (Grünwald, 1980)
a-influenţa vitezei de injecţie; b-influenţa formei legii de injecţie; C-doza ciclică.

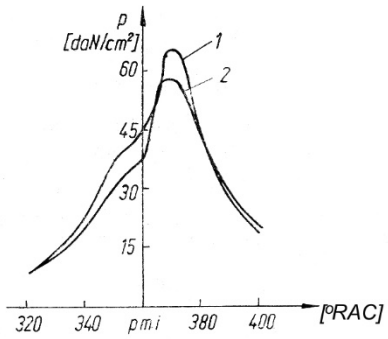


Fig. 1.15. Evoluţia presiunii în timpul arderii în camera de volum variabil (Grünwald, 1980)

1-motor având cameră de ardere unitară;
2-motor având cameră separată de vârtej.

În cazul camerei separate de vârtej (fig. 1.8) reducerea duratei întârzierii la autoaprindere se realizează atât datorită mişcării organizate a aerului în camera de volum constant (cu efect asupra formării rapide a amestecului aer-combustibil), cât şi datorită temperaturii ridicate a piesei detaşabile (4). Deoarece la pornirea motorului rece temperatura piesei detaşabile este redusă, uşurarea autoaprinderii combustibilului este asigurată de bujia incandescentă (8), care este folosită doar pentru pornirea la rece a motorului.

Existenţa unei suprafeţe mari de transfer a căldurii între camera de ardere, în totalitatea ei, şi restul motorului (chiulasă, cilindru) are ca efect creşterea consumului specific de combustibil; din acelaşi motiv motoarele cu aprindere prin comprimare având cameră de ardere divizată impun un raport volumetric de comprimare mai mare decât motoarele având cameră unitară, pentru a se asigura o temperatură suficient de

ridicată a aerului din cilindru la sfârşitul comprimării.

1.1.2. Schema generală şi funcţionarea motorului cu aprindere prin scânteie, în doi timpi

Motoarele în doi timpi realizează ciclul funcţional în două curse ale pistonului, respectiv o rotaţie a arborelui cotit. Motoarele în doi timpi cu aprindere prin comprimare se utilizează în mod frecvent ca motoare navale de mare putere, în timp ce motoarele în doi timpi cu aprindere prin scânteie se utilizează ca motoare de foarte mică şi mică putere pentru motofreze, motocoase, atomizoare etc.

Motoarele cu aprindere prin scânteie în doi timpi nu au supape, fiind prevăzute cu ferestre controlate de către piston pentru a realiza schimbul de gaze. Astfel, amestecul de aer, combustibil şi ulei pentru ungere este aspirat în carterul motorului (4, fig. 1.16) prin fereastra de admisie prealabilă în carter (7); amestecul intră în cilindru trecând prin canalul de transfer (8) şi fereastra de baleiaj (9), iar gazele de ardere sunt evacuate prin fereastra de evacuare (10).

Pentru a înţelege funcţionarea motorului cu aprindere prin scânteie în doi timpi trebuie avute în vedere procesele care au loc deasupra şi dedesubtul pistonului (3) atunci când acesta execută mişcarea rectilinie alternativă.

Astfel, atunci când pistonul se ridică de la PME la PMI (manivela executând prima jumătate de rotaţie), muchia superioară a pistonului închide întâi fereastra de baleiaj (9) şi apoi fereastra de evacuare (10), aceasta fiind mai înaltă; din acest moment începe comprimare amestecului aflat în cilindru. Când pistonul ajunge în apropierea PMI, bujia (1) produce scânteia electrică, care asigură aprinderea amestecului carburant.

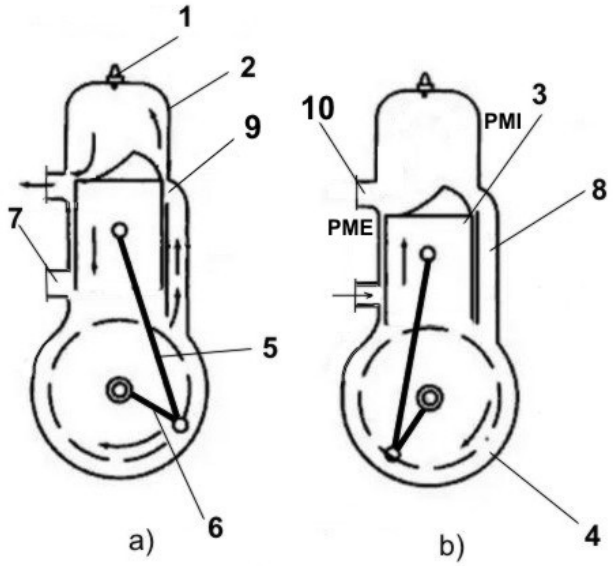


Fig. 1.16. Schema de principiu şi funcţionarea motorului cu aprindere prin scânteie în doi timpi

1-bujie; 2-cilindru; 3-piston; 4-carter; 5-bielă; 6-manivelă; 7-fereastră de admisie prealabilă în carte; 8-canal de transfer; 9-fereastră de baleiaj (admisie); 10-fereastră de evacuare.

În acelaşi timp, marginea inferioară a pistonului deschide fereastra de admisie prealabilă în carter (7, fig. 1.16a; 1, fig. 1.17a); pistonul deplasându-se către PMI, volumul spaţiului disponibil în carter, sub piston, creşte, iar depresiunea creată prin creşterea volumului asigură aspiraţia amestecului în carter (fig. 1.17a). Uleiul existent în amestec (introdus odată cu benzina, în proporţie de 2…3% din cantitatea de combustibil) asigură ungerea mecanismului bielă manivelă, precum şi a suprafeţei interioare a cilindrului.

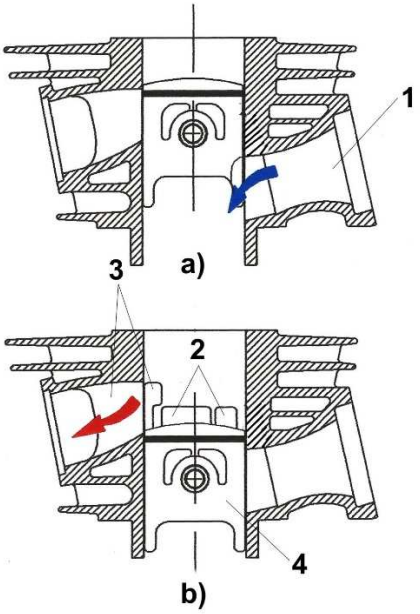


Fig. 1.17. Controlul ferestrelor de către piston

a) admisia amestecului carburant în carter;
b) evacuarea gazelor şi obturarea ferestrei de admisie prealabilă în carter;
1-fereastra de admisie prealabilă în carter;
2-ferestre de baleiaj;
3-fereastra de evacuare;
4-piston.

Ca urmare a aprinderii amestecului combustibil de către scânteia electrică, presiunea gazelor rezultate prin ardere împinge pistonul de la PMI la PME, motorul producând astfel lucru mecanic până în momentul în care muchia superioară a pistonului începe să descopere fereastra de evacuare (fig. 1.16a); din acest moment începe evacuarea gazelor arse din cilindru (fig. 1.17b). Coborând în continuare către PME, pistonul deschide şi fereastra de baleiaj (9, fig. 1.16a), permiţând intrarea amestecului carburant în cilindru. Amestecul trece din carterul (4) către fereastra de baleiaj (9) prin canalul de transfer (8), datorită micşorării volumului disponibil în carter prin deplasarea pistonului de la PMI la PME şi obturării ferestrei de admisie prealabilă în carter (1, fig. 1.17a) de către marginea inferioară a mantalei pistonului (fig. 1.17b) ; astfel, presiunea în carter creşte şi amestecul poate fi trece prin canalul de transfer (8, fig. 1.16b) către fereastra de baleiaj.

Una din principalele probleme puse de funcţionarea motorului cu aprindere prin scânteie în doi timpi este cea pierderii unei anumite cantităţi de amestec carburant prin fereastra de evacuare, fereastra de baleiaj şi cea de evacuare fiind deschise simultan atunci când pistonul se apropie de PME. Una din soluţiile des utilizate pentru a reduce acest efect negativ constă în profilarea capului pistonului (ca în fig. 1.16 şi 1.18a şi b), astfel încât fluxul de amestec proaspăt să fie deviat spre partea superioară a cilindrului; astfel, atunci când ferestrele de baleiaj (1) şi evacuare (2) sunt amplasate faţă în faţă (fig. 1.18a), se evită trecerea directă a amestecului către fereastra de evacuare. La varianta din fig. 1.18b fereastra de evacuare (2) se află

deasupra ferestrei de baleiaj (1), soluţie care, combinată cu profilarea capului pistonului, reduce semnificativ curgerea amestecului proaspăt prin fereastra de evacuare; dezavantajul acestei soluţii este legat de micşorarea înălţimii celor două ferestre, impusă de cerinţa de a utiliza cât mai eficient înălţimea cilindrului şi de a obţine o valoare acceptabilă a raportului de comprimare.

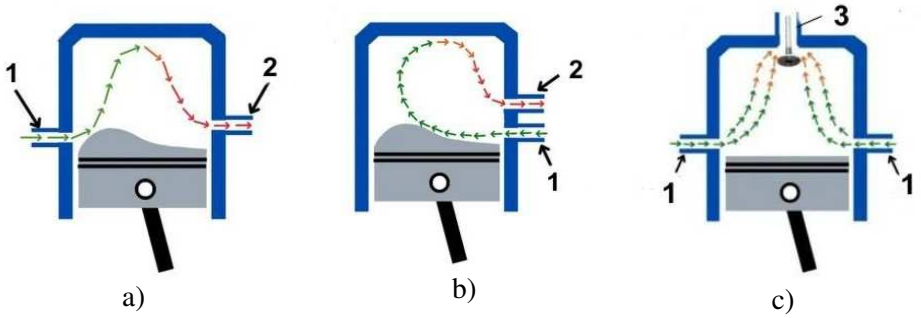


Fig. 1.18. Posibilităţi de amplasare a ferestrelor motorului în doi timpi[5]
a, b – motor cu fereastră de evacuare; c-motor cu supapă de evacuare;
1-fereastră de baleiaj; 2-fereastră de evacuare; 3-supapă de evacuare.

Varianta din fig. 1.18c este utilizată la motoarele în doi timpi cu aprindere prin comprimare, de putere mare; în acest caz evacuarea gazelor se realizează prin intermediul supapei de evacuare (3), comandată de către mecanismul de distribuţie al motorului. Soluţia permite reducerea la minimum a pierderilor de amestec proaspăt către evacuarea motorului prin alegerea unei valori optime a întârzierii la închiderea supapei de evacuare.

O altă soluţie ce asigură reducerea pierderilor de amestec proaspăt prin fereastra de evacuare presupune decalarea unghiulară la 90^0 a ferestrelor de baleiaj (1, fig. 1.19) faţă de fereastra de evacuare (2).

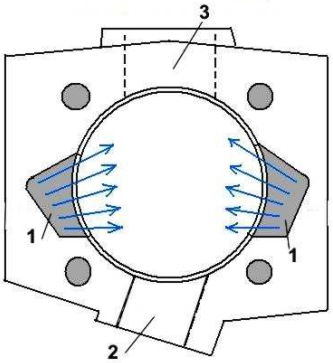


Fig. 1.19. Decalarea unghiulară a ferestrelor de baleiaj faţă de fereastra de evacuare[6]

1-ferestre de baleiaj;
2-fereastră de evacuare;
3-fereastră de admisie prealabilă în carter.

1.1.3. Supraalimentarea motoarelor

Creşterea puterii unui motor cu ardere internă este posibilă prin creşterea

[5] https://mechcontent.com/2-stroke-engine/
[6] http://www.dragonfly75.com/motorbike/transfers.html

cantităţii de combustibil arse în cilindru. Cantitatea de combustibil ce poate fi arsă (complet) depinde de cantitatea de aer disponibilă pentru ardere (arderea stoichiometrică necesită aproximativ 14,5 părţi aer la o parte combustibil, pentru motorul Diesel); deci, creşterea cantităţii de combustibil nu este posibilă dacă nu creşte şi cantitatea de aer admisă în cilindru. Pentru o anumită cilindree a motorului (deci pentru un anumit debit volumic maxim de aer ce poate fi aspirat), creşterea cantităţii de aer care intră în motor se poate obţine prin creşterea densităţii aerului, adică prin creşterea presiunii acestuia.

Supraalimentarea este procedeul prin care motorul este alimentat cu aer la o presiune mai mare decât presiunea atmosferică, urmarea fiind creşterea puterii maxime a motorului, fără ca cilindreea acestuia să se modifice, deoarece o cantitate mai mare de aer permite arderea unei cantităţi mai mari de combustibil.

Un alt aspect referitor la funcţionarea oricărui motor cu ardere internă este faptul că doar aproximativ 85 ... 90 % din volumul cilindrului se umple cu aer (sau amestec carburant, la m.a.s.) în cursa de admisie; pe măsură ce turația motorului crește, umplerea cilindrilor se înrăutățește, influențând negativ puterea și economicitatea acestuia. Cauzele acestei comportări a motoarelor cu ardere internă sunt multiple (Zugrăvel, Giurcă, & Homutescu, 1984):

- în cursa de evacuare cilindrul nu poate fi curățat complet de gazele de ardere, ceea ce face ca volumul disponibil pentru aerul proaspăt să fie mai mic decât cilindreea;
- odată cu creşterea turaţiei motorului şi a vitezei de curgere a gazelor proaspete pe traseul de admisie, rezistenţele gazodinamice cresc, iar umplerea cilindrului cu aer proaspăt are loc în condiţii din ce în ce mai nefavorabile ;
- umplerea incompletă este favorizată şi de depresiunea relativ redusă la care are loc deplasarea aerului din mediul înconjurător în cilindru.

Introducerea aerului sub presiune în cilindru are un efect favorabil asupra funcţionării motorului şi din perspectiva acestor fenomene.

Primul sistem de supraalimentare a fost dezvoltat de Alfred J. Buchi. Acesta a prezentat in 1915 un prototip de motor Diesel supraalimentat, însă abia în 1925 au apărut primele două nave maritime care l-au folosit cu succes, atingând puteri de 2000 CP. Licenţa a fost preluată de mai mulţi producători din America, Europa şi Japonia, iar din 1930 soluţia s-a răspândit pe motoare staţionare mari, navale şi de locomotive, fiind apoi aplicată şi pentru autovehicule rutiere, tractoare etc.

Introducerea aerului sub presiune în motor presupune existenţa unui compresor care să asigure creşterea presiunii aerului până la valori de 0,12...0,32 MPa (Grünwald, 1980); în funcţie de modul în care compresorul este antrenat în mişcare, supraalimentarea poate fi **mecanică** sau **cu turbocompresor.** În fig. 1.20 sunt prezentate principalele variante de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă (Zugrăvel, Giurcă, & Homutescu, 1984); astfel, în cazul din fig. 1.20a, compresorul (C), care poate fi de tipul cu rotoare profilate (suflantă Roots, fig. 1.21) sau cu palete culisante în rotor, este antrenat de la arborele cotit al motorului (E), prin intermediul unei transmisii cu roţi dinţate care asigură multiplicarea turaţiei.

La varianta din fig. 1.20b se utilizează un agregat denumit turbocompresor, format dintr-un compresor centrifugal (C) şi o turbină (T), ale căror rotoare se află pe un arbore comun. Turbina este intercalată pe traseul de evacuare, fiind antrenată de

către gazele de ardere evacuate din motor (fig. 1.22); astfel, este pus în mişcare rotorul compresorului (care este de tip centrifugal) şi are loc comprimarea aerului.

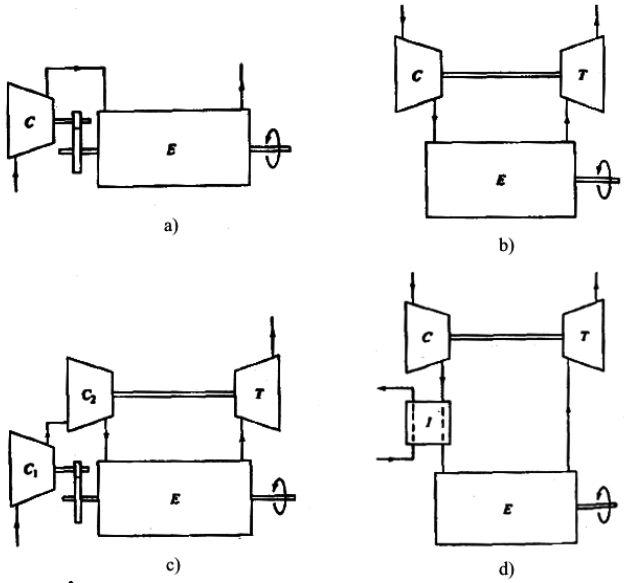


Fig. 1.20. Variante de realizare a supraalimentării (Heywood, 1988)

a-supraalimentare mecanică, cu suflantă Roots;
b-supraalimentare cu turbocompresor;
c-supraalimentare mixtă, mecanică şi cu turbocompresor;
d-supraalimentare cu turbocompresor şi răcire intermediară;
C, C_1, C_2-compresoare;
E-motor;
T-turbină.

În cazul din fig. 1.20c creşterea presiunii aerului are loc în două trepte: în prima treaptă supraalimentarea se realizează mecanic (compresorul C_1), după care aerul intră în cea de a doua treaptă ce conţine compresorul C_2, antrenat de către turbina (T).

Creşterea presiunii aerului prin comprimare este însoţită şi de creşterea temperaturii acestuia, fenomen care are efecte negative asupra umplerii cilindrului; din acest motiv, de obicei aerul comprimat în compresor este răcit cu ajutorul unui răcitor intermediar (I, fig. 1.20d), înainte de a fi introdus în cilindru.

Fig. 1.21 prezintă efectul supraalimentării asupra diagramei indicate a motorului. Se observă că, prin creşterea presiunii aerului admis în cilindru de la p_0 la p_s, presiunea maximă înregistrată în timpul arderii creşte; în acelaşi timp creşte şi aria suprafeţei delimitate de către diagramă, ceea ce are ca efect final creşterea puterii motorului.

Compresoarele folosite pentru supraalimentarea mecanică pot fi volumice (suflante cu rotoare profilate, de tip Roots, fig. 1.22a; compresoare de tip scroll, fig. 1.22b) sau centrifugale (fig. 1.22c).:

Supraalimentarea cu turbocompresor utilizează o turbină centrifugă şi un compresor axial sau centrifugal (fig. 1.23). Controlul presiunii aerului refulat de către compresor se realizează prin modificarea debitului de gaze arse care trece prin turbină, surplusul fiind direcţionat către galeria de evacuare. În fig. 1.24 se prezintă modul în care se realizează acest lucru; se observă că turbina este prevăzută cu un canal de by-pass (6), prin care gazele ieşite din motor pot ocoli turbina (7). Canalul de ocolire este controlat de către o supapă (wastegate, 5), care este comandată de către o capsulă pneumatică (4). Capsula este prevăzută cu o membrană elastică ce comandă supapa (5) printr-o pârghie; capsula este conectată la conducta de refulare a compresorului (1) prin intermediul unui furtun (3), conectat la racordul (2).

În momentul în care presiunea aerului trimis de compresor către motor devine

prea mare (ca urmare a turaţiei ridicate a turbinei), presiunea deformează membrana capsulei (4) şi astfel se deschide supapa (5); ca urmare, o parte din gazele de ardere evacuate din motor vor trece prin canalul (6), ocolind turbina, limitându-se astfel turaţia acesteia.

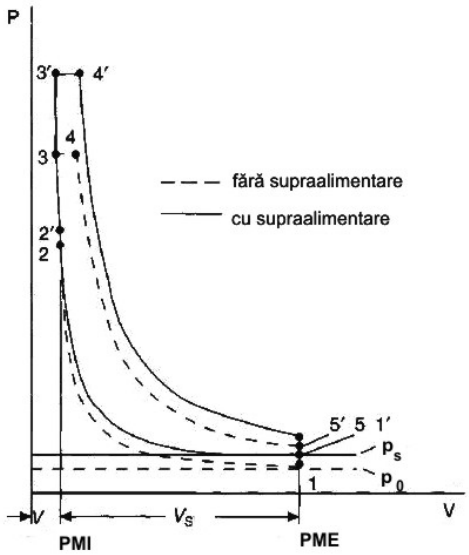
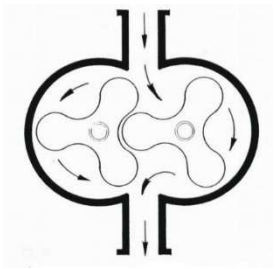


Fig. 1.21. Efectul supralimentării asupra diagramei indicate

p_0 – presiunea atmosferică;
p_s – presiunea de supraalimentare.



a)

b)

c)

Fig. 1.22. Compresoare pentru supraalimentarea mecanică
a) suflantă cu rotoare profilate, de tip Roots; b)compresor de tip scroll; c) compresor centrifugal

Turbina sistemului de supraalimentare este realizată dintr-un oțel special, cu proprietăți refractare, pentru a rezista la temperaturi foarte ridicate (700^0 –950^0 C). Turbina este montată direct pe galeria de evacuare, pătrunderea gazelor în interiorul acesteia făcându-se pe direcţie tangențială; după destindere în turbină, gazele sunt dirijate pe direcţie axială, spre conducta de evacuare.

În unele cazuri turbina este prevăzută şi cu un aparat director fix, format din palete cu unghi reglabil (fig. 1.25); în acest fel se poate regla viteza gazelor arse care intră în turbină în funcţie de debitul acestora, deci în funcţie de sarcina motorului. De obicei, modificarea unghiului paletelor aparatului director se realizează cu ajutorul unei capsule pneumatice (1), conectată la galeria de admisie a motorului. La sarcini mici ale motorului presiunea din galeria de admisie este mică, iar paletele (3) ale aparatului director sunt rotite astfel încât să ofere secţiuni de trecere mici (fig. 1.25a), viteza gazelor care intră în turbină fiind mare; pe măsură ce sarcina motorului creşte, creşte şi presiunea din galeria de admisie, iar paletele sunt rotite în sensul creşterii

secţiunii de trecere (fig. 1.25b), corespunzător cu debitul mărit de gaze de ardere.

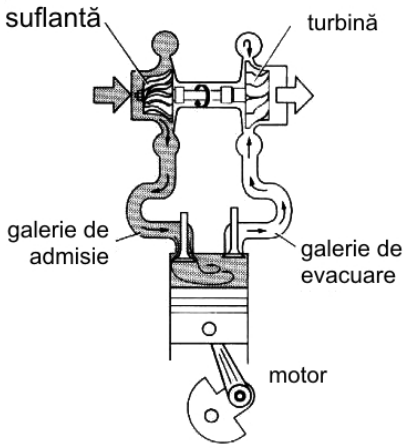


Fig. 1.23. Supraalimentarea cu turbocompresor

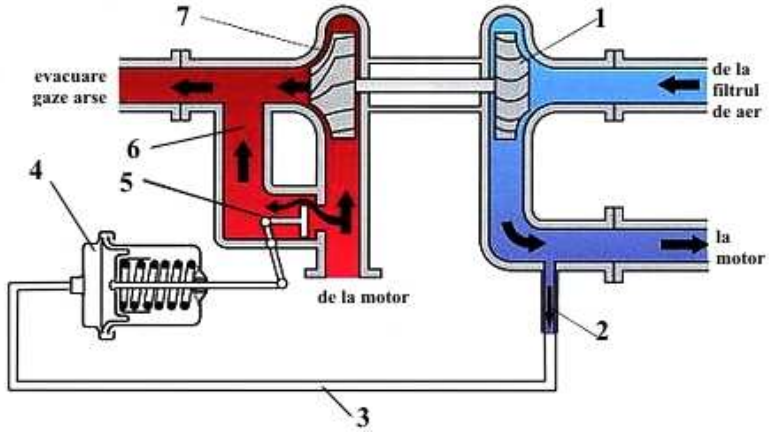


Fig. 1.24. Controlul suprapesiunii de alimentare cu supapă de tip wastegate (Roşca & Cazacu, 2020)

1-suflantă; 2-racord preluare aer; 3-furtun de legătură; 4-capsulă pneumatică; 5- supapă wastegate; 6-canal de by-pass; 7- turbină.

Cu cât turbocompresorul are dimensiuni mai mari, cu atât poate furniza o presiune mai mare la turaţii ridicate ale motorului, însă inerţia mare a pieselor aflate în mişcare, la care se adaugă şi timpul necesar pentru ca motorul să producă suficiente gaze de ardere pentru a accelera turbina şi compresorul, vor avea ca efect o întârziere în răspunsul la accelerare ("***lag***"). Un turbocompresor mai mic va răspunde mai rapid şi va furniza presiune la turaţii mai mici ale motorului, de aici apărând ideea de a construi instalaţii care folosesc câte două agregate, acestea urmând a intra în funcţiune la regimuri diferite. Există şi variante constructive care utilizează un motor electric pentru antrenarea rotorului turbocompresorului atunci când pedala de acceleraţie este apăsată, îmbunătaţind astfel considerabil răspunsul turbocompresorului. Pentru motoarele cu aprindere prin scânteie se foloseşte şi soluţia reducerii avansului la aprindere atunci când motorul are turaţie redusă; ca urmare, arderea se prelungeşte în destindere şi turbina este alimentată cu gaze de

ardere având presiune mai mare, ceea ce are ca efect îmbunătăţirea răspunsului la accelerare. Controlul presiunii de supraalimentare cu o supapă de tip wastegate (fig. 1.24) permite utilizarea unor grupuri de supraalimentare mai mici, fără pericolul supraturării acestuia atunci când motorul este accelerat. Utilizarea unei turbine cu la care unghiul paletelor aparatului director fix poate fi modificat (fig. 1.25, fig. 1.26) este o altă soluţie de combatere a întârzierii la accelerare, în special la motoarele cu aprindere prin comprimare.

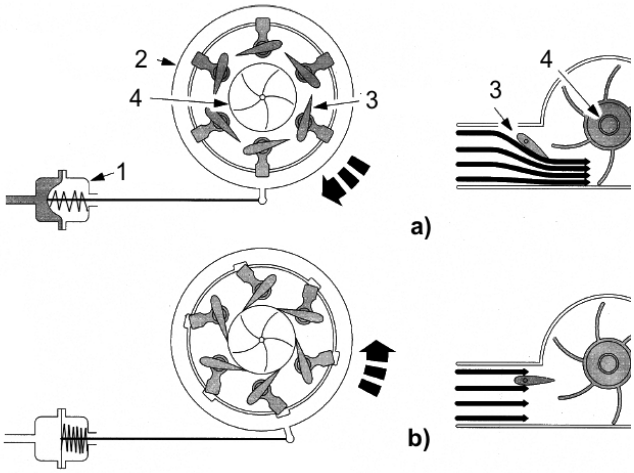


Fig. 1.25. Principiul reglării unghiului paletelor aparatului director fix[7]
1-capsulă pneumatică; 2-disc de acţionare; 3-paletele aparatului director fix; 4-rotorul turbinei.

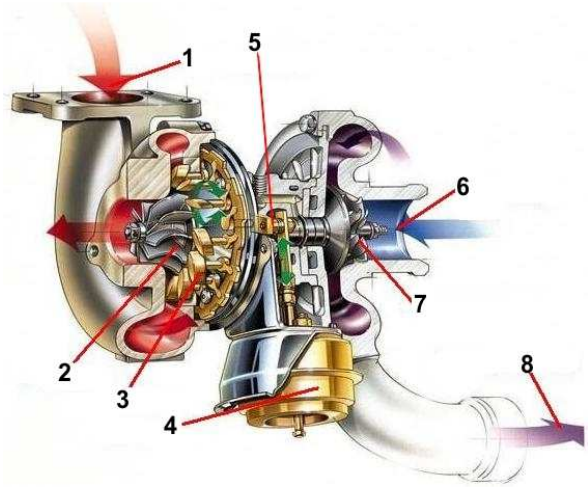


Fig. 1.26. Turbină cu aparat director[8]

1-admisia turbinei;
2-rotorul turbinei;
3-aparatul director;
4-capsulă pneumatică;
5-mecanism de acţionare a paletelor aparatului director;
6- aspiraţia compresorului;
7-rotorul compresorului;
9-refularea compresorului.

În ceea ce priveşte modul de rezemare al arborelui pe care sunt montate rotorul turbinei şi al compresorului, sunt posibile patru variante constructive, prezentate în fig. 1.27. Astfel, la varianta din fig. 1.27a lagărele (L) pe care este rezemat arborele se află la capetele acestuia, ceea ce asigură protecţia acestora faţă de temperaturile ridicate ale gazelor de ardere şi uşurează operaţiunile de întreţinere; pe de altă parte,

[7] http://www.marcovw.nl/Motor/Turbo/turbo.htm
[8] ibid.

această soluţie măreşte dimensiunile turbocompresorului.

În cazul din fig. 1.27b lagărele se găsesc în partea centrală a arborelui, cele două rotoare fiind montate în consolă. Astfel se obţine o reducere a dimensiunilor, dar trebuie asigurate soluţii de răcire a lagărelor.

Soluţia constructivă din fig. 1.27c asigură protecţia lagărului turbinei împotriva temperaturii ridicate a gazelor de ardere, dar conduce la creşterea dimensiunilor.

La varianta din fig. 1.27d arborele este montat pe lagăre la un capăt, rotoarele aflându-se în consolă la celălalt capăt; principalul dezavantaj al acestei variante este dat de apropierea compresorului de turbină, astfel încât se produce o încălzire suplimentară a aerului refulat de compresor prin transfer de căldură de la turbină.

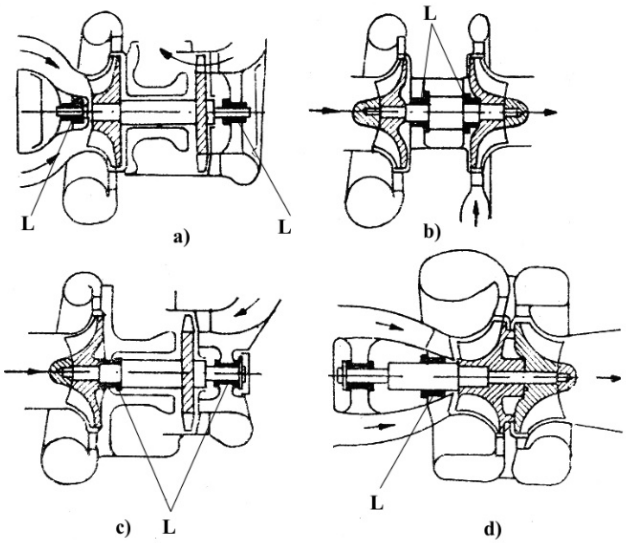


Fig. 1.27. Variante de rezemare a arborelui turbosuflantei (Grünwald, 1980)

L-lagăre.

După cum s-a menţionat anterior, aerul se încălzeşte prin comprimare în compresor; presupunând o comprimare adiabatică, temperatura aerului la ieşirea din compresor se poate calcula cu relaţia aproximativă (Heywood, 1988):

$$T_{ref} = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon_c^{0,286} - 1}{\eta_c}\right)$$

în care T_a este temperatura aerului la intrarea în compresor, ε_c este raportul de creştere a presiunii în compresor, iar randamentul compresorului este η_c = 0,6...0,7.

Având în vedere încălzirea aerului în compresor, pe circuitul de legătură cu motorul se intercalează un răcitor intermediar (intercooler), care, de obicei, este amplasat în faţa radiatorului sistemului de răcire al motorului şi este răcit cu aer din mediul înconjurător (fig. 1.28).

1.1.4. Echipamente de injecţie a combustibilului utilizate pentru motoarele Diesel

La motoarele cu aprindere prin comprimare formarea amestecului are loc în cilindrul motorului, combustibilul fiind introdus în camera de ardere, sub formă de picături fine, către sfârşitul comprimării. În acest scop, la fiecare ciclu funcţional în cilindru se introduce o cantitate de combustibil (denumită doză ciclică - 10…200

mm^3/ciclu, în mod uzual), la o presiune de cel puţin 8…30 MPa (Dumitru, 1988; Turcoiu, Boncoi, & Time, 1987). Introducerea combustibilului în cilindru se realizează prin intermediul injectorului. Presiunea ridicată a combustibilului este impusă atât de necesitatea învingerii contrapresiunii existente în cilindru către sfârşitul comprimării, cât şi pentru a se asigura dispersia combustibilului în picături fine care, amestecându-se cu aerul, să permită obţinerea unui amestec aer-combustibil cât mai omogen. Sistemul de alimentare al motorului Diesel trebuie să asigure o presiune ridicată a combustibilului şi reglarea cantităţii de combustibil.

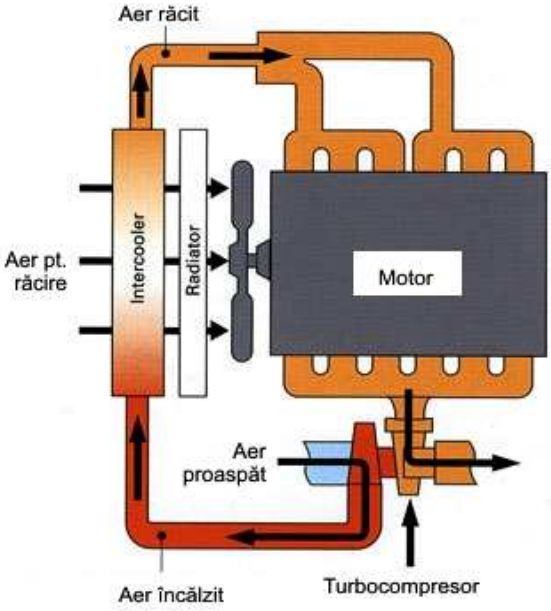


Fig. 1.28. Amplasarea răcitorului intermediar (Roşca & Cazacu, 2020)

În funcţie de soluţia constructivă adoptată, sistemele de alimentare ale motoarelor Diesel pot fi:

- cu pompă de injecţie;
- de tip common-rail.

Sistemele de alimentare cu pompă de injecţie utilizează o pompă de construcţie specială, denumită **pompă de injecţie**. În funcţie de soluţia constructivă adoptată, pompele de injecţie pot fi:

- cu elemenţi de pompare în linie (cu plunjer) – aceste pompe sunt prevăzute cu câte un element de pompare pentru fiecare cilindru al motorului;
- cu distribuitor hidraulic rotativ – aceste pompe sunt prevăzute cu un singur element de pompare, indiferent de numărul de cilindri ai motorului.

1.1.4.1. Pompe de injecţie cu elemenţi în linie

Schema sistemului de alimentare cu combustibil, în cazul utilizării pompelor cu elemenţi în linie (pentru un motor cu patru cilindri), este prezentată în fig. 1.29. Combustibilul este preluat din rezervorul (1) și trimis către pompa de injecție (5) de către pompa de alimentare (3). Pompa de alimentare poate fi cu antrenare mecanică (cu piston, cu membrană) sau cu antrenare electrică. Înainte de intrarea în pompa de injecție, combustibilul este filtrat cu ajutorul filtrului (4). Fiecare element de pompare

al pompei de injecție este prevăzut cu racordul de refulare (7), în care se găsește și supapa de refulare; introducerea combustibilului în cilindru este realizată de către injectoarele (9), conectate la racordurile de refulare prin intermediul conductelor de înaltă presiune (8). Etanșarea spațiilor de înaltă presiune ale pompei de injecție (respectiv etanșarea elementului de pompare) și injectorului (respectiv pulverizatorul) este realizată metal pe metal, prin prelucrarea foarte precisă a elementelor conjugate. Din acest motiv este necesară prezența unui circuit (10) care să preia combustibilul scăpat prin neetanșeități și să îl trimită în rezervorul de combustibil.

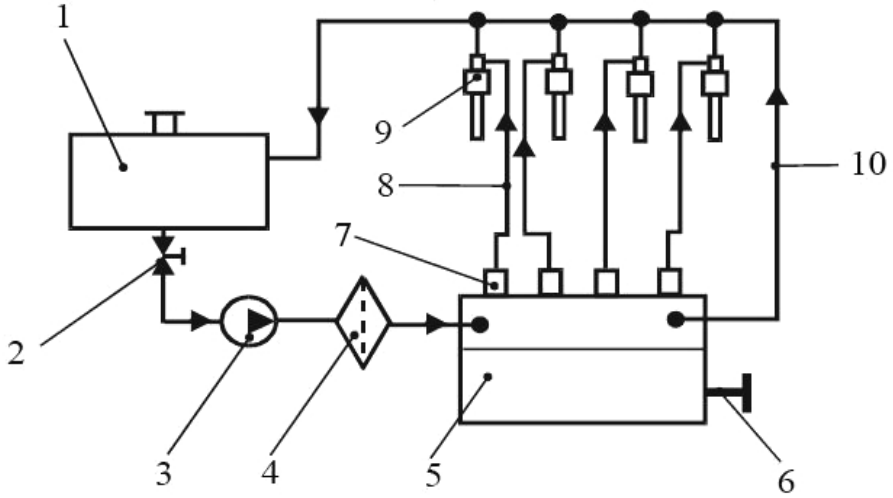


Fig. 1.29. Schema sistemului de alimentare (Roşca & Cazacu, 2020)

1-rezervor; 2-robinet; 3-pompă de alimentare; 4-filtru; 5-pompă de injecție; 6-arbore de antrenare; 7-racordul de refulare al elementului de pompare; 8-conductă de înaltă presiune; 9-injector; 10-circuit de recuperare a scăpărilor de combustibil.

În fig. 1.30 este prezentat procesul de lucru al elementului de pompare. Umplerea elementului de pompare are loc atunci când pistonașul (1) se găsește în punctul mort inferior (fig. 1.30a), combustibilul refulat de către pompa de alimentare intrând prin orificiul de admisie (O). Pistonașul se ridică (sub acțiunea camei pompei de injecție) până când muchia sa superioară acoperă orificiul de admisie (fig. 1.30b), parcurgând cursa moartă S_m fără ca elementul să refuleze combustibil. Dup□ acest interval de timp începe refularea combustibilului, supapa de refulare (3) deschizându-se datorită creșterii presiunii; pistonul parcurge cursa utilă S_u. Refularea combustibilului încetează în momentul în care muchia elicoidală (m) a pistonașului deschide orificiul de admisie (fig. 1.30c); ca urmare, presiunea combustibilului aflat deasupra pistonașului scade brusc și supapa de refulare se închide. În continuare, pistonașul se ridică sub acțiunea camei (parcurgând al doilea spațiu mort S_m – fig. 1.30d), până la atingerea punctului mort superior, după care revine în poziția inițială sub acţiunea unui arc.

Reglarea dozei ciclice de combustibil se realizează prin rotirea pistonașului (fig. 1.31); astfel, se reglează momentul în care muchia elicoidală a pistonașului deschide orificiul de admisie, deci se modifică momentul în care injecția combustibilului încetează. Ca urmare, prin rotirea pistonașului se modific□ cursa activă a pistonașului (S_u), modificându-se cantitatea de combustibil injectată.

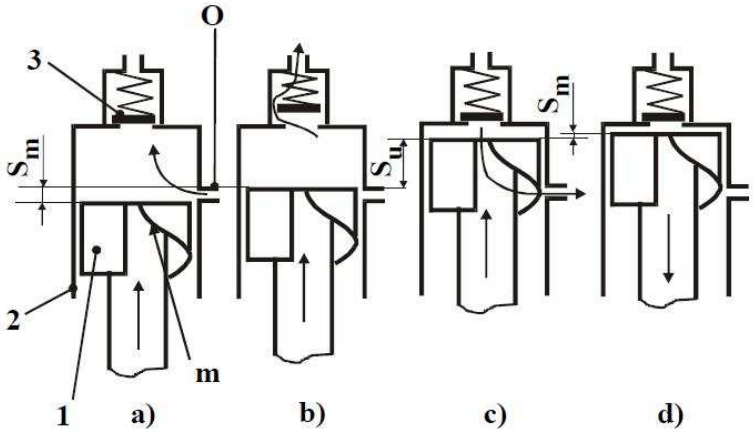


Fig. 1.30. Procesul de lucru al elementului de pompare (Roşca & Cazacu, 2020)
1-pistonaș; 2-bucșă; 3-supapă de refulare; O-orificiu de admisie; m-muchie elicoidală; S_m-cursă moartă; S_u – cursă utilă.

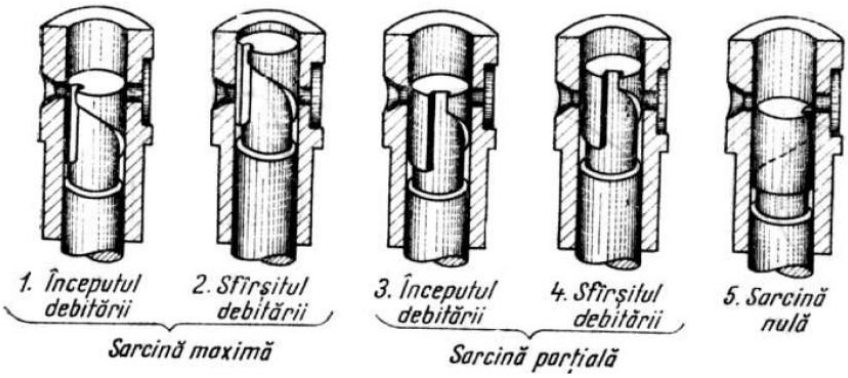


Fig. 1.31. Reglarea dozei ciclice (Dumitru, 1988)

Modelele mai noi de pompe de injecție în linie, ce permit obținerea unor presiuni de injecție de până la 120 MPa, utilizează principiul bucșei de control pentru reglarea debitului ciclic și, în unele cazuri, a avansului la injecție; în cazul elementului de pompare din fig. 1.32, acesta este format din pistonul plonjor (1) și bucșa (2). Umplerea elementului de pompare cu motorină are loc atunci când pistonul (1) se găsește în poziția inferioară extremă, poziție în care canalul (A) nu este obturat de către piston. Injecția combustibilului începe din momentul în care muchia superioară a pistonului (1) depășește canalul (A) și durează până când, datorită ridicării pistonului, canalul (C) iese din bucșa de control (6). Astfel, spațiul de înaltă presiune de deasupra pistonului (1) este pus în legătură cu racordul de admisie al elementului prin canalul central (B) și canalul radial (C). Modificarea poziției pe verticală a bucșei (6) prin intermediul mecanismului cu excentric (7) permite reglarea debitului ciclic (prin ridicarea bucșei, debitul ciclic crește). Se observă că, în acest caz, se renunță la soluția de reglare a debitului prin fantă elicoidală executată în piston și rotirea acestuia.

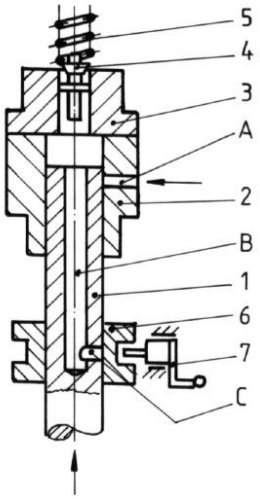


Fig. 1.32. Element de pompare cu bucşă de control pentru reglarea debitului ciclic (Roşca & Cazacu, 2020)

1-piston plonjor;
2-bucşa elementului de pompare;
3-scaunul supapei de refulare;
4-supapă de refulare;
5-arc;
6-bucşă de control;
7-mecanism cu excentric.

Soluția constructivă din fig. 1.33 utilizează bucșa de control (4) atât în procesul de reglare a debitului ciclic, cât și pentru reglarea avansului la injecție. Combustibilul pătrunde în spațiul de deasupra pistonului (1) prin canalul de admisie (A), orificiul (C) din piston și canalul axial (B), atunci când orificiul (C) se află sub nivelul bucșei de control. Comprimarea începe atunci când, în cursa ascendentă a pistonului, orificiul (C) intră complet în bucșa de control (4) și se termină în momentul în care muchia superioară a canalului elicoidal (D) ajunge în dreptul orificiului de descărcare (E) din bucşă (poziție în care spațiul de înaltă presiune este pus în legătură cu spațiul de aspirație A prin canalul B, orificiul C, canalul D și canalul E). Prin rotirea pistonului se modifică momentul în care fanta (D) deschide canalul (E) din bucșa de control, realizâdu-se astfel reglarea debitului ciclic. Momentul începerii injecției (avansul la injecție) se modifică prin deplasarea pe verticală a bucșei de control; din fig. 1.32b rezultă că, prin deplasarea bucșei de control pe distanța ***h***, momentul unghiular al începerii injecției se schimbă de la φ_2 la φ_1.

1.1.4.2. Pompe de injecţie cu distribuitor rotativ

Acest tip de pompe de injecție se caracterizează prin faptul că sunt echipate cu un singur element de pompare, indiferent de numărul de cilindri ai motorului; distribuitorul rotativ asigură trimiterea combustibilului sub presiune, pe rând, către fiecare injector. Elementul de pompare și distribuitorul rotativ sunt încorporate în capul hidraulic al pompei.

Avantajele pompelor de injecție cu distibuitor rotativ sunt:

• uniformitate ridicată a debitelor ciclice trimise către fiecare cilindru al motorului;

- construcție compactă;
- nu sunt echipate cu arcuri cu rigiditate mare;
- sunt etanșe, ungerea fiind asigurată de către motorina sub presiune, împiedicându-se pătrunderea apei și impurităților;
- pot fi montate pe motor în orice poziție.

Dintre dezavantajele acestui tip de pompă se pot menționa:

- uzura mai rapidă a elementului de pompare;

- timp mai scurt disponibil pentru umplerea și golirea elementului de pompare (de *i* ori mai scurt decât în cazul pompei de injecție cu elemenți în linie – *i* fiind numărul de cilindri); ca urmare, la turații ridicate, umplerea elementului de pompare poate fi incompletă.

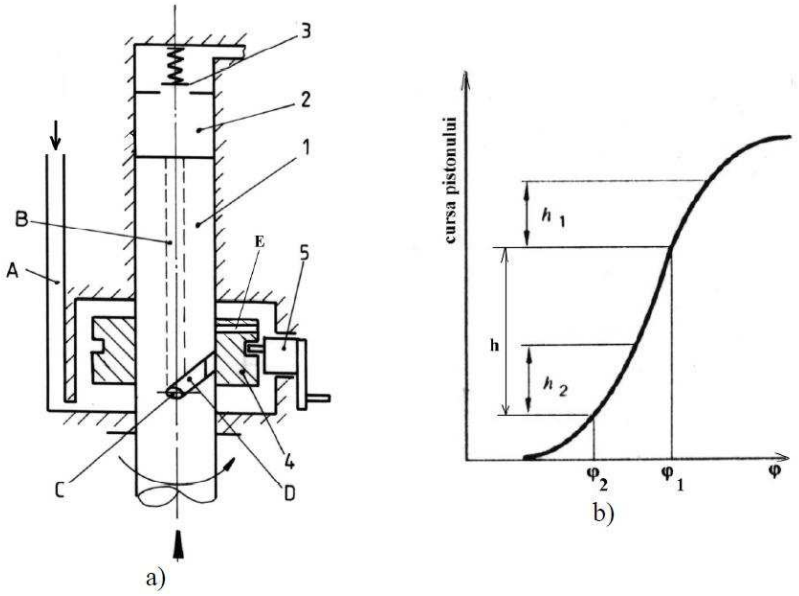


Fig. 1.33. Element de pompare cu bucșă de control pentru reglarea debitului ciclic și a avansului la injecție (Bauer, 1999)

a-construcție; b-reglarea avansului la injecție; 1-piston plonjor; 2-bucșa elementului de pompare; 3-supapă de refulare; 4-bucșă de control; 5-mecanism cu excentric; φ-unghiul de rotație al arborelui cu came al pompei.

În fig. 1.34 este prezentată schema de principiu a unui sistem de alimentare echipat cu pompă de injecție cu distribuitor rotativ. Se observă că alimentarea capului hidraulic al pompei de injecție este realizată prin intermediul pompei de transfer (5), care ridică presiunea combustibilului de la valoarea asigurată de către pompa de alimentare (3) – 0,1…0,15 MPa - până la maximum 1 MPa (valoare corespunzătoare turației maxime de mers în gol). Aceste valori ale presiunii de transfer asigură, pe de o parte, o umplere rapidă a elementului de pompare în intervalul dintre două injecții succesive, iar, pe de altă parte, asigură învingerea rezistențelor hidraulice relativ ridicate ale canalizației din interiorul capului hidraulic al pompei de injecție.

Pompa de transfer este de tipul cu palete culisante în rotor, ea făcând parte integrantă din capul hidraulic.

Supapa de amorsare şi regularizare (6) are următoarele roluri:

- permite amorsarea sistemului (umplerea cu combustibil), înainte de pornirea motorului, prin acţionarea manuală a pompei de alimentare (3);
- asigură o dependenţă liniară între presiunea de transfer şi turaţia motorului, limitând totodată presiunea maximă.

Funcționarea pompei de injecție cu distribuitor rotativ este prezentată în fig. 1.35. Partea de pompare este formată din bucșa (3) și rotorul (4). În bucșa (3) există un canal (1) pentru admisia combustibilului, precum și canalele de refulare (9), într-un număr egal cu numărul de cilindri ai motorului. Rotorul (4) este prevăzut cu un

număr de canale de admisie (2), egal cu numărul de cilindri ai motorului, precum și cu un canal de refulare (8). Combustibilul intră în spațiul dintre pistonașele (6) atunci când unul din canalele de admisie (2) este pus în legătură cu canalul de admisie (1 - fig. 1.35a), trecând apoi prin canalul central (5) în spațiul dintre cele două pistonașe (6). În acest moment pistonașele (6), care urmăresc profilul inelului cu came interioare (7), sunt îndepărtate la maximum unul de celălat.

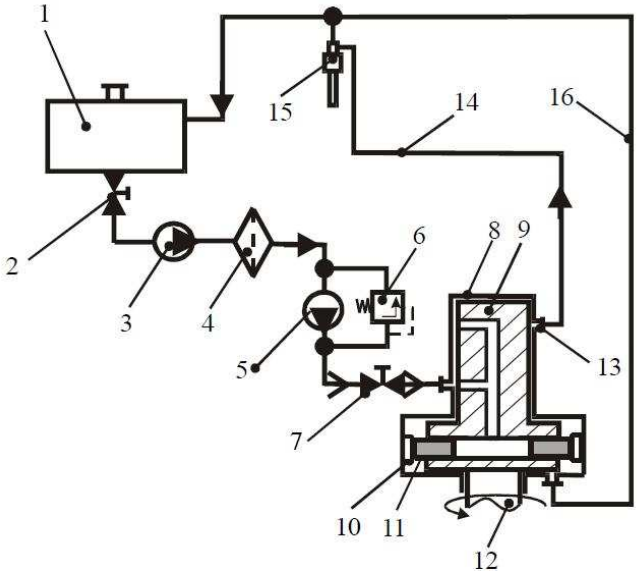


Fig. 1.34. Schema sistemului de alimentare al pompei de injecție cu distribuitor rotativ (adaptat după Turcoiu, Boncoi, & Time, 1987)

1-rezervor; 2-robinet; 3-pompă de alimentare; 4-filtru; 5-pompă de transfer; 6-supapă de amorsare și regularizare; 7-supapă de dozare; 8-partea fixă a capului hidraulic (bucșă); 9-rotorul capului hidradraulic; 10-inel cu came interioare; 11-pistonaș; 12-arbore de antrenare; 13-racord de înaltă presiune; 14-conductă de înaltă presiune; 15-injector; 16-circuit de preluare a pierderilor de combustibil.

La rotirea rotorului (4) au loc următoarele fenomene:

- se întrerupe legătura dintre canalele (1) și (2);
- pistonașele se apropie unul de celălalt, sub acțiunea camelor, realizându-se astfel creșterea presiunii combustibilului;
- canalul de refulare (8) este pus în legătură cu unul din racordurile de refulare (9), combustibilul sub presiune fiind trimis către injector (fig. 1.35b).

1.1.4.3. Sisteme de injecţie de tip "rampă comună"

Pompele de injecţie controlate electronic au fost primele utilizate pentru injecţia de înaltă presiune în motoarele Diesel; există însă tendinţa ca utilizarea lor să fie restrânsă datorită faptului că, pe de o parte, legea de injecţie fiind dependentă de profilul camei, nu poate fi modelată mai aproape de cerinţele motorului, iar pe de altă parte, preinjecţia şi injecţia nu sunt complet controlate electronic. În acelaşi timp, sistemele de tip pompă-injector sunt tributare acţionării prin camă a elementului de pompare, ceea ce limitează posibilităţile de control.

La sistemele de tip rampă comună (common rail), fiecare injector este conectat la o conductă (comună tuturor injectoarelor) în care permanent se găseşte combustibil la presiune înaltă (100…250 MPa). Pentru obţinerea presiunii combustibilului se foloseşte o pompă de înaltă presiune, antrenată de către motor.

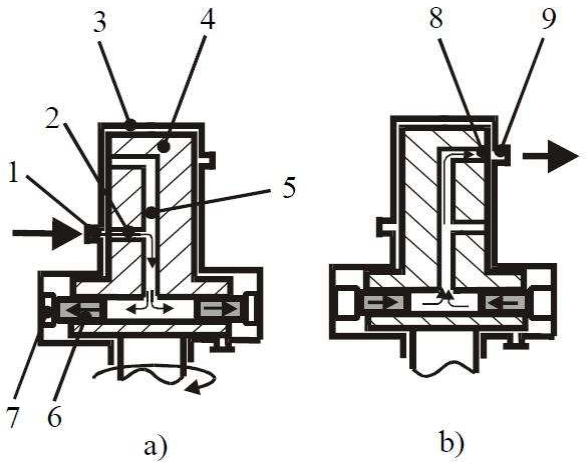


Fig. 1.35. Schema funcționării pompei de injecție cu distribuitor rotativ (Roşca & Cazacu, 2020)

1-canalul de admisie al bucșei capului hidraulic;
2-canalul de admisie al rotorului capului hidraulic;
3-bucșă (partea fixă);
4-rotor;
5-canal central; 6-pistonaș;
7-inel cu came interioare;
8-canalul de refulare al rotorului;
9-canalul de refulare al bucșei.
a-admisia combustibilului;
b-refularea combustibilului.

Sistemele de injecţie common rail au fost dezvoltate de către firma BOSCH, începând din anul 1997; acestea aveau o presiune de injecţie de 135 MPa. Sistemele destinate autocamioanelor au fost dezvolate începând cu anul 1999, presiunea maximă de injecţie putând atinge 140 MPa.

Începând din anul 2001, firma BOSCH a produs cea de a doua generaţie de sisteme de injecţie cu rampă comună, la care presiunea de injecţie atingea 160 MPa. În 2002 au apărut şi sistemele din cea de a doua generaţie destinate autocamioanelor.

Sistemele de injecţie de tip common rail din generaţia a treia sunt produse începând cu anul 2003; acestea utilizează injectoare piezoelectrice şi permit reducerea cu 20% a emisiilor poluante şi o creştere de 5% a puterii. Presiunea maximă de injecţie atinge 160 MPa.

Sistemul common-rail de tip CRS 3-2, introdus de către Bosch începând din 2014, poate realiza presiuni de injecţie de până la 270 MPa.

Schema de principiu a unui sistem cu rampă comună este prezentată în fig. 1.36. Se observă că pompa (3) debitează combustibil către rampa comună (4), presiunea maximă în rampă fiind reglată de către supapa (6).

Injectoarele (7) sunt comandate electric de către blocurile electronice ale sistemului; la sistemele common rail din generaţia I-a şi a II-a, injectoarele sunt electromagnetice; la sistemele mai noi, injectoarele sunt piezoelectrice.

Alimentarea cu motorină a pompei de înaltă presiune se realizează prin intermediul unei pompe de transfer (cu palete culisante în rotor sau cu roţi dinţate). Debitul de combustibil refulat de către pompa de transfer este controlat de către un dispozitiv de reglare a debitului, comandat de către unitatea centrală în corelaţie cu presiunea din rampa comună.

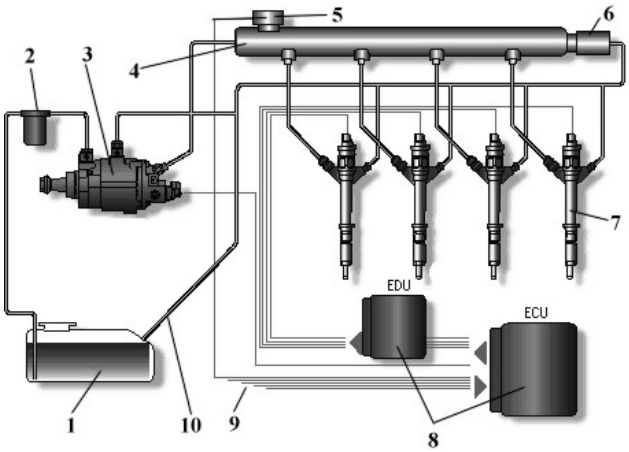


Fig. 1.36. Sistem de injecţie de tip rampă comună (schemă de principiu)[9]
1-rezervor; 2-filtru; 3-pompă de înaltă presiune; 4-rampă comună; 5-senzor de presiune; 6-supapă de limitare a presiunii; 7-injector; 8-blocuri electronice; 9-conexiuni de la diverse traductoare (de turaţie, presiune de admisie etc.); 10-circuit retur combustibil.

1.1.5. Alimentarea prin carburaţie; carburatorul elementar

În cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie, în timpul cursei de admisie în cilindrul motorului intră amestec format din aer şi combustibil (benzină). Amestecul aer-combustibil se formează în afara cilindrului, în acest scop fiind utilizate două metode de bază:

- carburaţia, când pe traseul de admisie se intercalează un dispozitiv pentru formarea amestecului, denumit carburator;
- injecţia de combustibil, când combustibilul se introduce în curentul de aer prin intermediul unor injectoare.

Formarea amestecului prin carburaţie se mai foloseşte la motoarele cu aprindere prin scânteie în doi timpi, de putere mică; elementul principal al acestui sistem de alimentare îl constituie ***carburatorul.***

Carburatorul are rolul de a forma amestecul aer-combustibil şi de a permite modificarea puterii motorului prin modificarea debitului de amestec carburant care este aspirat în motor.

Pentru a înţelege principiul de funcţionare al carburatorului vom utiliza schema de principiu a carburatorului elementar (fig. 1.37); în realitate, acesta este prevăzut cu o serie de dispozitive suplimentare, astfel încât să poată asigura funcţionarea motorului în diferite regimuri (pornire la rece, accelerare, mers în gol, sarcină maximă).

Carburatorul este prevăzut cu un rezervor propriu de combustibil, denumit cameră de nivel constant (1). Aceasta este alimentată de către pompa de alimentare a motorului prin intermediul conductei de legătură (10), controlată de către supapa-ac (3). Nivelul combustibilului în cameră este menţinut constant cu ajutorul plutitorului

[9] http://3.bp.blogspot.com/-JmVZRE1OYjE/UF6qcr46ckI/AAAAAAAAAC8/wW-K2mwdbuo/s1600/Common-Rail-Diagram.jpg

(2) şi a supapei (3). Astfel, atunci când nivelul combustibilului din cameră scade, plutitorul (2) coboară şi supapa (3) deschide secţiunea de trecere a combustibilului în cameră; ca urmare nivelul combustibilului creşte, plutitorul (2) se ridică şi supapa-ac (3) opreşte intrarea combustibilului în camera de nivel constant.

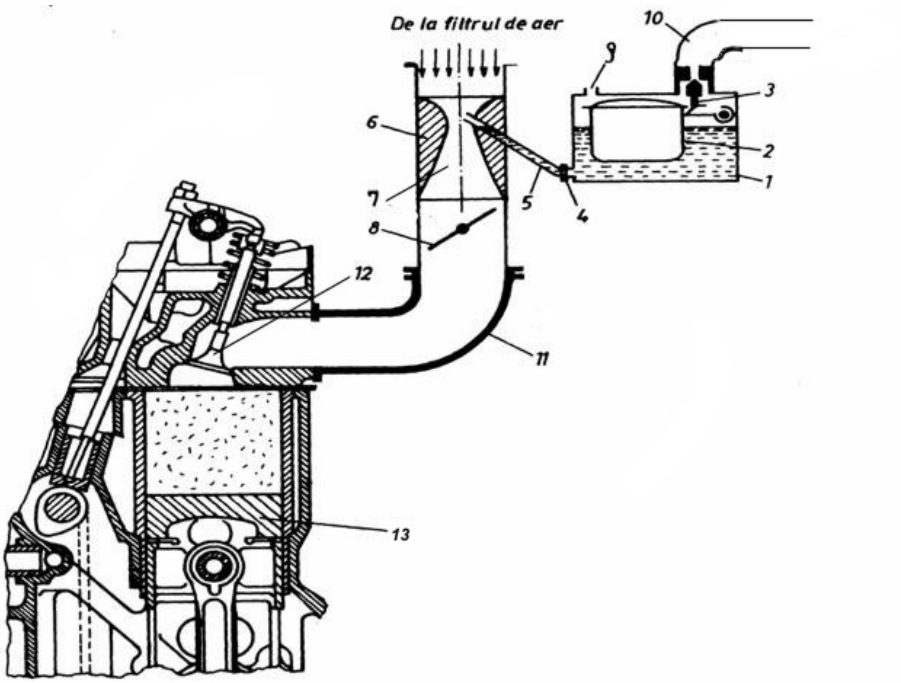


Fig. 1.37. Carburatorul elementar

1-cameră de nivel constant; 2-plutitor; 3-supapă; 4-jiclor; 5-pulverizator; 6-difuzor; 7-cameră de amestec; 8-clapetă de acceleraţie; 9-orificiu de legătură cu atmosfera; 10-conductă de alimentare cu combustibil; 11-galerie de admisie; 12-supapă de admisie; 13-piston.

Aerul necesar formării amestecului aer-combustibil este aspirat de către motor în timpul cursei de admisie a ciclului motor şi trece printr-o zonă a carburatorului cu secţiune îngustată de trecere, numită difuzor (6). La trecerea prin difuzor viteza de curgere a aerului creşte datorită reducerii secţiunii de trecere, iar presiunea statică a aerului se reduce.

În aceeaşi zonă îngustată a carburatorului este amplasat şi tubul pulverizator (5), care este în legătură cu camera de nivel constant (1). Curgerea combustibilului din camera de nivel constant prin pulverizator către difuzor are loc datorită diferenţei de presiune: în camera de nivel constant combustibilul se găseşte la presiune atmosferică (datorită prezenţei orificiului 9 de legătură cu atmosfera), în timp ce în difuzor presiunea aerului este mai mică decât presiunea atmosferică din cauza creşterii vitezei de curgere (legea lui Bernoulli). Debitul de combustibil care trece către difuzor este controlat de către jiclorul (4), care este prevăzut cu un orificiu de trecere având un diametru foarte precis (abaterile faţă de diametrul impus sunt de ordinul sutimilor de milimetru).

Datorită vitezei mari de curgere a aerului prin difuzor, combustibilul care iese din pulverizator este pulverizat în picături foarte fine, care se amestecă cu aerul,

rezultând astfel amestecul carburant.

Clapeta de acceleraţie (8) are rolul de a modifica cantitatea de încărcătură proaspătă admisă în cilindrul motorului, realizându-se astfel variaţia cantitativă a sarcinii motorului; la sarcini reduse, clapeta de acceleraţie este aproape închisă, în timp ce la sarcină totală, clapeta este complet deschisă.

1.1.6. Mecanismul de distribuţie

Sistemul de distribuţie a gazelor este format din ansamblul tuturor organelor ce asigură umplerea cilindrului cu aer proaspăt (la motorul cu aprindere prin comprimare) şi curăţirea acestuia de gaze de ardere.

Sistemul de distribuţie este format din conductele pentru gaze, mecanismul care comandă deschiderea şi închiderea supapelor ce controlează orificiile de admisie şi evacuare şi amortizorul de zgomot care atenuează zgomotul produs de evacuarea gazelor arse (Grunwald, 1980).

Cel mai utilizat mecanism de distribuţie este cel cu supape, deschiderea acestora fiind comandată de către un arbore cu came; arborele cu came poate fi amplasat în blocul motor sau în chiulasă.

În fig. 1.38 se prezintă schema mecanismului de distribuţie cu arbore cu came amplasat în blocul motor. Deschiderea supapei (7) este asigurată de către cama (1), aflată în mişcare de rotaţie; tachetul (2) transformă mişcarea de rotaţie a camei în mişcare de translaţie. Mişcarea de ridicare a tachetului se transmite tijei împingătoare (3) care acţionează asupra unui capăt al culbutorului (4); culbutorul se roteşte în jurul punctului său de articulaţie (axul culbutorilor - 10, fig. 1.84), iar cel de al doilea capăt al culbutorului apasă tija supapei, care coboară, deschizând astfel canalul (8, fig. 1.80) dinspre camera de ardere. Astfel gazele pot intra sau ieşi din cilindru.

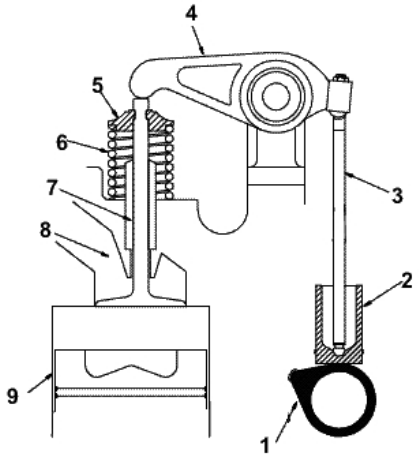


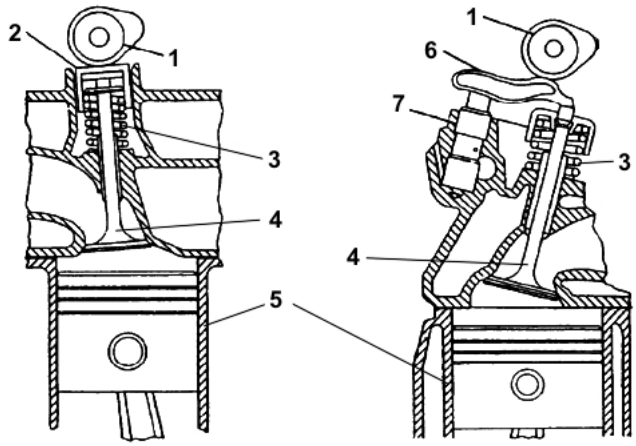
Fig. 1.38. Mecanism de distribuţie cu arbore cu came în blocul motor

1-camă;
2-tachet;
3-tijă împingătoare;
4-culbutor;
5-taler;
6-arc;
7-supapă;
8-canal (de aspiraţie sau evacuare);
9-cilindru.

Ridicarea supapei (7) şi închiderea canalului (8) au loc sub acţiunea arcului (6), care a fost comprimat atunci când supapa a coborât; arcul se sprijină cu un capăt pe chiulasă, iar cu celălalt capăt se sprijină pe tija supapei prin intermediul talerului (5).

Din cele de mai sus se observă că deschiderea supapei are loc sub acţiunea camei, iar închiderea acesteia are loc sub acţiunea unui arc.

În fig. 1.39 se prezintă două variante de mecanisme de distribuţie la care arborele cu came este amplasat în chiulasă. La varianta din fig. 1.39a, cama (1) asigură deplasarea tachetului (2), care apasă pe tija supapei (4), deschizând-o; la varianta din fig. 1.39b, cama (1) acţionează asupra culbutorului (6), care, la rândul său, apasă tija supapei. În ambele cazuri închiderea supapei se realizează sub acţiunea arcului (3).



a) b)

Fig. 1.39. Mecanism de distribuţie cu arbore cu came în chiulasă (Grünwald, 1980)

1-camă;
2-tachet;
3-arc;
4-supapă;
5-cilindru;
6-culbutor;
7-bolţ de sprijin.

Indiferent de tipul mecanismului de distribuţie, este important ca mecanismul de acţionare al supapelor să fie prevăzut cu posibilitatea preluării dilatării elementelor componente (tije împingătoare, tijele supapelor, culbutorii etc.), astfel încât supapele să nu rămână deschise atunci când motorul se încălzeşte. În acest scop, în sistemul de acţionare se prevede existenţa, la rece, a unui joc termic (j, fig. 1.40) care să preia dilatarea elementelor componente ale mecanismului.

O mărime exagerată a jocului termic măreşte nivelul de zgomot al motorului, modifică momentele în care supapele se deschid şi se închid şi poate conduce la ruperea supapei prin oboseală; din aceste motive, jocul termic trebuie reglat periodic, pe măsură ce apar uzuri ale elementelor componente ale mecanismului de distribuţie.

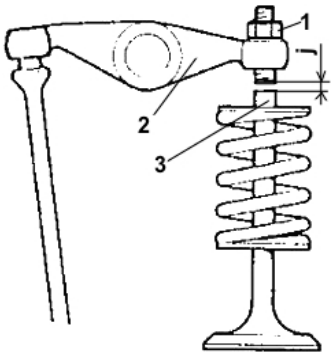


Fig. 1.40. Jocul termic în mecanismul de distribuţie

1-şurub de reglaj;
2-culbutor;
3-tija supapei;
j-jocul termic.

1.1.7. Sistemul de răcire

O parte din căldura rezultată prin arderea combustibilului este preluată de piesele motorului ce vin în contact, direct sau indirect, cu gazele fierbinţi. Sistemul de răcire trebuie să asigure evacuarea căldurii acumulate de aceste organe, menţinându-le la o temperatură care să facă posibilă funcţionarea normală a motorului. O răcire corespunzătoare previne dilatările excesive şi deformarea pieselor, înrăutăţirea proprietăţilor de ungere ale uleiului etc.

În acelaşi timp trebuie avut în vedere faptul că, prin răcire, o parte din căldura rezultată din arderea combustibilului este cedată mediului înconjurător în loc să fie transformată în lucru mecanic, ceea ce are ca efect micşorarea randamentului motorului.

Răcirea motoarelor cu ardere internă se realizează folosind ca medii de răcire aerul sau diferite lichide; în ambele cazuri căldura transmisă pereţilor cilindrului, chiulasei şi celorlalte piese este cedată, direct sau indirect, aerului înconjurător.

Răcirea cu lichid este o metodă de răcire indirectă, care presupune răcirea pieselor motorului cu ajutorul unui lichid, care cedează apoi căldură mediului înconjurător prin intermediul unui schimbător de căldură (radiator de răcire). Motoarele actuale utilizează răcirea prin circulaţie forţată, lichidul de răcire fiind vehiculat prin cămaşa de răcire a motorului cu ajutorul unei pompe centrifuge, antrenată de către motor.

În fig. 1.41 este prezentată schema unui sistem de răcire cu lichid, cu circulaţie forţată; acesta este prevăzut cu radiatorul (1), în care lichidul de răcire transferă căldură aerului din mediul înconjurător, schimbul de căldură fiind intensificat de existenţa unui curent de are care circulă peste radiator, curent creat de către ventilatorul (2).

Lichidul de răcire este vehiculat cu ajutorul pompei (3), antrenată de către arborele cotit al motorului; elicea ventilatorului (2) poate fi montată pe arborele pompei (3) sau poate fi antrenată cu ajutorul unui motor electric.

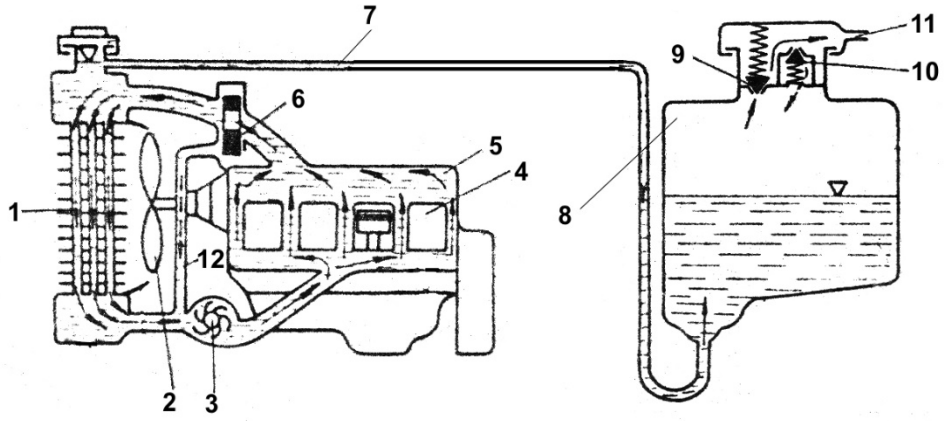


Fig. 1.41. Sistem de răcire cu lichid (Grünwald, 1980)

1-radiator; 2-ventilator; 3-pompă; 4-cămaşa de răcire a blocului cilindrilor; 5-cămaşa de răcire a chiulasei; 6-termostat; 7-conductă de legătură cu vasul de expansiune; 8-vas de expansiune; 9, 10-supape; 11-conductă de legătură cu atmosfera; 12-conductă de by-pass.

Pompa asigură circulaţia forţată a lichidului de răcire în sensul în care are loc şi circulaţia naturală: lichidul mai rece intră pe la partea inferioară în cămaşa de răcire a blocului cilindrilor (4) şi, pe măsură ce se încălzeşte, se ridică spre partea superioară, intrând în cămaşa de răcire a chiulasei (5).

Termostatul (6) dirijează lichidul de răcire în funcţie de temperatura acestuia: atunci când lichidul este rece, termostatul deschide trecerea către pompa de lichid prin conducta (12), trecerea către radiator fiind obturată; pe măsură ce lichidul se încălzeşte, termostatul obturează trecerea spre pompa de lichid şi deschide trecerea către radiator.

Lichidul circulă prin radiator în sensul în care are loc şi circulaţia naturală: lichidul cald intră la partea superioară şi, pe măsură ce se răceşte, coboară către partea inferioară a radiatorului.

Având în vedere că, prin încălzire, volumul lichidului de răcire creşte, sistemul de răcire se prevede cu un vas de expansiune (9), care are rolul de a compensa modificările de volum.

Sistemele de răcire utilizate în prezent sunt presurizate, presiunea lichidului din sistem fiind mai mare decât presiunea atmosferică (0,3....1,1 bar peste presiunea atmosferică), evitându-se astfel fierberea lichidului în zonele în care temperatura motorului depăşeşte 100^0C (temperatura de fierbere a apei este de 107^0C la o suprapresiune de 0,3 bar şi de 121^0C la o suprapresiune de 1 bar); această soluţie permite şi creşterea nivelului termic al motorului, cu efecte pozitive asupra randamentului termic şi consumului de combustibil. Pentru a se asigura limitarea suprapresiunii din sistem, capacul vasului de expansiune (8) este prevăzut cu o supapă de limitare a presiunii (9), care se deschide atunci când presiunea depăşeşte limita maximă admisă. Supapa (10) se deschide atunci când lichidul se răceşte, după oprirea motorului, contractarea lichidului conducând la formarea unei depresiuni în sistem, depresiune ce deschide supapa (10).

1.2. MOTOARE ELECTRICE

1.2.1. Motorul de curent continuu, cu perii

Motorul de curent continuu funcţionează pe principiul interacţiunii dintre câmpul magnetic creat de un magnet permanent şi un conductor parcurs de curent electric.

Schema de principiu a motorului electric de curent continuu cu perii este prezentată în fig. 1.42. Rotorul motorului este reprezentat de conductorul electric (1), iar statorul este un magnet permanent (2). Atunci când curentul electric parcurge conductorul, interacţiunea dintre câmpul magnetic creat de magnetul permanent şi conductorul parcurs de curent electric are ca efect apariţia forţei F_m (regula mâinii stângi), care asigură cuplul necesar rotirii rotorului.

Conductorul este alimentat cu energie electrică de la sursa (3), prin intermediul colectorului (5) şi a periilor (4). Pentru a avea loc o rotaţie completă a rotorului, după rotirea cu 180^0 (când ramura din stânga a conductorului ajunge în dreptul polului nord al magnetului) sensul de circulaţie al curentului electric prin conductor trebuie inversat, acest lucru fiind realizat prin intermediul sistemului format din colector şi

perii.

În practică, doar motoarele de dimensiuni mici utilizează magneţi permanenţi; restul motoarelor utilizează statoare sub formă de electromagneţi, care sunt formate din piese polare pe care se află bobine, câmpul magnetic statoric fiind generat atunci când curentul electric parcurge aceste înfăşurări.

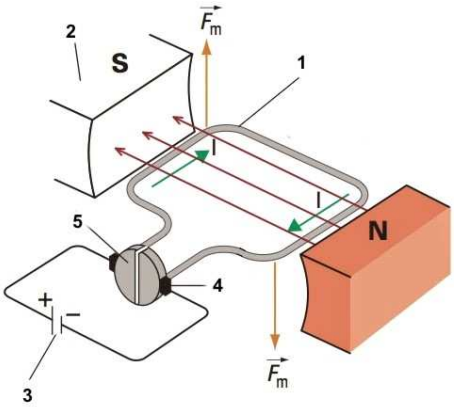


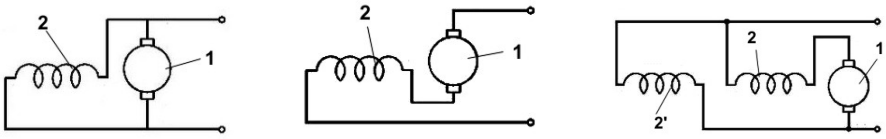
Fig. 1.42. Principiul de funcţionare al motorului electric de curent continuu, cu perii[10]

1-conductor; 2-magnet permanent; 3-sursă de curent continuu; 4-perie; 5-colector.

Înfăşurările statorice pot fi conectate:

- în paralel cu înfăşurările rotorului (fig. 1.43a);
- în serie cu rotorul (fig. 1.43b);
- mixt, în serie şi paralel (fig. 1.43c).

Modul în care sunt conectate înfăşurările rotorice are influenţă asupra caracteristicii de cuplu a motorului.



a) b) c)

Fig. 1.43. Conectarea înfăşurărilor statorice[11]

a) în paralel; b) în serie; c) mixt;

1-rotor; 2, 2'-înfăşurări statorice.

1.2.2 Motorul de curent continuu fără perii (brushless DC motor - BDM)

Un astfel de motor conţine (fig. 1.44) un rotor, pe care se găsesc magneţi permanenţi, şi un stator, pe care se găsesc perechi de înfăşurări (bobine); una dintre cele mai utilizate variante este cea cu trei faze, la care înfăşurările statorice sunt

[10] http://sph3u2014.blogspot.com/2015/01/dc-motors-and-induction.html

[11] https://instrumentationtools.com/dc-motor-connections/?utm_content=cmp-true

decalate unghiular cu 120^0.

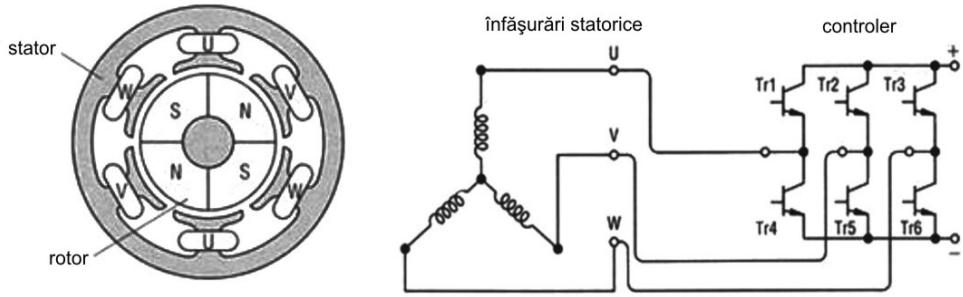


Fig. 1.44. Schema de principiu a motorului de curent continuu fără perii

Mişcarea rotorului se asigură prin alimentarea cu energie electrică, pe rând, a fiecărei faze statorice, prin intermediul unui controler electronic. Acesta este comandat cu ajutorul unor senzori magnetici (senzori cu efect Hall – fig. 1.45), care asigură alimentarea cu energie electrică a fazei corespunzătoare poziţiei unghiulare a rotorului. Există, însă, şi motoare fără senzori magnetici, la care unitatea electronică de control interpretează, de exemplu, tensiunea contraelectromotoare generată în timpul funcţionării pentru stabilirea poziţiei rotorului.

Trebuie remarcat faptul că aceste motoare folosesc magneţi permanenţi cu intensitate mare a câmpului magnetic, realizaţi din aliaje speciale (neodim, fier, bor; aluminiu, nichel, cobalt, fier) sau materiale ceramice speciale (ferite).

Spre deosebire de motoarele de curent alternativ (care vor fi prezentate mai departe), la acest tip de motor înfăşurările fiecărei faze sunt alimentate în impulsuri de curent continuu.

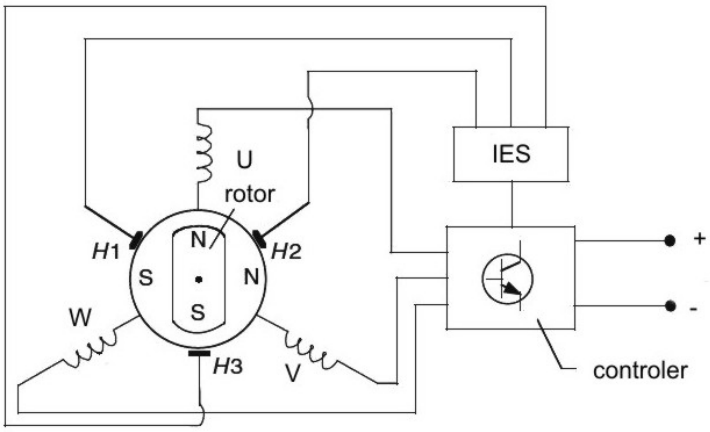


Fig. 1.45. Controlul motorului de curent continuu fără perii cu ajutorul senzorilor Hall

H1, H2, H3-senzori magnetici (Hall); IES-interfaţă electronică senzori; U, V, W-înfăşurări statorice

1.2.3. Motorul cu reluctanţă variabilă (reluctanţă comutată – switched reluctance motor, SRM)

Principalul avantaj al acestui tip de motor este dat de faptul că rotorul nu are magneţi permanenţi şi nici înfăşurări rotorice, fiind deci simplu de realizat din punct de vedere constructiv.

Motorul este format (fig. 1.46) dintr-un stator cu poli, pe care se află înfăşurări, şi un rotor cu un număr de poli mai mic decât statorul; configuraţiile utilizate în mod obişnuit au 6 poli pe stator şi 4 poli pe rotor sau 8 poli pe stator şi 6 poli pe rotor.

Reluctanţa poate fi privită ca fiind rezistenţa unui circuit magnetic (noţiune similară celei de rezistenţă unui circuit electric); în cazul acestui tip de motor, mărirea distanţei dintre un pol rotoric şi unul statoric are ca efect mărirea reluctanţei pe măsură ce rotorul îşi modifică poziţia unghiulară faţă de stator (fig. 1.47).

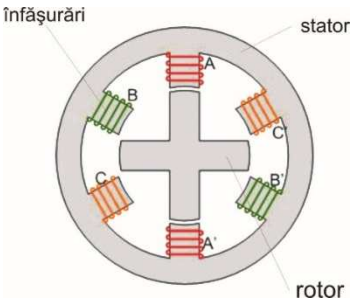


Fig. 1.46. Motorul cu reluctanţă variabilă

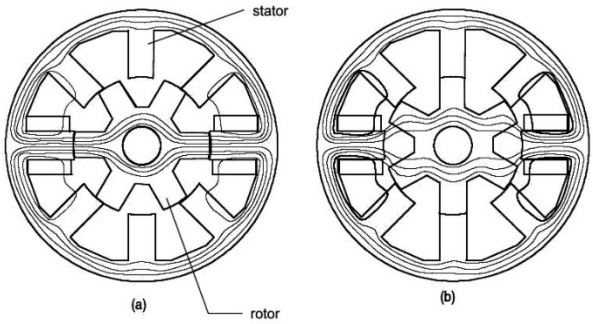


Fig. 1.47. Modificarea reluctanţei circuitului magnetic prin modificarea poziţiei rotorului

Mişcarea de rotaţie a rotorului este asigurată prin alimentarea cu energie electrică, pe rând, a perechilor de înfăşurări statorice, prin intermediul unui controler alimentat în curent continuu de la acumulatorii autovehiculului (fig. 1.48).

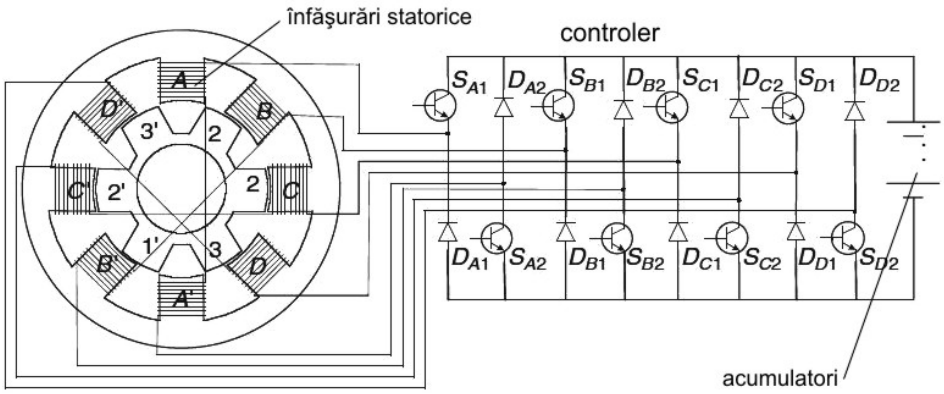


Fig. 1.48. Schema de principiu pentru alimentarea cu energie electrică a motorului cu reluctanţă variabilă

A-A'…D-D'-perechi de înfăşurări statorice

Şi la acest tip de motor, succesiunea în care are loc alimentarea cu energie electrică a înfăşurărilor statorice trebuie corelată cu poziţia rotorului, astfel încât sunt necesari senzori magnetici care să furnizeze unităţii electronice de control informaţii asupra poziţiei rotorului; există, însă, şi variante care nu folosesc senzori de poziţie.

Diferitele regimuri de funcţionare care alcătuiesc caracteristica cuplu-turaţie a unui motor cu reluctanţă variabilă sunt obţinute cu ajutorul controlerului electronic, care asigură reglarea/modificarea parametrilor de funcţionare ai motorului.

1.2.4. Motoare de curent alternativ

Motoarele electrice alimentate în curent alternativ trifazat pot fi:

- sincrone, la care turaţia rotorului este egală cu turaţia câmpului magnetic rotitor creat de către fazele sistemului de alimentare în bobinele statorului;
- de inducţie (asincrone), la care turaţia rotorului este mai mică decât turaţia câmpului magnetic rotitor.

Motorul electric sincron este format (fig. 1.49) dintr-un stator, pe care se găsesc înfăşurări decalate unghiular cu 120^0, şi un rotor care poate fi prevăzut cu magneţi permanenţi sau poate fi bobinat, pentru a obţine câmpul magnetic al rotorului.

Turaţia rotorului motorului sincron trifazat este egală cu turaţia câmpului magnetic rotitor creat de către stator (turaţia de sincronism), fiind dată de relaţia:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad [\text{rot}/\text{min}],$$

în care f este frecvenţa curentului electric alternativ, în Hz, iar p este numărul de perechi de poli.

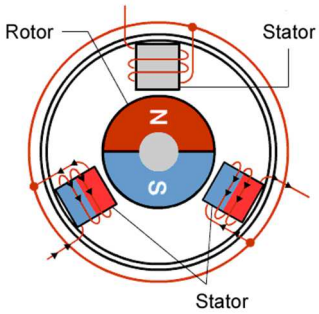
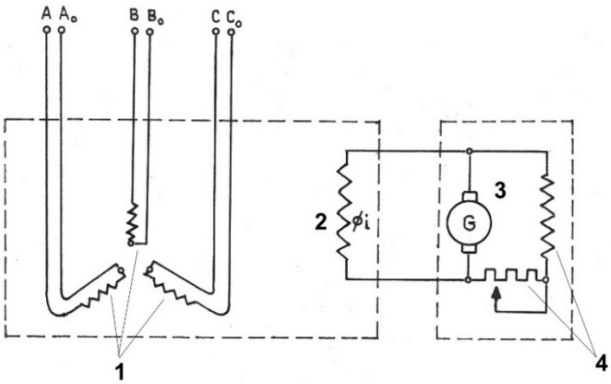


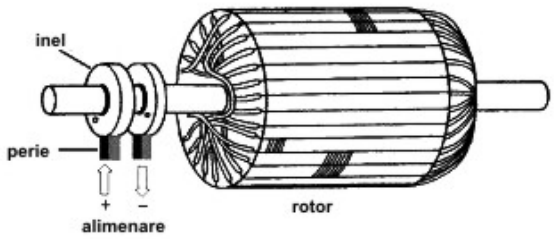
Fig. 1.49. Motorul sincron trifazat, cu rotor cu magnet permanent

În practică, câmpul magnetic al rotorului se obţine cu ajutorul curentului electric, rotorul fiind format din poli pe care sunt aşezate bobinele rotorice, numite bobine de excitaţie, alimentate în curent continuu astfel încât să formeze poli care să alterneze succesiv: N, S, N etc. Capetele înfăşurării rotorice (alimentată în curent continuu) sunt conectate la două inele colectoare pe care alunecă perii (fig. 1.50b). Alimentarea în curent continuu a înfăşurării de excitaţie a maşinii sincrone se asigură de către un generator de curent continuu, ce se află pe acelaşi arbore cu rotorul motorului, denumit excitatoare (fig. 1.50a). Înfăşurarea rotorică a generatorului, cea care prin mişcare de rotaţie induce

tensiune electromotoare în înfăşurările statorice se numeşte înfăşurare de excitaţie sau **inductor**.



a)



b)

Fig. 1.50. Motorul sincron trifazat

a) schema electrică;
b)periile şi inelele colectoare;
1-înfăşurări statorice; 2-înfăşurare rotorică; 3-generator de curent continuu;
4-rezistenţe de pornire

Trebuie remarcat că motorul electric sincron nu poate porni singur; principalele metode de pornire sunt:

- antrenarea rotorului de către un alt motor, suplimentar;
- prin funcţionarea în regim asincron la pornire;
- prin alimentarea de la o sursă de curent electric alternativ cu frecvenţă variabilă.

Pentru pornirea cu motor electric suplimentar se utilizează un motor electric asincron, având acelaşi număr de poli ca şi motorul sincron; puterea motorului asincron este de 5…15% din puterea nominală a motorului sincron.

Pentru pornirea în asincron, rotorul este prevăzut cu o înfăşurare în colivie, de pornire (vezi mai jos).

Caracteristica cuplu-turaţie a motorului sincron (fig. 1.51) arată că turaţia motorului rămâne constantă atunci când cuplul se modifică.

Motoarele electrice asincrone folosite pentru tracţiune sunt de tipul cu rotor cu colivie, fiind formate (fig. 1.52a) dintr-un stator, pe care se găsesc înfăşurări decalate unghiular cu 120^0, şi un rotor dintr-un material magnetic (de exemplu tole din oţel aliat cu siliciu), prevăzut cu crestături în care sunt introduse bare din aluminiu, uşor înclinate faţă de generatoarea cilindrului care reprezintă suprafaţa exterioară a rotorului şi unite la extremităţi prin intermediul a două inele din cupru sau aluminiu; văzut separat de rotor, ansamblul barelor din aluminiu unite prin inele terminale seamănă cu o colivie (fig. 1.52b), justificând astfel denumirea acestui tip

de motor.

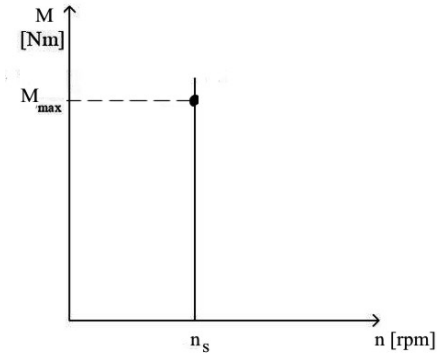
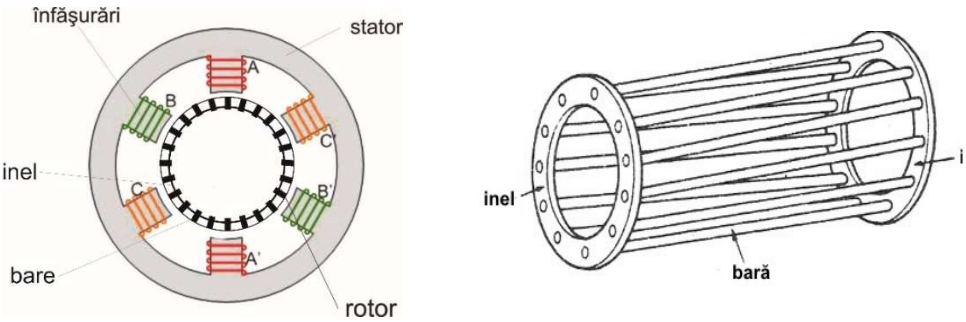


Fig. 1.51. Caracteristica cuplu-turaţie a motorului sincron trifazat



a) b)

Fig. 1.52. Motorul asincron trifazat

a) schema de principiu; b) construcţia "coliviei"; A-A', B-B', C-C'-perechi de înfăşurări statorice.

Mişcarea rotorului apare ca urmare a interacţiunii dintre câmpul magnetic învârtitor creat de bobinele statorice şi cîmpul magnetic creat de către curenţii electrici induşi în barele din rotor.

Condiţia de funcţionare a acestui tip de motor este ca turaţia rotorului să fie mai mică decât cea de sincronism (a câmpului magnetic rotitor). Rămânerea în urmă a rotorului faţă de câmpul magnetic învârtitor al statorului se numeşte alunecare (s) şi se exprimă în unităţi relative:

$$s = \frac{n_s - n_r}{n_s},$$

unde n_s este turaţia câmpului magnetic rotitor, iar n_r este turaţia rotorului. În timpul funcţionării motorului alunecarea s variază de la valoarea unitară (în momentul pornirii sau când rotorul este frânat) până aproape de zero în momentul funcţionării la regim nominal (sunt uzuale valori s = 0,01...0,05).

Caracteristica cuplu-turaţie a motorului asincron este prezentată în fig. 1.53; punctul (A) reprezintă regimul de pornire; punctul (B) reprezintă regimul de cuplu maxim; se observă că în punctul (C), în care alunecarea este nulă, motorul nu dezvoltă cuplu. Funcţionarea normală a motorului are loc în domeniul delimitat de punctele (B) şi (C).

În cazul alimentării motoarelor sincrone sau asincrone de la sistemul energetic

naţional, câmpul magnetic învârtitor care asigură rotirea rotorului este obţinut prin alimentarea perechilor de poli de la sistemul trifazat, la care curentul alternativ sinusoidal[12] din cele trei faze este defazat cu 120^0 (fig. 1.54).

Atunci când motoarele sunt folosite pentru tracţiune, înfăşurările statorice sunt alimentate de un invertor (fig. 1.55), care transformă curentul continuu furnizat de acumulatori în curent alternativ, trifazat. Modificând frecvenţa semnalului de alimentare se asigură modificarea turaţiei motorului.

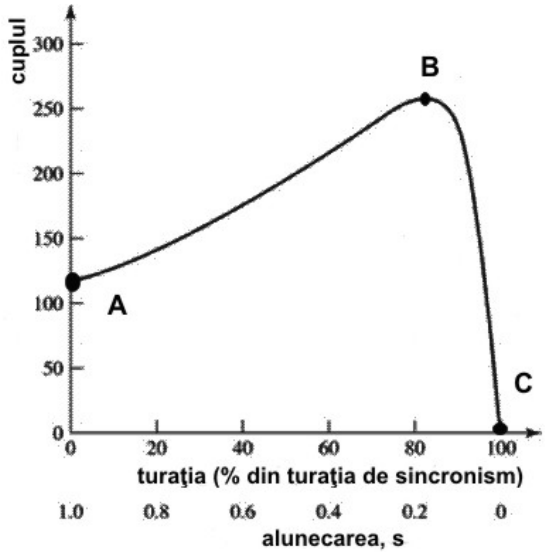


Fig. 1.53. Caracteristica naturală cuplu-turaţie a motorului trifazat asincron

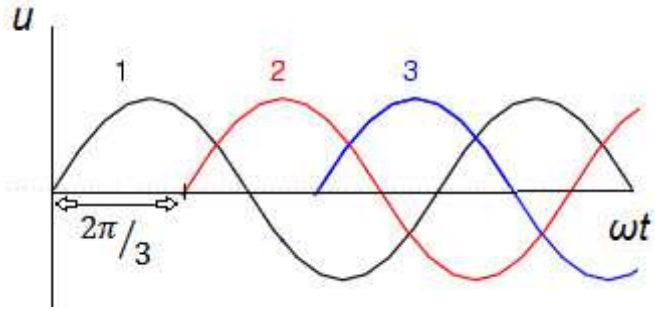


Fig. 1.54. Defazarea semnalelor sinusoidale din sistemul trifazat

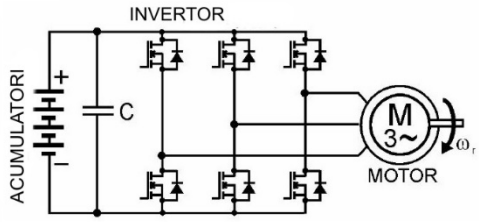


Fig. 1.55. Alimentarea motorului electric asincron trifazat în curent continuu

[12] pentru celelalte tipuri de motoare (fără perii, cu reluctanţa variabilă) semnalele aplicate înfăşurărilor statorice au formă (teoretic) dreptunghiulară (pe principiul totul-sau-nimic).

2.TRANSMISIA TRACTOARELOR PE ROŢI

Transmisia asigură transmiterea mişcării de la motor până la roţile motoare; în unele lucrări organele de maşini care asigură transmiterea mişcării la priza de putere a tractorului sunt, de asemenea, asociate transmisiei tractorului; în acest material ttransmisia prizei de putere va fi tratată separat, în secţiunea dedicată echipamantelor de lucru ale tractorului.

În funcţie de modul în care mişcarea ajunge de la motor la roţile motoare, transmisiile pot fi:

- mecanice – mişcarea se transmite prin arbori, roţi dinţate, cuplaje etc.;
- hidraulice – mişcarea se transmite prin intermediul unor subansambluri ce utilizează energia hidraulică;
- electrice – mişcarea se transmite prin intermediul unor subansambluri ce utilizează energia electrică;
- mixte: hidro-mecanice, electro-mecanice, mecano-hidraulice etc.

O categorie distinctă o formează transmisiile hibride, care utilizează două surse primare de energie: un motor termic şi un motor electric.

Pentru a asigura diferite viteze de deplasare tractorului şi modificarea forţei de tracţiune transmisia trebuie să permită modificarea raportului de transmitere a mişcării de la motor la roţi; în funcţie de modul în care se asigură acest lucru, transmisiile pot fi ***în trepte*** sau ***continue***.

Transmisiile în trepte permit modificarea în trepte a vitezei de deplasare, între o valoare minimă şi una maximă.

Transmisiile continue permit modificarea continuă a raportului de transmitere a mişcării, între anumite limite.

Principalele subansambluri care formează ***transmisia mecanică*** sunt:

- ambreiajul;
- reductorul (amplificatorul de cuplu);
- cutia de viteze;
- transmisia centrală;
- diferenţialul;
- transmisiile finale.

Trebuie remarcat că unele dintre aceste subansamble se regăsesc şi în componenţa celorlalte tipuri de transmisii (hidraulice, electrice etc.).

În fig. 2.1 se prezintă schema generală a unei transmisii mecanice pentru un tractor cu două punţi, ale cărui roţi motoare sunt cele din spate (2x4).

Mişcarea este preluată de la motorul (M) prin intermediul ambreiajului (A) şi este transmisă către cutia de viteze (CV). Reductorul de turaţie (R) – numit şi amplificator de cuplu – poate fi amplasat după cutia de viteze sau înaintea ei şi are rolul de permite reducerea suplimentară a vitezei de înaintare sau de a mări forţa de tracţiune. Pentru obţinerea unor viteze de deplasare sub 1 km/h (care se folosesc pentru lucrări de plantat răsaduri, lucrări de îmbunătăţiri funciare etc.), unele tractoare sunt echipate cu două reductoare de turaţie.

Mişcarea se transmite apoi transmisiei centrale (TC); aceasta asigură, pe de o parte, transmiterea mişcării între arbori perpendiculari (arborele cotit al motorul este

amplasat longitudinal, în timp ce arborii roţilor motoare sunt amplasaţi transversal) şi, pe de altă parte, o nouă demultiplicare a mişcării.

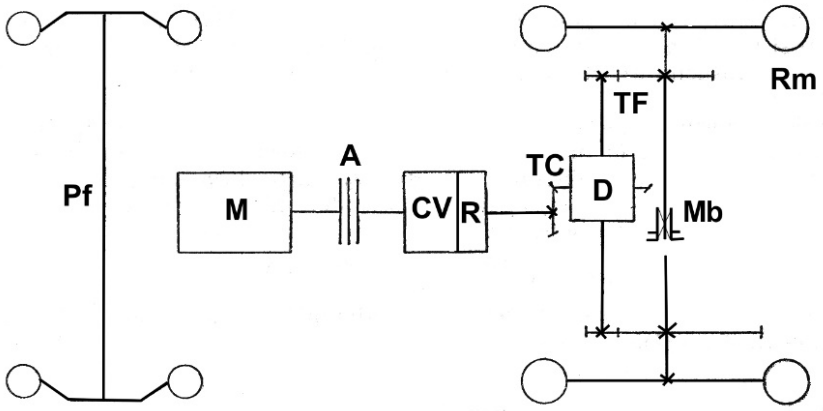


Fig. 2.1. Transmisia mecanică de tip 2x4 (Năstăsoiu & al., 1983)
M-motor; A-ambreiaj; CV-cutie de viteze; R-reductor; TC-transmisie centrală; D-diferenţial; TF-transmisie finală; Mb-manşon de blocare a diferenţialului; Rm-roată motoare spate; Pf-puntea faţă.

Transmisia centrală pune în mişcare diferenţialul (D), care asigură viteze unghiulare diferite roţilor motoare atunci când tractorul efectuează un viraj (roata din interiorul virajului trebuie să parcurgă o distanţă mai mică decât cea din exterior, deci va avea viteză unghiulară mai mică).

Transmisiile finale (Tf), câte una pentru fiecare roată motoare, asigură o ultimă demultiplicare a mişcării, impusă de diametrul mare al roţilor motoare.

Manşonul de blocare (Mb) asigură blocarea diferenţialului prin solidarizarea celor două roţi motoare, în condiţiile în care tractorul se deplasează pe terenuri cu aderenţă scăzută.

În cazul transmisiei de tip 4x4, puntea faţă este şi ea motoare; schema de principiu a unei astfel de transmisii este prezentată în fig. 2.2.

În acest caz transmisia este prevăzută cu un reductor suplimentar (R1) care preia mişcarea necesară punţii faţă; mişcarea se transmite apoi printr-un arbore cardanic telescopic (Ac) către puntea faţă, care este prevăzută cu transmisia centrală (TCf) şi două transmisii finale (TFf), care antrenează fiecare câte o roată motoare (Rmf).

Având în vedere că puntea faţă oscilează pe verticală şi că roţile faţă pot fi bracate pentru efectuarea virajelor, în lanţul cinematic sunt introduse cuplajele unghiulare (1, 2, 3, 4), care permit transmiterea mişcării între arbori care nu sunt coaxiali (care formează un unghi unul faţă de celălalt).

2.1. AMBREIAJUL

Ambreiajul are rolul de a decupla motorul de transmisia autovehiculului, precum şi de a asigura cuplarea progresivă a motorului cu transmisia (Frăţilă, 1977; (Untaru, 1974).

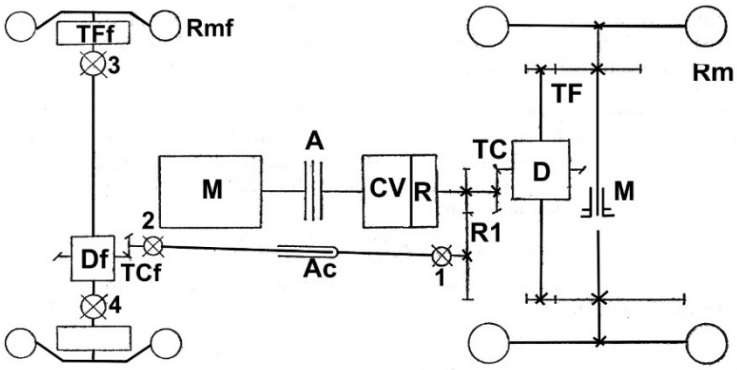


Fig. 2.2. Transmisia mecanică de tip 4x4 (Năstăsoiu & al., 1983)

M-motor; A-ambreiaj; CV-cutie de viteze; R-reductor; TC-transmisie centrală; D-diferenţial; TF-transmisie finală; Mb-manşon de blocare a diferenţialului; Rm-roată motoare spate; R1-reductor suplimentar; Ac-arbore cardanic telescopic; TCf-transmisie centrală faţă; Df-diferenţial faţă; TfF-transmisie finală faţă; Rmf-roată motoare faţă; 1, 2, 3, 4-cuplaje unghiulare.

Decuplarea motorului de transmisie este necesară:

- la pornirea autovehiculului de pe loc;
- în timpul deplasării autovehiculului, pentru a realiza schimbarea treptelor de viteză;
- la frânarea autovehiculului, atunci când turaţia motorului scade sub cea de funcţionare în gol;
- la oprirea autovehiculului, motorul acestuia fiind în funcţiune;
- la pornirea motorului rece (eventual).

Cuplarea progresivă a motorului cu transmisia trebuie realizată:

- la plecarea de pe loc a autovehiculului, când trebuie cuplat motorul aflat în funcţiune cu restul transmisiei, care se găseşte în repaos; atunci când cuplarea are loc brusc, solicitările care apar pot produce deteriorarea unor organe ale transmisiei.
- după schimbarea treptei de viteză, pentru micşorarea solicitărilor din elementele transmisiei.

Ambreiajul are şi rol de element de siguranţă, protejând transmisia la apariţia unor suprasarcini; astfel, atunci când încărcarea transmisiei depăşeşte momentul static de frecare al ambreiajului, acesta începe să patineze.

În funcţie de principiul de funcţionare, ambreiajele pot fi:

- mecanice (cu fricţiune);
- hidrodinamice;
- electromagnetice;
- combinate (hidromecanice, electromagnetice-mecanice).

Cel mai utilizat tip de ambreiaj pentru autovehicule şi tractoare este cel mecanic cu fricţiune, cu discuri, a cărui funcţionare se bazează pe existenţa unei forţe de frecare între partea conducătoare şi cea condusă.

Ambreiajele hidraulice transmit cuplul motor prin intermediul unui lichid de lucru.

La ambreiajele electromagnetice, legătura dintre parte condusă şi cea

conducătoare este realizată cu ajutorul câmpului electromagnetic.

În fig. 2.3 este prezentată schema de principiu a unui ambreiaj cu disc de fricţiune, permanent cuplat. Acesta este format din:

- partea conducătoare, solidară cu volantul (1), care conţine carcasa (2), discul de presiune (3), tijele de acţionare (4), pârghiile de decuplare (5) şi arcurile (9);
- partea condusă, solidară cu arborele (8) al ambreiajului, formată din discul de fricţiune (10), montat prin intermediul butucului (11) pe canelurile arborelui (8).

Atât timp cât pedala de ambreiaj (1) nu este acţionată, ambreiajul este cuplat, arcurile (9) apăsând discul de presiune (3) pe discul de fricţiune (10) şi pe acesta pe suprafaţa frontală a volantului (1). Momentul motor se transmite arborelui (8) datorită forţelor de frecare dintre discul (10) şi volant, respectiv dintre disc şi discul de presiune (3), prin intermediul butucului (11) al discului şi al canelurilor arborelui ambreiajului.

La apăsarea pedalei de ambreiaj (1), manşonul de decuplare (6) apasă asupra pârghiilor (5) care, prin intermediul tijelor (4), îndepărtează discul de presiune faţă de discul (10); astfel, forţa de frecare dintre disc şi volant dispare, iar transmiterea momentului motor încetează.

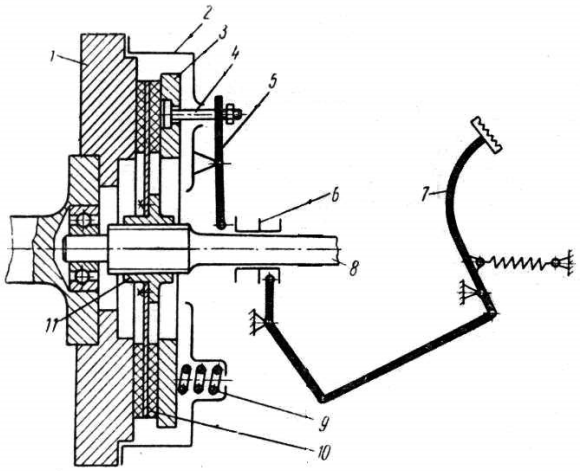


Fig. 2.3. Ambreiajul mecanic cu disc de fricţiune (Tecuşan & Niţescu, 1977).
1-volant;
2-carcasa ambreiajului;
3-disc de presiune;
4-tijă de acţionare;
5-pârghie de decuplare;
6-manşon de decuplare;
7-pedală;
8-arborele ambreiajului;
9-arc;
10-disc de fricţiune;
11-butucul discului

Reducerea dimensiunilor ambreiajului se poate obţine prin utilizarea mai multor discuri de fricţiune; schema de principiu a unui ambreiaj polidisc este prezentată în fig. 2.4. La acest ambreiaj, carcasa (2) este prevăzută cu caneluri interioare, în care se montează discurile conducătoare (11); discurile conduse (10) sunt montate pe canelurile exterioare ale tamburului (12), montat pe arborele (8) al ambreiajului. Discul de presiune (3) crează forţa de frecare dintre discurile conducătoare şi discurile conduse.

Sistemul de acţionare are rolul de a realiza cuplarea şi decuplarea ambreiajului. Forţa de acţionare a pedalei de ambreiaj trebuie să fie de 15…25 daN, la o cursă a pedalei de 150…180 mm (Frăţilă, 1977).

În funcţie de principiul de funcţionare, mecanismele de acţionare pot fi:

- neautomate (mecanice sau hidraulice), care sunt comandate de către conducător;
- automate, care nu necesită intervenţia conducătorului pentru a intra în funcţiune.

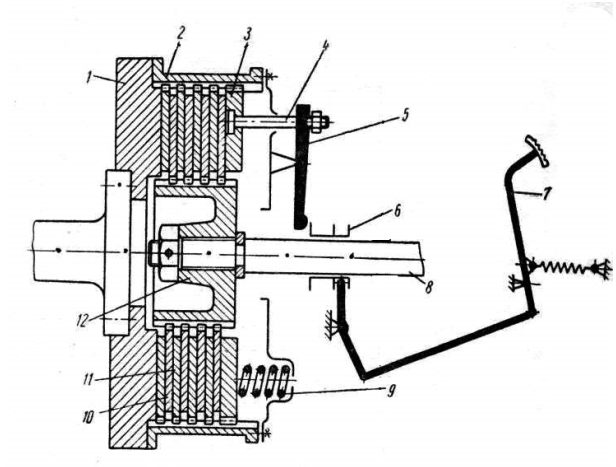


Fig. 2.4. Schema de principiu a unui ambreiaj polidisc (Tecuşan & Niţescu, 1977)

1-volant;
2-carcasa ambreiajului;
3-disc de presiune;
4-tijă de acţionare;
5-pârghie de decuplare;
6-manşon de decuplare;
7-pedală; 8-arborele ambreiajului; 9-arc; 10-discuri conduse ;
11-discuri conducătoare ;
12 –tambur cu caneluri exterioare

La varianta de acţionare prin pârghii şi tije (fig. 2.5), arcul (9) are rolul de a menţine pedala de ambreiaj în poziţie superioară, atât timp cât nu este acţionată; arcul (7) asigură revenirea rulmentului de presiune în poziţia iniţială, la cuplarea ambreiajului. Poziţiile limită ale pedalei (superioară şi inferioară) se reglează cu ajutorul şuruburilor (2) şi (3); cu ajutorul tijei dublu filetate (4) se reglează jocul dintre rulmentul de presiune (8) şi pârghiile de decuplare (6) ale ambreiajului. Reglarea acestui joc se realizează periodic, pe măsură ce garniturile de fricţiune ale ambreiajului se uzează (ceea ce conduce la micşorarea jocului). La un joc de 1,5…4 mm corespunde o cursă liberă (în gol) a pedalei de ambreiaj de 10…50 mm. Se observă că atât pedala de ambreiaj (1), cât şi pârghia de debreiere (5) realizează amplificarea forţei de acţionare a pedalei.

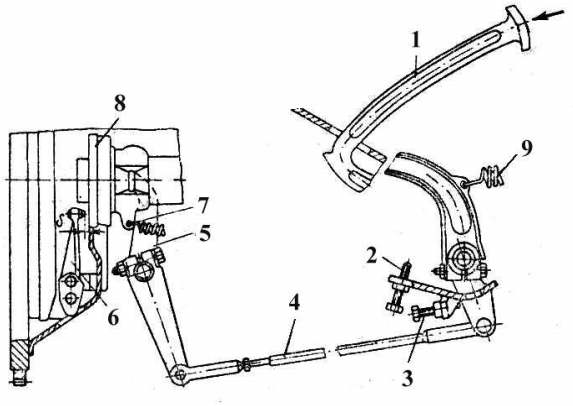


Fig. 2.5. Mecanism de acţionare a ambreiajului prin pârghii (Frăţilă, 1977)
1-pedală de ambreiaj; 2, 3, 10-şuruburi de reglaj 4-tijă dublu filetată; 5-pârghie de debreiere; 6-pârghie de decuplare; 7, 9-arcuri; 8-rulment de presiune.

Acţionarea ambreiajului se poate face mecanic (ca în fig. 2.3, 2.4, 2.5), hidraulic sau electric.

În fig. 2.6 se prezintă, ca exemplu, un sistem hidraulic de acţionare al

ambreiajului, la care rulmentul de presiune (1) şi cilindrul hidraulic de acţionare al rulmentului (2) formează un singur subansamblu. Prin apăsarea pedalei (4) este acţionat pistonul pompei de ambreiaj (5); astfel, lichidul din sistemul de acţionare este trimis sub presiune, prin conducta (3), către clindrul hidraulic de acţionare.

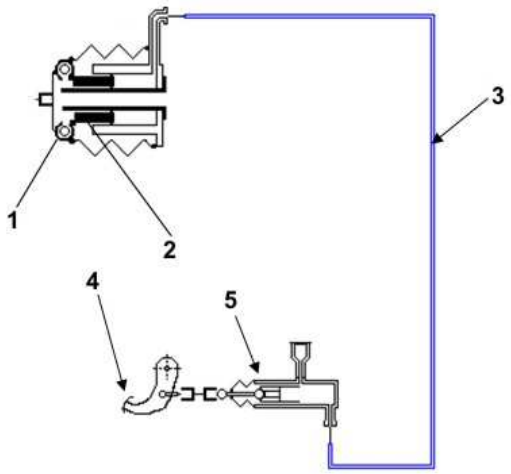


Fig. 2.5. Sistem hidraulic de comandă a ambreiajului

1-rulment de presiune;
2-cilindru hidraulic de acţionare;
3-conductă;
4-pedala de ambreiaj;
5-pompa de ambreiaj.

2.2. CUTIA DE VITEZE

Principalul rol al cutiei de viteze este acela de a permite modificarea în limite largi a forţei de tracţiune, în corelaţie cu rezistenţa la înaintare. În cazul tractoarelor, existenţa cutiei de viteze, corelată cu existenţa reductorului, permite şi obţinerea unor viteze de deplasare mici, impuse de unele lucrări agricole.

Cutia de viteze mai asigură (Frăţilă, 1977):

- deplasarea cu viteze reduse şi foarte reduse, care nu ar putea fi realizate dacă motorul ar fi cuplat direct la transmisia centrală;
- deplasarea spre înapoi, fără schimbarea sensului de rotaţie al motorului;
- staţionarea autovehiculului cu motorul pornit şi ambreiajul cuplat.

În funcţie de **modul de variaţie al raportului de transmitere** a mişcării, cutiile de viteze se împart în:

- cutii de viteze în trepte, la care raportul de transmitere variază discontinuu;
- cutii de viteze fără trepte, continue sau progresive (CVT - continuously variable transmissions), la care raportul de transmitere variază în mod continuu, între anumite limite;
- cutii de viteze combinate.

Clasificarea **cutiilor de viteze în trepte** se poate face după mai multe criterii (Frăţilă, 1977):

- după schema cinematică:
  - cu trei arbori;
  - cu doii arbori;
  - compuse;
  - planetare;

- speciale.

- după poziţia axelor arborilor în timpul funcţionării:
  - cu axe fixe;
  - planetare;
- după numărul treptelor de mers înainte (cu trei, patru, cinci sau mai multe trepte).

Fig. 2.7 prezintă schema de principiu a ***cutii de viteze în trepte***, cu trei arbori, care asigură obţinerea a două trepte de viteze; prin multiplicarea mecanismului şi utilizarea unor roţi dinţate cu numere diferite de dinţi se pot obţine mai multe trepte de viteză (4, 6 etc.).

Cutia de viteze primeşte mişcarea de la ambreiaj prin intermediul arborelui primar (Ap), pe care se găseşte şi roata dinţată (R_1), care se află în angrenare permanentă cu roata dinţată (R'_1), fixă pe arborele intermediar (Ai). Ca urmare, atât timp cât ambreiajul este cuplat şi motorul este pornit, arborele intermediar se va afla în mişcare de rotaţie; odată cu el se vor afla în mişcare şi roţile dinţate (R_2) şi (R_3), de asemenea fixe pe arborele intermediar.

Roţile dinţate (R'_2) şi (R'_3) formează un grup de roţi dinţate baladoare, care se roteşte odată cu arbolere secundar (As), dar se poate deplasa în lungul lui (prin intermediul mecanismului de acţionare), fiind montat pe caneluri.

În poziţia din figură, mişcarea de la arborele primar nu se transmite arborelui secundar, cutia de viteze aflându-se în punctul mort. Prin deplasarea grupului de roţi baladoare către dreapta (în poziţia ***m***), roata dinţată (R'_3) intră în angrenare cu roata dinţată (R_3), iar arborele secundar preia mişcarea de la arborele intermediar ; se obţine astfel treapta inderioară de viteză.

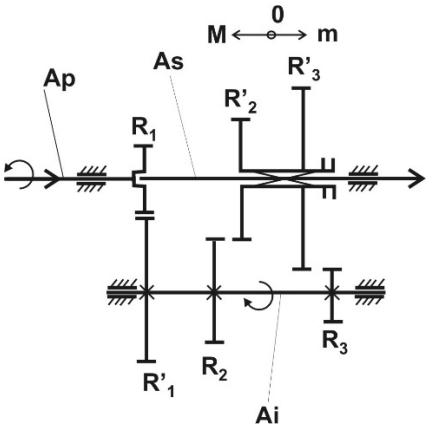


Fig. 2.7. Schema de principiu a cutiei de viteze cu trei arbori

Ap – arbore primar; Ai-arbore intermediar; As-arbore secundar; R_1, R_2, R_3-roţi dinţate fixe pe arbore; R'_2, R'_3-roţi dinţate baladoare.

Deplasarea grupului de roţi baladoare către dreapta (poziţia ***M***) are ca efect angrenarea roţii dinţate (R'_2) cu roata dinţată (R_2); se obţine astfel treapta superioară de viteză.

Raporturile de transmitere pe care le realizează cutia sunt:

- pentru treapta inferioară:

$$i_m = \frac{z_{1'}}{z_1} \cdot \frac{z_{3'}}{z_3};$$

- pentru treapta superioară:

$$i_M = \frac{z_{1'}}{z_1} \cdot \frac{z_{2'}}{z_2},$$

în care $z_1 \ldots z_{3'}$ sunt numerele de dinţi ale roţilor dinţate corespunzătoare.

Fig. 2.8 prezintă schema de principiu a cutiei de viteze cu doi arbori, care realizează două raporturi de transmitere; ca şi în cazul anterior, mai multe trepte de viteză se pot obţine prin multiplicarea mecanismului şi utilizarea unor roţi dinţate cu numere de dinţi diferite.

Şi în acest caz arborele primar (Ap) primeşte mişcarea direct de la ambreiaj; roţile dinţate (R_1) şi (R_2) sunt fixe pe arborele primar, iar roţile dinţate (R'_1) şi (R'_2) formează un grup de roţi dinţate baladoare, care se roteşte odată cu arborele secundar (As).

Raporturile de transmitere pe care le realizează cutia sunt:

- pentru treapta inferioară:

$$i_m = \frac{z_{2'}}{z_2};$$

- pentru treapta superioară:

$$i_M = \frac{z_{1'}}{z_1},$$

Se observă că o cutie de viteze cu trei arbori asigură raporturi de transmitere (demultiplicări ale mişcării) mai mari decât o cutie de viteze cu doi arbori pentru că mişcarea se transmite prin două perechi de angrenaje. În schimb, cutia de viteze cu doi arbori este mai simplă, având un număr mai mic de angrenaje şi arbori, dar şi mai compactă.

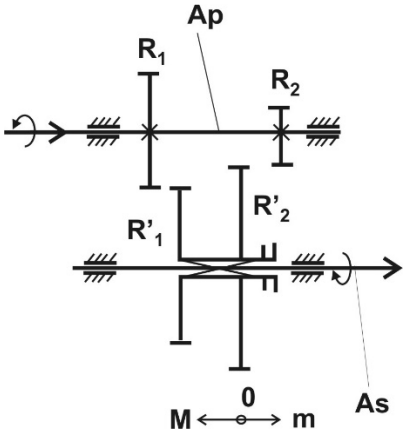


Fig. 2.8. Schema de principiu a cutiei de viteze cu doi arbori

Ap – arbore primar; As-arbore secundar; R_1, R_2-roţi dinţate fixe pe arbore; R'_1, R'_2-roţi dinţate baladoare.

Treapta de mers înapoi se obţine prin intercalarea unei roţi dinţate suplimentare, de exemplu pe lanţul cinematic de transmitere a mişcării între arborele intermediar şi cel secundar, pentru cutia de viteze cu trei arbori. Schema din fig. 2.9 prezintă o astfel de soluţie constructivă, la care roata dinţată (2) este cea care permite

inversarea sensului de rotaţie al arborelui secundar (S). Astfel, se observă că roata dinţată (3) permite obţinerea primei trepte, prin deplasarea către stânga şi angrenarea cu roata (4), în timp ce deplasarea ei către dreapta are ca efect angrenarea cu roata dinţată (2); ca urmare, pentru treapta de mers înapoi, mişcarea de la arborele intermediar (I) la arborele secundar (S) se transmite prin roata dinţată (1), roata dinţată (2) şi roata dinţată (3).

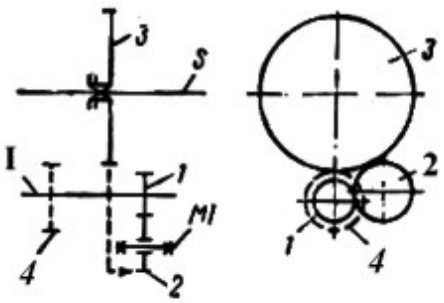


Fig. 2.9. Soluţie pentru obţinerea treptei de mers înapoi la o cutie de viteze cu trei arbori (Roşca & Cazacu, 2020)

1, 4-roţi dinţate fixe pe arborele intermediar;
2-roată dinţată pentru mers înapoi;
3-roată dinţată baladoare pe arborele secundar:
I-arbore intermediar;
S-arbore secundar.

Cutiile de viteze planetare (cu arbori rotitori) au avantajul posibilităţii schimbării raportului de transmitere sub sarcină (fără decuplarea ambreiajului); de asemenea, datorită rigidităţii ridicate şi a numărului mai mare de dinţi aflaţi în angrenare, aceste cutii de viteze au durabilitate mai mare. În schimb, din cauza complexităţii lor, aceste cutii de viteze au preţ de cost ridicat.

Cutiile de viteze planetare sunt realizate prin înserierea unui număr de reductoare planetare (2, 3 etc.); schema de principiu a unui reductor este prezentată în fig. 2.10.

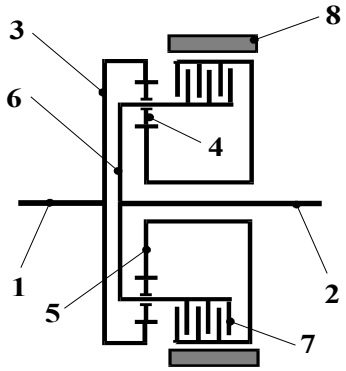


Fig. 2.10. Schema de principiu a unui reductor planetar utilizat în construcţia cutiilor de viteze

1-arbore primar;
2-arbore secundar;
3-roată dinţată cu dantură interioară;
4-satelit;
5-roată dinţată centrală (planetară);
6-platou port-sateliţi;
7-ambreiaj;
8-frână.

Raportul de transmitere unitar se realizează prin cuplarea ambreiajului (7) şi eliberarea frânei (8), ceea ce are ca efect rigidizarea platoului port-sateliţi (6) cu roata dinţată centrală (5).

Cel de al doilea raport de transmitere (supraunitar) se obţine prin decuplarea ambreiajului (7) şi acţionarea frânei (8), ceea ce are ca efect imobilizarea roţii dinţate centrale (5); în acest caz, raportul de transmitere este dat de relaţia (Crudu, 1982):

$$i_m = 1 + \frac{z_5}{z_3}.$$

Reductoarele de turaţie (amplificatoarele de cuplu) sunt de fapt cutii de viteze cu doi sau trei arbor sau cu mecanisme planetare, care, de obicei, sunt încorporate în construcţia cutiei de viteze, fiind amplasate fie înaintea cutiei de viteze propriu-zise, fie după aceasta.

Ca exemplu, în fig. 2.11 este prezentată schema de organizare a cutiei de viteze la un tractor Masey Ferguson; aceasta asigură 12 trepte de mers înainte şi 4 trepte de mers înapoi.

Schema cuprinde două cutii de viteze cu doi arbori, CV1 şi CV2; cutia de viteze CV1 permite obţinerea a patru trepte de viteze; cea de a doua cutie, CV2, permite obţinere a 3 trepte de viteze de mers înainte şi a unei trepte de mers înapoi, această cutie având rol de reductor şi inversor (pentru mersul înapoi).

Cutia de viteze CV1 este de tipul cu roţi dinţate angrenate permanent, selectarea vitezelor realizându-se prin deplasarea manşoanelor de cuplare corespunzătoare. Pe arborele secundar al CV1 este montată roata dinţată (2), angrenată permanent cu roata dinţată (3) de pe arborele primar al CV2 şi prevăzută şi cu dantură de cuplare. Prin deplasarea către stânga a roţii (7) se realizează transmiterea mişcării de la dantura de cuplare a roţii (2) la dantura de cuplare a roţii (7) şi de aici la arborele secundar (10) al CV2, pe care se găseşte pinionul de atac al transmisiei centrale. Se obţine astfel grupa vitezelor rapide de deplasare.

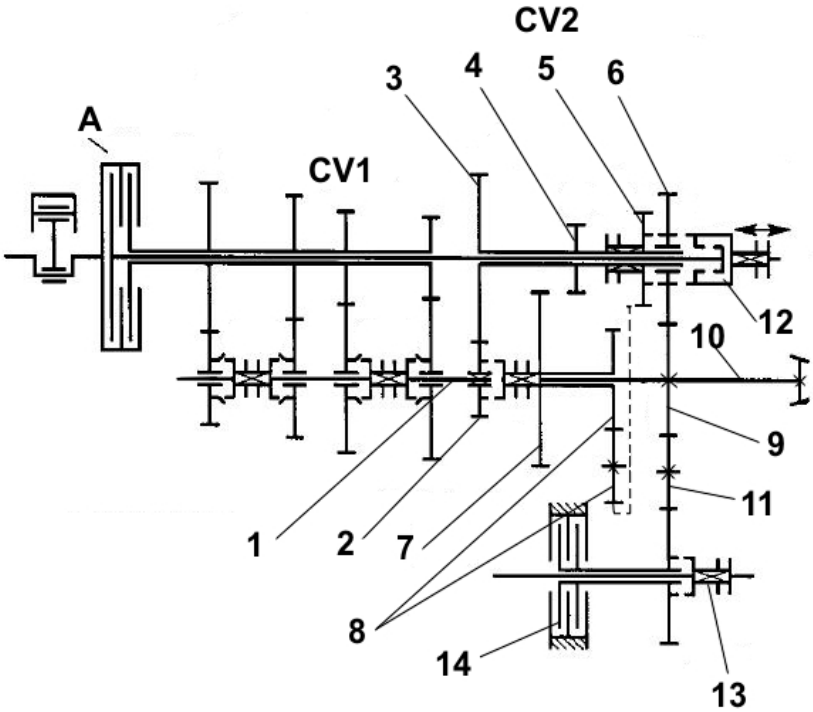


Fig. 2.11. Cutia de viteze a tractorului Massey Ferguson (Stout, 1999)

A-ambreiaj; CV1, CV2-cutii de viteze; 1-arborele secundar al CV1; 2,3,4,5,6,7,9,11-roţi dinţate pentru trepte de mers înainte; 8-roţi dinţate pentru mersul înapoi; 10-arborele secundar al CV2; 12-manşon pentru cuplarea prizei de putere.

Prin deplasarea către dreapta a roţii (5), mişcarea se va transmite de la arborele (1) prin roţile (2) şi (3), arborele primar al CV2, danturile de cuplare ale roţilor (5) şi (6), roţile (6) şi (9), ajungând la arborele secundar (10) al CV2; se obţine astfel grupa vitezelor medii de deplasare.

Prin deplasarea către dreapta a roţii (7) – roata (5) fiind în poziţia neutră din figură - , mişcarea se transmite de la arborele (1) prin roţile (2) şi (3), către arborele primar al CV2 şi apoi prin roţile dinţate (4) şi (7), către arborele (10), obţinându-se astfel gama vitezelor reduse de deplasare.

Deplasarea către stânga a roţii (5) realizează angrenarea acesteia cu grupul de roţi (8) – linia întreruptă din desen – , asigurându-se inversarea sensului de deplasare.

2.3. TRANSMISIA CENTRALĂ

Transmisia principală (centrală) are rolul de a amplifica cuplul primit de la cutia de viteze şi de a-l transmite către diferenţial; în plus, din cauză că axa arborelui cotit al motorului tractorului este perpendiculară pe axa arborilor planetari, transmisia principală asigură trasmiterea cuplului între arbori cu axe perpendiculare.

În funcţie de numărul şi dispunerea angrenajelor componente, transmisiile principale pot fi:

- simple (într-o singură treaptă), la care transmiterea cuplului motor se realizează prin intermediul unei singure perechi de roţi dinţate conice;
- duble (în două trepte), care conţin (de regulă) un angrenaj conic în unghi drept şi un angrenaj cu roţi dinţate cilindrice; cel de al doilea angrenaj se poate găsi imediat după angrenajul conic, înaintea diferenţialului, sau după diferenţial, caz în care se utilizează câte un angrenaj cilindric pentru fiecare roată motoare (angrenaj care mai este denumit şi transmisie finală);
- complexe, care asigură cel puţin două raporturi de transmitere.

În funcţie de tipul angrenajului utilizat pentru transmiterea mişcării în unghi drept, transmisiile principale pot fi (Frăţilă, 1977):

- cu angrenaje conice;
- cu angrenaje hipoide;
- cu angrenaje melcate;
- cu angrenaje cilindrice (utilizate la autovehiculele la care motorul este dispus transversal).

Soluţia constructivă utilizată la tractoare este, în general, cea cu angrenaje conice şi cu transmisii finale.

În fig. 2.12 sunt prezentate câteva scheme cinematice de transmisii centrale, conform clasificării de mai sus. Astfel, transmisia principală simplă (fig. 2.12a), utilizată la autoturisme, este formată din pinionul de atac (3) şi din coroana conică (5), fixată cu şuruburi pe carcasa diferenţialului (7). De obicei pinionul de atac (3) este realizat dintr-o bucată cu arborele (2), arbore care este montat pe rulmenţi în carcasa (4). Mişcarea se primeşte prin flanşa (1), montată pe capătul cu caneluri al arborelui (2).

În fig. 2.12b este prezentată schema unei transmisii principale duble, utilizată la unele camioane; prima treaptă de demultiplicare conţine angrenajul conic format din pinionul de atac (3) şi coroana conică (5), în timp ce a doua treaptă este realizată

cu ajutorul unui reductor format din roţile dinţate cilindrice (9) şi (10). Roata dinţată (10) este montată pe carcasa diferenţialului (7).

Spre deosebire de schema anterioară, la schema din fig. 2.12c cea de a doua treaptă a transmisiei principale duble este amplasată după diferenţial, fiind prevăzută cu câte un reductor cu roţi dinţate cilindrice pentru fiecare roată motoare (transmisii finale). Roata dinţată (11) este montată pe arborele planetar, în timp ce pinionul (12) este montat pe arborele roţii motoare. După cum s-a menţionat anterior, această variantă constructivă se regăseşte la tractoare, fiind utilizată mai ales pentru roţile motoare spate.

La schema din fig. 2.12d transmisia principală dublă este formată dintr-un angrenaj cu roţi dinţate conice şi câte un reductor planetar pentru fiecare roată motoare (transmisii finale planetare). În acest caz, pinionul planetar (14) este montat pe arborele planetar al diferenţialului, în timp ce tamburul (17) al roţii motoare este solidar cu platoul port-sateliţi, pe care se găsesc sateliţii (15). Roata dinţată (16), cu dantură interioară, este fixă. Raportul de transmitere al transmisiei finale este dat de relaţia:

$$i = \frac{z_{16}}{z_{14}},$$

în care z_{14} şi z_{16} sunt numerele de dinţi ale pinioanelor respective. Soluţia se întâlneşte la autobuze şi autocamioane, dar şi la tractoarele cu tracţiune şi pe puntea faţă.

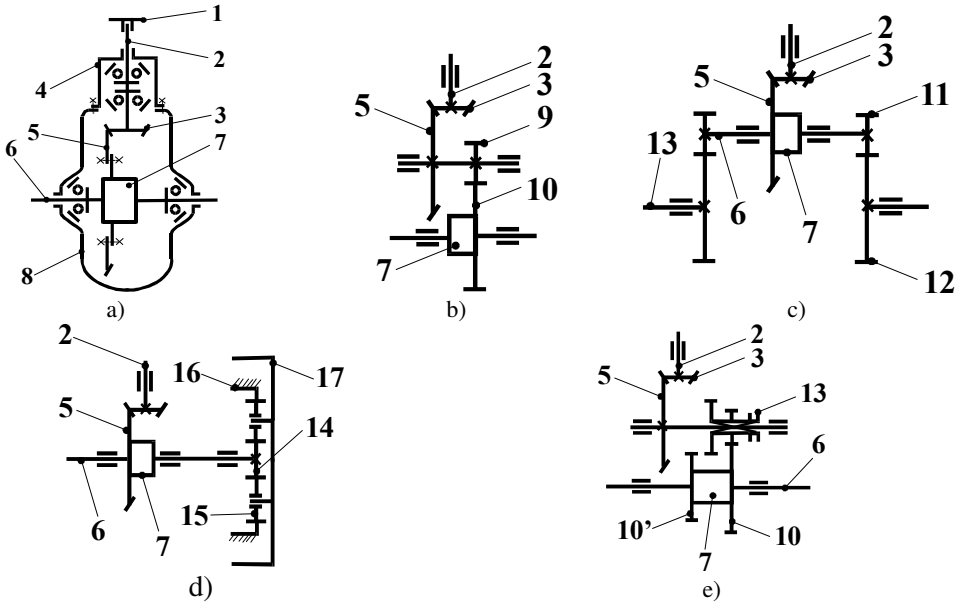


Fig. 2.12. Scheme cinematice ale transmisiilor principale (Frăţilă, 1977)

a-transmisie principală simplă; b, c, d –transmisii principale duble; e-transmisie principală compusă; 1-flanşă de antrenare; 2-arborele pinionului de atac; 3-pinion de atac; 4, 8-carcase; 5-coroană conică; 6-arbore planetar; 7-diferenţial; 9,10, 10', 11, 12-roţi dinţate cilindrice; 13-roţi dinţate baladoare; 14-pinion planetar; 15-satelit; 16-roată dinţată cu dantură interioară; 17-tamburul roţii.

Transmisia principală compusă, dublă, din fig. 2.12e permite obţinerea a două raporturi de transmitere, prin deplasarea axială a roţilor dinţate baladoare (13); în

acest scop, pe carcasa diferenţialului (7) sunt montate două roţi dinţate cilindrice, (10) şi (10').

Transmiile principale cu angrenaje conice pot avea danturi:

- drepte (fig. 2.13a);
- înclinate (fig. 2.13b);
- circulare (Gleason – fig. 2.13c);
- în evolventă (paloide), epicicloide sau hipocicloide (fig. 2.13d).

În practică, danturile drepte şi înclinate nu se mai utilizează în prezent, danturile curbe (circulare, în evolventă etc.) prezentând o serie de avantaje:

- gabarit redus al angrenajului;
- număr minim de dinţi mai mic (5…6, faţă de 12…13 la danturile drepte sau înclinate);
- zgomot mai mic în funcţionare;
- posibilitatea preluării unor sarcini mai mari, numărul de dinţi aflaţi simultan în angrenare fiind mai mare.

Cea mai utilizată dantură curbă este cea în arc de cerc, aceasta putând fi realizată cu costuri mai mici.

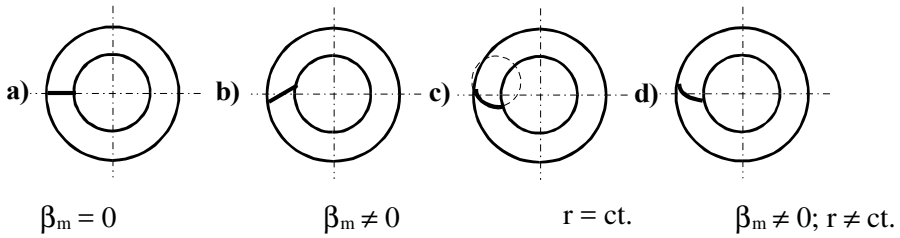


Fig. 1.13. Tipuri de danturi utilizate la angrenajele conice (Frăţilă, 1977)
β_m-unghiul mediu de înclinare al danturii; r-raza de curbură a dintelui.

Angrenajele hipoide sunt angrenaje conice cu dinţi curbi cu axe neconcurente (axa pinionului de atac este deplasată faţă de axa coroanei conice); principalele tipuri de danturi hipoide sunt prezentate în fig. 2.14.

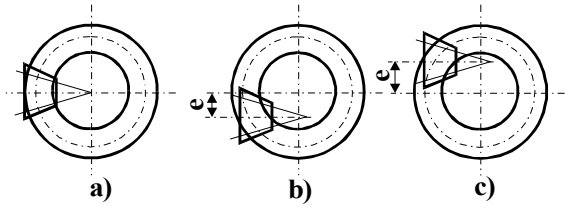


Fig. 2.14. Tipuri de transmisii principale (Frăţilă, 1977; Guja, 1990)

a-conice;
b, c-hipoide.

Angrenajul hipoid din fig. 2.14b se utilizează la autobuze, deoarece permite micşorarea înălţimii faţă de sol a platformei pentru pasageri; angrenajul din fig. 2.14c se foloseşte la autocamioane, autoturisme cu capacitate de trecere mărită, tractoare, asigurând creşterea luminii la sol. La construcţiile actuale de transmisii principale, distanţa e este de 40…90 mm.

În comparaţie cu angrenajul conic, angrenajul hipoid are o funcţionare mai

lină, permite montarea pinionului de atac între lagăre şi suportă încărcări mai mari.

Angrenajele melcate se utilizează la autobuze şi autocamioane la care transmisia principală trebuie să realizeze raporturi de transmitere mari. Din cauza randamentului scăzut, acest tip de transmisie se utilizează rar.

2.4. DIFERENŢIALUL

2.4.1. Diferenţialul simetric

Diferenţialul se găseşte între transmisia principală şi roţile motoare (sau transmisiile finale); acesta are rolul de a asigura cu viteze unghiulare diferite ale roţilor motoare la deplasarea în viraj. Astfel, în cazul în care autovehiculul se deplasează în curbă (fig. 2.15), presupunând că cele două roţi motoare au raze de rulare (r_r) egale, vitezele periferice ale roţilor vor fi (Gillespie, 1992; Untaru, 1974):

$$v_1 = \omega \cdot \left(R - \frac{E}{2} \right) = r_r \cdot \omega_1 ; v_2 = \omega \cdot \left(R + \frac{E}{2} \right) = r_r \cdot \omega_2 .$$

Din cele două relaţii rezultă:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R + \frac{E}{2}}{R - \frac{E}{2}} = 1 + \frac{E}{R - \frac{E}{2}} .$$

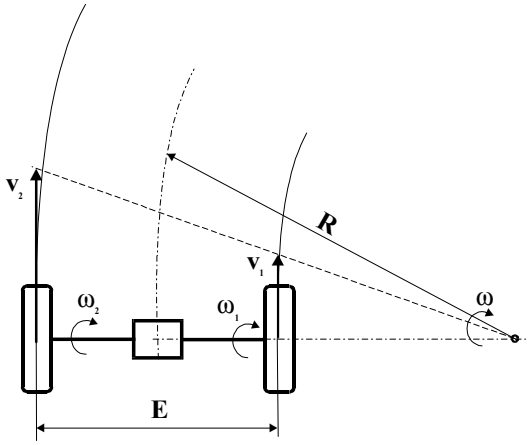


Fig. 2.15. Rolul diferenţialului la efectuarea virajului

E-ecartamentul;
R-raza virajului;
ω_1, ω_2-vitezele unghiulare ale roţilor;
ω-viteza unghiulară a autovehiculului în viraj.

Se observă că vitezele unghiulare ale celor două roţi motoare sunt cu atât mai diferite cu cât ecartamentul punţii este mai mare, iar raza R a virajului este mai mică.

Diferenţialul asigură viteze unghiulare diferite roţilor motoare şi atunci când acestea au raze diferite.

Diferenţialele se utilizează şi la autovehiculele cu tracţiune integrală, realizând repartizarea cuplului motor între punţile motoare.

În funcţie de **tipul angrenajelor** utilizate, diferenţialele pot fi (Frăţilă, 1977):

- cu roţi dinţate conice;
- cu roţi dinţate cilindrice;
- cu angrenaje melcate;

- cu came.

După **principiul de funcţionare**, diferenţialele se împart în (Frăţilă, 1977):

- diferenţiale simple;
- diferenţiale blocabile – la care conducătorul poate bloca acţiunea diferenţialului, cele două roţi motoare având viteze unghiulare şi cupluri egale, indiferent de condiţiile de deplasare;
- autoblocabile – care pot transmite celor două roţi motoare cupluri mult diferite.

În funcţie de **valoarea cuplului motor** transmis roţilor la deplasarea în linie dreaptă, diferenţialele pot fi:

- simetrice – care transmit roţilor cupluri egale;
- asimetrice – ce transmit cupluri diferite (se utilizează doar ca diferenţiale interaxiale, la autovehiculele cu tracţiune integrală).

După **locul de dispunere**, diferenţialele pot fi montate:

- între roţile motoare ale aceleiaşi punţi;
- între punţile motoare ale autovehiculului.

În prezent, diferenţialele cu roţi dinţate conice, simple, simetrice, sunt cele mai utilizate în construcţia autovehiculelor şi tractoarelor; fig. 2.16 prezintă schema constructivă a unui astfel de diferenţial.

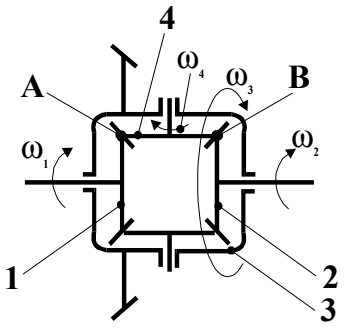


Fig. 2.16. Diferenţial simplu, simetric, cu roţi dinţate conice

1, 2-pinioane planetare;
3-carcasa diferenţialului;
4-pinion satelit;
ω_1, ω_2-vitezele unghiulare ale pinioanelor planetare;
ω_3-viteza unghiulară a casetei;
ω_4-viteza unghiulară a satelitului.

Diferenţialul primeşte mişcarea la nivelul carcasei (3), prin intermediul coroanei conice a transmisiei centrale, care este montată pe carcasă. Mişcarea se transmite transmisiilor finale (sau direct roţilor motoare) de către arborii planetari pe care se găsesc pinioanele planetare (1, 2). Pinioanele satelit (4) sunt montate în carcasa diferenţialului şi angrenează, simultan, cu ambele pinioane planetare.

La deplasarea în linie dreaptă, când roţile motoare întâlnesc aceeaşi rezistenţă la înaintare, pinioanele satelit se rotesc odată cu carcasa, dat nu şi în jurul axei proprii ($\omega_4 = 0$) şi asigură doar transmiterea mişcării de la carcasa diferenţialului la pinioanele planetare.

La executarea virajului către dreapta (de exemplu) roata motoare din dreapta (dinspre interiorul virajului) întâlneşte o rezistenţă la înaintare mărită, trebuind să se rotească cu o viteză unghiulară mai mică decât cea a carcasei diferenţialului ($\omega_2 < \omega_3$); din această cauză, pinioanele satelit vor începe să se rotească şi în jurul axei proprii ($\omega_4 \neq 0$). Ca urmare, mişcarea de rotaţie a pinionului planetar din stânga va fi compusă din mişcarea de rotaţie a carcasei, la care se adaugă mişcarea de rotaţie indusă de rotirea pinioanelor satelit în jurul axei proprii; astfel viteza sa unghiulară

va fi mai mare decât cea a carcasei ($\omega_1 > \omega_3$). Deci, reducerea vitezei unghiulare a roţii din stânga a cauzat creşterea vitezei unghiulare a roţii din dreapta; astfel, la efectuarea virajelor, roţile motoare vor avea turaţii diferite.

Relaţia ce caracterizează funcţionarea diferenţialului este:

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}.$$

La deplasarea autovehiculului în linie dreaptă, $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$, iar $\omega_4 = 0$.

Dacă una din roţile motoare este oprită (de exemplu $\omega_1 = 0$), cea de a doua roată motoare se va roti cu o viteză unghiulară dublă faţă de cea a casetei diferenţialului ($\omega_2 = 2 \cdot \omega_3$); această situaţie poate apare atunci când una din roţile motoare se găseşte pe o porţiune de drum cu aderenţă mare, în timp ce a doua roată se găseşte pe o porţiune cu aderenţă scăzută (gheaţă), situaţie în care autovehiculul se opreşte deoarece forţa tangenţială la roata aflată în mişcare depăşeşte aderenţa acesteia la calea de rulare. Pentru a permite ieşirea din această situaţie tractoarele sunt prevăzute cu mecanisme de blocare a diferenţialului. Astfel, la schema din fig. 2.1 manşonul de blocare (Mb) solidarizează între ei arborii pe care se află cele două roţi motoare, acţiunea diferenţialului fiind blocată; fig. 2.17 prezintă modul în care este realizat acest mecanism. În acest scop se utilizează un cuplaj format din manşonul (4), prevăzut cu dantură frontală, montat pe caneluri pe arborele roţii dinţate (6), precum şi dantura frontală executată pe roata dinţată (7). Cele două roţi dinţate (6) şi (7) sunt roţile conduse ale transmisiilor finale, fiind montate pe caneluri pe arborii (8) ce antrenează roţile motoare. Arcul (5) asigură decuplarea mecanismului de blocare atunci când pedala de blocare (1) nu este acţionată (în condiţii normale de deplasare).

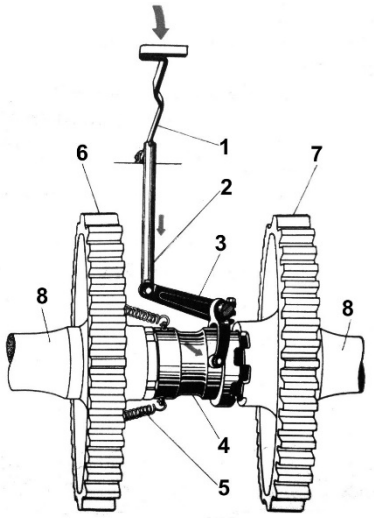


Fig. 2.17. Exemplu de realizare a mecanismului de blocare a diferenţialului (Năstăsoiu & al., 1983)

1-pedală de blocare;
2-tijă;
3-pârghie;
4-manşon cu dantură frontală;
5-arc;
6,7-roţi dinţate conduse ale transmisiilor finale;
8-arbori pentru antrenarea roţilor motoare.

Fig. 2.18 prezintă puntea spate a unui tractor de tip John Deere; ambreiajul (4) este cel care asigură blocarea diferenţialului, prin solidarizarea arborelui planetar din dreapta cu caseta diferenţialului. Se remarcă şi prezenţa frânelor cu disc (2) şi (5), aflate în baie de ulei.

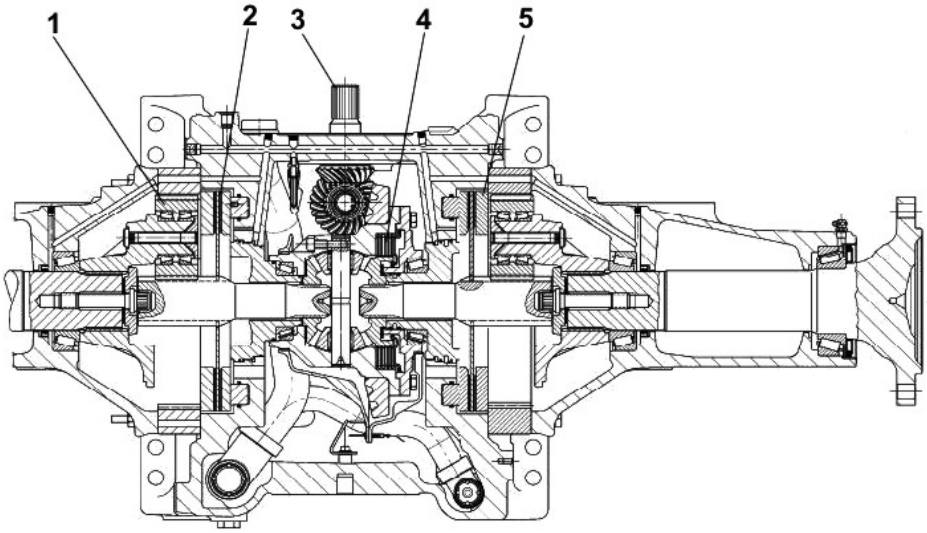


Fig. 2.18. Puntea spate a unui tractor John Deere
cu acordul prof. Th. Renius (Renius, 2020)
1-transmisie finală cu mecanism planetar; 2, 5-frâne cu disc; 3-arbore pentru antrenarea pompei instalaţiei hidraulice; 4-ambreiaj polidisc pentru blocarea diferenţialului.

2.4.2. Diferenţialul interaxial

Diferenţialul interaxial se foloseşte la tractoarele cu ambele punţi motoare. Acesta are rolul de a evita apariţia unor solicitări suplimentare ale transmisiei, atât la deplasarea în linie dreaptă, cât şi în viraje. La deplasarea în linie dreaptă, solicitările suplimentare apar din cauza aderenţei diferite a roţilor unei punţi faţă de roţile celeilalte punţi, a razelor de rulare diferite ale pneurilor celor două punţi, încărcărilor diferite ale punţilor etc. La deplasarea în curbă, solicitările suplimentare apar ca urmare a vitezelor unghiulare diferite ale roţilor celor două punţi.

În general, la tractoarele agricole, roţile celor două punţi au diametre diferite, iar încărcările verticale ale punţilor sunt diferite, astfel încât diferenţialul interaxial este asimetric, asigurând transmiterea unor cupluri diferite către cele două punţi.

Presupunând că pentru roţile celor două punţi coeficientul de aderenţă este acelaşi, într-o primă aproximaţie raportul cuplurilor transmise către cele două punţi de către diferenţialul interaxial trebuie să respecte condiţia:

$$\frac{M'}{M''} = \frac{G_2}{G_1},$$

în care M' şi M'' sunt cuplurile transmise către puntea faţă, respectiv spate, iar G_1 şi G_2 sunt greutăţile ce revin punţii faţă, respectiv spate.

În realitate, în timpul deplasării apar patinări ale roţilor motoare, deformări ale pneurilor pe direcţie tangenţială în zona de contact cu calea de rulare, modificări ale repartiţiei greutăţii pe punţi în funcţie de condiţiile în care are loc deplasarea, lucrarea agricolă pe care o execută tractorul, forţa de tracţiune dezvoltată de tractor etc., astfel

încât este posibil ca valorile cuplurilor distribuite către cele două punţi să nu respecte condiţia de mai sus.

Fig. 2.19 prezintă schema unui diferenţial asimetric; acesta primeşte mişcarea la nivelul carcasei (3), care este în acelaşi timp şi platou port-sateliţi, şi o distribuie către cele două punţi prin intermediul roţii dinţate cu dantură interioară (2) şi a roţii dinţate centrale (4).

Notând $z_2/z_4 = i_D$, relaţia dintre vitezele unghiulare ale roţilor dinţate (2) şi (4) şi cea a carcasei diferenţialului este:

$$\omega_0 = \frac{\omega' + i_D \cdot \omega''}{1 + i_D}.$$

Cuplurile transmise către cele două punţi vor fi:

$$M'' = M_0 \cdot \frac{z_2}{z_2 + z_4},$$

$$M' = M_0 \cdot \frac{z_4}{z_2 + z_4},$$

în care z_2 şi z_4 sunt numerele de dinţi ale roţilor respective, iar M_0 este cuplul aplicat carcasei diferenţialului; se observă că $M''/M' = i_D$.

Pentru cazul particular $z_2 = z_4$ (diferenţial simetric), $i_D = 1$ şi relaţiile de mai sus devin cele stabilite pentru acest tip de diferenţial.

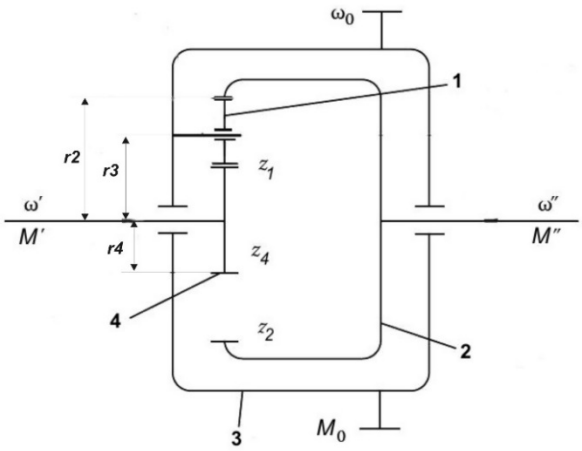


Fig. 2.19. Schema unui diferenţial interaxial asimetric

1-satelit;
2-roată dinţată cu dantură interioară;
3-carcasa diferenţialului;
4- roată dinţată centrală.

2.5. TRANSMISIILE FINALE

Transmisiile finale realizează o ultimă demultiplicare a mişcării înainte ca aceasta să ajungă la roţile motoare.

Transmisiile finale ale tractoarelor sunt fie cu roţi dinţate cu axe fixe cu angrenare exterioară (fig. 2.12c), fie de tip planetar (fig. 2.12d). Unele tractoare pe roţi utilizează transmisii finale duble. Ca exemplu, fig. 2.20 prezintă o transmisie

dublă pentru un tractor cu lumină la sol mărită; prima treaptă a aceasteia conţine o transmisie prin lanţ formată din roţile de lanţ (3) şi (5) şi lanţul de transmisie (4), iar a doua treaptă este formată din roţile dinţate cilindrice cu angrenare exterioară (6) şi (7).

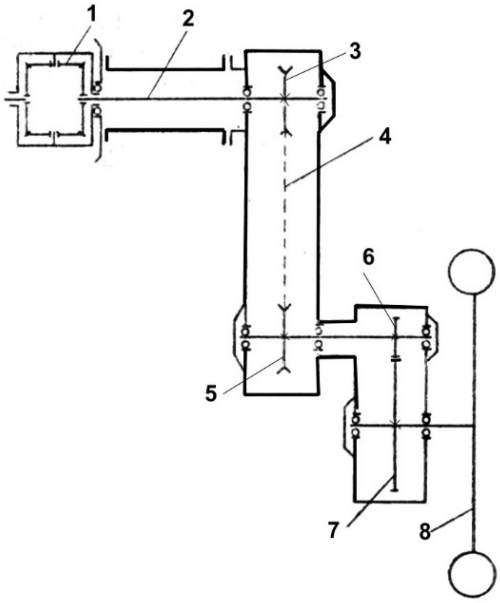


Fig. 2.20. Transmisie finală dublă (Năstăsoiu & al., 1983)

1-diferenţial;
2-arbore planetar;
3, 5-roţi de lanţ;
4-lanţ de transmisie;
6, 6-roţi dinţate;
8-roată motoare.

2.6. TRANSMISII HIBRIDE

Un autovehicul cu transmisie hibridă este prevăzut cu două surse de energie mecanică: un motor termic şi un motor electric.

În funcţie de soluţia constructivă utilizată sunt posibile două tipuri de bază de transmisii hibide:

- în serie;
- în paralel.

2.6.1. Transmisii hibride serie

La această variantă constructivă nu există nici o legătură mecanică între motorul termic şi transmisia mecanică a autovehiculului; din schema din fig. 2.21 se observă că transmisia mecanică (10) este acţionată de către motorul electric (9).

Motorul termic (2) antrenează generatorul electric (3) – de obicei un generator de curent alternativ, trifazat – care asigură energia electrică necesară tracţiunii şi încărcării acumulatorilor. În funcţie de regimul de deplasare şi de starea de încărcare a acumulatorilor, motorul electric de tracţiune poate fi alimentat cu energie electrică:

- doar de la acumulatorii (6), cu motorul termic oprit;
- doar de la generatorul electric (3), cu motorul termic pornit;
- atât de la acumulatori, cât şi de la generatorul electric.

Încărcarea acumulatorilor se poate realiza:

- doar de la generatorul (3);

- doar de la încărcătorul (7), dacă sistemul este prevăzut cu un astfel de încărcător separat;
- de la motorul electric (9), atunci când autovehiculul rulează liber sau frânează, motorul având în acest caz rol de generator;
- simultan de la generatorul (3) şi motorul electric (9) funcţionând ca generator.

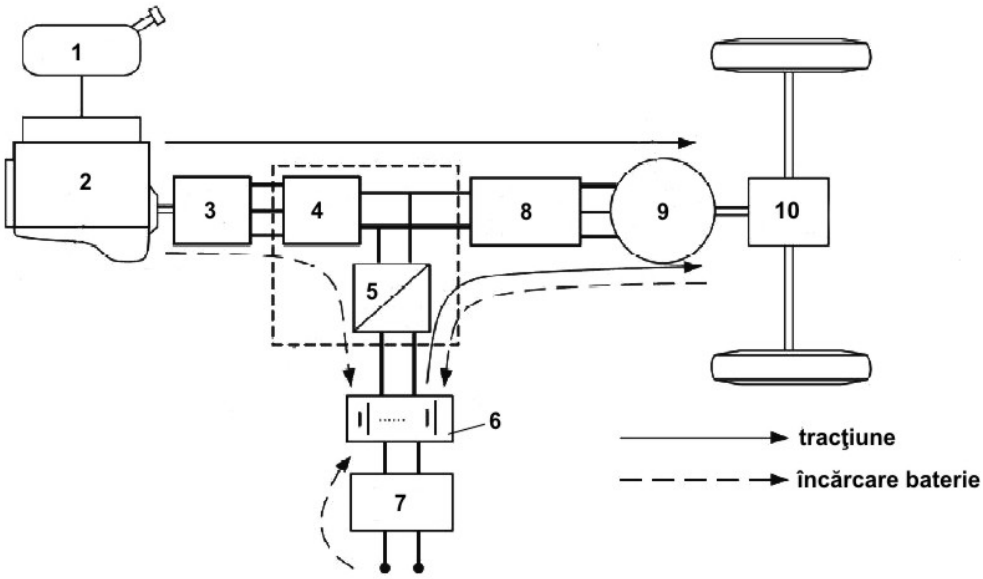


Fig. 2.21. Schema de principiu a transmisiei hibride serie
1-rezervor combustibil; 2-motor termic; 3-generator electric; 4-redresor; 5-unitate electronică de control a încărcării; 6-acumulatori; 7-încărcător; 8-unitate electronică de control a motorului electric; 9-motor electric; 10—transmisie mecanică

Toate aceste regimuri de funcţionare sunt stabilite de către unităţile electronice (5) şi (8), în funcţie de regimul de deplasare al autovehiculului şi starea de încărcare a acumulatorilor.

Dintre avantajele asigurate de transmisiile hibride serie se pot menţiona următoarele:

- motorul termic nu are legătură mecanică cu roţile; ca urmare, motorul poate funcţiona în regimul care să îi asigure cel mai mic consum de combustibil, regim care poate fi foarte bine controlat din punct de vedere al emisiilor poluante.
- motorul electric de tracţiune are o caracteristică moment – viteză de deplasare foarte apropiată de parabola ideală de tracţiune (fig. 2.22), astfel încât nu mai este nevoie de o cutie de viteze. În plus, dacă se foloseşte varianta cu câte un motor electric pentru fiecare roată motoare, dispare şi necesitatea existenţei diferenţialului.

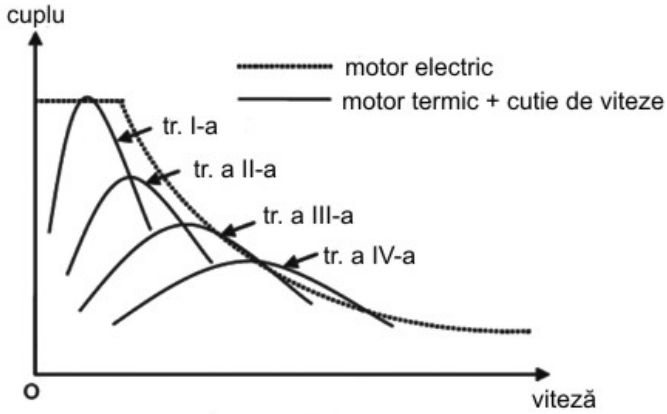


Fig. 2.22. Caracteristică cuplu-viteză

Există şi dezavantaje ale acestei soluţii constructive:

- energia motorului termic suferă două transformări (din energie mecanică în energie electrică şi apoi din energie electrică din nou în energie mecanică), ceea ce afectează negativ randamentul total al sistemului;
- deoarece propulsia este asigurată doar de către motorul electric, acesta trebuie dimensionat pentru a asigura cuplul maxim necesar.

2.6.2. Transmisii hibride paralel

În cazul acestui tip de transmisii, ambele surse de energie sunt cuplate, din punct de vedere mecanic, la roţile motoare. Principala problemă care apare, în acest caz, este legată de compunerea mişcărilor provenite de la cele motoare; din acest punct de vedere, soluţiile folosite se încadrează în două mari categorii: soluţii ce folosesc compunerea cuplurilor motoare şi soluţii ce folosesc compunerea vitezelor unghiulare.

Fig. 2.23 prezintă o soluţie constructivă care permite ***compunerea (adunarea) momentelor motoare*** de la motorul termic (1) şi motorul electric (4), prin intermediul distribuitorului cu roţi dinţate (3).

Funcţionarea doar cu tracţiune electrică este posibilă datorită prezenţei ambreiajului (2), care permite decuplarea motorului termic de la transmisia autovehiculului.

Atunci când pentru tracţiune se foloseşte doar motorul termic, motorul electric (4) devine generator şi asigură încărcarea acumulatorilor (7).

La frânare, ambreiajul (3) poate fi decuplat şi astfel roţile motoare asigură antrenarea motorului electric în regim de generator, realizând de asemenea şi încărcarea acumulatorilor.

Cuplul maxim la roţile motoare se obţine când ambele motoare (termic şi electric) antrenează transmisia (7); în acest regim, vitezele unghiulare ale celor două motoare trebuie corelate între ele.

Unitatea electronică de control (5) este cea care asigură gestionarea regimurilor de funcţionare ale acestei variante de transmisie.

De remarcat că motorul termic poate fi folosit pentru încărcarea acumulatorilor

prin antrenarea motorului electric atunci când autovehiculul staţionează, cutia de viteze a transmisiei (7) fiind în punctul mort (situaţie în care nu antrenează transmisia centrală 8).

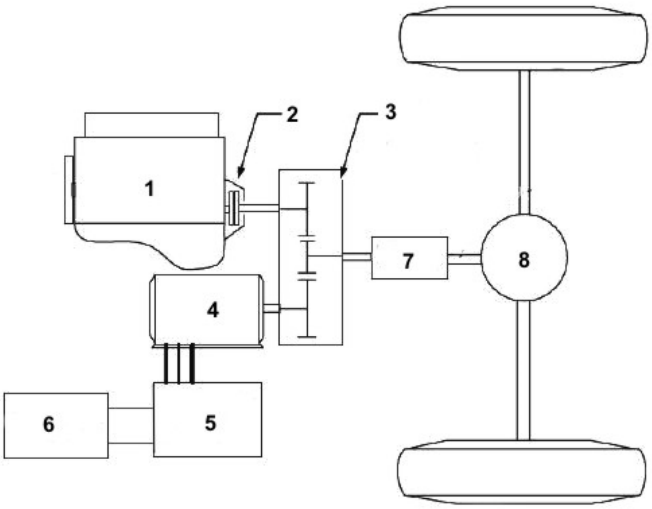


Fig. 2.23. Transmisie hibridă paralel, cu compunerea cuplurilor prin distribuitor cu roţi dinţate

1-motor termic; 2-ambreiaj; 3-distribuitor; 4-motor electric; 5-unitate electronică de control; 6-acumulatori; 7-transmisie (cutie de viteze); 8-transmisie centrală.

Varianta constructivă din fig. 2.24 foloseşte chiar rotorul (2) al motorului electric pentru compunerea momentelor motoare, acesta fiind antrenat de către motorul termic (1). Funcţionarea doar cu tracţiune electrică este posibilă prin decuplarea ambreiajului (7).

Pentru a se asigura încărcarea acumulatorilor (5) la frânarea autovehiculului sau atunci când acesta rulează liber, ambreiajul (7) trebuie de asemenea decuplat.

În această variantă contructivă motorul termic şi motorul electric trebuie să funcţioneze în acelaşi domeniu de turaţii; motorul electric (2) este folosit şi pentru pornirea motorului termic, cutia de viteze a transmisiei fiind în punctul mort.

Şi la această variantă motorul electric poate deveni generator, asigurând încărcarea acumulatorilor.

De notat că există şi variante la care motorul termic antrenează transmisia, iar motorul electric este montat după transmisia (6); în acest caz, transmisia are rolul de asigura un regim de funcţionare cât mai eficient pentru motorul termic; această variantă, însă, nu permite încărcarea acumulatorilor de către motorul termic, cu autovehiculul staţionat, din cauza amplasării motorului electric după transmisie.

Soluţia de transmisie hibridă cu compunerea cuplurilor se întâlneşte şi în varianta în care o punte motoare este antrenată de motorul termic, iar cea de a doua punte motoare este antrenată de motorul electric. Se obţine astfel un autovehicul cu tracţiune integrală, care are transmisia iniţială (motor termic + cutie de viteze), căreia i se adaugă astfel şi o transmisie cu acţionare electrică.

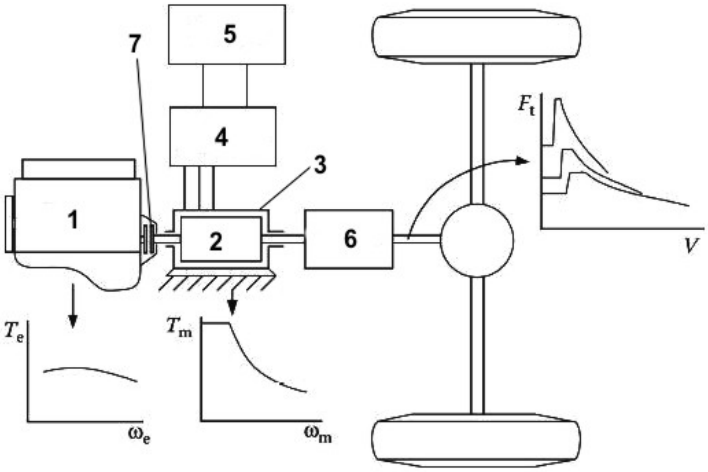


Fig. 2.24.Transmisie hibridă paralel, cu compunerea cuplurilor prin motorul electric
1-motor termic; 2-rotorul motorului electric; 3-statorul motorului electric; 4-unitate electronică de control; 5-acumultori; 6-transmisie (cutie de citeze); 7-ambreiaj.

Pentru transmisiile hibride paralele, cu ***compunerea vitezelor unghiulare*** ale celor două surse de energie, una dintre cele mai utilizate soluţii presupune folosirea unui mecanism planetar. Fig. 2.25 prezintă schema de principiu a unei astfel de soluţii constructive, la care mecanismul planetar este format din roata dinţată planetară cu dantură interioară (9), roata dinţată planetară cu dantură exterioară (10), pinioanele satelit (11) şi platoul port-sateliţi (12).

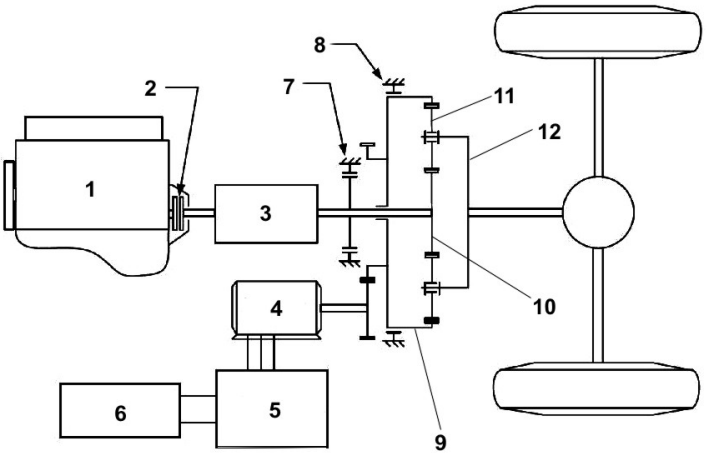


Fig. 2.25.Transmisie hibridă paralel, cu compunerea vitezelor unghiulare prin mecanism planetar
1-motor termic; 2-ambreiaj; 3-transmisie (cutie de viteze); 4-motor electric; 5-unitate electronică de control; 6-acumulatori; 7, 8-frâne; 9 – roată dinţată planetară cu dantură interioară; 10- roată dinţată planetară cu dantură exterioară; 11-pinion satelit; 12-platou port-sateliţi.

Roata dinţată (9) este antrenată de către motorul electric (4), în timp ce roata dinţată planetară (10) este antrenată de la motorul termic (1), prin intermediul ambreiajului (2) şi a transmisiei (3). Platoul port-sateliţi transmite mişcarea către puntea motoare.

Mecanismul planetar asigură compunerea vitezelor unghiulare ale motorului termic şi motorului electric atunci când ambreiajul (2) este cuplat, iar frânele (7) şi (8) nu sunt acţionate.

Atunci când frâna (7) este acţionată şi ambreiajul (2) este decuplat, doar motorul electric (5) este cel ce asigură tracţiunea, pinionul central (10) fiind imobil.

Deplasarea autovehiculului doar cu ajutorul motorului termic se realizează prin acţionarea frânei (8), frâna (7) fiind decuplată; în acest regim, autovehiculul se comportă ca şi cum ar avea doar transmisie mecanică (clasică).

În regim de frânare sau de rulare liberă, ambreiajul (2) este decuplat şi frâna (7) este acţionată; motorul electric devine generator şi este antrenat de către roţile motoare ale autovehiculului.

Încărcarea acumulatorilor de către motorul electric (funcţionând în regim de generator), antrenat de către motorul termic, se obţine prin imobilizarea autovehiculului; astfel, platoul port-sateliţi este oprit, iar motorul termic antrenează motorul electric.

Această variantă permite şi transformarea cutiei de viteze în trepte a autovehiculului într-una cu continuă, prin modificarea turaţiei motorului electric (4); se obţine astfel o mai bună adaptare a forţei de tracţiune la condiţiile de deplasare.

La varianta constructivă din fig. 2.26 se foloseşte un motor electric de construcţie specială (transmotor) pentru compunerea vitezelor unghiulare ale motorului termic şi motorului electric; în acest scop, rotorul (6) al motorului electric transmite mişcarea punţii motoare, în timp ce "statorul" (5) este antrenat de către motorul termic (1), prin intermediul transmisiei (3). Astfel, motorul termic este cuplat cu puntea motoare prin intermediul câmpului magnetic existent între stator şi rotor. Atât rotorul (6), cât şi statorul (5) se pot roti în caracasa fixă a motorului electric.

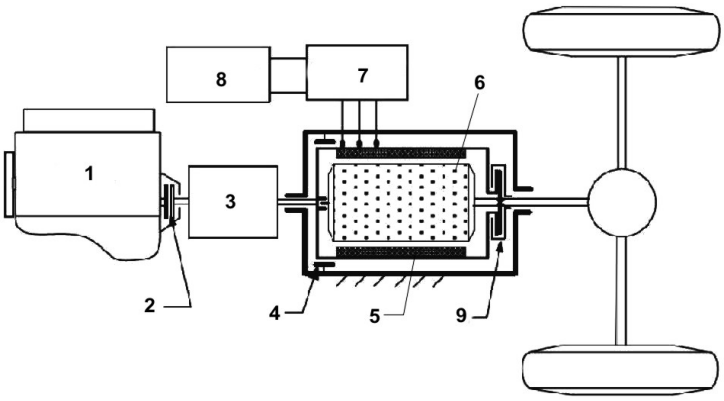


Fig. 2.26. Transmisie hibridă paralel, cu compunerea vitezelor unghiulare prin transmotor

1-motor termic; 2, 9-ambreiaje; 3-transmisie (cutie de viteze); 4-frână; 5-stator; 6-rotor; 7-unitate electronică de control; 8-acumulatori

Utilizarea tracţiunii electrice este posibilă prin decuplarea ambreiajului (2) şi acţionarea frânei (4), statorul motorului electric fiind astfel imobilizat.

Pentru asigurarea tracţiunii doar cu ajutorul motorului termic, ambreiajul (2) este cuplat, frâna (4) este decuplată, iar ambreiajul (9) este acţionat; ca urmare, statorul (antrenat de către motorul termic) este solidarizat cu rotorul motorului electric şi ambele elemente se pot roti în carcasa fixă a motorului electric.

În regim de frânare sau rulare liberă, ambreiajul (2) este decuplat, frâna (4) este acţionată, iar ambreiajul (9) este decuplat. Ca urmare, roţile motoare antrenează rotorul (6), în timp ce statorul (5) este imobil; motorul electric funcţionează în regim de generator şi asigură încărcarea acumulatorilor (8).

Încărcarea acumulatorilor de la motorul termic este posibilă la staţionar, când rotorul (8) este imobil, iar statorul (5) este antrenat de către motorul termic (1); evident, în această situaţie ambreiajul (2) trebuie să fie cuplat, iar frâna (4) şi ambreiajul (9) nu sunt cuplate.

2.6.3. Transmisii hibride complexe

Soluţiile mai complexe de transmisii hibride sunt o combinaţie între varianta serie şi cea paralelă, asigurând compunerea atât a cuplurilor cât şi a vitezelor unghiulare, prin divizarea fluxului de putere. Ca exemplu, în fig. 2.27 este prezentată schema de principiu a unei astfel de transmisii, la care compunerea vitezelor unghiulare şi a cuplurilor se realizează prin intermediul unui mecanism planetar format din roata dinţată planetară centrală (1), pinioanele satelit (2), roata dinţată planetară cu dantură interioară (3) şi platoul port-sateliţi (4).

Cuplul motorului termic (MT) este aplicat platoului port-sateliţi, cuplulul motorului electric (MG1) este aplicat roţii dinţate (1), iar mişcarea este preluată de la roata dinţată planetară cu dantură interioară (3).

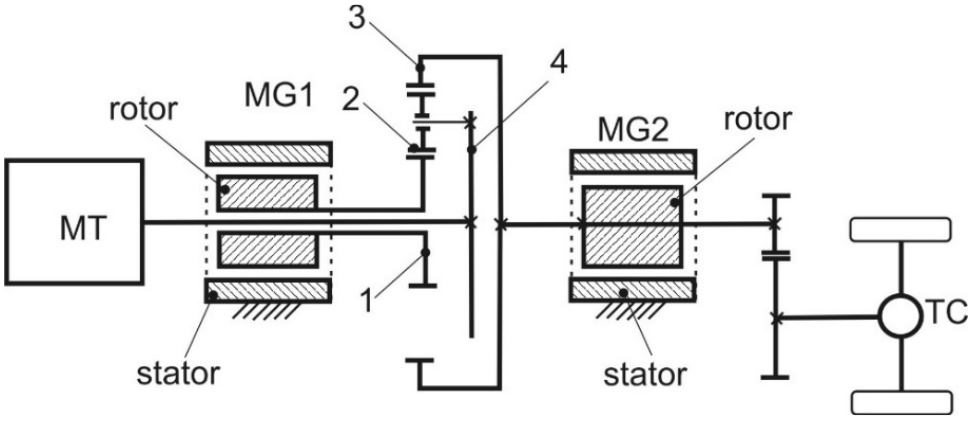


Fig. 2.27. Transmisie hibridă serie-paralel, cu compunerea vitezelor unghiulare şi cuplurilor prin mecanism planetar

MT-motor termic; MG1-motor/generator; MG2-generator; TG-transmisie centrală

Viteza unghiulară şi cuplul la nivelul roţii dinţate planetare (3) se determină cu relaţiile:

$$\omega_3 = \frac{1-i'}{i'} \cdot \omega_{MT} + i' \cdot \omega_{MG1},$$

$$M_3 = \frac{i'}{1-i'} M_{MT} = -i' \cdot M_{MG1},$$

în care $i' = -z_3/z_1$, z_1 şi z_3 fiind numerele de dinţi ale roţilor respective.

Ambele motoare electrice ale sistemului (MG1, MG2) pot funcţiona şi ca generatoare, pentru a asigura încărcarea acumulatorilor.

Fără a intra în amănunte legate de complexul proces de funcţionare al sistemului (care depăşeşte nivelul acestui material), să menţionăm că acesta are şi rol de cutie de viteze continuă, asigurând, de asemenea, şi schimbarea sensului de deplasare al autovehiculului. Întregul sistem este gestionat de o unitate electronică centrală complexă care, în funcţie de regimul de deplasare (viteză, rezistenţă la înaintare) şi de starea de încărcare a acumulatorilor, asigură obţinerea a diferite regimuri de funcţionare (propulsie electrică, cu motor termic sau hibridă, încărcarea acumulatorilor la rularea liberă sau frânare etc.).

În principiu, motorul electric (MG1) are rolul de a asigura încărcarea acumulatorilor şi pornirea motorului termic, în timp ce (MG2) este motorul care asigură tracţiunea electrică.

În regim de rulare liberă sau frânare, roţile motoare antrenează motorul (MG2), care devine generator şi asigură şi el încărcarea acumulatorilor.

Principiul divizării fluxului de putere este reprezentat prin faptul că energia mecanică produsă de către motorul termic este trimisă, prin intermediul mecanismului planetar, atât către motorul (MG1), pentru a asigura încărcarea acumulatorilor, cât şi către transmisia centrală (TC) şi roţile motoare, pentru a asigura deplasarea autovehiculului.

Schema din fig. 2.28 foloseşte un transmotor (3) şi un motor electric (10); motorul termic (1) antrenează statorul (4) al transmotorului prin intermediul transmisiei (2).

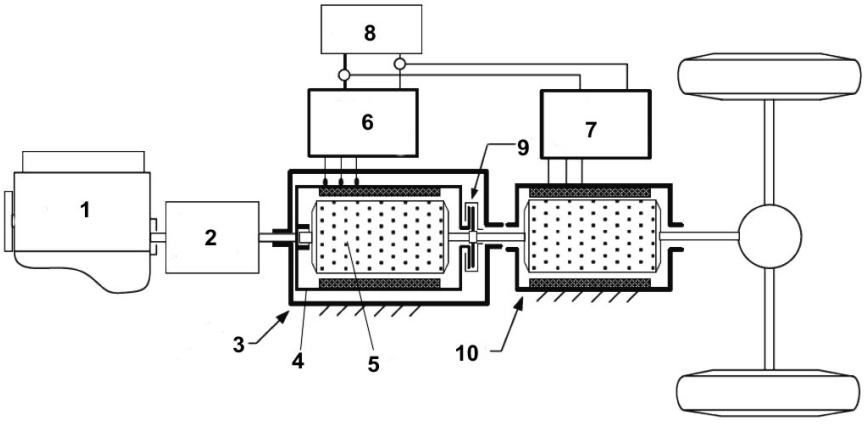


Fig. 2.28. Transmisie hibridă serie-paralel, cu compunerea vitezelor unghiulare şi cuplurilor prin transmotor

1-motor termic; 2-transmisie (cutie de viteze); 3-transmotor; 4-stator; 5-rotor; 6, 7-unităţi electronice de control; 8-acumulatori; 9-ambreiaj; 10-motor electric

La această variantă energia motorului termic (1) este divizată astfel: o parte se transmite arborelui care antrenează transmisia principală, prin intermediul câmpului magnetic existent între statorul (4) şi rotorul (5), iar o altă parte se transmite prin legătura electrică existentă, prin intermediul unităţilor de control (6) şi (7), între statorul (4) şi motorul (10).

Schema din fig. 2.29 prezină, ca principiu, construcţia unei transmisii hibride de tractor. Principalul avantaj al soluţiei este dat de faptul că, datorită existenţei motoarelor electrice, motorul termic (MT) nu trebuie dimensionat pentru a asigura forţa de tracţiune maximă, ceea ce permite reducerea dimensiunilor acestuia.

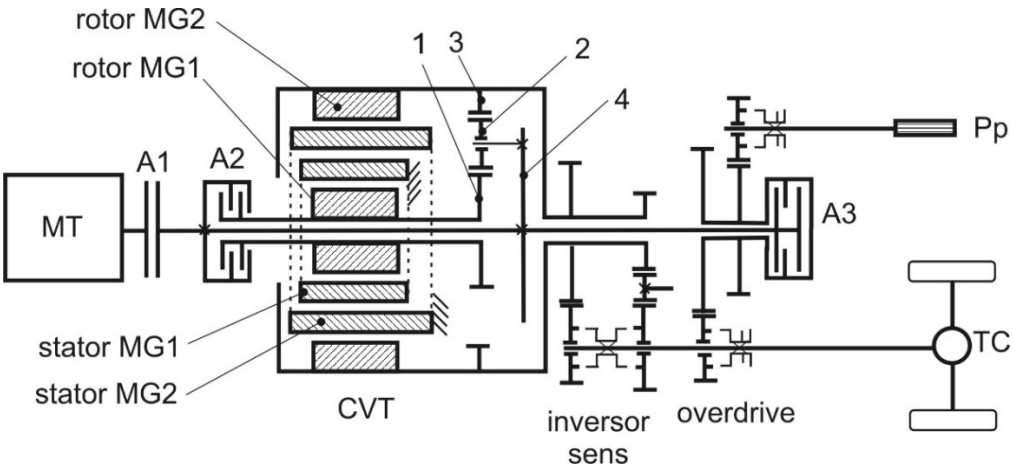


Fig. 2.29. Transmisie hibridă serie-paralel a unui tractor agricol
MT-motor termic; A1, A2, A3-ambreiaje; CVT-cutie de viteze continuă; Pp-priză de putere; TC-transmisie centrală; MG1, MG2-motoare electrice;
1-pinion planetar central, cu dantură exterioară; 2-pinion satelit; 3-pinion planetar cu dantură interioară; 4-platou port-sateliţi

Cutia de viteze propriu-zisă (CVT) este realizată pe baza unui mecanism planetar şi încorporează două motoare electrice într-o construcţie compactă, statoarele (fixe) ale celor maşini electrice fiind comune. Motorul MG2 este cel care furnizează cuplul suplimentar necesar obţinerii forţei de tracţiune maxime.

Ambreiajul (A1) permite decuplarea motorului termic de la transmisie, situaţie în care tracţiunea este doar electrică.

Ambreiajul (A2) asigură blocarea mecanismului planetar, motorul termic fiind astfel cuplat la transmisia centrală a tractorului prin intermediul inversorului de sens.

Ambreiajul (A2) este utilizat atât pentru antrenarea prizei de putere (Pp) de către motorul termic (MT), cât şi pentru realizarea unei trepte de viteză de tip overdrive (raport de transmitere subunitar), pentru obţinerea regimului de deplasare cu viteză maximă a tractorului (de remarcat că logica de comandă a transmisiei nu permite antrenarea prizei de putere dacă treapta overdirve este cuplată).

Partea electronică a tractorului (fig. 2.30) asigură obţinerea diferitelor regimuri de funcţionare:

- propulsie electrică de la (MG2), cu (A1) şi (A3) decuplate, (A2) cuplat (sens de mers înainte, priza de putere şi treapta overdrive decuplate);
- propulsie hibridă, cu (A1) cuplat şi (A2) decuplat; motorul termic

funcţionează la un regim care asigură 70...80% din cuplul maxim, iar diferitele regimuri de funcţionare (inclusiv deplasarea cu spatele) se obţin prin modificarea turaţiei motorului termic şi a celor două motoare electrice.

De remarcat că motorul electric MG1 este utilizat pentru a compensa variaţiile de turaţie ale motorului termic ca urmare a necesităţii obţinerii unui regim de funcţionare ce asigură obţinerea unui randament maxim al acestuia.

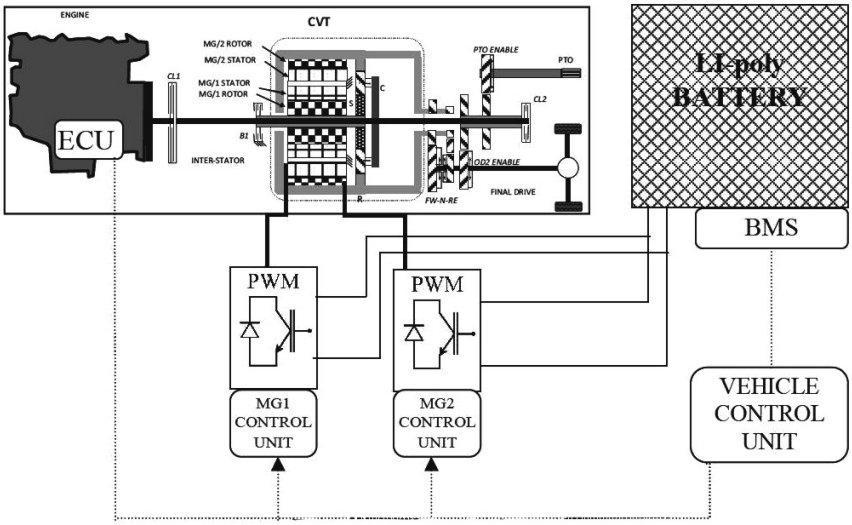


Fig. 2.30. Schema electronică de principiu a transmisiei hibride a tractorului agricol

3. ECHIPAMENTELE DE LUCRU ALE TRACTORULUI

Echipamentele de lucru ale tractorului au rolul de a asigura cuplarea, tractarea şi/sau antrenarea maşinilor agricole sau utilajelor cu care acesta lucrează în agregat.

Principalele echipamente de lucru sunt:

- ridicătorul hidraulic (mecanismul de suspendare);
- instalaţia hidraulică;
- priza (prizele) de putere;
- dispozitivele cuplare-tracţiune;
- roata de curea (rar întâlnită în prezent).

3.1. MECANISMUL DE SUSPENDARE

Mecanismul de suspendare (ridicătorul hidraulic) este utilizat în special pentru prinderea maşinilor agricole purtate pe tractor; de asemenea, poate fi utilizat pentru tractarea maşinilor şi utilajelor semipurtate sau tractate.

Primele încercări referitoare la realizarea unui mecanism de suspendare au fost făcute în anii 1920-1930 de către Harry Ferguson, reprezentantul din Irlanda al unei firme producătoare de tractoare. În 1938 Ferguson îl convinge pe Henry Ford să aplice ideea sa, ceea ce se materializează prin producerea tractorului Ford, model 9N, echipat cu mecanism de suspendare cu trei puncte.

Dispozitivul de suspendare poate fi amplasat:

- în partea din spate a tractorului, aceasta fiind cea mai întâlnită variantă;
- atât în partea din spate, cât şi în partea din faţă a tractorului, ceea ce permite formarea unor agregate agricole complexe;
- între punţi, în cazul şasiurilor autopropulsate.

În funcţie de **numărul de puncte** în care se prinde maşina agricolă purtată, ridicătoarele hidraulice pot fi:

- în patru puncte - în acest caz, maşina agricolă este fixată de tractor prin intermediul a patru bare articulate (două superioare şi două inferioare);
- în trei puncte - la această variantă, maşina agricolă se fixează în trei puncte;
- în două puncte, derivate din dispozitivele de suspendare în trei puncte.

Cele mai utilizate dispozitive de suspendare sunt cele în trei puncte (fig. 3.1); maşina agricolă se prinde de tractor în punctele (E), (F) şi (G), prin intermediul tirantului central (2) şi al lonjeroanelor (3). Braţele (2), acţionate hidraulic, asigură ridicarea şi coborârea maşinii agricole, prin intermediul tiranţilor laterali (4).

Pentru reglarea poziţiei maşinii agricole în plan longitudinal şi transversal tirantul central (2) are lungime reglabilă, iar cel puţin unul din tiranţii laterali (4) are de asemenea lungime reglabilă.

Principalele caracteristici ale diferitelor categorii de dispozitive de suspendare sunt prezentate în fig. 3.2 şi tabelul 3.1.

Pentru limitarea în plan transversal a mobilităţii dispozitivului de suspendare, acesta este prevăzut cu ancore de lungime reglabilă.

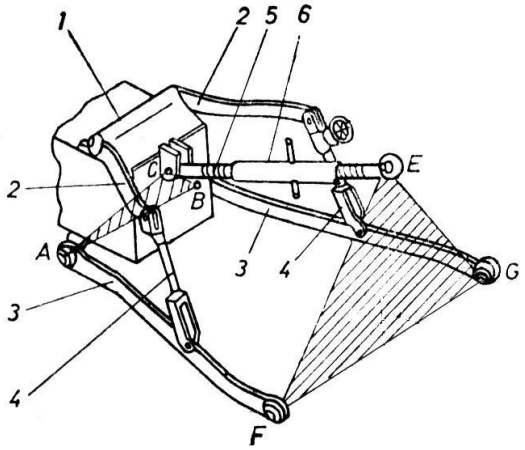


Fig. 3.1. Dispozitivul de suspendare în trei puncte (Mihăţoiu, 1984)

1-tractor;
2-braţe;
3-lonjeroane;
4-tiranţi laterali;
5-tirant central;
6-manşon dublu filetat;

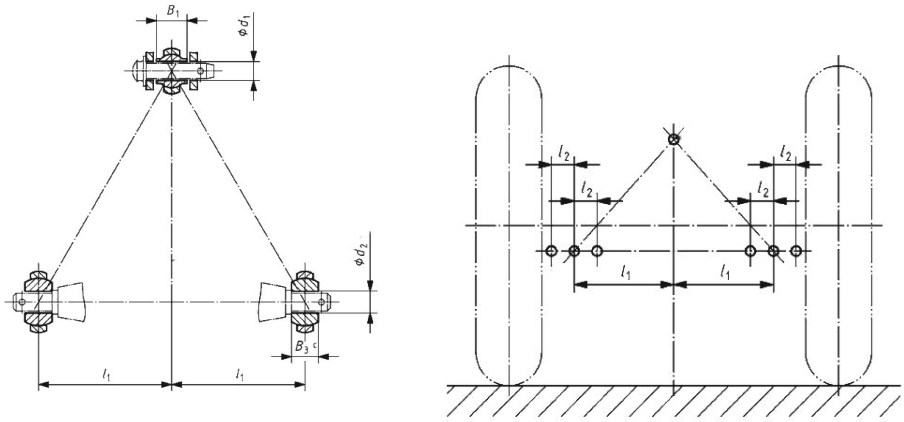


Fig. 3.2. Caracteristici dimensionale ale dispozitivelor de ridicare (Năstăsoiu & al., 1983)

Tabelul 3.1

Caracteristici dimensionale ale mecanismelor de suspendare (ISO, 2009)

Dimensiunea şmmţ	Categoria tractorului						
	1N	1	2	3N	3	4N	4
d_1	19,3	19,3	25,7	32	32	45,2	45,2
B_1	44	44	51	51	51	64	64
d_2	22,4	22,4	28,7	37,4	37,4	51	51
B_3	35	35	45	45	45	57,5	57,5
l_1	218	359	435	435	505	505	612
l_2 (deplasarea laterală)	min. 50	min. 100	min. 125	min. 125	min. 125	min. 125	min. 125
înălţimea triunghiului de prindere (distanţa pe verticală între E şi F,G)	360	460	610	685	685	685	1100

3.2. INSTALAŢIA HIDRAULICĂ

3.2.1. Instalaţii hidraulice convenţionale

Instalaţia hidraulică serveşte atât pentru acţionarea mecanismului de suspendare al tractorului, cât şi pentru acţionarea unor motoare hidrostatice rotative sau liniare care antrenează diferite organe de lucru ale maşinilor agricole, ori schimbă poziţia acestor organe.

Acţionarea corespunzătoare a maşinii de lucru sau a diferitelor organe ale acesteia presupune îndeplinirea, de către instalaţia hidraulică a tractorului, a câtorva cerinţe principale (Babiciu, Scripnic, & Frăţilă, 1984):

- ridicarea şi coborârea maşinii din poziţia de lucru în poziţia de transport şi invers să se realizeze într-un interval timp corespunzător;
- menţinerea maşinii la nivelul stabilit şi obţinut la începutul lucrului;
- urmărirea denivelărilor terenului de către maşină;
- menţinerea parametrilor de lucru ai maşinii (nivelul reglat, rezistenţa la tracţiune etc.) la valorile stabilite iniţial prin reglaj, indiferent de situaţiile care apar în timpul lucrului.

După **modul de acţionare** a mecanismului de suspendare, instalaţiile hidraulice pot fi: **fără reglaje automate** şi **cu reglaje automate** (Neagu, 1982).

În primul caz instalaţia hidraulică asigură numai ridicarea, coborârea şi lucrul pe poziţie neutră sau flotantă a maşinii agricole purtate.

Instalaţiile din categoria a doua, extinse mult în prezent, asigură şi reglarea automată a parametrilor de lucru ai maşinii purtate şi anume: reglaj de poziţie, reglaj de forţă sau reglaj combinat, de poziţie şi de forţă (succesiv sau concomitent).

După **construcţie**, instalaţiile hidraulice se clasifică astfel:

- monobloc, la care toate părţile componente sunt montate într-un singur bloc;
- parţial monobloc, când numai o parte din elementele componente sunt montate într-un bloc comun;
- cu elemente separate, la care toate părţile componente sunt montate separat.

Indiferent de tipul instalaţiei hidraulice, aceasta este alcătuită din următoarele părţi principale: rezervorul de ulei (carterul transmisiei la unele tractoare), pompa hidraulică, distribuitorul hidraulic, conducte de legătură şi consumatori, reprezentaţi prin motoare hidraulice rotative sau liniare.

Instalaţia hidraulică fără reglaje automate (fig. 3.4) asigură mecanismului de suspendare patru regimuri de funcţionare:

• ridicare, când lichidul de lucru trimis de pompă este dirijat de distribuitor sub pistonul cilindrului hidraulic, asigurând ridicarea acestuia şi a maşinii purtate; lichidul de lucru de deasupra pistonului se întoarce în rezervor, trecând prin distribuitor;

• coborâre, când lichidul sub presiune trece din distribuitor în spaţiul de deasupra pistonului, ceea ce determină coborârea acestuia şi a maşinii purtate; lichidul de lucru de sub piston trece în distribuitor şi apoi în rezervor;

• neutru, când lichidul de lucru ce ajunge în distribuitor este dirijat de acesta în rezervor, iar legătura între cilindrul hidraulic şi distribuitor este întreruptă; în felul acesta, pistonul rămâne blocat într-o anumită poziţie în cilindru, determinând blocarea maşinii purtate pe ridicător;

• flotant, când lichidul de lucru trimis de pompă la distribuitor se reîntoarce în rezervor, ca la regimul neutru, însă lichidul din cilindru poate să circule dintr-o parte în

cealaltă a acestuia, trecând prin distribuitor, în cazul deplasării pistonului sub acţiunea maşinii purtate care copiază denivelările terenului (prin intermediul unor roţi sau patine).

Cele patru regimuri de funcţionare se obţin cu ajutorul manetei de comandă a distribuitorului.

Instalaţia hidraulică cu reglaje automate (fig. 3.3) cuprinde, în afara părţilor componente amintite anterior, dispozitive care asigură controlul şi reglarea automată a parametrilor de lucru ai maşinii purtate. Astfel, ***reglajul de poziţie*** (fig. 3.4a) asigură menţinerea automată a poziţiei maşinii la înălţimea sau adâncimea de lucru reglate iniţial cu ajutorul manetei de comandă a distribuitorului.

În timpul lucrului orice modificare necomandată a poziţiei (distanţei) cadrului maşinii (1) determină rotirea braţelor (4) şi a discului profilat (5), cu rol de traductor de poziţie, care, prin intermediul unui sistem de pârghii (6), comandă distribuitorul. În acest mod se asigură ridicarea sau coborârea automată a maşinii purtate, cu ajutorul cilindrului hidraulic, aceasta revenind la poziţia iniţială, stabilită prin maneta distribuitorului, moment în care sertarul distribuitorului revine în poziţia neutră.

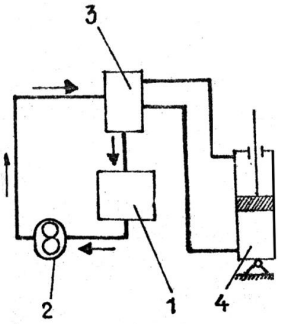


Fig. 3.3. Schema de principiu a instalaţiei hidraulice fără reglaje automate (Babiciu, Scripnic, & Frăţilă, 1984)

1-rezervor de ulei;
2-pompă;
3-distribuitor;
4-cilindru hidraulic (motor hidraulic liniar).

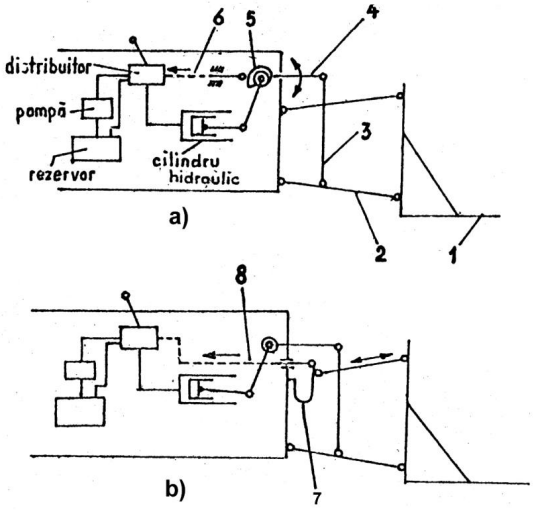


Fig. 3.4. Schema de principiu a instalaţiei hidraulice cu reglaje automate (Neagu, 1982)

a - cu reglaj de poziţie;
b - cu reglaj de forţă;
1-cadrul maşinii;
2-tiranţii laterali;
3-tije de ridicare;
4-braţe;
5-palpator (disc profilat);
6-sistem de pârghii;
7-palpator (arc lamelar);
8-pârghii de acţionare.

Controlul automat al poziţiei maşinii este asigurat şi în cazul acţionării distribuitorului cu ajutorul manetei, deoarece cursa maşinii purtate este direct proporţională cu cursa manetei; distribuitorul revine automat la poziţia neutră în momentul când maşina a ajuns la nivelul prestabilit prin poziţia în care a fost aşezată maneta.

Prin reglajul de poziţie, adâncimea sau înălţimea de lucru reglată se menţin constante, indiferent de variaţiile rezistenţei la tracţiune ale maşinii.

Reglajul de forţă (fig. 3.4 b) asigură menţinerea constantă a rezistenţei la tracţiune a maşinii, prin modificarea adâncimii de lucru.

Elementul sensibil în acest caz îl constituie un traductor de forţă (arcul 7), pe care se prinde articulat capătul din faţă al tirantului central.

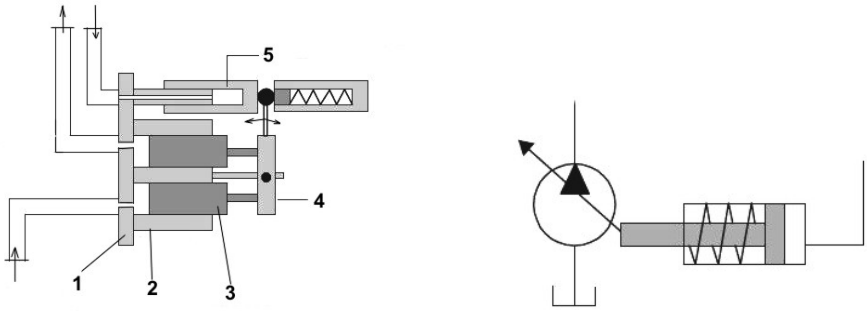
Orice variaţie a forţei de comprimare sau de tracţiune din tirantul central, determinată de modificarea rezistenţei la tracţiune a maşinii, conduce la schimbarea tensiunii arcului (7) şi a poziţiei capătului său posterior, care, prin pârghiile de acţionare (8), comandă distribuitorul. Acesta, prin intermediul cilindrului hidraulic, determină ridicarea sau coborârea maşinii, până când rezistenţa la tracţiune a acesteia ajunge la valoarea reglată iniţial prin poziţia manetei de comandă (cu care s-a obţinut adâncimea de lucru dorită). În acest moment distribuitorul revine automat în poziţia neutră.

3.2.2. Sisteme hidraulice controlate de sarcină

Un sistem hidraulic convenţional furnizează fluidul de lucru cu un debit constant; atunci când este atinsă presiunea maximă admisibilă, se deschide supapa de limitare a presiunii şi fluidul în exces este dirijat către rezervor. Ca urmare, pompa hidraulică furnizează mereu debitul maxim de fluid; puterea necesară antrenării pompei este mare şi se generează o mare cantitate de căldură.

Sistemele hidraulice controlate de sarcină modifică presiunea şi debitul de fluid în funcţie de sarcina pe care trebuie să o dezvolte elementul de acţionare, asigurând astfel reducerea consumului de energie, creşterea randamentului sistemului, reducerea cantităţii de căldură generate în timpul funcţionării şi mărirea duratei de exploatare.

Un astfel de sistem hidraulic este prevăzut cu o pompă cu debit variabil. Astfel, fig. 3.5 prezintă schema de principiu a unei pompe cu disc înclinat cu debit variabil, la care debitul refulat se modifică variind înclinarea discului (4); în poziţia din figură, în care discul (4) este perpendicular pe axele pistonaşelor (3), debitul refulat este nul.



a) b)

Fig. 3.5. Schema de principiu a unei pompe cu disc înclinat, cu debit variabil[13]

a) schema de principiu; b) simbolizare;

1-discul distribuitor al pompei; 2-rotor; 3-pistonaş; 4-disc înclinat; 5-piston pentru acţionarea discului înclinat.

[13] https://fluidsys.files.wordpress.com/2017/07/20-load-sensing-hydraulic-systems.pdf

Fig. 3.6 prezintă schema unui astfel de sistem hidraulic şi poziţiile iniţiale ale elementelor de comandă (când pompa nu este antrenată). Se observă că cilindrul cu simplă acţiune (1), de acţionare a discului pompei, este conectat la rezervor, astfel încât arcul acestuia înclină la maximum discul pompei, aceasta fiind deci în poziţia de debit maxim de lichid.

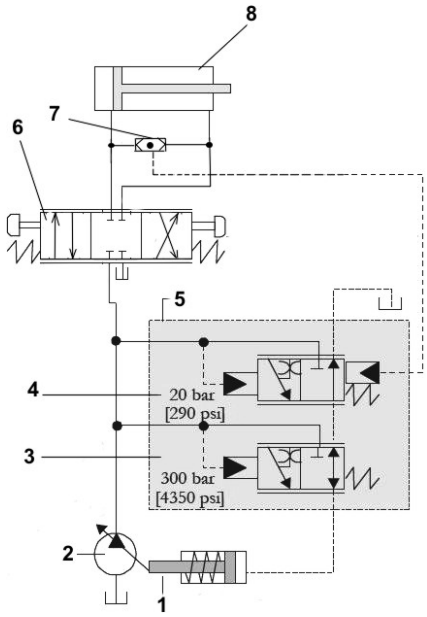


Fig. 3.6. Schema sistemului hidraulic cu control al sarcinii, în poziţia iniţială[14]

1-cilindrul hidraulic al pompei;
2-pompă cu debit variabil;
3-compensator de înaltă presiune;
4-compensator debit-presiune;
5-bloc de distribuitoare;
6-distribuitor hidraulic de comandă;
7-supapă de sens unic, dublă;
8-cilindru hidraulic.

După pornirea pompei şi atât timp cât distribuitorul de comandă (6) nu este acţionat (fig. 3.7), presiunea lichidului creşte (atingând, de exemplu 20 bar); la atingerea acestei valori are loc deplasarea către dreapta a sertarului compensatorului (4), lichidul cu presiune ajungând la cilindrul hidraulic al pompei, care va deplasa discul pompei spre poziţia de debit minim, aceasta necesitând o putere redusă pentru antrenare.

Acţionarea distribuitorului (6, fig. 3.8) are ca urmare trimiterea fluidului sub presiune, prin supapa de sens unic (7) şi prin circuitul (a), către portul de comandă al compensatorului (4), ceea ce face ca sertarul acestuia să fie deplasat către stânga (presiunile pe cele două feţe ale sertarului sunt aproximativ egale, iar arcul compensatorului deplasează sertarul); astfel, lichidul din cilindrul hidraulic al pompei este dirijat către rezervor, ceea ce va asigura înclinarea discului pompei şi creşterea debitului acesteia. Cu cât cilindrul de lucru (8) întâmpină o rezistenţă mai mare, cu atât creşte presiunea fluidului de lucru, discul pompei va fi înclinat mai mult şi debitul va creşte; astfel, viteza de deplasare a pistonului cilindrului hidraulic (8) nu va fi afectată de rezistenţa întâmpinată de către acesta.

În momentul în care pistonul cilindrului hidraulic (8) ajunge la capăt de cursă (fig. 3.9), presiunea tinde să crească; în momentul în care se depăşeşte valoarea maximă prestabilită (de ex. 200 bar), sertarul compensatorului de înaltă presiune (3) este deplasat către dreapta, lichidul sub presiune ajunge la cilindrul hidraulic al

[14] ibid.

pompei şi unghiul discului pompei se reduce; astfel, debitul pompei se reduce la valoarea necesară pentru a compensa pierderile de lichid către rezervorul sistemului.

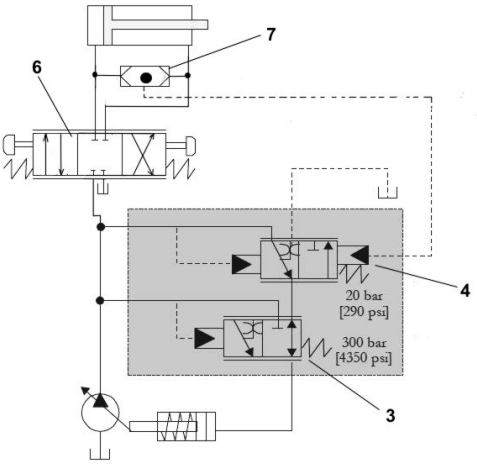


Fig. 3.7. Funcţionarea în regim fără acţionare hidraulică[15]

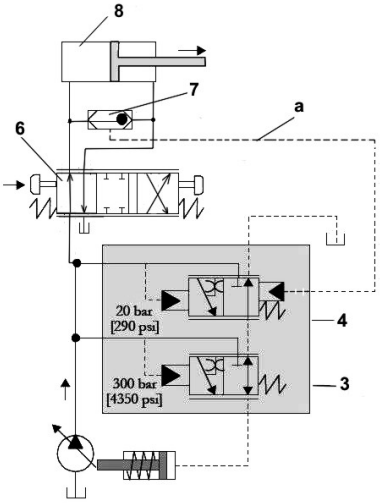


Fig. 3.8. Funcţionarea în regim cu acţionare hidraulică[16]

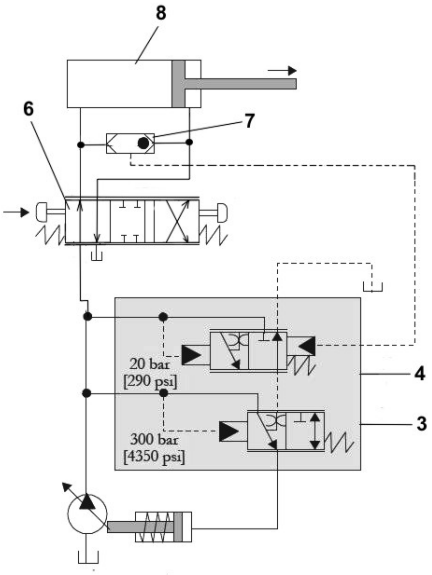


Fig.3.9. Limitarea presiunii maxime[17]

Fig. 3.10 prezintă schema instalaţiei hidraulice controlată de sarcină a tractorului **CASE IH "Magnum"**; pompa (2) are rolul de a asigura alimentarea cu fluid a pompei principale (1), cu debit variabil.

[15] ibid.
[16] ibid.
[17] ibid.

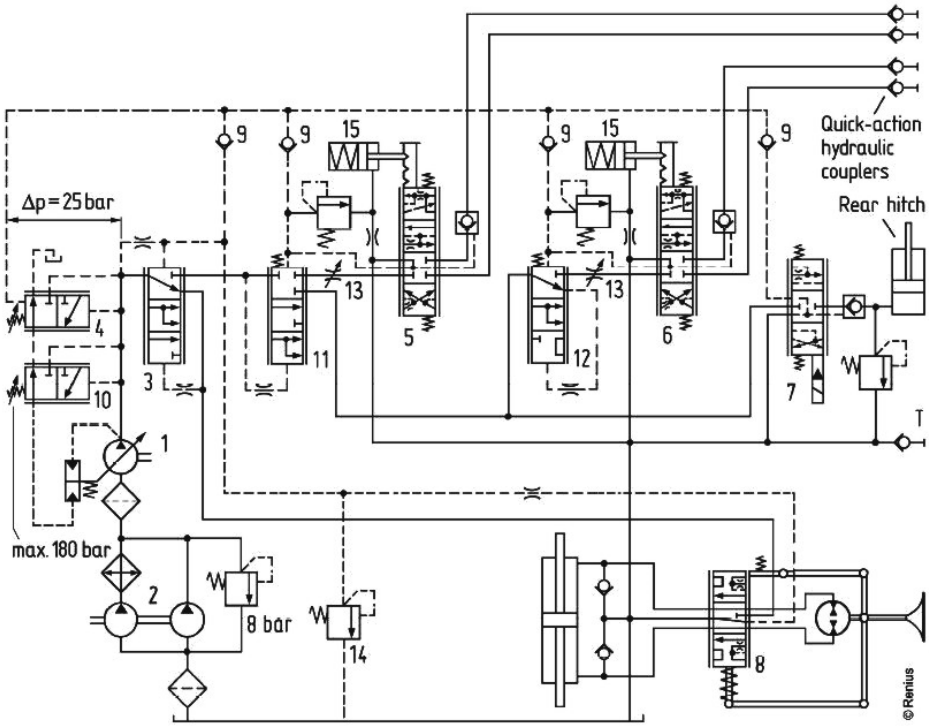


Fig. 3.10. Schema instalaţiei hidraulice a tractorului Case IH "Magnum"
cu acordul prof. Th. Renius (Renius, 2020)

Distribuitorul (3) are rolul de asigura fluidul sub presiune necesar funcţionării servodirecţiei hidrostatice (8), iar distribuitorul (4) asigură o diferenţă de presiune constantă (25 bar) între presiunea din circuitele hidraulice de acţionare şi presiunea la ieşirea din pompa principală (1), astfel încât debitul de lichid să fie controlat de sarcina care trebuie învinsă. Distribuitoarele (5) şi (6) asigură acţionarea hidraulică a maşinii agricole, iar distribuitorul (7) este cel care comandă cilindrul hidraulic al mecanismului de suspendare.

Distribuitorul (10) are rolul de a limita presiunea maximă din sistem, modificând debitul pompei principale.

Supapele de sens unic (9) asigură funcţionarea în regim controlat de către sarcina de pe circuitul cu presiunea cea mai mare.

Elementele de execuţie (15) asigură trecerea distribuitoarelor suplimentare (5) sau (6) în poziţia neutră atunci când în sistem se atinge presiunea maximă admisă.

Tractoarele moderne au sisteme de tip electro-hidraulic (fig. 3.11), care sunt echipate cu senzori electrici pentru forţa de rezistenţă a maşinii agricole, poziţia ridicătorului hidraulic, presiunea hidraulică, vitezele unghiulare ale roţilor; se asigură astfel corelarea regimului de lucru al maşinii agricole cu regimul de funcţionare al tractorului, în scopul maximizării forţei de tracţiune şi al reducerii patinării roţilor motoare şi a consumului de combustibil. Unitatea electronică de control a instalaţiei hidraulice este conectată la tractor prin magistrala CANbus (vezi subcapitolul 3.4), putând deci comanda regimul de funcţionare al acestuia.

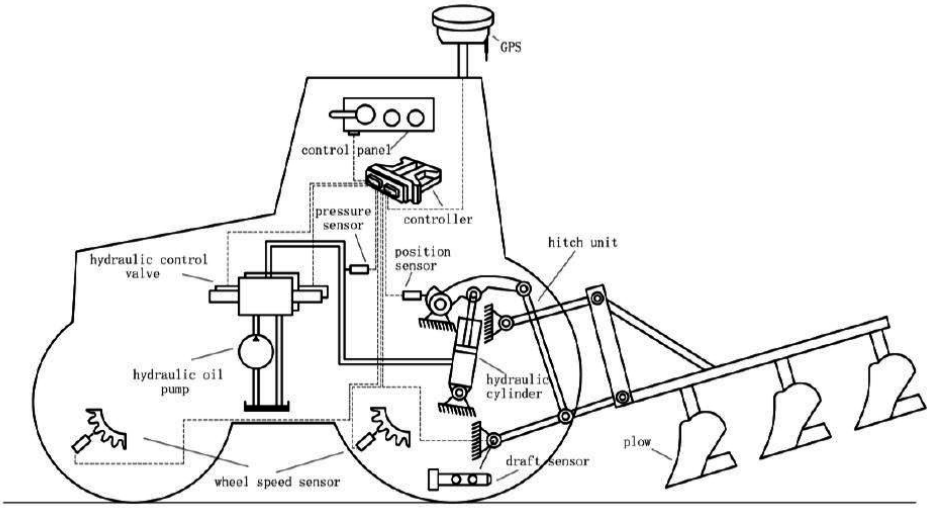


Fig. 3.11. Schema de principiu a ridicătorului de tip tip electro-hidraulic (Sun, și alții, 2022)

3.3. PRIZA DE PUTERE

Priza de putere serveşte la acţionarea de către tractor a organelor mobile ale diferitelor maşini agricole, atât în cazul deplasării agregatului cât şi la staţionar.

După **turaţie**, prizele de putere se împart în (Năstăsoiu & al., 1983):

- prize cu turaţie constantă, indiferent de viteza de deplasare a tractorului. Turaţia în acest caz este standardizată şi poate fi de 540, 1000 sau 750 rot/min, iar acţionarea prizei se face de la arborele cotit al motorului sau de la ambreiajul principal al transmisiei tractorului; există şi soluţii constructive care asigură două turaţii constante prizei de putere.
- prize cu turaţie variabilă, proporţională cu viteza de deplasare a tractorului. Acţionarea prizei în acest caz se face de la arborele secundar al cutiei de viteze; aceste prize se numesc *sincrone*, deoarece mişcarea de rotaţie a prizei este sincronizată cu mişcarea de avans a tractorului.
- prize de putere mixte, care pot fi acţionate atât de la arborele cotit al motorului cât şi de la arborele secundar al cutiei de viteze.

Priza cu turaţie **variabilă** (priza sincronă) este folosită pentru acţionarea aparatelor de distribuţie de la unele maşini de semănat, de plantat şi de fertilizat, la care turaţia acestor aparate trebuie să fie proporţională cu viteza de deplasare, în vederea menţinerii constante a cantităţii de material la hectar. Priza sincronă se utilizează şi la acţionarea roţilor motrice ale unor remorci monoax sau pentru antrenarea rotorului frezei agricole, astfel înât viteza periferică a rotorului să fie corelată cu viteza de înaintare a tractorului (fig. 3.12).

După **gradul de dependenţă** al mişcării prizei de mişcarea altor ansambluri ale transmisiei tractorului şi de comenzile acestora, prizele de putere pot fi (Năstăsoiu & al., 1983):

- independente (cu transmisie şi comandă independente de transmisia tractorului),

care asigură cuplarea şi decuplarea prizei independent de schimbarea vitezelor tractorului (schimbarea vitezei de mers nu determină întreruperea funcţionării prizei, iar cuplarea şi decuplarea prizei se fac fără întreruperea acţionării roţilor motrice);

- semi-independente (cu transmisie independentă şi comandă dependentă de transmisia tractorului), la care cuplarea şi decuplarea prizei sunt posibile numai după oprirea tractorului, din cauza existenţei unei comenzi comune atât pentru priză cât şi pentru transmisia tractorului. Schimbarea vitezelor se poate face însă fără întreruperea transmiterii mişcării la priza de putere;
- dependente (cu transmisie şi comandă dependente de transmisia tractorului), în care caz cuplarea şi decuplarea prizei se pot face numai după oprirea tractorului, iar la schimbarea vitezelor se întrerupe transmiterea mişcării la priza de putere;
- mixte, care pot funcţiona fie în regim independent, fie în regim dependent; de obicei, la regimul dependent, turaţia prizei este variabilă.
-

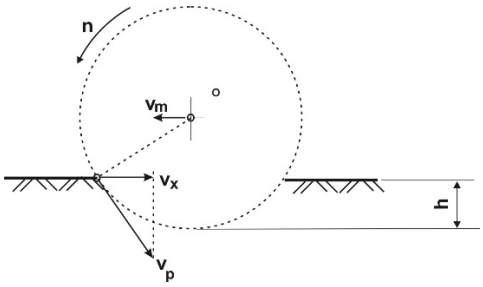


Fig. 3.12. Corelarea turaţiei rotorului frezei cu viteza de înaintare

v_m – viteza de înaintare;
v_p – viteza periferică a rotorului;
v_x – componenta orizontală a vitezei periferice;
n – turaţia rotorului;
h - adâncimea de lucru;
$v_x \geq (1{,}5 \ldots 1{,}8) \cdot v_m$

În fig. 3.13 sunt prezentate unele scheme de principiu pentru acţionarea prizei de putere.

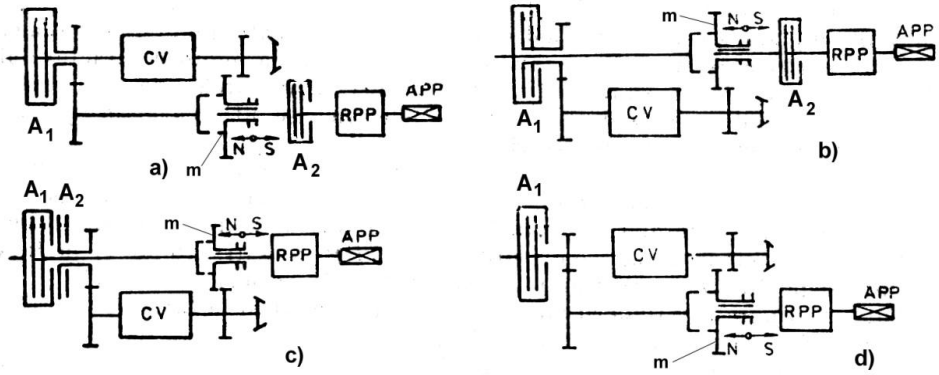


Fig. 3.13. Scheme de principiu pentru acţionarea prizei de putere (Năstăsoiu & al., 1983)

a, b-independente; c-semiindependentă; d-dependentă; A_1-ambreiajul transmisiei; A_2-ambreiajul prizei de putere; CV-cutie de viteze; APP-arborele prizei de putere; RPP-reductorul prizei de putere; m-manşon selector; N-turaţie constantă; S-priză de putere sincronă.

Schemele din fig. 3.13 a şi b prezintă soluţii de antrenare a prizei de putere independente, aceasta fiind acţionată direct de la arborele cotit al motorului; manşonul

(m) permite selectarea regimului de lucru al prizei (turaţie constantă sau variabilă). Trecerea manşonului (m) în poziţia (N) - priză de putere cu turaţie constantă - impune oprirea prealabilă a motorului.

Pentru ambele regimuri de funcţionare, ambreiajul (A_2) permite oprirea arborelui prizei de putere (APP).

La schema din fig. 3.13c, cuplarea prizei de putere cu turaţie constantă cu arborele cotit al motorului se realizează prin intermediul ambreiajului (A_2), care se găseşte în aceeaşi carcasă cu ambreiajul (A_1) al transmisiei. Cele două ambreiaje pot fi acţionate de o singură pedală de ambreiaj (priză de putere semiindependentă) sau pot avea sisteme de acţionare diferite (priză de putere independentă).

Priza de putere din fig. 3.13d este dependentă, întrucât trecerea manşonului (m) în poziţia (N) impune decuplarea ambreiajului (A_1) al transmisiei şi deci oprirea tractorului.

Arborele canelat al prizei de putere este amplasat, de obicei, în spatele tractorului, iar sensul de rotaţie al acestuia este cel al acelor de ceas (văzut din spatele tractorului). Dimensiunile arborelui canelat al prizei de putere sunt standardizate prin. standardul ISO 500-1:2014; unele caracteristici ale acestora sunt prezentate în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2.

Specificaţii de bază pentru prizele de putere

Tip	Diametrul exterior, mm	Nr. de caneluri	Tip caneluri	Turaţia nominală, rot/min	Putere maximă transmisă, kW
1	35	6	profil dreptunghiular	540 1000	65 110
2	35	21	profil în evolventă	1000	130
3	45	20	profil în evolventă	1000	300
4	57,5	22	profil în evolventă	1300	450

Există variante constructive de transmisii care permit obţinerea mai multor turaţii fixe ale prize; astfel, la schema din fig. 3.14, arborele (1) este antrenat direct de către arborele cotit al motorului, iar ambreiajul (2) permite cuplarea şi decuplarea prizei. Mişcarea se transmite de la ambreiaj la priza de putere propriu-zisă (6) prin intermediul unei cutii de viteze cu trei arbori (arbore primar 3, arbore intermediar 4 şi arbore secundar 5). Mişcarea se transmite prin roţi dinţate libere, permanent angrenate, şi manşoane de cuplare. Turaţia de 1000 rot/min se obţine prin deplasarea către stânga a manşonului (7), astfel arborele (5) fiind solidarizat cu arborele (3); turaţia de 540 rot/min se obţine prin deplasarea către dreapta a aceluiaşi manşon; în ambele cazuri, turaţiile respective se obţin la turaţia nominală a motorului; cuplarea manşonului (8) asigură o turaţie a prizei de 540 rot/min la o turaţie a motorului mai mică decât turaţia nominală. Se observă că această priză este independentă, mişcarea prizei nefiind influenţată de deplasarea tractorului.

Schema din fig. 3.15 asigură obţinerea a patru raporturi de transmitere a mişcării

de la arborele cotit al motorului la arborele prizei de putere. În funcţie de danturile de cuplare prin care se transmite mişcarea se pot obţine următoarele turaţii ale prizei:

- a-c: 1000 rot/min (la turaţia nominală a motorului);
- b-d: 540 rot/min (la turaţia nominală a motorului);
- b-c: 540E (la o turaţie a motorului mai mică decât turaţia nominală);
- a-d: 1000E (la turaţie a motorului mai mică decât turaţia nominală).

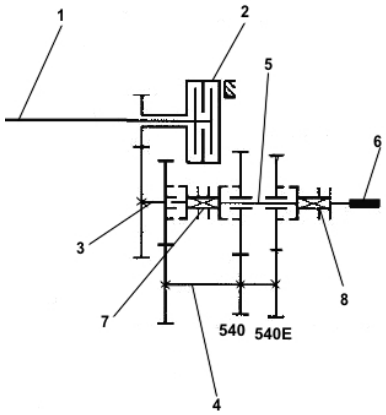


Fig. 3.14. Priză de putere cu trei turaţii constante (Renius & Resch, 2005)

1-arbore de antrenare;
2-ambreiaj;
3-arbore primar;
4-arbore intermediar;
5-arbore secundar;
6-priza de putere;
7, 8-manşoane de cuplare.

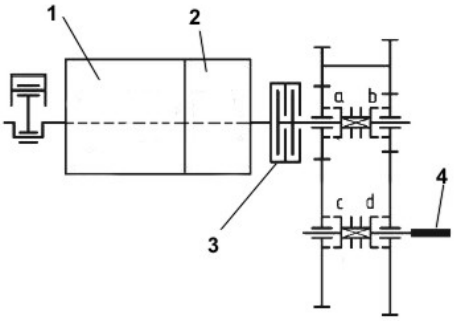


Fig. 3.15. Priză de putere asincronă cu patru raporturi de transmitere *cu acordul prof. Th. Renius* (Renius, 2020)

1-cutie de viteze;
2-transmisie centrală;
3-ambreiaj;
4-arborele prizei de putere;
a, b, c, d-danturi de cuplare.

3.4. MAGISTRALELE CANBUS ŞI ISOBUS

Tractoarele moderne sunt prevăzute cu o multitudine de senzori care şi unităţi electronice care gestionează funcţionarea în parametri a subansamblurilor respective. Soluţia clasică, utilizată până în ultimul deceniu al secolului trecut, presupunea conectarea individuală a tuturor senzorilor şi elementelor de comandă şi control la unitatea electronică corespunzătoare. Pe măsură ce gradul de complexitate al autovehiculelor şi tractoarelor a crescut, numărul de senzori şi elemente de comandă şi control a crescut şi el, astfel încât instalaţia electrică cuprindea un număr mare de cabluri. Creşteau astfel probabilităţile de apariţie a unor defecţiuni, iar diagnosticarea şi repararea acesteia deveneau din ce în ce mai dificile.

Ca răspuns la această stare de lucru firma BOSCH introduce, începând cu anul 1986, conceptul de magistrală CAN (Controller Area Network) sau CAN bus, prin care fiecare senzor sau element de comandă şi control pot comunica între ele şi cu unităţile electronice centrale prin intermediul unei magistrale (bus) formată din două

fire torsadate (răsucite), care se termină la capete cu rezistenţe de 120 Ω (fig. 3.16). Fiecare dispozitiv conectat la magistrală se numeşte **nod**.

În acest mod instalaţia electrică se simplifică semnificativ, fiind necesari doar doi conductori pentru interconectarea tuturor dispozitivelor necesare.

Fiecare nod este prevăzut cel puţin cu un microcontroler (fig. 3.17), care transformă semnalele primite de la senzori din formatul specific fiecăruia în format digital, şi cu un controler CAN (interfaţă CAN), care trece semnalul digital în formatul impus de magistrala CAN (semnale CAN-high şi CAN-low, fig. 3.18). Atunci când se transmite semnal prin magistrala CAN (stare dominantă), linia CAN-high se află la 3,5 V, iar linia CAN-low se află la 1,5 V, astfel încât diferenţa de potenţial între cele două linii este de 2 V; atunci când nu se transmite semnal (stare recesivă), diferenţa de potenţial este de 0 V datorită terminatorilor (rezistenţele de 120 Ω), care egalizează tensiunile pe cele două linii. În cod binar, starea dominantă reprezintă "0", iar starea recesivă reprezintă "1".

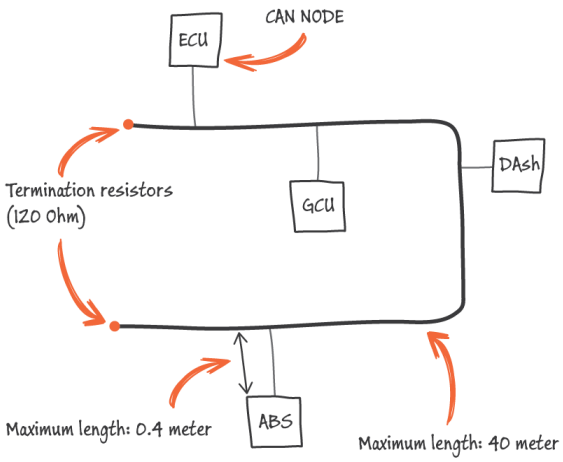


Fig. 3.16. Schema de principiu a unei magistrale CAN[18]

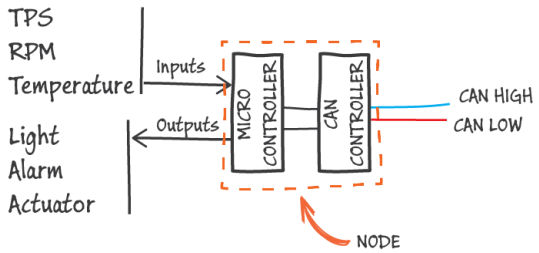


Fig. 3.17. Structura de bază a unui nod CAN[19]

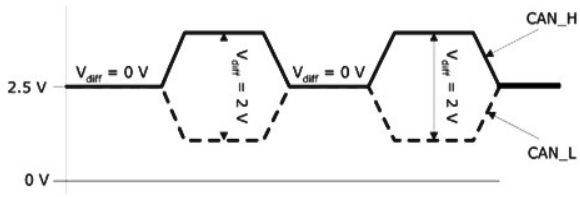


Fig. 3.18. Semnalele CAN-C (Balaş, 2023)

CAN_H: semnalul pe linia CAN-high;
CAN_L: semnalul pe linia CAN-low

[18] https://www.kmpdrivetrain.com/general/basics-can-bus/
[19] ibid.

Fără a intra în mai multe detalii, care nu fac obiectul acestui material, este suficient să mai arătăm că semnalul digital transmis de către fiecare nod conţine o "adresă", care îl identifică în mod unic, astfel încât unităţile electronice să recunoască semnalele care le sunt destinate.

Tractoarele moderne sunt prevăzute cu unităţi electronice pentru controlul motorului, echipamentului hidraulic, transmisiei, suspensiei etc.

Fig. 3.19 prezintă, ca exemplu, modul de implementare pe un autovehicul a magistralelor de tip CANbus.

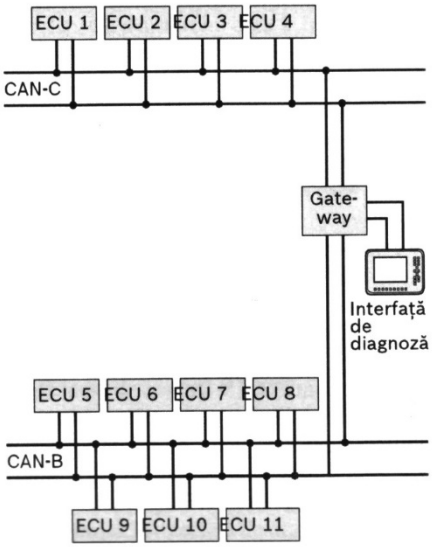


Fig. 3.19. Comectarea unităţilor de control prin CANbus (Balaş, 2023)

CAN-C: magistrală de mare viteză:
CAN-B: magistrală de viteză redusă;
ECU. unităţi electronice de control.

Se observă existenţa a două mahistrale de tip CAN (Balaş, 2023):

- magistrala de mare viteză CAN-C, care funcţionează cu o viteză de 125 kBit/s...1MBit/s (ISO 11898-2) şi la care sunt conectate unităţile electronice ce controlează motorul, transmisia, tabloul de bord;
- magistrala de viteză redusă CAN-B, care funcţionează la 5...125 kBit/s (ISO 11519-2. 11898-3) şi la care sunt conecctat6e unităţile de control ale sistemului de climatizare, sistemului de iluminare, sistemului de navigaţie etc.

Pe de altă parte, echipamentele agricole devin din ce în ce mai sofisticate (mai ales în contextul agriculturii de precizie), fiind prevăzute cu diverşi senzori, care trimit informații cu privire la buna funcționare, şi servomotoare, care acţionează elelementele ce asigură reglajele maşinii.

În acest context, soluţia clasică care presupunea utilizarea câte unui sistem de control pentru fiecare echipament agricol nu mai putea fi aplicată deoarece conducea la aglomerarea postului de conducere (fig. 3.20), reducerea vizibilităţii tractoristului, controlul dificil al maşinilor agricole etc.

Ca urmare, în anul 2001 producătorii de maşini agricole au căzut de acord să implementeze un standard comun care să permită comunicaţiile dintre tractor, maşini agricole şi programele de management al fermei, eliminându-se, astfel, necesitatea utilizării câte unui terminal pentru fiecare dintre echipamentele ce lucrează în agregat

cu tractorul. Ia naştere astfel standardul ISO 11783, numit în mod curent ISOBUS; la nivel fizic, ISOBUS este o magistrală CAN de tip plug&play[20]. În prezent, standardul ISO 11783 conţine 14 părţi care reglementează toate aspectele legate de ISOBUS, de la structura fizică (conectori, cabluri etc.) şi până la programele care asigură comunicaţia dintre terminalul virtual şi unităţile electronice ale echipamentelor agricole, respectiv unitatea electronică a tractorului.

Fig. 3.20. Post de conducere cu sisteme clasice de control pentru maşinile agricole

Pentru implementarea ISOBUS, fiecare echipament agricol este prevăzut cu propria unitate electronică (ECU, fig. 3.21), care se conectează la magistrala ISOBUS cu ajutorul unor conectori dedicaţi (fig. 3.22); magistrala ISOBUS se conectează la magistrala CAN a tractorului prin intermediul unităţii electronice a tractorului.

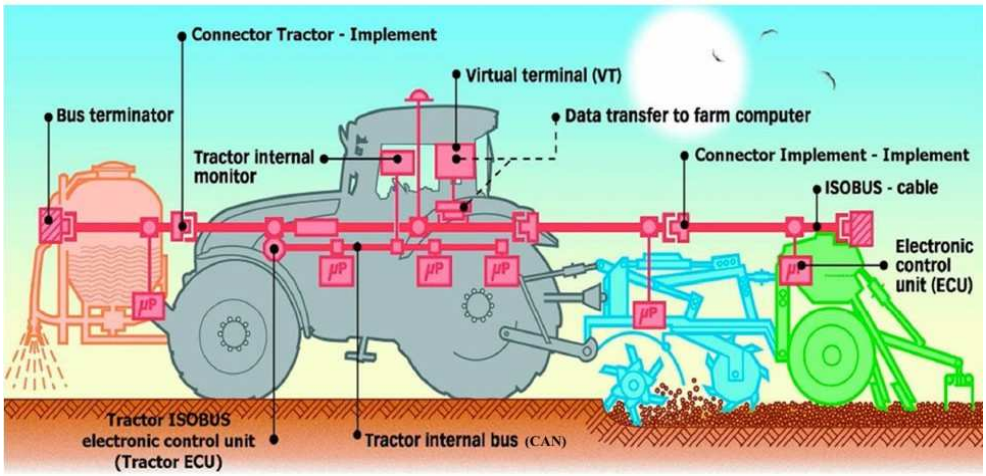


Fig. 3.21. Magistrala ISOBUS

Pentru ca toate informaţiile de la tractor şi maşinile agricole să fie disponibile într-un singur punct (fig. 3.23) se foloseşte aşa-numitul terminal virtual (VT - virtual terminal, fig. 3.24); acesta este, de fapt, un display prevăzut cu butoane sau de tip touch-screen, pe care apare o interfaţă grafică ce permite comunicarea cu tractorul

[20] Plug and Play reprezintă o caracteristică a unui tip special de echipament hardware care este recunoscut instantaneu de sistemul de operare sau de o aplicaţie software, fără a mai fi nevoie de intervenţia utilizatorului pentru a efectua diferite setări de instalare (https://www.e-birouvirtual.ro/node/1853)

sau echipamentul agricol și pe care se afișează o imagine virtuală a echipamentului agricol (VI - virtual implement) şi cu care operatorul„discută” prin intermediul magistralei ISOBUS (fig. 3.25).

Fig. 3.22. Conectori ISOBUS

Fig. 3.23. Avantajele ISOBUS
1-terminalul tractorului; 2-terminal virtual ISOBUS

Fig. 3.24. Terminal virtual[21]

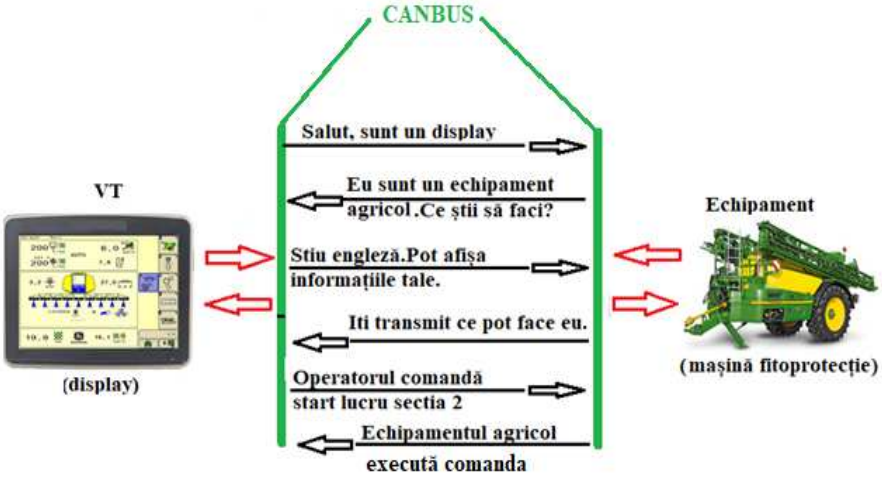


Fig. 3.25. Comunicarea între operator și echipamentul agricol cu ajutorul interfeței grafice a terminalului virtual[22]

[21] https://www.kuhn.co.nz/zoom/AXIS-EMC/nz/img/fendt.jpg
[22] www.deere.co.uk

Atunci când pe afişajul VT apare imaginea echipamentului, operatorul poate transmite comenzi către elementele de execuţie ale respectivei maşini pentru efectuarea comenzii date de către operator (de exmplu deschiderea secțiunii celei de a doua secţiuni a rampei mașinii de stropit, modificarea presiunii de lucru a unei secțiuni a rampei de stropit etc.). Pe de altă, parte echipamentul cu care tractorul lucrează în agregat poate transmite operatorului diferite informații cu privire la apariția unor avarii sau atenționări (coduri de eroare) legate de procesul de lucru al maşinii respective, prin aceeași magistrală ISOBUS.

Pe același VT pot apare două sau mai multe echipamente(VI-uri) şi acestea pot fi selectate pe rând; de obicei unul din acestea este afișat prioritar (implicit).

Atunci când comenzile care urmează să fie date sunt într-o anumită succesiune şi trebuie efectuate cu rapiditate sau repetitiv, pe magistrala ISOBUS se poate atașa un joystick, care să ofere comoditate și ușurință mai mare în exploatare (fig. 3.26).

La ora actuală sistemul ISOBUS poate fi implementat şi pe tractoare mai vechi, care nu au fost proiectate pentru acest sistem, prin adăugarea de module electronice dedicate.

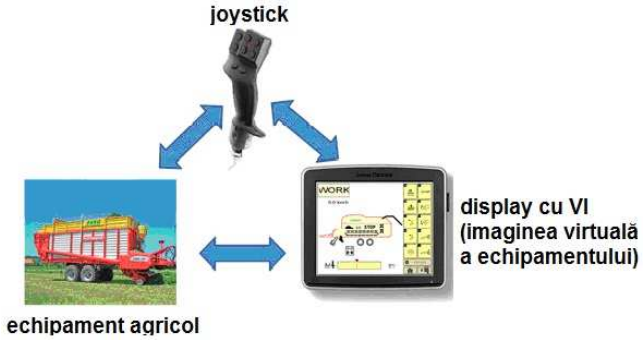


Fig. 3.26.Controlul echipamentului agricol prin joystick

Bibliografie

Babiciu, P., Scripnic, V., & Frăţilă, A. (1984). *Sisteme hidraulice ale tractoarelor şi maşinilor agricole.* Bucureşti: Edit. CERES.

Balaş, V. (2023). *Manualul Bosch de electricitate şi electronică auto.* Bucureşti: XMeditor.

Bauer, H. (1999). *Diesel distributor fuel-injection pump – Technical instruction. ,* . Stuttgart: Robert Bosch GmbH. Retrieved from (http://gnarlodious.com/vanagon/bosch_pump/Bosch_VE_Pumps.pdf)

Bauer, H. (2003). *Distributor-type Diesel fuel-injection pumps.* Stuttgart: Robert Bosch GmbH. Retrieved from http://www.maxwellservicesllc.com/sitebuildercontent/sitebuilderfiles/boschdistpump.pdf

Băţaga, N., Zătreanu, G., Frîncu, T., Dăscălescu, D., & Caramavru, N. (1979). *Motoare termice.* Bucureşti: Edit. Didactică şi Pedagogică.

Dumitru, P. (1988). *Pompe de injecţie pentru automobile şi tractoare.* Bucureşti: Edit. Ceres.

Gaiginschi, R., & Zătreanu, G. (1995). *Motoare cu ardere internă - construcţie şi calcul.* Iaşi: Edit. "Gh. Asachi".

Gaiginschi, R., & Zătreanu, G. (1997). *Motoare cu ardere internă - calcul şi construcţie.* Iaşi: Edit. "Shakti".

Grunwald, B. (1980). *Calculul şi construcţia motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule rutiere.* Bucureşti: Edit. Didactică şi Pedagogică.

Heisler, H. (2002). *Advanced Vehicle Technology.* Oxford: Butterworth-Heinemann.

Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals.* New York: McGraw-Hill.

ISO. (2004). *Agricultural vehicles-mechanical connections on towed vehicles (parts 1-3).* Geneva: International Standard Oraganization.

ISO. (2009). *ISO 730:2009 - Agricultural wheeled tractors - Rear monted three point linkage - Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4.* Geneva: International Organization for Standardization.

Mihăţoiu, I. e. (1984). *Tractoare.* Bucureşti: Edit. Ceres.

Năstăsoiu, S., & al., e. (1983). *Tractoare.* Bucureşti: Edit. Didactică şi Pedagogică.

Neagu, T. (1982). *Tractoare şi maşini horticole.* Bucureşti: Edit. Didactică şi Pedagogică.

Negrea, V., & Sandu, V. (2000). *Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere.* Bucureşti: Edit. Tehnică.

Renius, K. T. (2020). *Fundamentals of tractor design.* Cham: Springer Nature.

Renius, K. T., & Resch, R. (2005). Continously variable tractor transmissions. *ASAE Distinguished Lecture no. 29.* St. Joseph: ASAE. Retrieved from https://elibrary.asabe.org/data/pdf/6/cvtt2005/lectureseries29rev.pdf

Roşca, R., & Cazacu, D. (2020). *Construcţia tractoarelor (ed. a 3-a).* Iaşi: Edit. "Ion Ionescu de la Brad".

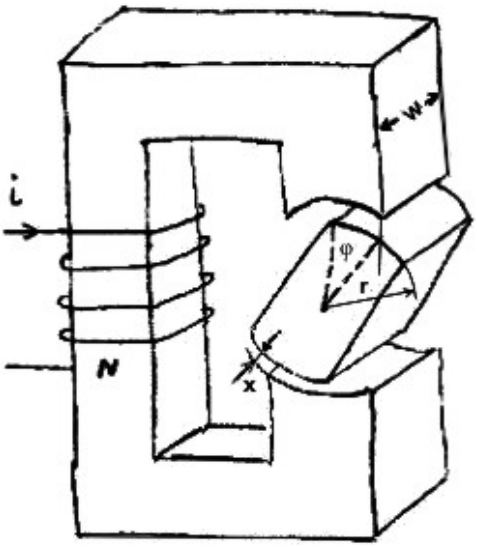
Roşca, R., & Vâlcu, V. (2000). *Acţionări hidraulice şi pneumatice.* Iaşi: Edit. "Ion Ionescu de la Brad".

Sun, X., Lu, Z., Song, Y., Cheng, Z., Jiang, C., Qian, J., & Lu, Y. (2022). Development status and research progress of a tractor electr-hydraulic hitch system. *Agriculture, 12*, 1547.

Turcoiu, T., Boncoi, J., & Time, A. (1987). *Echipamente de injecţie pentru motoare cu ardere internă.* Bucureşti: Edit. Tehnică.

Zugrăvel, M., Giurcă, V., & Homutescu, C.-A. (1984). *Motoare cu ardere internă-procese termice şi caracteristici.* Iaşi: Rotaprint, Inst. Politehnic Iaşi.

Anexă - Reluctanţa unui circuit magnetic cu rotor de tip magnet permanent



Reluctanţa:

$$\Re = \frac{x}{\mu \cdot A} = \frac{2 \cdot g}{\mu_0 \cdot w \cdot r \cdot \varphi} \qquad \left[H^{-1}\right]$$

în care:

- x-întrefierul (distanţa) dintre rotor şi stator;
- $\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-4}$ [N/A^2] - permeabilitatea magnetică în vid
- r-raza rotorului;
- φ - unghiul la centru pe care rotorul este acoperit de stator;
- w – lăţimea statorului.

Cuplul rotorului:

$$M = \frac{N^2 \cdot \mu_0 \cdot w \cdot r \cdot i^2}{4 \cdot g},$$

în care:

- N-numărul de spire ale statorului;
- i-intensitatea curentului electric prin înfăşurarea statorică.