

Doru BĂLDEAN



Construcția și calculul automobilelor 1

Suport de curs

UT Press
Cluj-Napoca, 2014
ISBN 973-606-737-020-1

CUPRINS

LISTA LUCRĂRI DE LABORATOR	4
BIBLIOGRAFIE	4
EXEMPLU DE SUBIECTE PENTRU EXAMENUL LA DISCIPLINA	5
PREZENTAREA LABORATORULUI DE CONSTRUCȚIA ȘI CALCULUL AUTOVEHICULELOR RUTIERE.....	6
CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA AUTOVEHICULELOR 1. SUPORT DE CURS	8
1. NOȚIUNI GENERALE PRIVIND VEHICULELE RUTIERE. TIPURI ȘI TERMINOLOGIE.....	8
2. CONDIȚIILE DE FUNCȚIONARE ȘI STABILIREA REGIMURILOR DE CALCUL PENTRU PIESELE ȘI MECANISMELE AUTOVEHICULELOR.....	12
3. CARACTERUL SOLICITĂRILOR LA CARE SUNT SUPUSE PIESELE AUTOVEHICULELOR.....	12
4. CALCULUL DE REZISTENȚĂ LA SOLICITĂRI STATICE ȘI LA SOLICITĂRI DINAMICE TRANZITORII	14
5. CALCULUL DE REZISTENȚĂ LA SOLICITĂRI VARIABILE PERIODICE	15
6. CALCULUL DE REZISTENȚĂ LA SOLICITĂRI VARIABILE ALEATOARE	15
7. STABILIREA COLECTIVELOR DE SOLICITĂRI ALE PIESELOR DE AUTOVEHICULE	16
8. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A REZISTENȚEI ÎN EXPLOATARE.....	18
9. DETERMINAREA PRIN CALCUL A REZISTENȚEI ÎN EXPLOATARE.....	19
10. TRANSMITEREA MIȘCĂRII.....	20
11. SISTEMELE MECANICE DE TRANSMITERE A MIȘCĂRII	22
12. SISTEMELE HIDRAULICE DE TRANSMITERE A MIȘCĂRII.....	22
13. SISTEMELE HIDROMECHANICE DE TRANSMITERE A MIȘCĂRII	23
14. TRANSMISIA AUTOVEHICULELOR. ROL. CERINȚE IMPUSE. CLASIFICARE	23
14.1. Ambreiajul	23
14.2. Construcția ambreiajului mecanic cu fricțiune	25
14.3. Garniturile de fricțiune.....	28
14.4. Mecanismul de ambreiaj	30
14.5. Mecanismul de presiune	31
14.6. Arcurile periferice elicoidale cilindrice	31
14.7. Arcurile diafragmă.....	32
14.8. Caracteristica arcului elicoidal și a arcului diafragmă	33
14.9. Pârghiile de debreiere.....	34
14.10. Manșonul de decuplare	34
14.11. Arborele ambreiajului.....	34
15. PARAMETRII PRINCIPALI AI AMBREIAJELOR	34
15.1. Coeficientul de siguranță	35
15.2. Presiunea specifică	35
15.3. Lucrul mecanic de patinare.....	36
15.4. Gradientul (sau creșterea) de temperatură.....	36
16. CALCULUL CUPLĂRII AMBREIAJULUI	36
17. MECANISME DE ACȚIONARE A AMBREIAJULUI	38
18. CALCULUL ELEMENTELOR AMBREIAJULUI	39
19. TRANSMISIA HIDRODINAMICĂ A MIȘCĂRII	40
20. AMBREIAJUL HIDRODINAMIC.....	40
21. CUPLAREA AMBREIAJELOR HIDRODINAMICE CU MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ	43
22. MODIFICAREA CARACTERISTICII EXTERNE A AMBREIAJULUI HIDRODINAMIC	46
23. SOLUȚII CONSTRUCTIVE DE A.H.D. CLASIFICĂRI.	47
24. CUTIILE DE VITEZE. ROL. CERINȚE IMPUSE. CLASIFICĂRI.	51
Soluții constructive de deplasare (realizare) a treptelor de viteze.....	54
24.1. Cuplarea cu roți dințate cu deplasare axială	55
24.2. Roți cu angrenare permanentă și mușe de cuplare simple	56
24.3. Schimbarea treptelor din treapta inferioară în treapta superioară	57
24.4. Schimbarea treptelor din treapta superioară în treapta inferioară	59
24.5. Alegerea raportului de demultiplicare.....	60
24.6. Cutia de viteze. Mecanismul reductor	61
24.7. Mecanismul reductor.....	61
24.8. Cutii de viteze cu trei arbori.....	61
24.9. Cutia de viteze cu trei arbori și trei trepte	61
24.10. Cutia de viteze cu trei arbori și patru trepte	62

24.11. Cutia de viteze cu trei arbori și cinci trepte.....	62
24.12. Cutii de viteze cu doi arbori	63
24.13. Cutii de viteze cu arbori transversali.....	63
24.14. Cutii de viteze compuse	64
24.15. Soluții constructive pentru treapta de mers înapoi.....	65
24.16. Cutii de viteze planetare	67
24.17. Reductorul distribuitor. Generalități.....	69
24.18. Reductorul-distribuitor.	70

UNIVERSITATEA TEHNICĂ DIN CLUJ-NAPOCA
FACULTATEA DE MECANICĂ
DEPARTAMENTUL DE AUTOVEHICULE RUTIERE
SPECIALIZAREA: **AUTOVEHICULE RUTIERE**

Disciplina: **Construcția și Calculul Automobilelor**

An de studii: IV Licență AR

Lista Lucrări de laborator

1. N.T.S.M. și P.S.I. Prezentarea lucrărilor.
2. Construcția generală a automobilelor.
3. Parametrii principali ai automobilelor.
4. Analiza constructiv-funcțională a ambreiajelor.
5. Analiza constructiv-funcțională a cutiilor de viteze.
6. Analiza constructiv-funcțională a sistemului de acționare a cutiilor de viteze.
7. Analiza constructiv-funcțională a transmisiei longitudinale.
8. Analiza constructiv-funcțională a punților motoare (transmisie principală, diferențial și transmisie finală).
9. Soluții de stabilizare a roților de direcție.
10. Analiza constructiv-funcțională a sistemului de direcție.
11. Analiza constructiv-funcțională a sistemului de frânare.
12. Analiza constructiv-funcțională a frânelor propriu-zise.
13. Analiza constructiv-funcțională a elementelor sistemelor de suspensie.
14. Test. Verificarea lucrărilor.

Bibliografie

1. Cordoș, N., Rus, I., Burnete, N., *Automobile. Construcție. Uzare. Evaluare*. Cluj-Napoca, Editura Todesco, 2000.
2. Frățilă, Ghe., *Calculul și construcția automobilelor*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1977.
3. Șandor, L., *Tractoare și automobile*. Cluj-Napoca, Lito IPC-N, 1973.
4. Untaru, M., Cîmpian, V., Soare, I., *Automobile*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1975.
5. ***, *The Suspension Bible*. http://www.carbibles.com/suspension_bible.html#.

EXEMPLU DE SUBIECTE PENTRU EXAMENUL LA DISCIPLINA**CONSTRUCȚIA ȘI CALCULUL AUTOVEHICULELOR I – IV AR**

Sesiunea ianuarie 2006

1. Cond. de funcț. și stab. regim de calcul pentru piesele și mecanismul autovehiculelor – noțiuni generale.
2. Caracterul solicitărilor la care sunt supuse mecanismele autovehiculelor.
3. Calculul de rezistență la solicitările statice și la solicitările dinamice tranzitorii ale pieselor autovehiculelor.
4. Calculul de rezistență la solicitări variabile periodice ale pieselor autovehiculelor.
5. Calculul de rezistență la solicitări periodice aleatoare ale pieselor autovehiculelor.
6. Stabilirea colectivelor de solicitări ale pieselor de autovehicule.
7. Determinarea experimentală a rezistenței în exploatare.
8. Determinarea prin calcul a rezistenței în exploatare.
9. Vehicule rutiere. Tipuri și terminologie.
10. Parametrii principali ai autovehiculelor.
11. Transmiterea mișcării.
12. Sisteme mecanice și sisteme hidraulice de transmitere a mișcării.
13. Transmisia – rol, cerințe, cerințe impuse.

Responsabil disciplină

Prezentarea Laboratorului de Construcția și Calculul Autovehiculelor Rutiere

Departamentul Autovehicule Rutiere și Transporturi

B-dul Muncii 103-105, Sala D08

www.utcluj.ro

Coordonator: Prof.dr.ing. IOAN RUS

Tel. 0040 264 401 607; Fax. 0040 264 415 490

e-mail: Ioan.Rus@arma.utcluj.ro

ioan.rus@inter_auto.ro



Fig.1. Linia de testare și reglaj direcție.



Fig.2. Linia de testare a sistemului de frânare.

Fig.3. Determinarea parametrilor roților.



Fig.4. Măsurarea parametrilor direcției.

Domenii de expertiză

Principalele zone de expertiză în care Laboratorul de autovehicule rutiere concentrează competențe, se referă la:

- testarea și diagnosticarea autovehiculelor și a sistemelor acestora (sistemul de direcție, sistemul de frânare, sistemul de iluminare și semnalizare etc);
- analiza gazelor de evacuare produse de autovehicule coroborat cu testarea și diagnosticarea elementelor de comandă și control;
- consultanță și analiză constructivă;
- activitate didactică.

Infrastructura de cercetare-dezvoltare

- Elevator (Space) cu 4 coloane, cu sistem de acționare electro-hidraulic prevăzut cu:
 - sistemul de calare ce permite planarea elevatorului în poziție perfect plană pentru efectuarea geometriei roților;
 - platforme cu decupare pentru platane rotative și plăci de compensare spate;
 - sistemul de siguranță combinat (mecanic, hidraulic și electric) ce permite lucrul în condiții de siguranță.

Acest elevator are următoarele caracteristici:

- capacitate 4.000 kg;
- înălțime de ridicare maximă 1.910 mm;
- înălțime minimă 160 mm;
- lungime platforme 5.590 mm;
- lățime elevator 3.570 mm;
- lățime platforme 3.000 mm;
- lungime platforme 4.860 mm;
- motor 2.6 kW.
- Echipamentul pentru linia ITP dotat cu:
 - cabinet cu monitor SVGA 17", PC, tastatură, imprimantă color A4;
 - software 4WD;
 - bază de date pentru vehicule inspectate;
 - telecomandă ;
 - PFB 040 X000 - Role în configurația dorită;
 - APF 110 0000 - Tester suspensii cu cântar (Eusama);
 - APF 100 0000 - Dispozitiv pentru măsurat efort pedala;
 - APF 150 0000 - Placă de convergență max. 1.500 kg/roată;
 - V- GAS - Analizor gaze esapament (BOSCH);
 - V – Smoke - Opacimetru ;
 - RPM 8500 - Turometru universal;
 - Technocolor 5000 - Exhaustor mobil gaze esapament;
 - PD 2502 Bi - Detector jocuri în articulații;



Fig.5. Sala unde se realizeaza simularea functionarii autovehiculelor.



Fig.6. Sistem de evidentiare a unghiurilor de directie.



Fig.7. Sistem de directie asistat electronic.



Fig. 8. Sectiune prin modulul ABS.

- W 2066/D - Aparat reglat faruri cu luxmetru.
- Caracteristicile acestui echipament sunt urmatoarele:
- Forta maxima de franare (\square min. 0,75) 600 daN;
- Dimensiune role 205 x 700 mm;
- Motoare 2 x 4 kW;
- Alimentare 380/50 V/Hz;
- Cantar max. 2000 kg;
- Sarcina de trecere 3000 kg;
- Acuratete 0,5 %;
- PFB 040 1000 – role cu franare, fara cantar.

- Diverse ansambluri si subansambluri ale autovehiculului, pentru analiza constructiva si functionala a ambreiajelor, cutiilor de viteze, transmisiilor cardanice, transmisiilor centrale, diferentialului, sistemului de rulare, sistemului de franare, sistemului de directie, suspensiei etc.
- Cantare pentru determinarea incarcarii pe puntile autovehiculelor.

Facilitați oferite

Laboratorul poate realiza o serie de complexa de operatiuni de diagnoza destinate autovehiculelor rutiere, cu capacitati de pana la 3.5 tone.

Modul de utilizare

Laboratorul poate fi utilizat de terti pentru testarea si diagnosticarea autovehiculelor si in egala masura de catre toti studentii si doctoranzii Facultatii de Mecanica in cadrul laboratoarelor de specialitate. Totodata Laboratorul este utilizat pentru studii in cadrul contractelor de cercetare.

Certificate emise de laborator

Laboratorul poate emite fise de diagnoza si fise de masuratori pentru sistemul de directie, pentru sistemul de franare si pentru valorile emisiilor poluante ale motoarelor autovehiculelor.



Fig.9. Imagine de ansamblu a Laboratorului de Autovehicule Rutiere.

Calculul și construcția autovehiculelor 1. Suport de curs

1. Noțiuni generale privind vehiculele rutiere. Tipuri și terminologie

Vehiculul este un sistem mecanic care se deplasează prin rulare cu ajutorul roților sau prin alunecare, tip sanie, pe o cale rutieră, servind ca mijloc de transport de bunuri sau persoane, ori pentru efectuarea de servicii.

Autovehiculul este vehiculul care se deplasează prin autopropulsare fiind suspendat elastic pe roți sau pe șenile, cu excepția mopedelor și a vehiculelor care circulă pe șine, circulând în mod obișnuit pe drumurile publice și servind la transportul de bunuri sau persoane sau la efectuarea de lucrări (tramvaiul și troleibuzul sunt considerate autovehicule). Autovehiculul care s-a defectat pe parcurs și care este transportat prin tractare până la o unitate service este considerat temporar vehicul.

Primul vehicul modern a fost construit de Leonardo da Vinci.

Automobilul este vehiculul cu motor de propulsie care circulă pe o cale rutieră prin mijloace proprii având cel puțin patru roți, care nu circulă pe șine și care servește pentru transportul persoanelor și/sau al bunurilor, pentru tractarea vehiculelor destinate transportului de persoane și/sau bunuri, și pentru transporturi speciale.

Termenul de automobil include și vehiculele alimentate de la o linie electrică: troleibuzul, precum și vehiculele cu trei roți a căror masă depășește 400 kg. Vehiculele cu tri roți simetrice față de planul median la care masa vehiculului carosat este egală sau mai mică cu 400 kg sunt considerate motocicletă respectiv motorete. Troleibuzul este considerat automobil, în schimb tractoarele și mașinile agricole autopropulsate nu intră în această categorie.

Mopedul este un vehicul cu două roți dotat cu motor având capacitatea cilindrică de cel mult 50 cmc și viteza maximă prin construcție mai mică de 25 km/h fiind asimilat bicicletei.

Motocicleta este autovehiculul cu două roți cu sau fără ataș.

Motoreta este motocicletă care are capacitatea cilindrică de cel mult 50 cmc și care prin construcție nu poate depăși o viteză de 50 km/h.

Autoturismul este un automobil având cel mult nouă locuri pe scaune, inclusiv cel al conducătorului și care prin construcție și utilizare este destinat transportului rapid de persoane și a bagajelor acestora și/sau transportului de bunuri, putând tracta și o remorcă.

După forma caroseriei autoturismele pot fi:

1. cu caroserie închisă:
 - a. berlină;
 - b. coach;
 - c. limuzină;
 - d. cupeu;
 - e. break;
2. cu caroserie deschisă:
 - a. roadster;
 - b. spider;
3. cu caroserie specială:

Autoturismul berlină se caracterizează prin caroserie închisă cu sau fără montant central (stâlp) între ferestrele laterale, acoperiș fix, rigid, ce poate fi prevăzut cu o trapă pentru aerisire. Numărul de locuri este de trei sau mai multe, dispuse pe cel puțin două rânduri. Numărul de uși laterale: două sau patru, putând avea și o deschidere în spate pentru acces în habitacul sau în portbagaj. Numărul de ferestre: 4 laterale.

Când ferestrele nu sunt separate printr-un montant central avem *COACH*.

Berlina decapotabilă (are caroserie decapotabilă) se caracterizează printr-un cadru fix și acoperiș escamotabil. Numărul de locuri: patru sau mai multe. Numărul de uși: două sau mai multe uși laterale. Ferestre laterale: 4 sau mai multe.

Limuzina este berlina de mare capacitate, caracterizată prin caroserie închisă, putând fi prevăzută cu geam care să separe locurile din spate de cele din față, acoperiș fix, care în unele situații se poate deschide pe o anumită porțiune. Numărul de locuri: 4 sau mai multe pe cel puțin două rânduri, astfel încât în fața locurilor din spate să poată fi dispuse și strapontinele. Nr de uși laterale: 4, 6 sau mai multe. Nr de ferestre laterale: 6 sau mai multe.

$$P_e = \frac{P_e \cdot v_s \cdot i \cdot n}{30000 \cdot \tau};$$

Autoturismul break se caracterizează prin caroserie închisă, partea din spate fiind astfel dispusă încât să ofere un volum interior mare, astfel încât acoperișul să fie prevăzut cu trapă de aerisire în unele cazuri. Nr de locuri: 4 sau mai multe, dispuse pe cel puțin două rânduri astfel încât scaunele din spate pot avea spătarul rabatabil spre înainte sau demontabil pentru a asigura o capacitate de încărcare cât mai mare. Nr de uși: două sau mai multe în lateral, și una în spate pentru acces în habitacul. Nr de ferestre: patru sau mai multe.

Cupeul se caracterizează prin caroserie închisă, în general cu volum limitat în partea din spate având acoperiș rigid ce poate fi prevăzut cu trapă pentru aerisire. Nr de locuri: două sau mai multe dispuse pe cel puțin un rând. Nr de uși: două laterale, și o deschidere în spate. Nr de geamuri: două sau mai multe laterale.

Cabrioletul se caracterizează prin caroserie decapotabilă, acoperiș rigid sau nerigid, având cel puțin două poziții (escamotat sau neescamotat), două sau mai multe locuri dispuse pe cel puțin un rând, două sau patru uși laterale, două sau mai multe ferestre.

Roadsterul este un autoturism destinat folosirii personale și la unele tipuri de curse automobilistice, fiind caracterizat prin caroserie sport deschisă, neexistând un acoperiș. Pentru protecție contra intemperiilor autoturismul este prevăzut cu un acoperiș ușor pliabil. Nr de locuri: două. Nr de uși laterale: două. Nr de ferestre: două sau mai multe.

Autoturismul cu folosire multiplă este conceput pentru a facilita transportul ocazional de bunuri și se caracterizează prin caroserie închisă, deschisă sau decapotabilă cu unul sau mai multe locuri, două uși laterale, și una în spate de acces în habitacul, și două sau mai multe ferestre laterale.

Autoturismul cu post de conducere avansat. Postul de conducere se află în primul sfert al lungimii totale a automobilului.

Autoturism special este cel ale căror caracteristici nu se încadrează în nici o categorie dintre cele prezentate anterior.

Autorulota este un autoturism ale cărui caracteristici îl recomandă ca fiind destinat transportului de persoane, cu cel mult nouă locuri pe scaune cu cel al conducătorului, sau locuri pe banchete care îndeplinesc condițiile prevăzute pentru transportul de persoane.

Autoturismul de teren este un autoturism special cu caroserie închisă sau deschisă, care se poate deplasa pe o cale de comunicație terestră sau pe terenuri, având cel puțin două punți motoare, diferențial blocabil sau autoblocabil care îi conferă capacitate mare de trecere.

Autobuzul este un automobil prevăzut cu mai mult de nouă locuri pe scaune și care prin construcție și amenajarea sa este destinat transportului de persoane și bagajului acestora, putând avea unul sau mai multe nivele și putând tracta o remorcă.

Microbusul sau *minibusul* care este un autobuz cu un nivel, având cel mult 17 locuri pe scaune, inclusiv cel al conducătorului și care poate transporta cel mult 22 de persoane sau așezate pe scaune.

Autobuzul urban este un autobuz conceput și echipat astfel încât să poată asigura transportul de persoane în localități și în imediata apropiere a acestora, în transportul urban și cel suburban. Acest autobuz are prevăzute scaune și locuri destinate transportului în picioare, fiind organizat pentru deplasarea în interior a pasagerilor corespunzător unor opriri frecvente în stații. (caracteristica principală a acestuia este traficul sau circulația în interior a persoanelor)

Autobuzul interurban este un autobuz conceput și echipat pentru transportul între localități ne mai având prevăzut un spațiu special pentru călătorii în picioare, dar care poate transporta pe distanțe scurte un anumit număr de călători în picioare pe intervalul dintre scaune.

Autobuzul de cursă lungă (sau autocarul) este un autobuz conceput și echipat pentru transportul de persoane, așezate pe scaune la distanțe mari în scopuri turistice în condiții de confort, prevăzut din construcție cu spații special amenajate în afara salonului pentru depozitarea bagajelor.

Autobuzul articulat este un autobuz conceput din două sau mai multe tronsoane de caroserie rigide care se articulează între ele astfel încât compartimentele de pasageri sunt legate între ele în mod permanent și nu pot fi detașate decât prin operații speciale ce includ mijloace tehnice care nu se găsesc în mod normal decât în ateliere specializate.

Troleibuzul este un autobuz articulat sau nearticulat cu propulsie electrică alimentat prin captator de la o rețea aeriană pe curent, fiind destinat pentru transportul de persoane sau pentru servicii speciale.

Autobuzul special este un autobuz articulat care nu se încadrează în nici una din categoriile de mai sus fiind destinat prin construcție diferitelor utilizări speciale: transport copii; transportul persoanelor handicapate; transportul deținuților.

Vehiculul utilitar este un automobil care prin construcție și amenajare este destinat în principal pentru transportul de bunuri într-o structură închisă sau deschisă, putând tracta și remorci.

Vehiculul utilitar special este un vehicul a cărui caracteristică nu se încadrează în nici una din categoriile următoare.

Autocamionul este un vehicul utilitar care pentru transportul de bunuri este prevăzut în spatele cabinei cu o platformă cu sau fără obloane.

Vehiculul special este un automobil care prin construcția și amenajarea sa este destinat numai:

- transportului de persoane și sau bunuri, pentru care sunt necesare amenajări speciale (autospecializate);
- pentru un serviciu special (autospeciale):
- vehicule pentru transportul de: autoturisme, animale.
- Autocisterne;
- Pompieri;
- Autoateliere;
- Ambulanțe;
- Salubritate;
- Autobetoniere;

Vehicule cu folosire multiplă.

Autobasculanta este un vehicul special care pentru transportul de bunuri în vrac este prevăzut în spatele cabinei cu o benă sau cuvă, care poate fi basculată în jurul unei axe fixe de pe șasiul automobilului.

Autofurgonul este un vehicul special care pentru transportul de bunuri este prevăzut în spatele cabinei cu o caroserie închisă.

Autotractorul este un autovehicul de tracțiune destinat exclusiv sau în special tractării de remorci.

Autoremorcherul este o subcategorie a autotractorului, fiind un autovehicul destinat tractării remorcilor grele cu proțap articulat sau autovehiculelor grele, putând fi prevăzut cu platformă pentru *lestare* (pe care se încarcă greutăți în scopul mării aderenței la sol).

Autotractorul cu șa (vehicul tractor de semiremorcă) este un autotractor destinat numai tractării semiremorcilor, fiind prevăzut cu un dispozitiv de cuplare tip șa care preia o parte importantă din greutatea semiremorcilor precum și forțele de tractare.

Vehiculul tractat se definește ca fiind un vehicul rutier care n-are motor de propulsie, iar prin construcția și amenajarea sa este destinat să fie tractat de către un automobil, fiind folosit la transportul de persoane, bunuri sau pt. servicii speciale.

Remorca este un vehicul tractat care prin construcția sa nu încarcă vehiculul tractor decât cu o foarte mică parte din greutatea sa.

Semiremorca încarcă autotractorul cu o parte considerabilă din greutatea sa. Semiremorca echipată cu un avantren la șa este considerată remorcă.

Remorca de uz general este remorca care prin construcția și amenajarea sa este destinată transportului de bunuri.

Remorca autobuz este o remorcă care prin construcția sa este destinată transportului de persoane și bunuri (bagajele acestora).

Rulota este o remorcă destinată prin construcție și amenajări specifice a fi folosită pe drumuri, constituind o locuință mobilă.

Remorca specială este o remorcă de construcție specială care prin construcție și amenajare este destinată numai:

- transportului de persoane și/sau obiecte pentru care se fac amenajări speciale;
- efectuării unui serviciu specializat: semiremorca cisternă (fluide); semiremorca furgon (bunuri); semiremorca pentru transportul materialelor în vrac (vărsate); semiremorca pentru transportul autoturismelor; semiremorca pentru transportul animalelor.

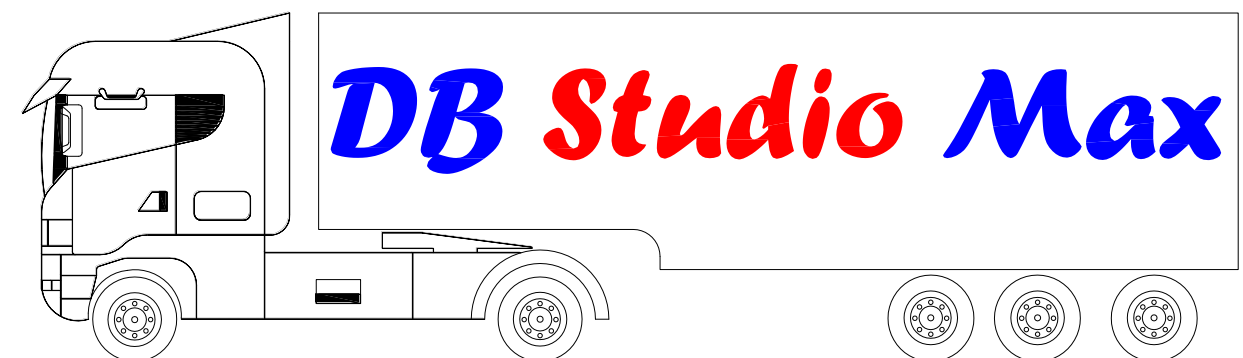
Ansamblul de vehicule se referă la formația alcătuită din unul sau mai multe vehicule tractate cuplate la un automobil:

Trenul rutier este un ansamblu format dintr-un automobil la care se cuplează una sau mai multe remorci independente cuplate prin proțap. Remorcile pot fi de tip special sau de uz general.

Trenul rutier de persoane este un ansamblu format dintr-un autobuz și una sau mai multe *remorci autobuz* legate prin proțap. Suprafața utilă pentru pasageri nu este continuă pentru vehicule.

OBS.: Autobuzul articulat este considerat cu semiremorcă.

Trenul rutier articulat este un ansamblu format dintr-un vehicul tractor cu șa și o semiremorcă. Semiremorca poate fi specială sau de uz general.



Tren rutier articulat

Trenul rutier dublu este un ansamblu format dintr-un vehicul tractor cu șa, o semiremorcă și o remorcă. Semiremorca, respectiv remorca pot fi sau nu speciale.

Trenul rutier mixt este un ansamblu format dintr-un automobil de transport persoane și o remorcă pentru transportul mărfurilor (bagaje etc.).

Trenul rutier special este un tren rutier la care încărcătura însăși face legătura între vehiculul tractor și remorcă.

2. Condițiile de funcționare și stabilirea regimurilor de calcul pentru piesele și mecanismele autovehiculelor

Calitățile autovehiculelor nu se pot aprecia corect decât în condițiile în care se iau în considerare și influențele reciproce cu factorii exteriori fiindcă aceștia sunt cei care duc la schimbarea durabilității și fiabilității în procesul de exploatare a autovehiculului.

Factorii care influențează durabilitatea sunt condițiile de exploatare, și calitatea reparațiilor.

1. Condițiile de exploatare se referă la calitatea drumurilor, condițiile climaterice, regimurile de deplasare, regimul de încărcare și conducătorul auto.
2. Întreținerea tehnică are drept scop menținerea durabilității autovehiculelor prin prevenirea defecțiunilor sau reducerea intensității lor.
3. Reparațiile de a căror calitate depinde durabilitatea autovehiculului au drept scop înlăturarea defecțiunilor.

Cei trei factori se influențează reciproc aflându-se într-o strânsă corelație. Stabilitatea proceselor de funcționare care au loc în sistemele autovehiculelor, rezistența construcției la distrugeri provocate de oboseală sau coroziune, stabilitatea calităților fizico-chimice ale materialelor utilizate, precum și performanțele tehnice ale construcției reflectă potențialul autovehiculului proiectat cu atât mai mult cu cât acești parametrii intervin atât în faza de proiectare cât și în cea de utilizare, și constituie cauzele interne care influențează durabilitatea și fiabilitatea (calitatea materialelor utilizate).

Încă din faza de proiectare este necesar să se acorde o atenție deosebită calculelor de rezistență. Orice calcul de rezistență trebuie să țină seama de cauzele care pot duce la distrugerea pieselor: uzura intensă, ruperea prin depășirea limitelor de rezistență, creșteri ale temperaturii.

Stabilirea solicitărilor și regimurilor de calcul pentru autovehicul este foarte dificilă întrucât în exploatare se schimbă condițiile legate de drum, viteza, intensitatea frânării etc. De aceea se apreciază că rezistența autovehiculului este caracterizată de capacitatea de funcționare fără defecțiuni a pieselor și mecanismelor acestuia.

Durabilitatea este considerată ca fiind caracteristica de funcționare îndelungată până la atingerea unor valori maxime admise ale uzurilor și până la apariția oboselii materialelor unor piese sau a solicitării aleatoare.

Pentru proiectarea pieselor pentru autovehicule este necesară parcurgerea următoarelor etape:

- determinarea forțelor care acționează asupra pieselor (mărime, sens, nr de cicluri etc.);
- stabilirea formei și dimensiunii piesei, care să asigure o durată de funcționare corespunzătoare, greutate, gabarit și preț de cost cât mai redus.

3. Caracterul solicitărilor la care sunt supuse piesele autovehiculelor

Determinarea solicitărilor reale la care sunt supuse piesele autovehiculelor este foarte dificilă întrucât regimurile de funcționare ale autovehiculului se schimbă în permanență și în mod aleator.

Regimurile de funcționare pot fi după cum urmează:

1. dinamice-tranzitorii, caracterizate fiind de variații cu viteză mare în timp și în limite largi, atât pentru forțe cât și pentru momente. Aceste regimuri apar la pornirea de pe loc, la demaraj, sau la frânări bruște fără acționarea ambreiajului.
2. dinamice-stabilizate, caracterizate de variații în domenii înguste, în jurul valorilor medii ale forțelor și momentelor, aceste solicitări apărând la deplasări pe drumuri bune în condiții de exploatare corectă.

Sucesiunea acestor regimuri de exploatare este întâmplătoare și ca atare modelarea și simularea lor se poate realiza doar cu ajutorul tehnicii de calcul.

Solicitările la care sunt supuse piesele pot fi:

- solicitări statice (constante) caracterizate de faptul că, cresc lent de la valoarea zero la valoarea nominală, mărimea lor rămânând constantă,
- solicitări dinamice, cu variație bruscă și în limite largi fiind caracteristice regimurilor dinamice tranzitorii,
- solicitări variabile periodice, caracteristice regimurilor dinamice stabilizate,
- solicitări aleatoare, caracterizate de faptul că pot lua orice valori în timp.

În cazul solicitărilor variabile forțele, momentele și tensiunile variază în mod continuu și periodic.

Ciclul de solicitare variabilă se definește prin următoarele mărimi: σ_{\max} , σ_{\min} , σ_{med} (tensiunea maximă, minimă, medie).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \text{ - amplitudinea efortului unitar.}$$

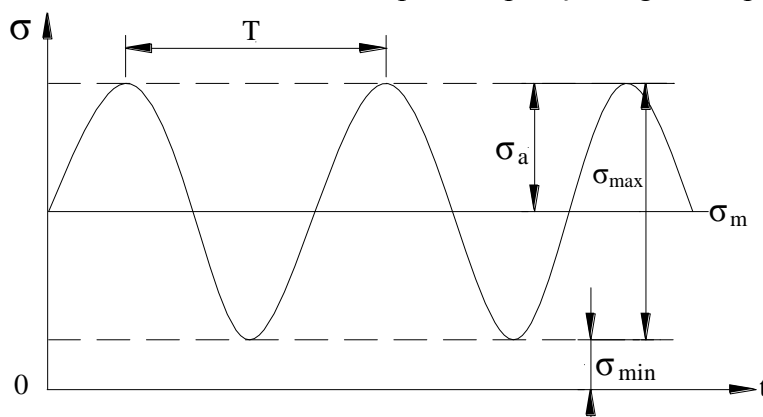
Coeficientul de asimetrie a ciclului se determină cu relația:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}.$$

În situația în care pe toată durata de aplicare a solicitării variabile efortul unitar variază între aceleași valori (σ_{\max} și σ_{\min}) se spune că ciclurile sunt staționare.

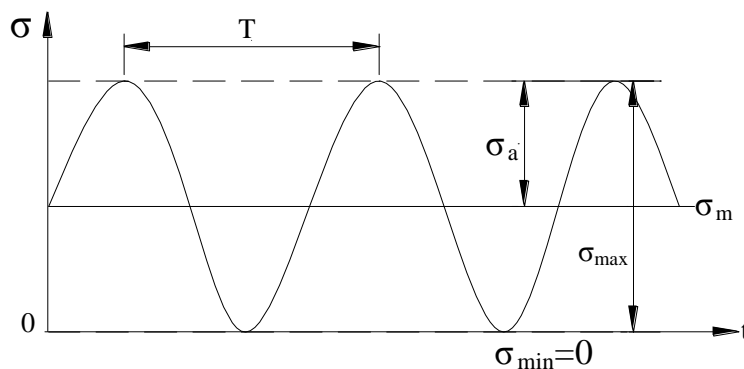
După valorile și semnele algebrice pe care le au eforturile unitare și coeficientul de asimetrie se pot defini trei tipuri de cicluri:

- ciclul oscilant asimetric, caracterizat de ($\sigma_{\max} > 0, \sigma_{\min} > 0, R=0 \div 1$), fiind specific eforturilor unitare din arcurile suspensiei, pivoți sau grinzile punților față și spate.

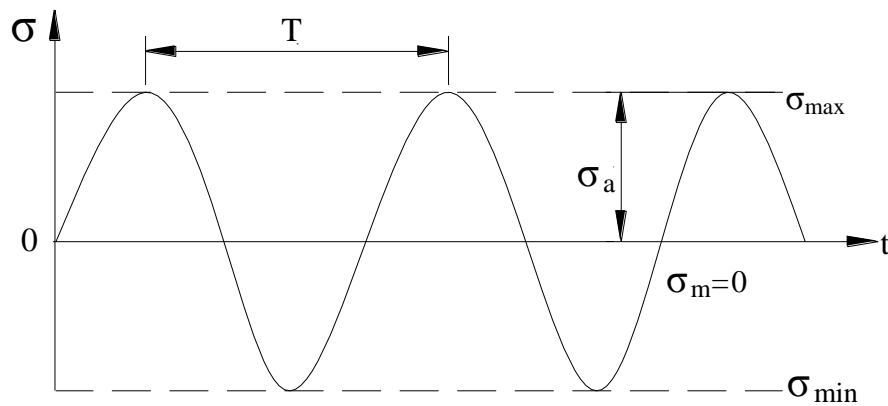


- Ciclul pulsant, caracterizat de ($\sigma_{\max} > 0, \sigma_{\min} = 0, R=0$);

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$



- Ciclul alternant simetric în care ($\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}, \sigma_m = 0, \sigma_a = \sigma_{\max}, R=-1$)



Pentru piesele supuse la solicitări variabile, care se desfășoară după un ciclu cu $R=0$ (oarecare), rezistența la oboseală se exprimă prin (σ_R, τ_R) , iar în cazul ciclului alternant simetric sunt (σ_{-1}, τ_{-1}) . Aceste eforturi (σ_{-1}, τ_{-1}) se calculează în funcție de rezistența la rupere sau limita de curgere pe baza unor relații empirice.

4. Calculul de rezistență la solicitări statice și la solicitări dinamice tranzitorii

Calculul de rezistență al pieselor autovehiculelor rutiere cuprinde:

- a) calculul de dimensionare,
- b) calculul de verificare.

În cadrul calculului de dimensionare, pornind de la forțele și momentele cunoscute ce acționează asupra pieselor, se alege sau se determină rezistența admisibilă după care se calculează dimensiunile piesei.

În cadrul calculului de verificare, pornind de la forțele și momentele date, cunoscând dimensiunile pieselor se determină efortul unitar real și se compară cu cel admisibil.

În funcție de caracterul solicitărilor la care sunt supuse piesele autovehiculului pot fi calculate și verificate prin mai multe metode. Între acestea metoda de calcul la solicitări statice și dinamice tranzitorii asigură o predimensionare ușoară și o verificare rapidă având însă dezavantajul că nu permite obținerea de informații referitoare la durata de viață a pieselor. Cu toate acestea, această metodă poate fi utilizată la orice piesă.

Spre exemplu în cazul transmisiei autovehiculului calculul pieselor prin această metodă se poate realiza pe două căi:

1. În funcție de momentul motor maxim, fără să se ia în considerare sarcinile dinamice din timpul funcționării, eforturile unitare obținute prin calcul se compară cu cele admise:

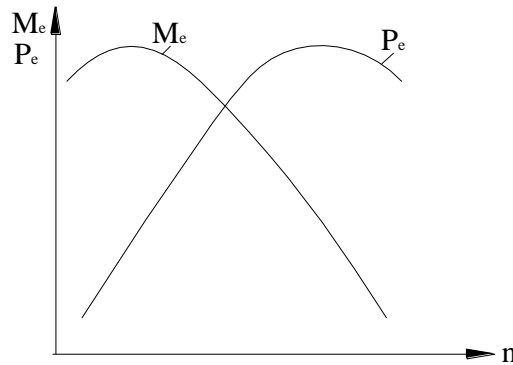
$$M_M \rightarrow \sigma_{ef}(\tau_{ef}) < \sigma_{ad}(\tau_{ad}),$$

în care: M_M este momentul maxim.

În această situație influența condițiilor de exploatare, sarcinile dinamice tranzitorii se iau în considerare prin stabilirea unor valori mai mici ale eforturilor unitare admise, stabilindu-se coeficientul de siguranță:

$$\sigma_{ad}(\tau_{ad}) = \frac{\sigma_r(\tau_r)}{C},$$

$$C=2\dots3.$$



2. În funcție de valoarea maximă a momentului de torsiune din transmisie, momentul maxim care ia în considerare și solicitările dinamice tranzitorii se determină cu relația:

$$M_{\max} = k_d \cdot M_M,$$

în care: k_d este coeficientul de încărcare dinamică, care depinde de tipul autovehiculului, de modul de exploatare, de condițiile de exploatare:

$$\begin{aligned} k_d &= 1,5 \div 2, && \text{pentru autoturisme,} \\ k_d &= 2,5 \div 3, && \text{pentru autobuze și camioane,} \\ k_d &= 1, && \text{pentru ambreiaj hidrodinamic.} \end{aligned}$$

5. Calculul de rezistență la solicitări variabile periodice

Această metodă permite luarea în considerare a mai multor factori de exploatare, ea constând în:

- predimensionarea pieselor, realizată prin calculul aproximativ sau în comparație cu piese similare,
- stabilirea coeficientului de siguranță admis ca limită în funcție de rolul piesei respective în componența autovehiculului:

$$C_{\text{ad}} = \frac{\sigma_{\text{rupere}}}{\sigma_{\text{real}}},$$

- stabilirea coeficientului de siguranță real pentru piesa respectivă și compararea lui cu cel admis. Pentru aceasta calculul coeficientului de siguranță real se realizează cu o metodă din rezistența materialelor. Astfel, rezistența la solicitările variabile ale pieselor de autovehicul este determinată de materialul utilizat, de tehnologia de obținere a semifabricatului, de dimensiunile piesei, de calitatea suprafeței, de tratamentul termic aplicat, de agenții corozivi și de eventualele solicitări termice.

Obs. Vorbind de tehnologia de obținere a semifabricatului, se poate face observația pertinentă că întotdeauna un piston obținut prin matrițare rezistă mult mai mult decât unul turnat. Ambele procedee sunt tehnici de obținere a semifabricatului.

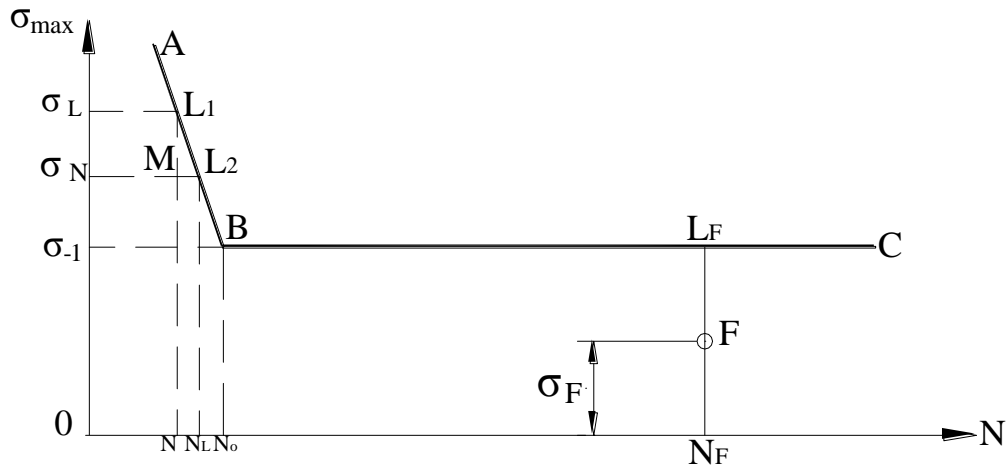
Calculul de rezistență la solicitări variabile este necesar pentru transmisie, arcuri, arbori planetari, pivoți, etc.

6. Calculul de rezistență la solicitări variabile aleatoare

Metodele de calcul de rezistență exemplificate anterior nu permit stabilirea corectă a duratei de funcționare a pieselor în cazul în care solicitările se situează în apropierea limitei de rezistență la oboseală (puțin mai sus sau mai jos). Din această cauză apare posibilitatea supradimensionării pieselor, ceea ce duce la o risipă de material, sau posibilitatea subdimensionării, ceea ce înseamnă o rezistență mecanică insuficientă.

Pentru evitarea unei astfel de situații se pot stabili regimuri de calcul a pieselor de autovehicul, regimuri bazate pe rezistența în exploatare.

Definirea rezistenței în exploatare și a duratei de viață se poate realiza pe baza curbei lui WÖHLER.



L_1 – rezistența de durată,
 L_2 – rezistența de viață.

Curba ABC, în coordonate semilogaritmice se numește curba lui WÖHLER. În situația în care într-o piesă are loc o solicitare variabilă cu efortul unitar σ_F , care se produce după un număr foarte mare de cicluri ($N_F \gg N_0$, $N_0 = 10^6 \div 10^7$ cicluri de solicitare în cazul oțelului).

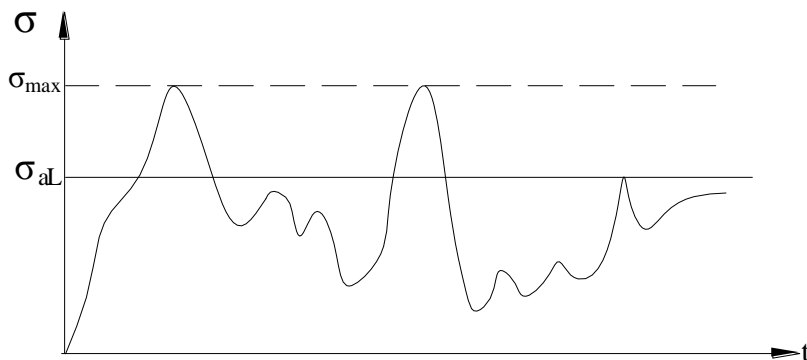
Starea limită se obține ridicând o verticală din punctul F. Indiferent unde este situat punctul L_F pe dreapta BC mărimea care determină starea limită este totdeauna σ_{-1} (rezistența la oboseală).

Dacă solicitarea se aplică corespunzător punctului M pentru o durată $N < N_0$, atunci efortul unitar va fi mai mare decât limita la oboseală (σ_{-1}) fără ca piesa să fie în pericol de rupere. În acest caz se pot stabili două stări limită, ducând prin punctul M o orizontală și o verticală:

- rezistența de viață (N_L) corespunde efortului unitar σ_N ,
- rezistența de durată σ_L corespunde la N cicluri de solicitare, astfel linia A-B reprezintă porțiunea de durabilitate limitată a curbei lui WÖHLER și este importantă pentru calculul la oboseală. În cazul pieselor cărora nu li se solicită o durată de viață nelimitată curba lui WÖHLER se obține aplicând deferitelor epruvete solicitări variabile staționare cu eforturile unitare σ_{max} și σ_{min} constante pe toată durata încercării.

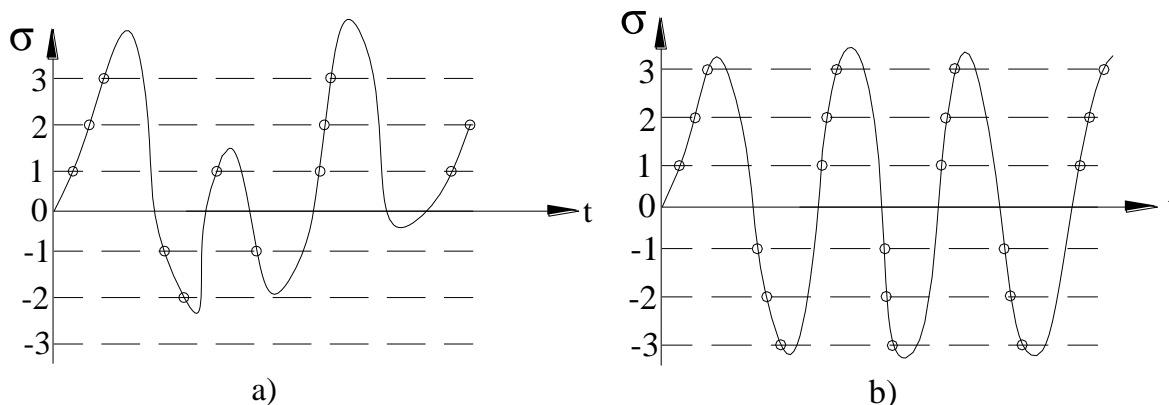
7. Stabilirea colectivelor de solicitări ale pieselor de autovehicule

Durata de viață a unei piese (rezistența în exploatare) se poate determina fie prin calcul fie experimental trebuind însă să fie stabilite colectivele de solicitare ale pieselor. Colectivele de solicitare ale pieselor se obțin prin prelucrarea statistică a curbelor de variație în timp a eforturilor unitare, curbe care se obțin pe baza încercărilor pe parcursul de 50-300 km, prin utilizarea tensometriei. Se consideră o solicitare aleatoare la care amplitudinea maximă depășește rezistența admisibilă a piesei.



Graficul unei solicitări la care $\sigma_{\max} < \sigma_{a2}$

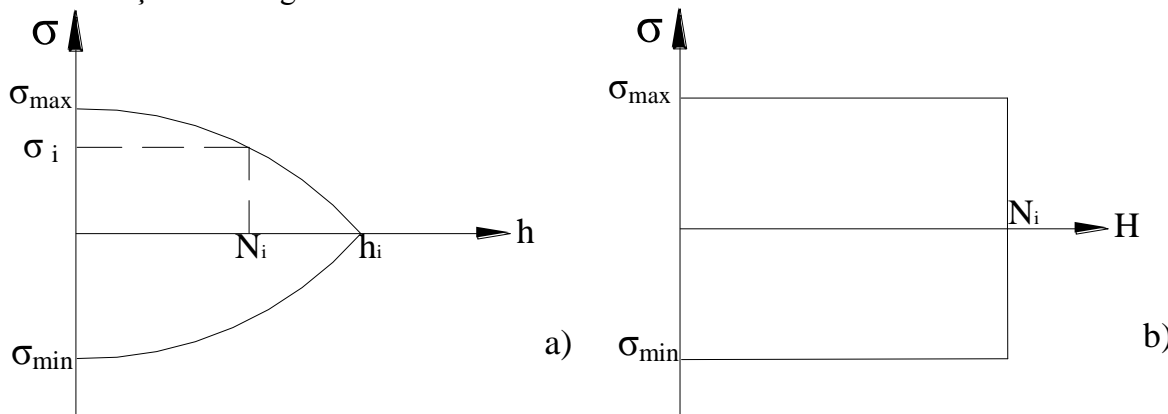
Dacă se ia în considerare strict relația $\sigma_{\max} > \sigma_{aL}$, înseamnă că piesa ar trebui să se rupă. Acest lucru însă nu se întâmplă. Rezistența în exploatare a piesei depinde de aspectul funcției $\sigma(t)$. Astfel, cu cât valorile tensiunii care depășesc σ_{aL} sunt mai multe apare pericolul ca piesa să se deterioreze. Pentru a putea stabili caracterul solicitării aleatoare acestea se clasează prin mai multe metode. Una dintre aceste metode este metoda numărării intersecțiilor. Constă în împărțirea domeniului de variație a solicitării aleatoare (σ) într-o serie de nivele, notate cu (-2, -1, 0, 1, 2, 3), și numărarea trecerilor ramurii crescătoare peste nivelele corespunzătoare diferitelor clase.



Solicitare aleatoare

solicitare sinusoidală

Se consideră o solicitare aleatoare, cu eforturi maxime variabile ca și mărime (fig. a) și o solicitare sinusoidală de amplitudine $\sigma_{\max} = \text{cst.}$ (fig. b). Celor două solicitări li se aplică metoda numărării intersecțiilor. Notând cu σ_i clasa corespunzătoare amplitudinilor i , se constată că la solicitarea sinusoidală trecerea prin nivelul σ_i are loc la fiecare ciclu, obținându-se un număr de treceri de N_i . În schimb, la solicitarea aleatoare se obține un număr de treceri h_i ($h_i < N_i$). Prin reprezentarea grafică a amplitudinilor σ în funcție de numărul de treceri h_i sau N_i se obține curba de frecvențe sau histograma solicitării.



Calculând frecvența cumulată pe toate nivelele sau clasele în care a fost împărțit domeniul de la σ_{\max} la σ_{\min} , și reprezentând σ în funcție de numărul de treceri se obține curba frecvențelor absolute cumulate ale solicitărilor aleatoare.

În cazul solicitării sinusoidale această curbă se reduce la o dreaptă (cazul b).

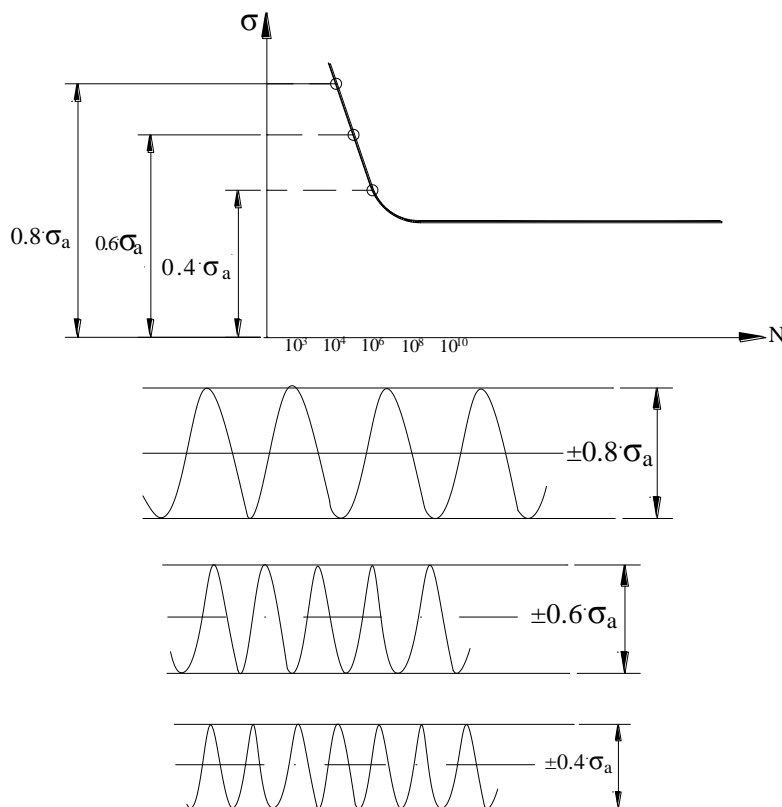
Diagrama de distribuție a frecvențelor absolute cumulate se numește colectiv de solicitare, colectiv care în cazul pieselor pentru autovehicule poate fi înlocuit prin colectivul de încercare care stă la baza întocmirii programelor de încercare a pieselor.

De pildă, pentru stabilirea colectivelor de solicitare a pieselor din transmisia autovehiculelor este necesară cunoașterea timpilor de utilizare a treptelor de viteze și a numărului de cuplări ale acestora într-un interval de timp pentru un parcurs prestabilit de 100 km.

Prin determinarea timpului relativ de utilizare a treptelor de viteze se poate stabili numărul de cicluri de solicitări aleatoare, iar prin stabilirea numărului de cuplări ale transmisiei la 100 km se poate stabili numărul de cicluri la solicitări de amplitudini mari.

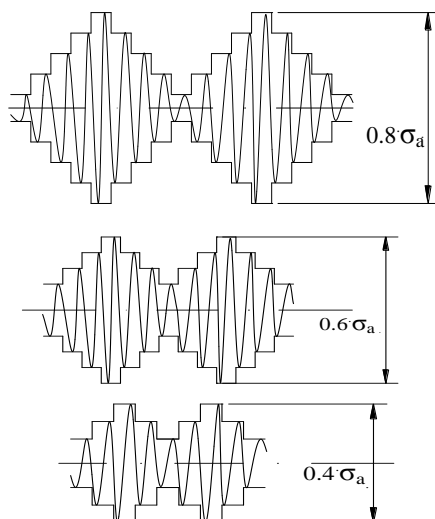
8. Determinarea experimentală a rezistenței în exploatare

La determinarea rezistenței în exploatare a pieselor autovehiculelor prin încercări de tip WÖHLER, epruvetelor li se aplică cicluri de solicitare de amplitudini constante până la ruperea piesei. De la o epruvetă la alta se modifică valoarea amplitudinii, σ_a menținându-se constantă pentru aceeași epruvetă.



Încercările de tip Wöhler

Solicitarea în trepte se caracterizează prin faptul că amplitudinea solicitării unei epruvete este variabilă, maximul solicitării atingându-se o singură dată într-un ciclu.

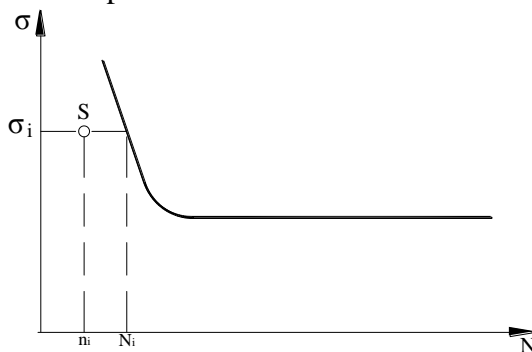


Rezultă deci că solicitarea în trepte obosește mai puțin materialul piesei decât solicitarea de tip WÖHLER. La solicitarea de tip WÖHLER amplitudinea solicitării se aplică la fiecare ciclu, până la ruperea piesei, în timp ce la solicitarea în trepte amplitudinea maximă se aplică o singură dată pe ciclu. Astfel curba obținută după solicitarea în trepte este deplasată spre dreapta și ca atare pentru un nivel oarecare σ_y sau σ_i durabilitatea crește. Întrucât piesele autovehiculelor sunt supuse în marea majoritate la solicitări aleatoare dimensionarea pe baza rezistenței în exploatare permite o utilizare rațională a materialului piesei și o reducere a masei acesteia. Colectivul de solicitare a piesei are o mare influență asupra duratei de viață a acesteia.

9. Determinarea prin calcul a rezistenței în exploatare

În decursul timpului s-au elaborat mai multe metode de calcul a duratei de exploatare și a rezistenței pieselor pe baza curbelor WÖHLER, pe baza colectivului de solicitare a piesei și pe baza experienței acumulate.

Pentru determinarea prin calcul a rezistenței în exploatare a unei piese supuse la solicitări variabile în trepte se ia în considerare teoria cumulării deteriorărilor, pe ipoteze și criterii fenomenologice de degradare care pot fi liniare sau nu .



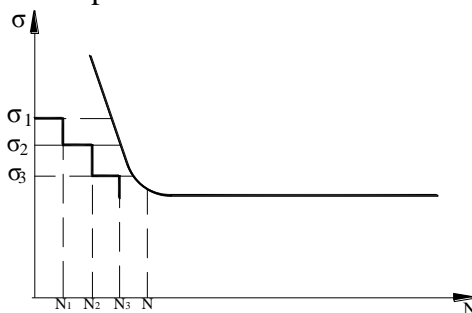
Curba lui Wohler pentru o solicitare aleatoare

σ_i – tensiunea admisibilă a materialului sau tensiunea de rupere,

N_i – numărul de cicluri după care piesa se rupe.

Ne interesează ce se întâmplă în cazul unui număr $n_i < N_i$ de cicluri. Considerând o solicitare aleatoare ce are curba lui WÖHLER reprezentată în figură pentru nivelul de solicitare σ_i , piesa se rupe după N_i cicluri. Dacă piesei i se aplică un număr de cicluri mai mic n_i , atunci această solicitare provoacă doar o deteriorare a piesei $D = \frac{n_i}{N_i}$.

În cazul în care $D=1$ piesa se rupe.



Curba lui Wohler pentru o solicitare aleatoare

Dacă în schimb epruvetei i se aplică o solicitare în trepte conform figurii – după ipoteza lui MINNER – durabilitatea se calculează prin cumularea deteriorărilor:

$$D = \sum \frac{N_i}{N},$$

unde: N este numărul de cicluri la care piesa se rupe.

Încercările experimentale au demonstrat că durabilitatea (D) nu este egală cu 1:

$$D \neq 1.$$

Ea este:

$$D > 1,$$

ceea ce nu confirmă ipoteza de degradare liniară a pieselor. Ca atare metoda cumulării deteriorărilor, prin ipoteza lui MINNER, se apropie cel mai mult de realitate, pentru că la o epruvetă la care s-au aplicat solicitări mai mici decât σ_{rupere} și au apărut fisuri, fisurarea continuă și pentru treptele inferioare ale solicitării până la ruperea efectivă. Pentru piesele cu concentratori durata de viață se stabilește după teoria lui LEHMAN, iar în cazul solicitărilor echivalente pe o singură treaptă se utilizează metoda SERENSEN.

10. Transmiterea mișcării

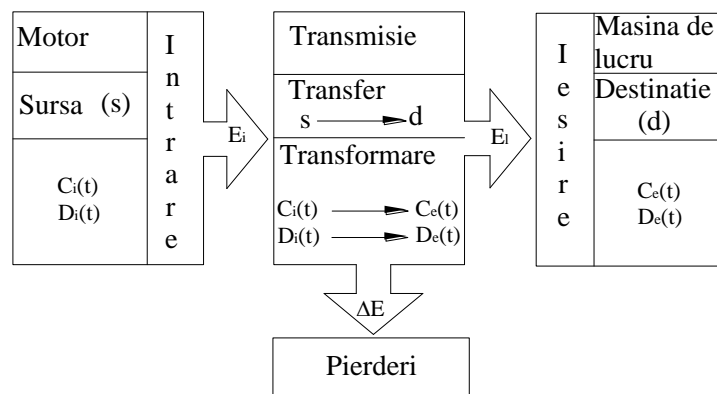
Mișcarea este caracterizată de două feluri de parametri:

- 1) cinematici,
 - spațiu,
 - viteză,
 - accelerația.
- 2) dinamici,
 - forța,
 - momentul.

Mașinile de lucru sunt sistemele care primesc energie de la o mașină de forță și efectuează lucru mecanic sub forma unei mișcări caracterizată de parametrii cinematici (spațiu, viteză, accelerație) și parametri dinamici (forța sau moment). Acești parametri variază de la caz la caz sau în cadrul aceluiași caz după niște legi cunoscute. Toate aceste legi depind de timp.

$$\begin{cases} s = s_k(t), \\ v = v_k(t), \\ a = a_k(t). \end{cases}$$

În timpul transmiterii mișcării de la mașina de forță la mașina de lucru energia suferă atât un transfer cât și o transformare.



$\left. \begin{matrix} C_i \\ D_i \end{matrix} \right\}$ parametri cinematici, respectiv dinamici de intrare în transmisie.

$\left. \begin{matrix} C_e \\ D_e \end{matrix} \right\}$ parametri cinematici, respectiv dinamici de ieșire din transmisie.

E_i – energia la intrare în transmisie.

E_1 – energia la ieșire din transmisie.

Transferul energiei în acest fel se face cu pierderi:

$$\Delta E = E_i - E_1, \quad (1)$$

$$\eta = \frac{E_1}{E_i}. \quad (2)$$

Relațiile (1) și (2) sunt legile transferului de energie.

Legile transformării energiei:

$$C_i(t) = \left\{ q_i(t), \frac{dq_i(t)}{dt}, \frac{d^2q_i(t)}{dt^2} \right\}$$

$$C_e(t) = \left\{ q_e(t), \frac{dq_e(t)}{dt}, \frac{d^2q_e(t)}{dt^2} \right\}$$

$$C_{i,e}(t) = \left\{ \frac{d^j q_{i,e}(t)}{dt^j}, j = 0, 1, 2 \right\}$$

în care: q este coordonata generalizată a mișcării, respectiv spațiul s în cazul mișcării de translație sau poziția unghiulară φ în cazul mișcării de rotație.

În cazul parametrilor dinamici, coordonata generalizată Q reprezintă forța în cazul mișcării de translație și momentul în cazul mișcării de rotație:

$$D_i = \{Q_i(q, t)\}$$

În funcție de suportul material al transferului energiei în spațiu, și a transformării ei în timp, pot exista mai multe tipuri de transmisii:

- transmisii mecanice, care în funcție de felul mișcării se subîmpart în:
 - i. translație (mișcarea pistonului în cilindru),
 - ii. rotație (arbori în mișcare),
 - iii. roto-translație.
- transmisii hidraulice, care în funcție de parametrii mișcării lichidului de lucru se pot împărți în două mari categorii:
 - i. **hidrostatice**, caracterizate de faptul că fluidul de lucru circulă la presiuni mari însă la debite reduse (frânele);
 - ii. **hidrodinamice**, fluidul circulă la presiuni mici dar debite mari (ambreiajul hidrodinamic);
- transmisii pneumatice, care sunt caracterizate de faptul că fluidul de lucru este aerul, și pot fi găsite în:
 - i. sistemul de frânare,
 - ii. ambreiaje acționate pneumatic,
 - iii. schimbarea treptelor.
- transmisii electrice,
- transmisii magnetice,
- transmisii hibride, care încearcă să combine avantajele a două sisteme de transmisie, eliminându-le dezavantajele (mecanismul de servofrână).

Transmisiile în general pot fi tratate ca niște sisteme caracterizate de proprietățile lor:

- netrivialitatea, reprezintă faptul că transmisiile prezintă cel puțin o intrare și cel puțin o ieșire care nu sunt identice (ex. Cutia de viteze),
- observabilitatea, reprezintă faptul că pornind de la legile de intrare și ieșire se poate afla starea sistemului în orice moment (spațiu, viteză, accelerație),
- sensibilitatea, arată că la o variație infinitesimală a mărimilor de intrare are loc o variație infinitesimală a mărimilor de ieșire,
- stabilitatea, reprezintă capacitatea sistemului de a reveni la o stare de echilibru într-un timp finit,

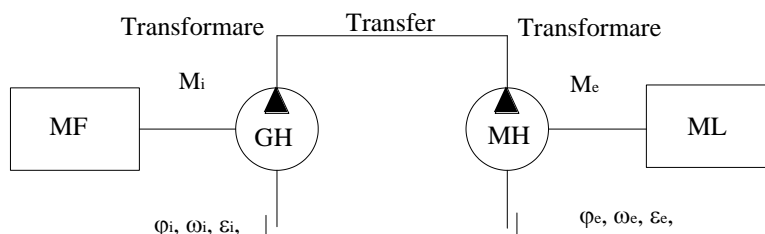
- accesibilitatea, apare întrucât sistemele admit un număr finit de intrări și de ieșiri,
- adăitionalitatea și finalitatea, apare deoarece sistemele admit două puncte de extrem (intrare și ieșire) și un număr de stări.

11. Sistemele mecanice de transmitere a mișcării

Aceste sisteme nu realizează o modificare a formei de energie decât în cadrul aceleași forme, din energie de translație în energie de rotație sau invers, dar realizează transferul energiei în spațiu de la sursă la destinație, precum și transformarea parametrilor de intrare în parametri de ieșire prin funcții de transfer.

12. Sistemele hidraulice de transmitere a mișcării

Acestea constituie o interfață între o mașină de forță (MF) și o mașină de lucru (ML), care preia energia mecanică și o transformă în energie hidraulică cu ajutorul unui generator hidraulic, și o transmite prin intermediul unui lichid de lucru aflat într-un circuit închis unei mașini hidraulice care realizează transformarea energiei în energie mecanică transferată mașinii de lucru.



Schema unui sistem hidraulic de transmitere a mișcării

Parametrii de intrare:

$$\begin{aligned} &\varphi_i, \\ \omega_i &= \frac{d\varphi}{dt}, \\ \varepsilon_i &= \frac{d^2\varphi_i}{dt^2}. \end{aligned}$$

Parametrii de ieșire:

$$\begin{aligned} &\varphi_e, \\ \omega_e &= \frac{d\varphi}{dt}, \\ \varepsilon_e &= \frac{d^2\varphi_e}{dt^2}. \end{aligned}$$

Legătura între parametrii de intrare și cei de ieșire se face prin intermediul funcțiilor de transfer sub următoarea formă:

$$\begin{aligned} Z_\varphi &= \frac{\varphi_e}{\varphi_i}, \\ Z_\omega &= \frac{\omega_e}{\omega_i}, \\ Z_\varepsilon &= \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_i}. \end{aligned}$$

Funcția de transfer care face legătura între viteza unghiulară de ieșire și viteza unghiulară de intrare reprezintă raportul de transmitere al transmisiei hidraulice.

Generatorul hidraulic în cazul sistemelor hidrostatice este o pompă volumică. Iar în cazul sistemelor hidrodinamice generatorul hidraulic este de tipul pompelor cu palete.

Motorul hidraulic în cazul sistemelor hidrostatice este un motor rotativ sau liniar, iar în cazul sistemelor hidrodinamice este o turbină.

13. Sistemele hidromecanice de transmitere a mișcării

Sistemele hidraulice cu variantele lor, și sistemele mecanice, prezintă avantaje și dezavantaje funcționale, constructive, economice sau de mentenanță. Necesitatea eliminării a cât mai multor dezavantaje a impus construirea sistemelor hibride care reprezintă o îmbinare a sistemelor mecanice și hidraulice. Privind funcționarea acestora nu se întâlnesc elemente calitativ noi, ci doar cantitativ.

Funcționarea acestor sisteme are loc după aceleași legi care guvernează transmiterea mișcării pe cale mecanică și hidraulică, mai multe doar ca număr pentru a putea modela procesele care se desfășoară. Datorită numărului ridicat de posibilități de combinare a subsistemelor mecanice și a celor hidraulice gama realizărilor constructive este foarte largă urmărind în mod specific cerințele diferite ale utilizatorilor.

Avantajele transmisiei mecanice:

În general aceste transmisii au un randament ridicat, depinzând de soluția constructivă aleasă pentru lagăr (alunecare sau rostogolire). Precizia de execuție este mult mai mică comparativ cu transmisiile hidrodinamice.

Materialele folosite sunt materiale obișnuite.

Dezavantaje:

- Variația raportului de transmitere se face în trepte,
- Durabilitatea este mai scăzută datorită solicitărilor mecanice care apar în transmisie,
- Zgomotul în funcționare este mai mare.

Avantajele transmisiei hidraulice:

- asigură continuitatea transmiterii mișcării prin variația continuă a raportului de transmitere,
- au durată de utilizare mai mare datorită solicitărilor mai reduse decât în cazul transmisiilor mecanice,
- zgomotul în timpul funcționării este mult mai redus decât în cazul transmisiilor mecanice.

Dezavantaje:

- precizia de prelucrare a elementelor componente este mai ridicată decât în cazul transmisiilor mecanice;
- au de obicei un randament mai scăzut;
- transmiterea mișcării nu poate fi întreruptă decât prin eliminarea lichidului de lucru;
- materialele folosite sunt mai pretențioase ducând în final la creșterea costului de producție;
- masa specifică a unei transmisii hidrodinamice este mai mare decât masa specifică a unei transmisii mecanice, ducând la creșterea greutateii autovehiculului.

14. Transmisia autovehiculelor. Rol. Cerințe impuse. Clasificare

(v. Lucrarea de laborator)

14.1. Ambreiajul

Este subsamblul plasat între motor și transmisie cu rolul de a separa cinematic cele două elemente dar și de a compensa principalele dezavantaje ale motorului cu ardere internă:

- nu poate fi pornit sub sarcină,
- nu se poate inversa sensul de rotație,
- mișcarea neuniformă a arborelui cotit,
- existența unei zone de instabilitate a funcționării motorului.

Rolul ambreiajului

- asigură decuplarea rapidă și completă a transmisiei de motor la oprirea autovehiculului sau la schimbarea treptelor de viteză,
- asigură demararea în condiții optime asigurând o creștere progresivă a solicitărilor în transmisie,
- limitarea vibrațiilor torsionale ale motorului sau ale transmisiei,
- și rol de cuplaj de siguranță.

Cerințe impuse ambreiajului

- să decupleze complet și rapid motorul de transmisie pentru a permite schimbarea treptelor de viteză și pentru a evita uzura prematură a garniturilor de fricțiune,
- cuplarea lină și progresivă pentru a asigura creșterea treptată a momentului motor pe care-l transmite mai departe,
- transmiterea momentului motor în totalitate în orice condiții (normale) de exploatare,
- să fie capabil să preia în totalitate căldura produsă în urma cuplărilor și decuplărilor succesive și să o evacueze fără probleme,
- să protejeze motorul și transmisia prin patinarea organelor sale, în toate regimurile în care apar suprasarcini,
- partea condusă a ambreiajului să aibă moment de inerție cât mai mic,
- forțele axiale normale pe suprafața de frecare să se echilibreze reciproc,
- rezistența mare la uzură,
- să-și păstreze parametri funcționali în orice regim de funcționare.

Clasificarea ambreiajelor

1. După modul de acționare:

- neautomate, care sunt puse în funcțiune prin acțiunea conducătorului, prin acționare mecanică sau hidraulică,
- automate, pot fi acționate hidraulic, electric, magnetic, pneumatic sau vacuumic, acționarea lor făcându-se în funcție de turație, sarcină sau mai nou în funcție de poziția levierului pentru schimbarea vitezelor.

2. După modul de transmitere a momentului motor

- mecanice cu fricțiune, care sunt caracterizate de faptul că transmit momentul motor prin forțele de frecare care apar între partea conducătoare și partea condusă,
- hidraulice, care transmit momentul motor prin intermediul unui lichid de lucru (vâsco-cuplu, întâlnit la ventilator, și la transmisii 4x4), aflat într-un circuit închis,
- magnetice, care transmit momentul prin intermediul câmpurilor magnetice (la instalația de climă, air conditioning),
- ambreiajele combinate.

Ambreiajele mecanice cu fricțiune se clasifică:

- după forma suprafețelor de frecare și direcția de apăsare a forței de presiune:
 1. ambreiaje cu discuri (cele mai utilizate), la care forța de presiune acționează axial,
 2. ambreiaje cu tamburi, la care forța de apăsare acționează radial,

- 3. ambreiaje cu conuri la care forța de presiune acționează radial axial.
- după modul de realizare a forței de presiune:
 1. ambreiaje cu arcuri,
 2. cu pârghii,
 3. electromagnetice,
 4. cu apăsare hidraulică.
- după construcția mecanismului de acționare:
 1. normal cuplate,
 2. facultativ cuplate (pe tractoare, pe șenilate), caz în care este acționat printr-o manetă.
- după natura frecării putem avea:
 1. cu frecare uscată,
 2. cu frecare umedă, caz în care se introduce în baie de ulei (motociclete, autocamioane, mașini sport). Sunt multidisc.
- după modul de distribuție din transmisie avem:
 1. ambreiaje cu un singur sens (simple),
 2. ambreiaje cu două sensuri.

14.2. Construcția ambreiajului mecanic cu fricțiune

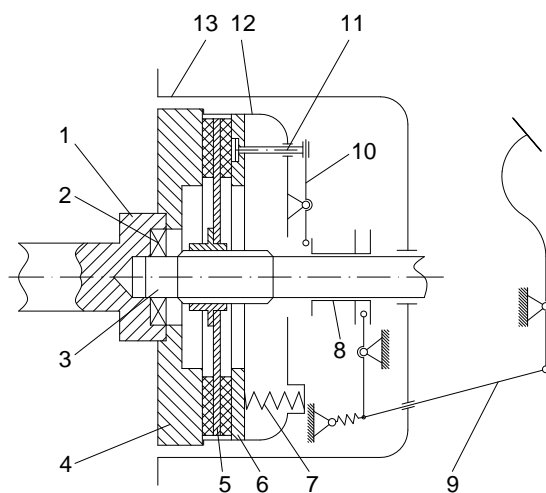
Părți componente

- 1) partea conducătoare, este constituită din totalitatea elementelor ambreiajului aflate în legătură permanentă cu arborele cotit și în același regim de mișcare cu acesta.
 - volant,
 - mecanism de ambreiaj.
- 2) partea condusă, este constituită din totalitatea elementelor ambreiajului legate de arborele primar al cutiei de viteze și aflat în legătură permanentă cu acesta.
 - discul de ambreiaj (disc de fricțiune),
 - arborele ambreiajului (de regulă e arborele primar al cutiei de viteze).
- 3) sistemul de acționare, compus din elementele exterioare ambreiajului:
 - manșonul de cuplare,
 - furca de acționare,
 - dispozitiv de comandă.
- 4) carterul ambreiajului,

Elementele componente ale ambreiajului:

1. volant,
2. disc de fricțiune,
3. mecanism de ambreiaj, care cuprinde carcasa în care se montează placa sau discul de presiune, între acestea interpunându-se arcuri elicoidale sau un arc de tip diafragmă,
4. rulment de presiune (manșon de cuplare),
5. furca de acționare (pârghia),
6. cablu de acționare.

Construcția ambreiajului mecanic cu fricțiune cu pârghii de debreiere și arcuri periferice:



Schema unui ambreiaj mecanic de fricțiune

- 1) Arbore cotit al motorului,
- 2) Lagăr pentru axul ambreiajului,
- 3) Axul ambreiajului (de regulă arborele primar al cutiei de viteze),
- 4) Volant,
- 5) Discul de fricțiune,
- 6) Placa de presiune,
- 7) Arc de presiune,
- 8) Manșon de decuplare (rulment de presiune),
- 9) Sistem de debreiere,
- 10) Pârghi de debreiere,
- 11) Tijă de acționare,
- 12) Carcasa ambreiajului,
- 13) Carterul ambreiajului.

Explicații:

Volantul (4) este legat de arborele cotit. Elementele 4, 12, 11, 10, 7 și 6 constituie partea conducătoare a ambreiajului. Toate în afară de 4 fac parte din mecanismul ambreiajului.

Elementele 5 și 3 constituie partea condusă.

În momentul călcării pedalei de ambreiaj, prin mecanismul de acționare rulmentul este obligat să apese pe capătul pârghiei 10 (care de obicei sunt cel puțin trei la număr), care face o basculare și trage spre dreapta placa de presiune, comprimând arcurile și eliberând în felul acesta discul ambreiajului (discul de fricțiune). La eliberarea pedalei sistemul revine la poziția inițială, adică se cuplează motorul de arborele ambreiajului. Asta e determinată de arcurile de presiune sau de arcul diafragmă, care apasă asupra plăcii de presiune care va strânge discul condus pe suprafața de frecare a volantului.

Volantul are ca rol principal reducerea gradului de neuniformitate a vitezei unghiulare a arborelui cotit al motorului și asigură fixarea pe partea lui exterioară a unei coroane dințate necesară dispozitivului de pornire și, mai nou, a unei alte coroane dințate necesare traductorului de turație pentru sistemul de aprindere, de alimentare, sau diagnosticare.

Volantul poate fi monobloc sau modular.

Volantul modular este specific autoturismelor și este executat de regulă dintr-o placă de oțel dispusă pe volant și un corp inelar din fontă dispus pe disc.

Discul de fricțiune este partea ambreiajului (a părții conduse) care sub acțiunea forțelor axiale dezvoltate în mecanismul de ambreiaj permite transmiterea fluxului de putere al motorului spre arborele condus al ambreiajului.

Cerințe impuse discului de ambreiaj:

- să transmită integral momentul motor fără patinare,
- să asigure progresivitatea la cuplare,

- să asigure izolarea vibrațiilor de torsiune,
- să permită o bună ventilare,

Construcția:

Discul de fricțiune este compus din:

- disc suport, pe care se plasează garniturile de fricțiune,
- butuc cu flanșă,
- amortizor de oscilații de torsiune,
- disc suplimentar,
- elementele de legătură (nituri).

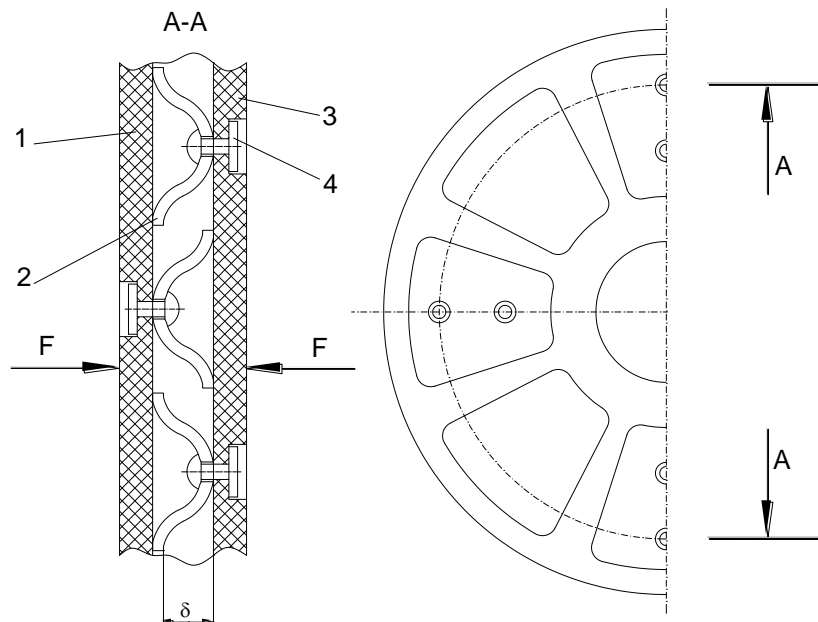
Arcurile au rol de amortizare a oscilațiilor de torsiune.

Discul suport 2 este confecționat din tablă de oțel cu conținut mediu sau ridicat de carbon, cu grosime de $1,4 \div 2$ mm, având un dublu rol, și anume transmiterea momentului de torsiune și fixarea garniturilor de fricțiune.

Discul 2 are niște tăieturi (decupări) radiale pe el.

Progresivitatea cuplării – pomenită mai sus – se poate realiza prin tăieturile radiale și curbarea sectoarelor ce rezultă în acest fel sau prin introducerea unor lamele suplimentare. Astfel șocul la cuplare este diminuat.

Între discul suport 2 și flanșa butucului se montează izolatorul pentru vibrații de torsiune.

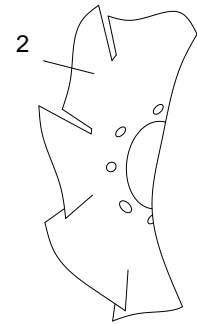
Soluții de realizare a discului:

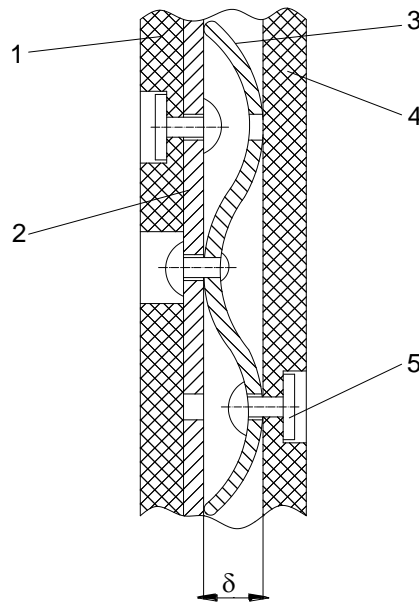
Cu disc curbat sau deformat în scopul amortizării

- 1) garnitură de fricțiune,
- 2) sectoare ale discului metalic,
- 3) garnitură de fricțiune,
- 4) nituri.

δ – distanța de la garnitura de fricțiune până la discul metalic $\delta = 0,8 \div 2$ mm.

La discul de oțel se aplică un tratament termic de călire în ulei și revenire ce îi asigură o duritate HRC $38 \div 50$.





Cu arcuri lamelare suplimentare

- 1) garnitură de fricțiune,
- 2) discul metalic suport,
- 3) arcurile lamelare,
- 4) garnituri de fricțiune,
- 5) nituri.

Arcurile lamelare se execută din bandă de oțel cu grosimea de 0,5 mm după care se călesc și se supun revenirii în prese la temperatura ($t \cong 420^{\circ}\text{C}$).

14.3. Garniturile de fricțiune

Cerințe impuse garniturilor de fricțiune:

- să posedă coeficient de frecare ridicat care să rămână stabil chiar și la temperaturi mari,
- să aibă rezistență mare la uzură,
- proprietăți mecanice bune (rezistență mare, elasticitate, plasticitate),
- să asigure funcționarea fără zgomot,
- conductivitate termică ridicată.

Materialele folosite: metal pentru volant și placa de presiune (fontă); materiale nemetalice în general pentru garniturile de fricțiune.

Azbestul are o stabilitate termică și chimică ridicată. Nu arde.

Obs. Praful ce se degajă la cuplări și decuplări este totuși cancerigen. Asta face să apară o reacție din partea ecologiștilor, și să se caute alternative.

Azbestul nu se utilizează singur, ci ca fibre sau texturi împreună cu inserții metalice neferoase sau feroase și lianți.

Din azbest se utilizează trei materiale:

- raibest,
- ferodoul,
- azbocauciucul.

Raibestul este un material din azbest fărâmițat îmbibat cu lianți și apoi presat (se mai numește și *azbocarton*).

Azbocauciucul este un material preparat din azbest care folosește ca liant cauciucul sintetic.

Ferodoul (cel mai utilizat) – se mai numește *metalazbest* – este un material format din azbest cu inserții metalice, liant și presat într-o formă la grosimi de 3÷5 mm.

Inserțiile metalice:

- oxidul de zinc îmbunătățește rezistența la uzură,
- oxidul de plumb (PbO) – litargă – împreună cu alama mărește și stabilizează coeficientul de frecare,
- oxidul de fier (Fe_2O_3) se folosește pentru mărirea coeficientului de frecare,

Coeficientul de frecare pentru garniturile pe bază de azbest este cuprins între $0,2 \div 0,35$.

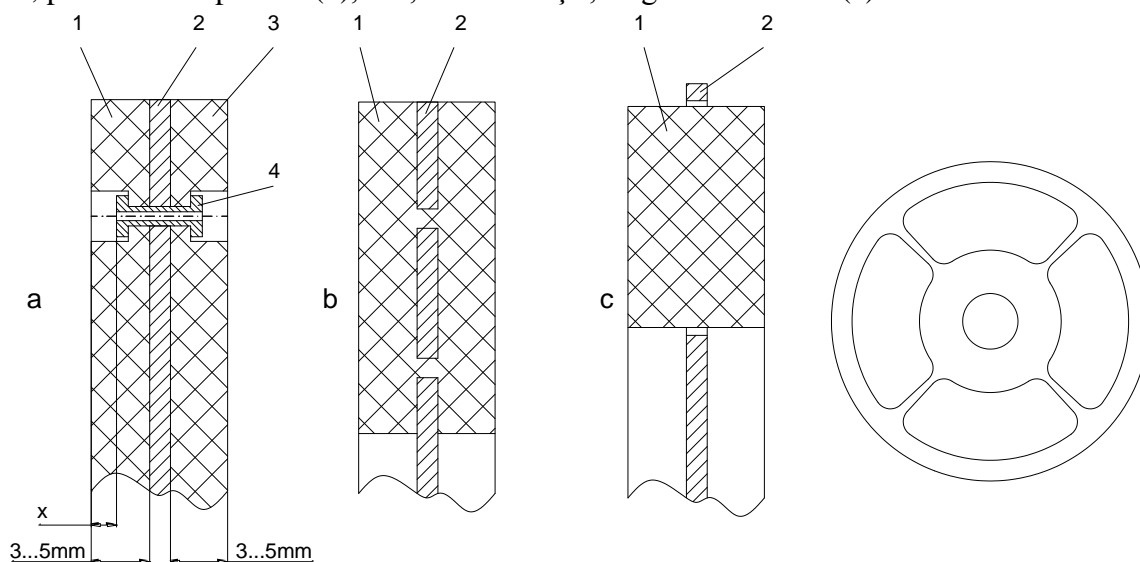
Coeficientul de frecare pentru garniturile pe bază de material ceramic este cuprins între $0,4 \div 0,45$.

Garniturile metalo-ceramice se execută prin presarea pulberilor metalice în prefabricate la presiuni $100 \div 600$ Mpa, după care acestea se sinterizează (se încălzesc în vid la temperaturi de două treimi din temperatura de topire a materialului de bază – Cu, Zn, Fe, Ni – și se presează).

Acestea au un coeficient de frecare de $0,4 \div 0,5$, duritate mare (care sunt avantaje), coeficient de elasticitate scăzut (dezavantaj).

Garniturile din rășini sintetice armate cu fire de chevlar sau fibre de sticlă, garnituri care se consideră nepoluante prin particule rezultate din procesul de uzură.

Îmbinarea garniturilor de fricțiune cu discul de ambreiaj se realizează prin nituire (a), lipire, prin formare pe disc (b), sau, o altă soluție, ca garnituri libere (c).



Cu disc curbat sau deformat în scopul amortizării

- 1) garnitură de fricțiune,
- 2) disc metalic,
- 3) garnitură de fricțiune,
- 4) nituri.

Cel mai utilizat sistem este totuși nituirea. Acesta din urmă:

- asigură rezistență în funcționare,
- permite refacerea discului când garnitura s-a uzat.

Capul nitului este montat cu o distanță x spre interior $x = 0,5 \div 1$ mm.

Dezavantaje: Capul nitului poate freca pe volant sau pe placa de presiune (în cazul uzurii exagerate a garniturilor de fricțiune), provocând în acest caz o uzură considerabilă și zgomot.

Durata de funcționare este de cca $1500 \div 2000$ ore.

Operația de nituire este cât se poate de delicată și pretențioasă. Asta pentru că în cazul în care forța de strângere a nitului nu este suficient de mare, garniturile vor avea un joc nedorit și ca efect o funcționare necorespunzătoare după montajul discului. La o forță de strângere a nitului mai mare decât cea indicată garnitura se poate fisura în zona găurii nitului deoarece acolo este mult subțiată (cca $1 \div 1,5$ mm). A strânge nitul atât cât e bine, cere o îndemânare și o atenție sporită din partea celui care efectuează operația de recondiționare a discului condus prin aplicarea altor garnituri de fricțiune.

Îmbinarea prin lipire:

Avantaje:

- asigură o durată de viață mai mare cu până la 1,5÷2 ori în comparație cu discul nituit.
- asigură mărirea suprafeței de frecare și a rezistenței, fiindcă sunt eliminate găurile de nit,

Dezavantaje:

- la uzare se schimbă întreg discul,
- procesul de lipire este costisitor și destul de delicat: cere o umiditate controlată a spațiului în care se efectuează operația în sine, forța de presiune precisă etc.

*Formarea garniturilor de fricțiune pe disc**Avantaje:*

- are durata de viață dublă,

Dezavantaje:

- după uzare trebuie aruncat cu totul.

În ultimele două soluții nu se mai poate asigura preluarea șocurilor axiale, deci nu există amortizare la disc.

*Soluția cu garnituri libere**Avantaje:*

- are durata de viață până la 4000 ore de funcționare,
- se face mult mai ușor schimbarea garniturilor de fricțiune,

14.4. Mecanismul de ambreiaj

Este subsansamblul montat pe volant care asigură apăsarea și eliberarea discului de fricțiune poziționat între volant și acest mecanism.

Cerințe impuse mecanismului de ambreiaj:

- să asigure o păsare uniformă pe toate suprafețele discului de ambreiaj,
- să fie echilibrat dinamic,
- să aibă dimensiuni mici,
- să aibă gabarit axial redus,

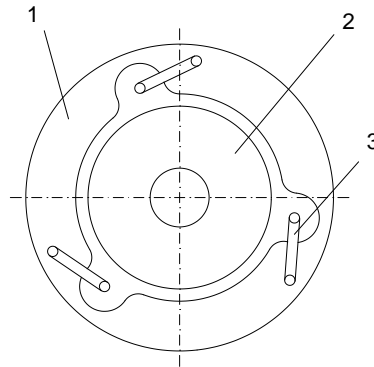
Construcție. Alcătuire:

- 1) placa de presiune,
- 2) dispozitiv elastic de apăsare,
- 3) carcasa ambreiajului.

Carcasa ambreiajului se fixează pe volant prin șuruburi și se centrează cu ajutorul unor știfturi de centrare. În partea centrală are prevăzută o deschidere prin care trece axul ambreiajului și manșonul de decuplare.

Această carcasă se execută din tablă de oțel ambutisată cu un conținut redus de carbon (pentru autoturisme), sau prin turnare din fontă în cazul ambreiajelor ce transmit momente mari (autocamioane și autobuze).

Placa de presiune este confecționată din fontă sau oțel și se află în același regim de mișcare cu volantul, având în plus față de acesta posibilitatea de deplasare axială, față de volant, mișcare necesară cuplării sau decuplării ambreiajului, precum și pentru compensarea uzurilor care apar la discul de fricțiune.



Mecanismul de ambreiaj

- 1) carcasa ambreiajului,
- 2) placa de presiune,
- 3) elementele elastice de legătură.

Placa de presiune 2, legată prin elementele elastice 3 de carcasa mecanismului de ambreiaj, execută o mișcare de rotație și una axială pentru debrere.

Revenind acum pentru o clipă la discul de presiune putem aminti că metodele sau soluțiile de amortizare a oscilațiilor transversale sunt următoarele:

- cu capsule hidraulice, o metodă mai modernă care se bazează pe rezistența hidrodinamică a unui lichid închis în niște mici recipiente sub formă de capsule. La cuplare șocul și oscilațiile sunt preluate de lichidul comprimat în capsulele respective. Problemele importante care pot apărea sunt legate de etanșare. Când apar scăpări de ulei acesta ajunge între suprafețele în frecare și nu e de dorit acest lucru pentru că funcționarea ambreiajului este compromisă,
- tampon de cauciuc, la care problema majoră este păstrarea calităților elastice în timpul funcționării la temperaturi ridicate. Din cauza căldurii cauciucul respectiv își pierde calitățile elastice și amortizarea este pierdută,
- arcuri elicoidale, care rămân încă soluția cea mai utilizată și mai convenabilă.

14.5. Mecanismul de presiune

Este constituit din *arcurile de presiune, carcasa ambreiajului, și placa de presiune.*

Arcurile de presiune sunt dispuse între *placa de presiune și carcasa ambreiajului* în stare precomprimată. Arcurile de presiune pot fi dispuse central sau periferic.

Cele periferice sunt de tip elicoidal cilindric.

Cele centrale pot fi:

- elicoidale cilindrice,
- conice,
- tip diafragmă.

14.6. Arcurile periferice elicoidale cilindrice

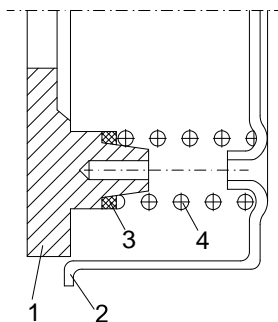
Arcurile de acest tip sunt dispuse pe un cerc astfel încât forțele centrifuge să nu le poată deplasa înspre exterior și căldura degajată în procesul ambreierii-debreierii să nu se transmită spre ele. De reținut: căldura nu trebuie să ajungă de la placa de presiune la arcuri, de aceea între placă și arcuri sunt dispuse niște șaibe termoizolante (în anumite cazuri din ferodou) care împiedică transferul de căldură în sensul prezentat mai sus.

Numărul acestor arcuri depinde de diametrul exterior al discului de fricțiune, astfel:

- pentru $d \leq 200$ mm se utilizează 6 arcuri,

- pentru $200 < d \leq 280$ mm se utilizează 9÷12 arcuri,
- pentru $280 < d \leq 380$ mm se utilizează 12÷18 arcuri.

Aceste arcuri pot fi dispuse pe un rând sau două. Cu cât crește diametrul arcului, cu atât trebuie să crească și diametrul sârmei din care este confecționat arcul respectiv.



Mecanismul de presiune

- 1) placa de presiune,
- 2) carcasa mecanismului de ambreiaj, care se fixează prin șuruburi pe volant,
- 3) șaibă termoizolantă,
- 4) arcuri de presiune.

Întrucât arcurile se montează în stare comprimată, forța totală de comprimare trebuie să fie egală cu forța de presiune, forța care se determină cu o relație de forma:

$$S = \frac{\beta M_m}{r_m Z \mu}, \quad (1)$$

în care: M_m – este momentul motor maxim transmis prin ambreiaj,

β – coeficientul de siguranță al ambreiajului (pentru autoturisme: 1,2÷1,5),

μ – coeficientul de frecare,

Z – numărul perechilor suprafețelor de frecare,

r_m – raza medie de frecare, care poate fi determinată cu relația:

$$r_m = \frac{R + r}{2},$$

în care: R – este raza exterioară a discului de fricțiune,

r – raza interioară a aceluiași disc.

Dacă Z_a este numărul de arcuri, atunci forța (F_o) care acționează asupra unui singur arc este de forma:

$$F_o = \frac{S}{0,85 Z_a}. \quad (2)$$

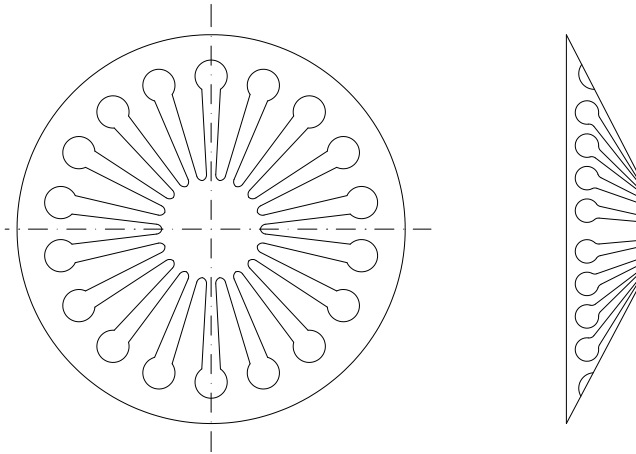
Deoarece în timpul decuplării ambreiajului arcurile se deformează suplimentar cu aproximativ 20% va rezulta că forța maximă ce acționează asupra unui arc este de forma:

$$F_{\max} = 1,2 F_o. \quad (3)$$

Un arc cilindric elicoidal prezintă o dependență liniară între deformație și forță. Utilizarea unui arc conic (elicoidal) nu mai asigură o dependență liniară între deformație și forță. Prima spiră intră în a doua, și în felul acesta rămân mai puține spire active.

14.7. Arcurile diafragmă

Cel mai utilizat este însă arcul diafragmă, care are forma unui trunchi de con cu brațe elastice formate prin decupări radiale. Aceste brațe au și rolul de pârghii de debreiere.



Decupările radiale fac ca elementele sau lamelele rezultante să devină brațele mecanismului de ambreiaj.

În funcție de sensul forței de decuplare există două tipuri de mecanisme de ambreiaj:

- 1) mecanism comprimat, când la decuplare manșonul se apropie de volant și
- 2) mecanismul de tip tras, când la decuplare manșonul se depărtează de volant.

Cu ce se prinde arcul diafragmă pe carcasa ambreiajului? Elementele cu care se assemblează diafragma pe carcasa mecanismului de ambreiaj sunt asemănătoare cu niște nituri, dar nu sunt nituri ci poartă numele de ANTRETOAZĂ. O astfel de antretoază are un umăr de sprijin.

Problema care se pune acum este: ce utilizez? ...arcuri elicoidale ? Sau arc diafragmă?

Când se optează pentru o soluție sau pentru alta trebuie să se țină seama de următoarele aspecte:

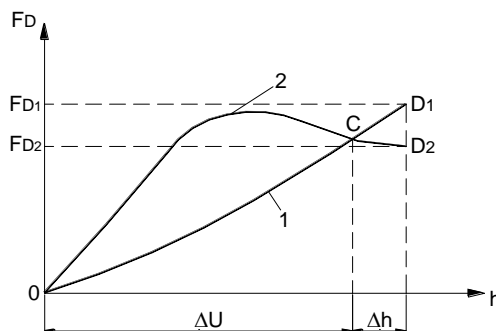
Utilizarea arcurilor elicoidale face ca apăsarea plăcii de presiune pe suprafața de frecare să fie neuniformă.

Pârghiile de debreiere impun operații complexe de reglaj pentru ca capetele lor să fie în același plan, paralel cu planul volantului.

Arcurile elicoidale au un gabarit axial mare.

Montarea arcurilor elicoidale implică o serie de prevederi constructive împotriva acțiunii forței centrifuge și împotriva acțiunii temperaturii care se degajă în procesul de cuplare-decuplare.

14.8. Caracteristica arcului elicoidal și a arcului diafragmă



1 – caracteristica specifică arcurilor cilindrice periferice este o caracteristică liniară,

2 – caracteristica specifică unui arc tip diafragmă,

ΔU – cursa moartă a ambreiajului,

Δh – cursa utilă a pedalei,

D_1, D_2 – reprezintă punctul de decuplare totală a ambreiajului (D_1 – arc. cilind. perif.; D_2 – arc diafrag.),

C – momentul începerii decuplării (cuplării),

F_{D1} – forța necesară debreierii (decuplării).

OBS.: Forța de apăsare (asupra pedalei) la decuplarea completă (punctul D_2) a ambreiajului cu arc de tip diafragmă este mai mică decât forța necesară în timpul apăsării (în intervalul cursei moarte). Pe măsura „îmbătrânirii” diafragmei această forță (de la decuplarea totală) devine tot mai mare, spre deosebire de ce se întâmplă cu arcurile periferice.

La arcurile periferice – din câte se poate vedea pe graficul de mai sus – forța de apăsare la decuplarea totală este mai mare decât forța din timpul întregii curse. Cu toate acestea, chiar și după un timp de funcționare mai îndelungat lucrurile nu decurg ca la arcul diafragmă.

14.9. Pârghiile de debreiere

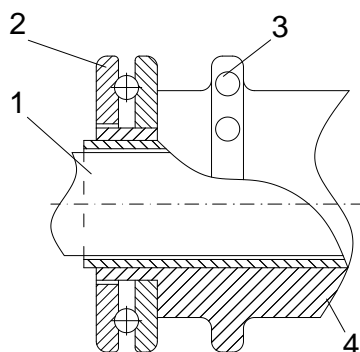
Se realizează din OLC forjat sau prin matrițare, după care li se aplică un tratament termochimic (carburare) în vederea creșterii rezistenței la oboseală.

Ele sunt într-un număr de minim trei, iar condiția obligatorie de funcționare, este ca toate cele trei capete care vin în contact cu manșonul de decuplare să fie într-un plan paralel cu planul volantului.

14.10. Manșonul de decuplare

Este întâlnit în trei soluții constructive:

- rulment axial,
- rulment axial-radial,
- inel de grafit.



Obs.: Dacă rulmentul de presiune se sprijină direct pe arborele ambreiajului, atunci el se va roti ori de câte ori pornim motorul, lucru care conduce la o durată de viață mai scurtă a rulmentului. Din această cauză se optează pentru montarea rulmentului pe o bușă.

- 1) arborele ambreiajului,
- 2) rulment de presiune axial,
- 3) dispozitiv de acționare,
- 4) bușă fixată în consolă în carterul cutiei de viteze.

14.11. Arborele ambreiajului

Poate fi constituit ca piesă separată (autocamioane) sau poate fi parte comună cu arborele primar al cutiei de viteze (autoturisme). În acest caz este sprijinit în două lagăre:

- în arborele cotit sau în volant, printr-o bușă de grafit sau bronz;
- în carterul cutiei de viteze.

Lagărele pot fi de alunecare (întâlnite la autoturisme) sau de rostogolire (întâlnite la autocamioane).

OBS.: Bucșele se uzează mult mai rapid decât rulmenții.

15. Parametrii principali ai ambreiajelor

Parametrii principali ai ambreiajelor sunt necesari pentru compararea diferitelor tipuri de ambreiaje și stabilirea caracteristicilor funcționale ale acestora.

Există patru parametrii caracteristici ambreiajelor, și anume:

β – coeficientul de siguranță,

p_o – presiunea specifică,

I_p – lucrul mecanic de patinare,
 Δt – creșterea (gradientul) de temperatură.

15.1. Coeficientul de siguranță

Momentul de torsiune de la motor se transmite transmisiei datorită forțelor de frecare care apar între placa de presiune, discul de fricțiune și volant, din cauza exercitării forței de apăsare de către mecanismul de apăsare. Astfel, momentul transmis de ambreiaj se determină cu relația:

$$M_a = \mu \cdot S \cdot Z \cdot r_m, \quad (1)$$

în care: μ este coeficientul de frecare, ce caracterizează cuplurile de materiale.

$$\begin{aligned} \mu &= 0,35 \div 0,45, & \text{în cazul cuplului de materiale metalo-ceramice;} \\ \mu &= 0,25 \div 0,35, & \text{în cazul cuplului de materiale metal-azbest.} \end{aligned}$$

Totdeauna un ambreiaj se supradimensionează în sensul că este capabil să transmită un moment mai mare decât momentul maxim dezvoltat de motor.

$$\begin{aligned} \beta &= 1,2 \div 1,5 & \text{autoturisme, (forța de apăsare redusă, frecare (uzură) mare, cuplaj de sig.);} \\ \beta &= 1,5 \div 2 & \text{autocamioane,} \\ \beta &= 2 \div 2,5 & \text{autocamioane grele în carieră etc.,} \end{aligned}$$

(la ultimele două categorii avem: moment transmis mult mai mare, (de)cuplări bruște);

Un coeficient de siguranță (β) redus – ca și în cazul autoturismelor – asigură o cuplare și o decuplare lină, în schimb cresc frecările și uzura ambreiajului, dar ambreiajul își exercită rolul de cuplaj de siguranță.

În cazul alegerii unui coeficient de siguranță (β) mare, cuplarea se face brusc fără frecări, ducând la o viață mai lungă a ambreiajului, dar acesta nu mai îndeplinește și funcția de cuplaj de siguranță.

Pentru ambreiajele multidisc se alege un $\beta = 2,5 \div 3$.

15.2. Presiunea specifică

Presiunea specifică este o valoare care-mi arată presiunea la care sunt supuse garniturile de fricțiune. Presiunea specifică poate varia în funcție de materialul din care sunt confecționate garniturile de fricțiune.

- la materialele pe bază de azbest: $p_o = 0,17 \div 0,35 \text{ N/mm}^2$;
- la materialele metalo-ceramice: $p_o = 0,35 \div 2 \text{ N/mm}^2$.

Presiunea specifică este cauzată de mecanismul de presiune, motiv pentru care acesta trebuie să fie reglat corespunzător pentru o distribuție cât mai uniformă a acestei presiuni.

$$p_o = \frac{S}{A} \Rightarrow S = p_o \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) p_o \pi (R^2 - r^2), \quad (3)$$

$$S = \frac{M_a}{\mu \cdot Z \cdot r_m} = \frac{\beta M_m}{\mu Z \frac{R+r}{2}}, \quad (4)$$

$$p_o \pi (R^2 - r^2) = \frac{\beta M_m}{\mu Z \frac{R+r}{2}} \Rightarrow p_o = \frac{\beta M_m}{\pi (R^2 - r^2) \cdot \mu Z \frac{R+r}{2}}. \quad (5)$$

Pentru transmiterea unui moment motor mai mare este nevoie de creșterea presiunii specifice (p_o) a ambreiajului. De asemenea, creșterea coeficientului de siguranță implică o creștere a acestei presiuni. Creșterea numărului suprafețelor conjugate de frecare (a discurilor de frecare la ambreiajele multidisc) implică o scădere a presiunii specifice, chiar dacă momentul transmis de ambreiaj rămâne același.

15.3. Lucrul mecanic de patinare

Are valori maxime în cazul pornirilor de pe loc datorită pieselor în mișcare de rotație. Lucrul mecanic de patinare depinde de:

- greutatea autovehiculului (G_a),
- turația motorului (n),
- raportul de transmitere (i_s). Cu cât i_s este mai mare, cu atât crește l_p .
- rezistențele la rulare datorate drumului (ψ mare duce la l_p mare),
- raza de rulare a roții (r_r); r_r mare duce la l_p mare;
- coeficientul de proporționalitate (k) – care arată gradul de creștere a momentului de frecare în timpul cuplării ambreiajului:

$$k=30\div 50 \text{ Nm/s,} \quad \text{la autoturism,}$$

$$k=100\div 150 \text{ Nm/s,} \quad \text{la autocamion,}$$

Lucrul mecanic de patinare poate fi scris atunci ca o funcție de forma:

$$l_p=f(G_a, n, i_s, \psi, r_r, k).$$

15.4. Gradientul (sau creșterea) de temperatură

Creșterea de temperatură (Δt) se datorează frecărilor care apar între partea condusă și partea conducătoare și are valori maxime la pornirea de pe loc. Acest gradient de temperatură se determină cu relația:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot L}{m_p \cdot c}, \quad [^{\circ}\text{C}]$$

în care: γ este numărul pieselor raportat la numărul suprafețelor conjugate, dat de relația:

$$\gamma = \frac{n_p}{n_s}$$

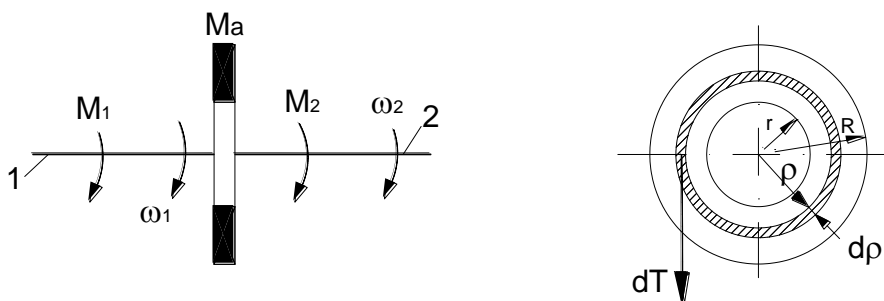
m_p – masa pieselor care transmit căldura,

c – căldura specifică a pieselor ($c=500 \text{ J/kgK}$),

Gradientul de temperatură are valori cuprinse în intervalul: $\Delta t=8\div 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Asta înseamnă că la o pornire de pe loc se produce o încălzire a pieselor cu $8\div 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Concluzie foarte importantă: În ciclul urban, ținând cont că se realizează între 50...60 de cuplări decuplări la 100 km, lucrul mecanic de patinare (l_p) și încălzirea pieselor sunt principalii factori care duc la distrugerea ambreiajului. În plus, folosirea intensă a acestuia duce la uzura manșonului de cuplare (care nu e altul decât rulmentul axial).

16. Calculul cuplării ambreiajului



1) Arborele cotit,

2) Arborele ambreiajului,

ω_1, ω_2 – vitezele unghiulare ale celor doi arbori,

M_a – momentul de torsiune transmis prin ambreiaj.

Ipoteza de lucru: Discul de fricțiune este caracterizat de (R, r) din care separăm un element de dimensiuni infinitezimale.

$$\left. \begin{aligned} dT &= \mu ds \\ dS &= p_o dA \\ dA &= 2\pi\rho d\rho_i \end{aligned} \right\} dT = p_o \cdot \mu \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho, \quad (1)$$

$$dM = dT\rho = 2\pi p_o \mu \rho^2 d\rho,$$

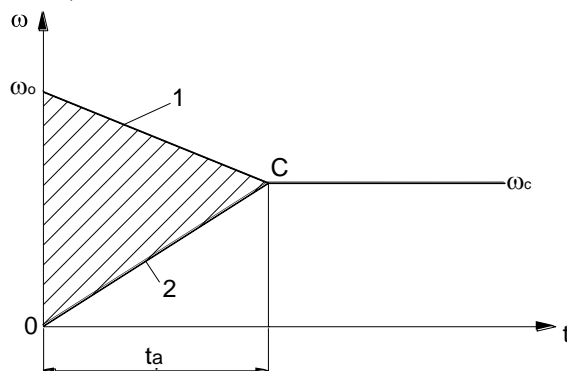
$$M = 2\pi\mu p_o \int_r^R \rho^2 d\rho = 2\pi\mu p_o \frac{R^3 - r^3}{3},$$

Deoarece între discul conducător și discul condus nu există patinare (ipotetic vorbind) rezultă că momentul motor va fi egal cu momentul transmis pe arborele ambreiajului. În cazul în care în timpul cuplării există patinare se poate defini un randament al ambreiajului, ca fiind un raport dintre cei doi arbori:

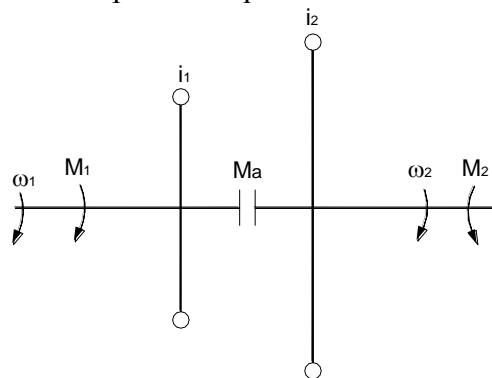
$$\eta_a = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

La ambreiajul total cuplat: $\omega_2 = \omega_1 \Rightarrow \eta_a = 1$.

În timpul cuplării ambreiajului, la plecarea de pe loc, pe lângă modificarea lui ω_2 apare și modificarea vitezei unghiulare (ω_1) a arborelui cotit 1, de aceea trebuie accelerat.



ω_o – viteza inițială a arborelui conducător,
 0 – viteza inițială a arborelui ambreiajului,
 ω_c – viteza unghiulară în momentul cuplării complete.



i_1 – momentul de inerție a maselor în mișcare de rotație din motor,
 i_2 – momentul de inerție redus la arborele ambreiajului al maselor în mișcare de rotație din transmisia automobilului.

Ipoteza de lucru: Se presupune că vitezele unghiulare au o variație liniară.

$$\left\{ \begin{aligned} M_a &= M_1 + i_1 \frac{d\omega_1}{dt} \\ M_a &= M_2 + i_2 \frac{d\omega_2}{dt} \end{aligned} \right. \Rightarrow$$

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_a - M_1}{i_1} \Rightarrow d\omega_1 = \varepsilon_1 dt \Rightarrow$$

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \omega_o - \varepsilon_1 t_c \\ \omega_2 &= \varepsilon_2 t_c \\ \omega_1 &= \omega_2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \omega_o - \varepsilon_1 t_c = \varepsilon_2 t_c \Rightarrow$$

$$t_c (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) = \omega_o \Rightarrow t_c = \frac{\omega_o}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}$$

$$t_c = \frac{\omega_o}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2} = \frac{\omega_o}{\frac{M_a - M_1}{i_1} + \frac{M_a - M_2}{i_2}} = \frac{\omega_o}{\frac{M_a}{i_2} \left[\frac{i_2}{i_1} \left(1 - \frac{M_1}{M_a} \right) + \left(1 - \frac{M_2}{M_a} \right) \right]}$$

$$t_c = \frac{\omega_o}{\frac{M_a}{i_2} \left[\frac{i_2}{i_1} \left(1 - \frac{M_1}{M_a} \right) + \left(1 - \frac{M_2}{M_a} \right) \right]} \tag{1}$$

Ținând cont că pe un drum orizontal momentul rezistent M_2 este mult mai mic decât momentul motor M_1 , acesta este considerat $M_2 \approx 0$.

Vom obține expresia timpului de cuplare:

$$t_c = \frac{\omega_o}{\frac{M_a}{i_2} \left[\frac{i_2}{i_1} \left(1 - \frac{M_1}{M_a} \right) + 1 \right]} \tag{2}$$

Din expresia (2) rezultă că cu cât momentul motor este mai mare și timpul de cuplare este mai mare.

17. Mecanisme de acționare a ambreiajului

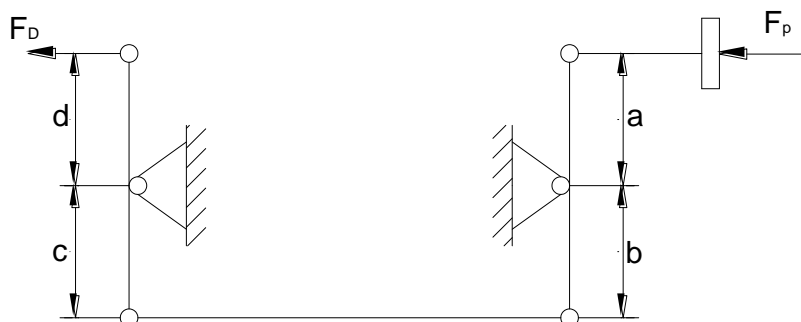
Ambreiajul poate fi acționat automat prin metode vacumatice sau electrice, ținând cont de turația motorului, poziția pedalei de accelerației, poziția levierului schimbătorului de viteze sau poate fi acționat de conducătorul auto, mecanic, hidraulic sau combinat.

Sistemele mecanice de acționare sunt acelea la care comanda de la pedala ambreiajului la manșonul de debreiere se transmite prin pârghii (la sistemele cu pârghi de debreiere și arcuri periferice) sau cabluri (la sistemul cu arc central tip diafragmă). În cazul acestor ambreiaje trebuie să se țină seama de un joc între manșonul de cuplare și pârghiile de debreiere de 2÷3 mm și o distanță între suprafețele de frecare $\delta=0,8\div 1,5$ mm în cazul ambreiajelor monodisc și 0,2÷0,4 în cazul ambreiajelor multidisc.

$F_p=80\div 150$ N; autoturisme.

$F_p=150\div 200$ N; autocamioane.

Cursa liberă a ambreiajului are valori cuprinse între 80÷120 mm.



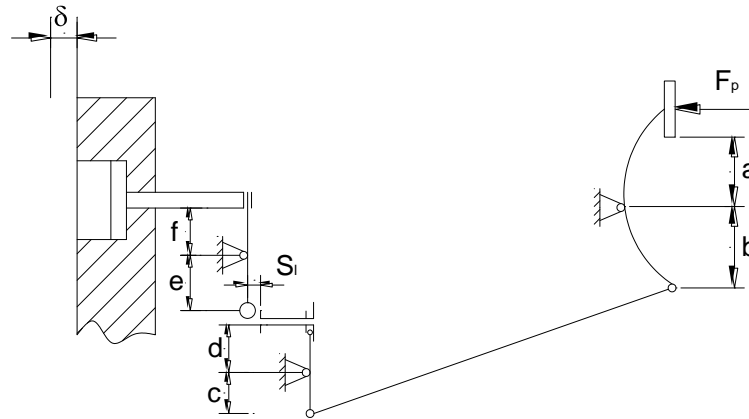


Fig. . Schema mecanismului mecanic de acționare a ambreiajului.

unde: S_1 este cursa liberă a manșonului,
 S_m – cursa manșonului,
 F_D – forța necesară debreierii.

$$S_m = S_1 + \delta \cdot z \frac{e}{f},$$

$$S_p = S_m \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \left(S_1 + \delta \cdot z \frac{e}{f} \right) \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}.$$

Acționarea mecanică a ambreiajelor asigură rapoarte de transmitere 35÷45% și randamente între $\eta=0,6\div0,8$.

Acționarea hidraulică asigură rapoarte de transmitere mai mari și randamente de 0,6÷0,9. Datorită complexității constructive acționarea hidraulică se folosește acolo unde forța necesară debreierii este mult mai mare decât forța care poate fi dezvoltată la pedală.

A_1 – secțiunea pompei de lucru,
 A_2 – secțiunea cilindrului receptor,

$$u = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{A_1}{A_2},$$

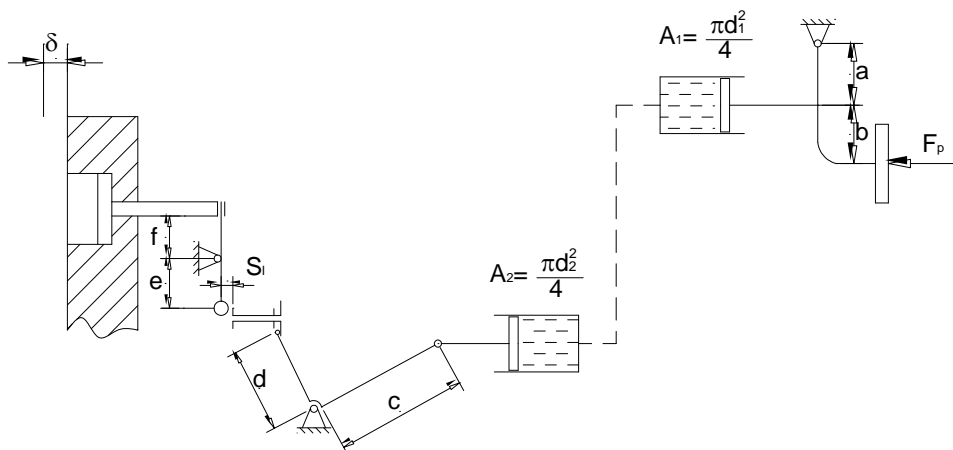


Fig. . Schema mecanismului hidraulic de acționare a ambreiajului.

18. Calculul elementelor ambreiajului

Calculul elementelor ambreiajului ia în considerare o forță care acționează la pedală de două ori mai mare decât valorile obișnuite, pentru supradimensionarea elementelor ambreiajului. Pârghiile de debreiere sunt solicitate la încovoiere în momentul în care are loc decuplarea totală a ambreiajului, solicitare care depinde de caracteristica de elasticitate a arcurilor de presiune. Axul

ambreiajului este solicitat la torsiune, axul pedalei la încovoiere și forfecare, iar pedala ambreiajului la încovoiere și răsucire.

Valorile admisibile ale tensiunilor în elementele ambreiajului se calculează ca niște tensiuni echivalente cu valori cuprinse între $40\div 60 \text{ N/mm}^2$.

$$\sigma_{\text{ech}} = \sqrt{\sigma_i + 4\tau_t}.$$

19. Transmisia hidrodinamică a mișcării

Constă în transformarea energiei mecanice a sursei în energie cinetică a unui lichid circulat într-un volum închis între o pompă și o turbină și (re)transformarea acesteia în energie mecanică la destinație.

Volumul de lucru al lichidului este sub formă toroidală astfel încât secțiunea sa transversală este împărțită în elemente mobile și elemente statice (statoare). Elementele mobile pot fi pompa la intrare și turbina la ieșire. Fiind un sistem hidrodinamic avem debite mari și presiuni mici. Presiunile de lucru ale lichidului: $p=0,3\div 0,5 \text{ daN/cm}^2$ în timp ce vitezele pot ajunge la $20\div 30 \text{ m/s}$. Elementele statice și cele mobile se reunesc într-o unitate compactă numită celulă PTS.

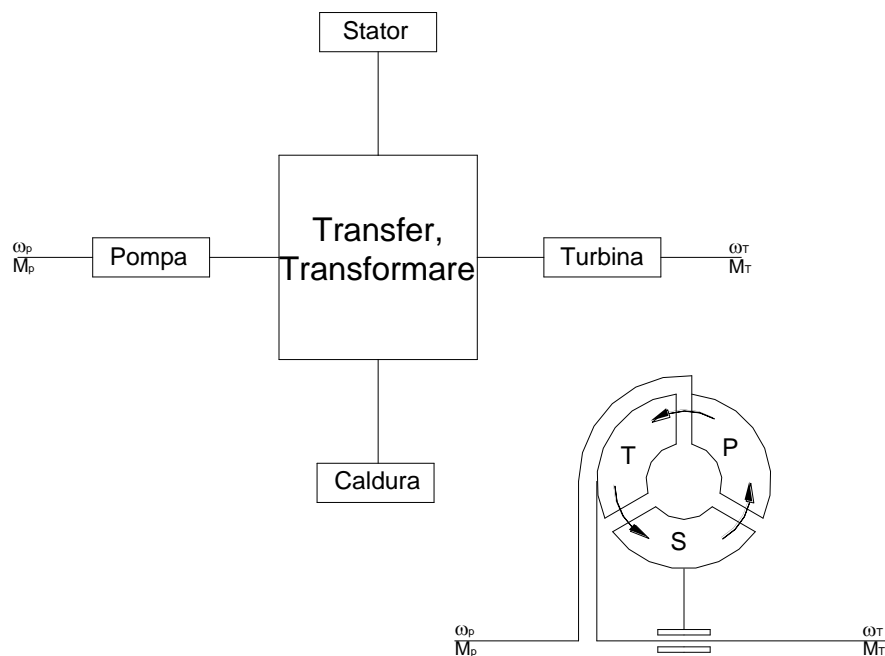


Fig. . Schema transmisiei hidrodinamice.

Într-o astfel de celulă energia cinetică a pompei în mișcare de rotație cu viteza unghiulară ω_p se transferă lichidului de lucru care datorită forței centrifuge este antrenat de-a lungul suprafeței toroidale spre exterior unde se lovește de paletel turbinii și îi transferă energia acesteia, care se va roti cu viteza ω_T după care intră în stator, element cu rol de a mări energia cinetică a lichidului.

20. Ambreiajul hidrodinamic

Ambreiajul hidrodinamic este cazul particular de transmisie în care lipsesc elementele statice (statorul), motiv pentru care momentul la intrare și la ieșire sunt egale.

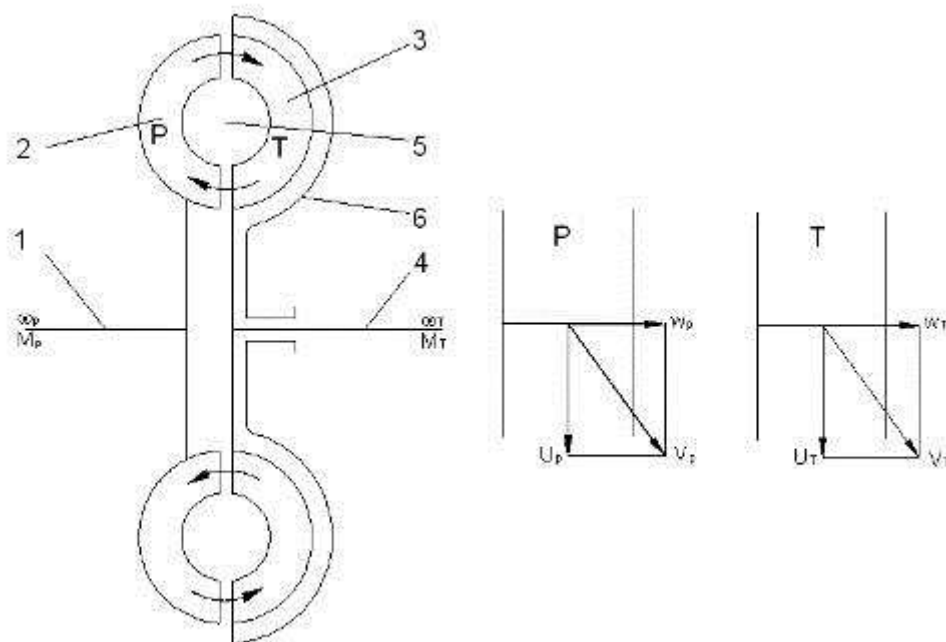


Fig. . Schema ambreiajului hidrodinamic.

- 1 – arborele pompei,
- 2 – pompa,
- 3 – turbina,
- 4 – arborele turbinei,
- 5 – miezul conducător,
- 6 – carcasa ambreiajului.

Obs.: Statorul lipsește.

Viteza relativă la ieșire din pompă (intrare în turbină) au valori egale, datorită continuității curgerii lichidului. Lichidul iese din pompă cu viteza v_p și din turbină cu v_T . Valorile vitezelor de transport U_p și V_T diferă având valori mai mici pentru turbină datorită pierderilor care apar sub formă de căldură.

Datorită faptului că aceste două viteze au valori diferite rezultă că turațiile celor două elemente sunt diferite. Din acest motiv se definește noțiunea de „slip” (engl.).

$$U_p > U_T \Rightarrow \begin{cases} n_p > n_T \\ \omega_p > \omega_T \end{cases}$$

$$s = \frac{\omega_p - \omega_T}{\omega_p} = 1 - \frac{\omega_T}{\omega_p} = 1 - i,$$

în care: i este raportul de transmitere al unui ambreiaj hidrodinamic,

$$i = \frac{\omega_T}{\omega_p}.$$

Din punct de vedere cinematic un ambreiaj hidrodinamic este caracterizat de slip (s) și de raportul de transmitere (i), iar din punc de vedere energetic de randament.

Momentul cantității de mișcare în interiorul torului este dat de relația:

$$M = m \cdot v \cdot r, \tag{1}$$

în care: m este masa lichidului,
 v – viteza de circulație a lichidului,
 r – raza medie a torului.

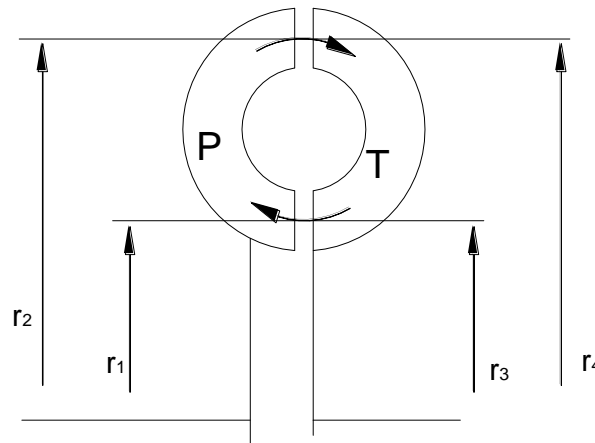


Fig. . Dimensiuni ce intră în calcule.

Momentul necesar antrenării rotorului pompei este diferența între momentul la intrarea în pompă și momentul la ieșirea din pompă.

$$\left. \begin{aligned} M_P &= M_{ip} - M_{ep} = m \cdot v_1 \cdot r_1 - m \cdot v_4 \cdot r_4 = m(v_1 \cdot r_1 - v_4 \cdot r_4) \\ M_T &= M_{iT} - M_{eT} = m \cdot v_2 \cdot r_2 - m \cdot v_3 \cdot r_3 = m(v_2 \cdot r_2 - v_3 \cdot r_3) \\ r_1 &= r_3 \\ r_2 &= r_4 \end{aligned} \right\} M_P = -M_T$$

Datorită continuității curgerii $\left\{ \begin{aligned} v_2 &= v_4 \\ v_3 &= v_1 \end{aligned} \right.$

Minus (-) apare pentru că e un moment rezistent. Momentul transmis de pompă este egal cu momentul rezistent al turbinei.

Calculul analitic al momentului transmis de un ambreiaj hidrodinamic ține cont de dimensiunile geometrice ale pompei, de coeficientul de pierderi, de slip, de greutatea specifică a lichidului și de turația pompei.

$$M = \lambda \cdot \gamma \cdot n_p^2 \cdot D_p^5,$$

în care: λ este un coeficient adimensional, care ține seama de dimensiunile geometrice ale pompei, de raportul turațiilor și de slip,

γ – greutatea specifică a lichidului,

n_p – turația pompei,

D_p – diametrul $\left\{ \begin{aligned} &\text{exterior (burnete)} \\ &\text{mediu (cos tea)} \end{aligned} \right\}$ al pompei.

În orice transmisie puterea este:

$$P = M \cdot \omega. \tag{1}$$

În cazul ambreiajului hidrodinamic:

$$M = \lambda \cdot \gamma \cdot n_p^2 \cdot D_p^2, \tag{2}$$

$$M = k_M \cdot n_p^2 \cdot D_p^2, \tag{3}$$

k_M – coeficient de moment care depinde de dimensiunile geometrice, de coeficientul de pierderi, de raportul de transmitere, de slip și de greutatea specifică γ , (înglobează pe k și γ);

Puterea transmisă de ambreiaj se determină cu relația:

$$P_p = \frac{M_p \cdot n_p}{9549,3} = \frac{k_M}{9549,3} n_p^3 \cdot D_p^2, \tag{4}$$

Puterea primită de turbină se determină cu relația:

$$P_T = \frac{M_T \cdot n_T}{9549,3} = \frac{k_M}{9549,3} \cdot n_T \cdot n_p^2 \cdot D_p^2, \quad (5)$$

în care: M_T este momentul turbinei,
 n_p – turația turbinei,

$$M_p = M_T, \quad (6)$$

$$i = \frac{n_T}{n_p} = \frac{k_M}{9549,3} \cdot i \cdot n_p^3 \cdot D_p^5,$$

$$(4) \Rightarrow P_p = k_{pp} \cdot n_p^3 \cdot D_p^2, \quad (7)$$

$$(6) \Rightarrow P_T = k_{pT} \cdot n_p^3 \cdot D_p^2, \quad (8)$$

în care: k_{pp} este coeficientul de putere al pompei, care se determină cu relația:

$$k_{pp} = \frac{k_M}{9549,3};$$

k_{pT} – coeficientul de putere al turbinei, care se determină cu relația:

$$k_{pT} = \frac{k_M}{9549,3} \cdot i,$$

$$i < 1 \Rightarrow k_{pp} > k_{pT} = P_p > P_T \Rightarrow P_{pi} = P_p - P_T, \quad (9)$$

Puterea transmisă de pompă este mai mare decât puterea primită de turbină. Pierderile de putere care apar, provenind din pierderi care apar datorită pierderilor interne din lichid, din pierderi datorate ciocnirilor, din pierderi datorate frecărilor în lagăre.

$$\eta = \frac{P_T}{P_p} = \frac{M_T \omega_T}{M_p \omega_p},$$

$$s = \frac{\omega_p - \omega_T}{\omega_p} = 1 - i,$$

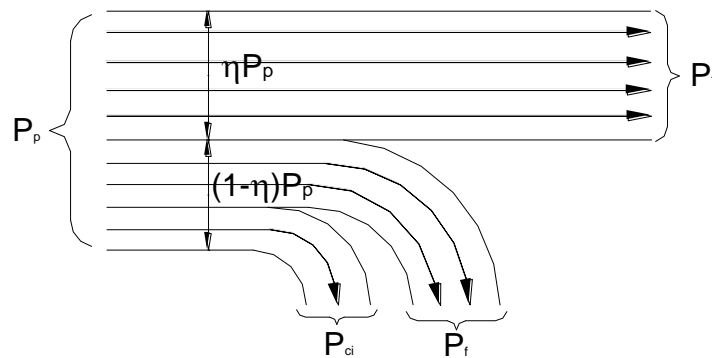


Fig. . Puterea transmisă și pierderile de putere la ambreiajul hidrodinamic.

P_f – putere pierdută prin frecări,
 P_{ci} – putere pierdută datorită ciocnirilor.

21. Cuplarea ambreiajelor hidrodinamice cu motoare cu ardere internă

Caracteristicile de turație ale motoarelor cu ardere internă ($M=f(n)$), sunt asemănătoare între ele în special în zona de funcționare sub sarcină și prezintă variații relativ mici de moment pentru domenii largi de variație a turației.

Avem astfel două grafice: 1 – variația momentului motorului cu ardere internă în funcție de turație (fig. a); 2 – caracteristica ambreiajului hidrodinamic (fig. b).

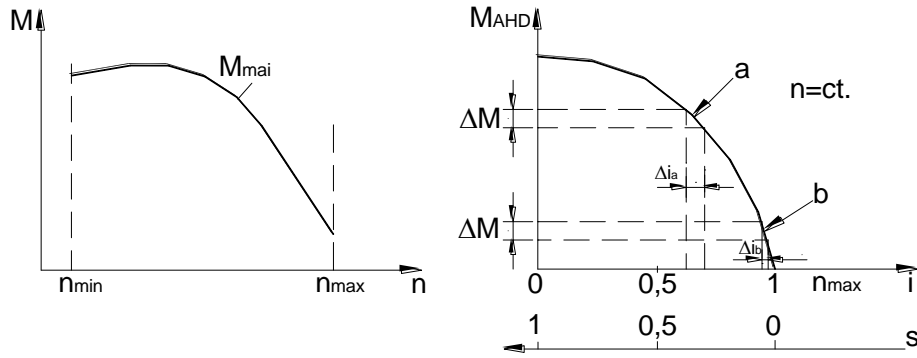


Fig. . Caracteristica motorului cu ardere internă și a ambreiajului hidrodinamic.

Introducem noțiunea de rigiditate, dată de relația următoare:

$$\Phi = \left. \frac{\Delta M}{\Delta i} \right|_{n_p = \text{ct.}}$$

Raportul dintre variația momentului transmis și variația raportului de transmitere la turația constantă a ambreiajului hidrodinamic poartă denumirea de rigiditate. Această rigiditate nu este aceeași pe întreg domeniul de variație fiind mai mare în zona slipurilor mici și mai mică în zona slipurilor mari.

$$\left. \begin{aligned} \Phi_a &= \frac{\Delta M}{\Delta i_a} \\ \Phi_b &= \frac{\Delta M}{\Delta i_b} \end{aligned} \right\} \quad \Delta i_a > \Delta i_b \Rightarrow \Phi_a < \Phi_b .$$

Pentru ambreiajele hidrodinamice aparținând aceleiași familii (au aceiași formă), dar de dimensiuni diferite, curba $M=f(i)$, va avea aceeași alură. Trebuie ținut cont însă de faptul că, coeficientul de moment (k_M) este influențat de volumul de lichid recirculat și de modificarea dimensiunilor geometrice ale acestuia. În cazul în care un ambreiaj hidrodinamic cuplat cu un motor cu ardere internă are o rigiditate mare, variațiile de încărcare cauzate de modificarea rezistenței la înaintare vor fi transmise și motorului. Rezultă deci că ambreiajul hidrodinamic care are o rigiditate mare permite o supraîncărcare mare, dar nu protejează motorul, și face ca acesta să se oprească pentru anumite turații.

În cazul în care ambreiajul hidrodinamic are o rigiditate mică motorul cu ardere internă este protejat de influența transmisiei însă nu se pot face supraîncărcări mari pentru acesta. De aici rezultă că în cazul în care ambreiajul hidrodinamic are rigiditate mare transmisia obținută va fi rigidă, iar în situația în care rigiditatea ambreiajului hidrodinamic va fi mică transmisia va fi elastică.

Stabilirea rigidității ambreiajului hidrodinamic trebuie astfel făcută încât să asigure funcționarea stabilă a cuplului: m.a.i.-a.h. Funcționarea acestui sistem (mai-ah) este caracterizată de punctul sau de punctele de intersecție ale curbei ce reprezintă momentul motor cu curba ce reprezintă variația momentului rezistent.

Condiția de funcționare stabilă pentru acest cuplu (mai-ah) este următoarea:

$$\left(\frac{\Phi M}{\Phi n} \right)_{\text{mai}} < \left(\frac{\Phi M}{\Phi n} \right)_{\text{AHD}}$$

Pentru analiza ei avem reprezentările:

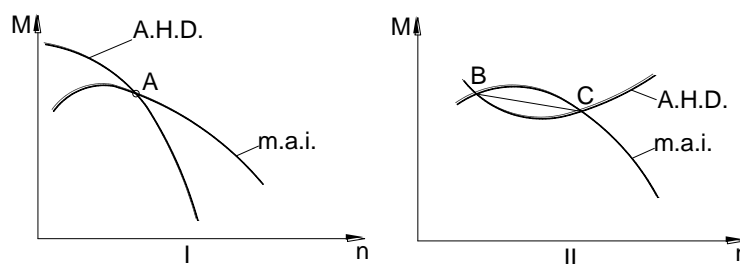


Fig. . Caracteristica ambreiajului hidrodinamic și curba de moment a motorului cu ardere internă.

I – caracteristica ambreiajului hidrodinamic se întâlnește cu curba de moment a mai în punctul A. Dacă turația mai-ului se modifică, atunci și momentul transmis de ambreiajul hidrodinamic se modifică devenind > decât momentul motor, ceea ce produce accelerarea sau decelerarea sistemului, cu tendința de a reveni la starea inițială, adică punctul A. Dacă M_{AHD} scade, crește turația mai. Când M_{AHD} crește, turația mai scade.

II – Dacă sistemul funcționează în punctul B, atunci la creșterea turației mai, momentul motor devine mai mare decât cel rezistent și sistemul trece la funcționarea în punctul C. În cazul funcționării în punctul C la scăderea turației mai momentul devine mai mare decât cel rezistent și ca atare sistemul va trece la funcționarea în punctul B. Rezultă deci că turația mai influențează mărimea momentului transmis prin AHD având în vedere și relația (3).

$$\overset{(3)}{\Rightarrow} M_p = k_p \cdot n_p^2,$$

în care:

$$k_p = k_M \cdot D_p^2,$$

Între turația pompei și moment există o dependență parabolică.

$$M_p = M_T,$$

$$M_p = k_{MP} \cdot n_p^2,$$

$$M_T = k_{MT} \cdot n_T^2,$$

$$k_{MP} \cdot n_p^2 = k_{MT} \cdot n_T^2,$$

$$\left. \begin{array}{l} k_{MT} = k_{MP} \frac{n_p^2}{n_T^2} \\ i = \frac{n_T}{n_p} \end{array} \right\} \Rightarrow k_{MT} = \frac{k_{MP}}{i^2}.$$

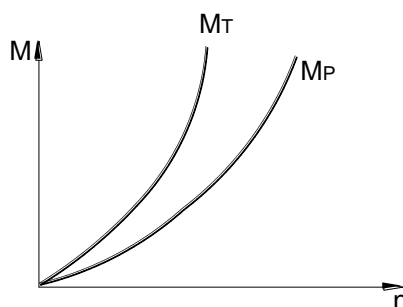


Fig. . Dependența dintre turație și moment.

Întotdeauna coeficientul de moment al turbinei este mai mare decât coeficientul de moment al pompei deoarece între pompă și turbină apare acea alunecare relativă numită slip.

22. Modificarea caracteristicii externe a ambreiajului hidrodinamic

Motorul cu ardere internă și ambreiajul hidrodinamic trebuie să posedă caracteristici externe, care să se potrivească și să satisfacă condițiile impuse de funcționare a autovehiculului:

- plecarea de pe loc să se facă lin, fără smucituri,
- puterea transmisă de la motor la cutia de viteze să fie cât mai mare,
- decuplarea să fie completă (când e cazul).

La mersul în gol al motorului, pentru ca momentul transmis să fie minim, este necesar un coeficient de moment minim, atât pentru pompă cât și pentru turbină, iar la creșterea turației este necesară creșterea coeficientului de moment pentru a asigura creșterea momentului motor transmis.

Modificarea caracteristicii externe se poate realiza prin utilizarea unor elemente constructive specifice ambreiajelor hidrodinamice.

Există patru regimuri specifice de funcționare ale ambreiajului hidrodinamic:

1. regimul motor (activ), este regimul în care ambreiajul hidrodinamic transmite moment de la motorul cu ardere internă la mașina de lucru (adică la transmisie). Acest regim este caracterizat de o patinare relativă între pompă și turbină, cu pierderi care se transformă în căldură.

$$s = \frac{n_p - n_T}{n_p} \quad \begin{array}{l} s = 0 \\ s = 1 \end{array} \quad \begin{array}{l} n_p = n_T \\ n_T = 0 \end{array}$$

$$P_{pi} = P_p - P_T = P_p(1-s) \rightarrow Q.$$

2. regimul de frânare cu recuperare de energie. Acest regim apare în momentul în care se inversează rolurile celor două rotoare (adică pompa devine turbină și invers).

În practică acest regim se întâlnește la frânarea cu motorul pornit. În acest caz turația turbinei este mai mare decât turația pompei.

$$n_T > n_p$$

$$s = \frac{n_p - n_T}{n_p} \quad n_p = 0 \quad \Rightarrow s = -\infty$$

$$P_{pi} = -P_T \cdot s.$$

3. regimul de frânare prin contracurent constă în rotirea inversă a rotoarelor pompei și turbinei. În acest caz atât arborele turbinei cât și arborele pompei primesc energie care se transformă în căldură. Lucrul acesta poate fi exprimat prin relația:

$$s = \frac{n_p - (-n_T)}{n_p}.$$

Acest regim nu apare în cazul motorului cu ardere internă.

4. regimul de frânare hidrodinamic are loc când arborele motor este oprit respectiv turația pompei este zero iar arborele turbinei este pus în mișcare de mașina de lucru.

23. Soluții constructive de A.H.D. Clasificări.

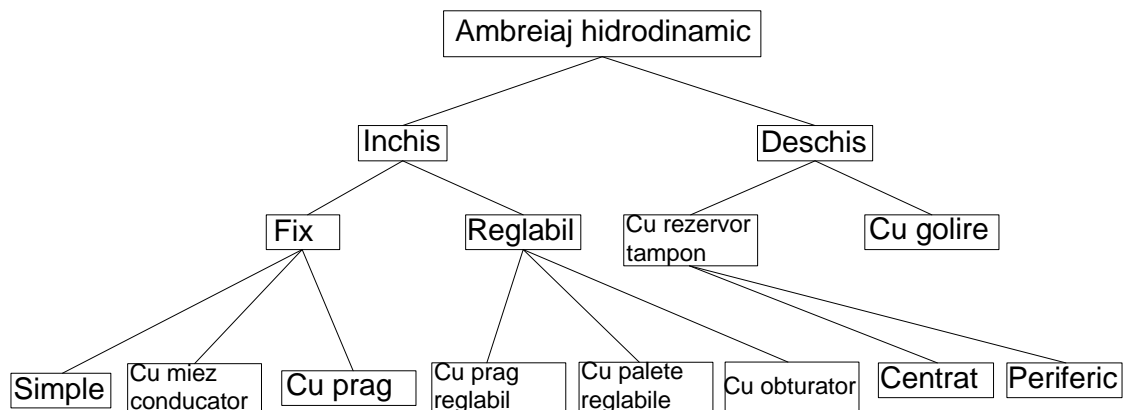


Fig. . Schema de clasificare a ambreiajelor hidrodinamice.

AHD fix are paletetele pompei și turbinei fixe. AHD reglabil are paletetele pompei și turbinei modificabile. AHD simple nu au partea centrală. AHD cu prag au un prag la miezul conductor.

AHD deschis poate fi cu rezervor tampon (are rezervor) sau cu golire, (la care o pompă trimite uleiul în ambreiaj).

În graficul curbelor de influență a miezului conductor asupra momentului transmis avem: curba 2 de funcționare cu mult lichid de lucru, curba 5 de funcționare cu puțin lichid de lucru. Restul curbelor sunt situații intermediare de funcționare.

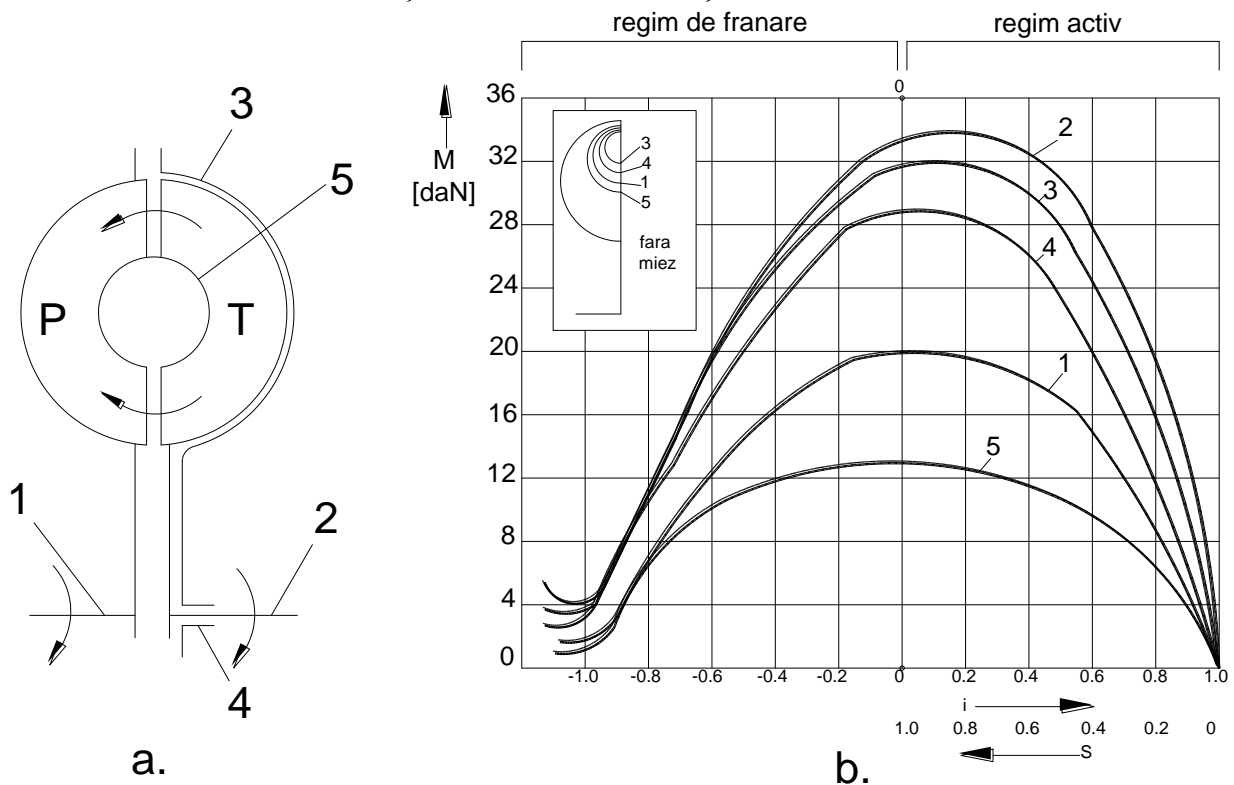


Fig. . Influența dimensiunii miezului conductor asupra momentului transmis de ambreiajele hidrodinamice.

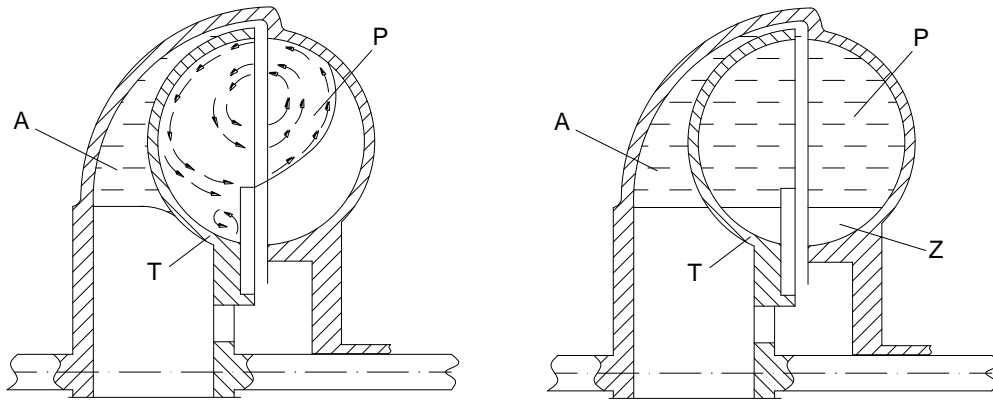


Fig. . Ambreiaj hidrodinamic cu prag: a-în funcționare cu slip mare; b-în funcționare fără slip.

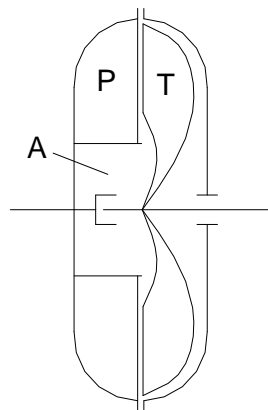


Fig. . Ambreiaj hidrodinamic cu rezervor tampon centrat și prag modificat.

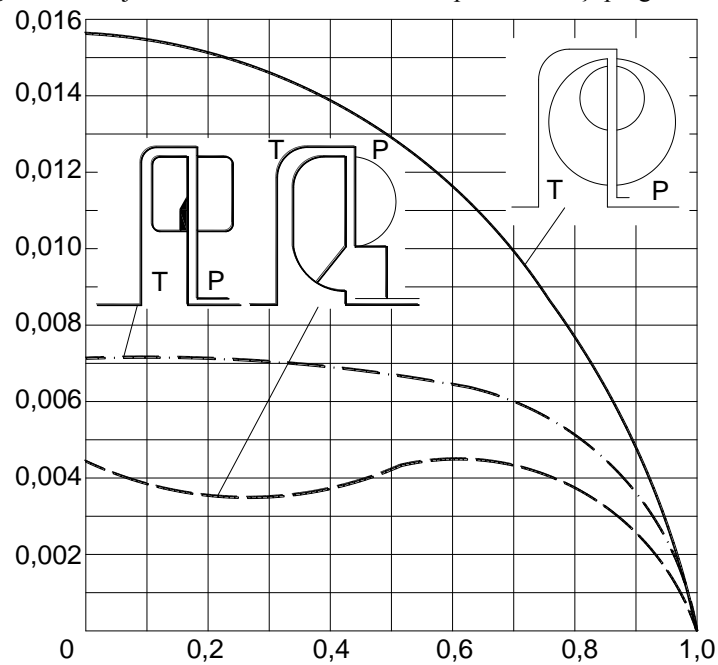


Fig. . Variația coeficientului de moment k_M la trei forme de palete. AHD-ul simetric din partea dreaptă transmite cel mai mare moment.

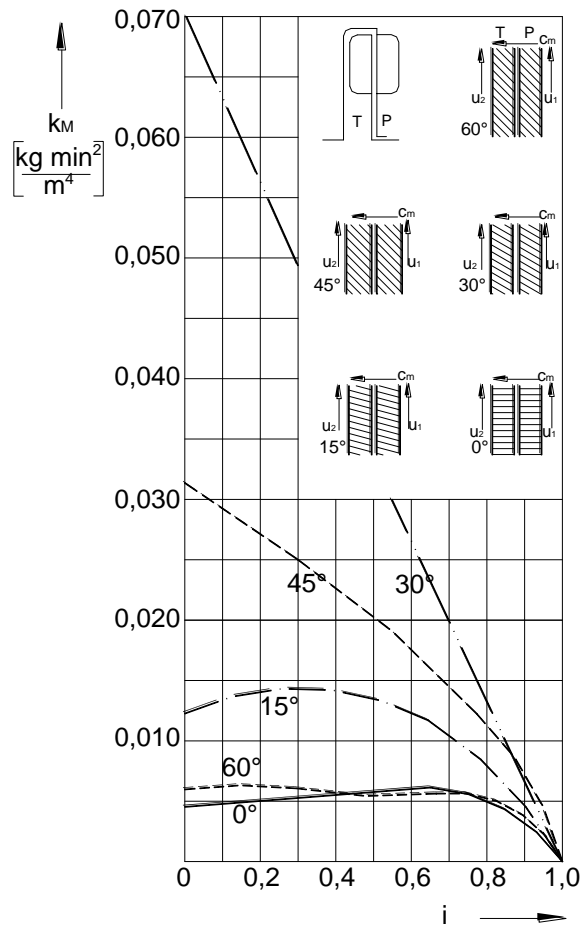


Fig. . Variația k_M pentru diferite înclinări ale paletelor.

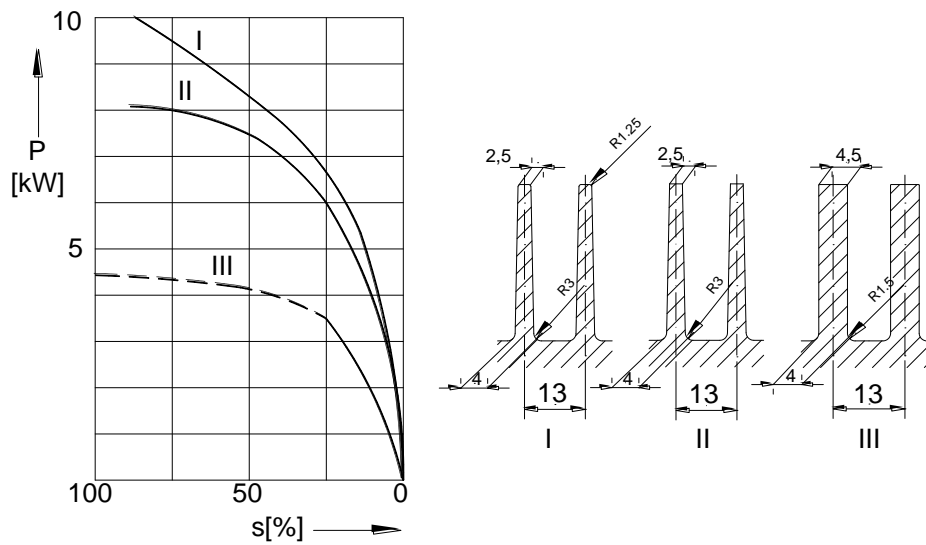


Fig. . Dependența puterii transmise de AHD de forma și grosimea paletelor.

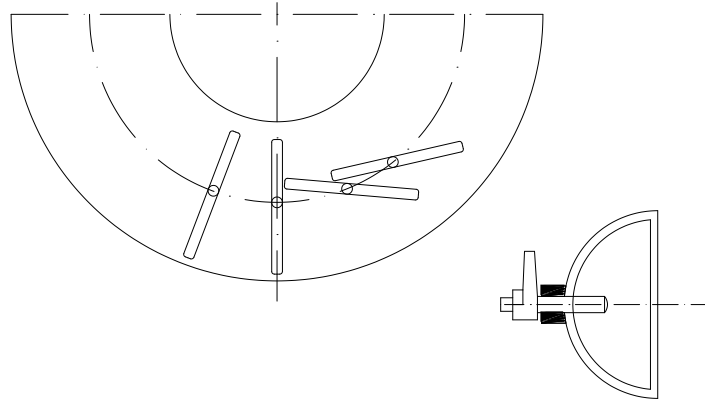


Fig. . Rotirea paletei turbinei.

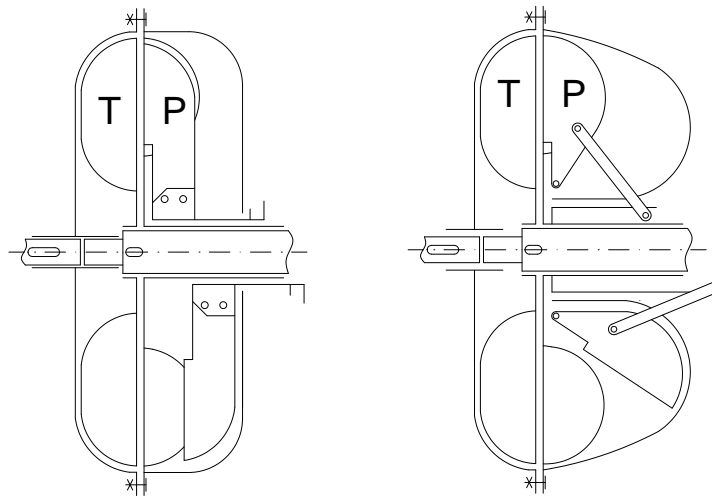


Fig. . AHD închis cu palete a – deplasabile axial, b - basculabile.

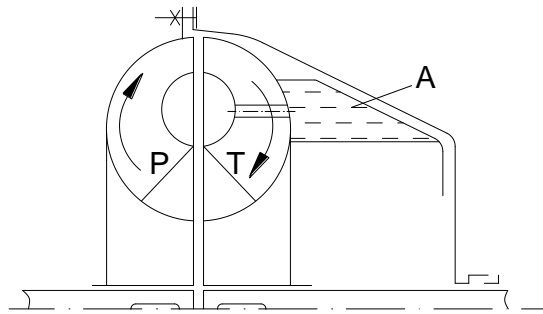


Fig. . Secțiune printr-un ambreiaj deschis cu rezervor tampon periferic (A).

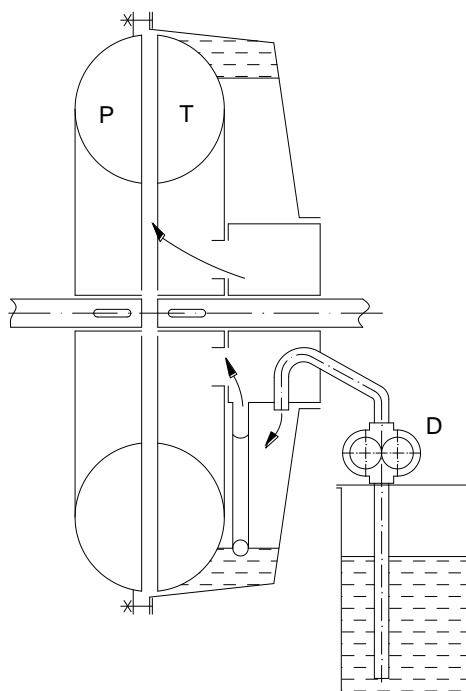


Fig. . AHD cu țevă de golire fixă.

Ambreiajul hidrodinamic asigură o amortizare totală a șocurilor. Ar fi bine să fie instalat și pe automobilele obișnuite (cu cutie manuală). Cel mai bine ar fi să fie cuplate un A.H.D. cu un ambreiaj mecanic. În acest caz, chiar dacă eliberarea pedalei s-ar face brusc, cuplarea s-ar face lin pentru că A.H.D.-ul ar prelua tot șocul.

24. Cutiile de viteze. Rol. Cerințe impuse. Clasificări.

Cutie de viteze este o componentă din lanțul cinematic al transmisiei care permite lărgirea gamei de momente și turație la roțile motrice.

Rolul c.v.:

- permit modificarea forțelor de tracțiune în funcție de rezistența la înaintare,
- întrerupe lanțul cinematic între motor și transmisie pentru staționarea autovehiculului cu motorul în funcțiune,
- permite mersul înapoi al autovehiculului,
- permite deplasarea autovehiculului cu viteze foarte mici, care nu pot fi asigurate de către motorul cu ardere internă, care are o turație minimă de funcționare stabilă relativ cam mare.

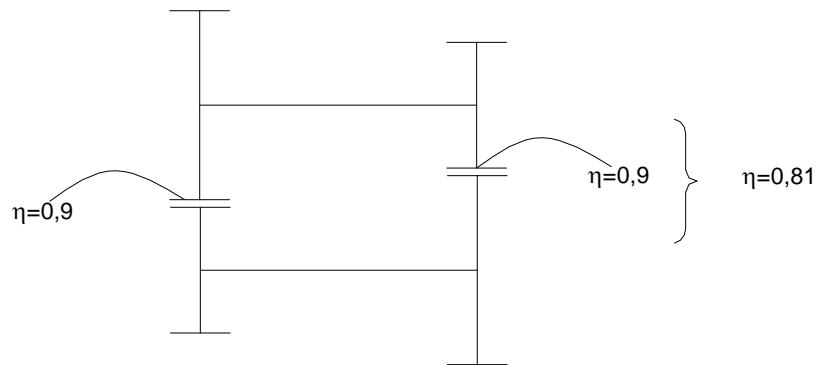
Dezavantajele m.a.i.:

- 1 – nu i se poate schimba sensul de rotație,
- 2 – nu poate funcționa stabil sub o anumită turație (750-800 rot/min),
- 3 – nu poate fi pornit sub sarcină.

Aceste dezavantaje fac necesară instalarea cutiei de viteze.

Cerințe impuse c.v.:

- 1) adaptabilitatea: calitatea cutiei de viteze prin care permite deplasarea autovehiculului cu diferite viteze în funcție de sarcină, de starea drumului s.a.m.d.
- 2) randament ridicat (la o cutie de viteze cu doi arbori randamentul este mai mare decât randamentul cutiei de viteze cu trei arbori, excepție făcând priza directă),



- 3) silențiozitatea,
- 4) schimbarea treptelor de viteze să se facă ușor,
- 5) siguranța în funcționare etc.

Clasificare:

I – după principiul de acționare:

- ✍ mecanice,
- ✍ hidraulice,
- ✍ electrice,
- ✍ combinate,

II – după modul de variație a raportului de transmitere:

- cutii de viteze în trepte, (cu roți dințate)
- cutii de viteze continue (progresive),
- cutii de viteze combinate,

III – după tipul arborilor:

- cu arbore fix,
- cu arbori planetari,

IV – după modul de acționare:

- directă (cu levier),
- semiautomată (combinație),
- automată (lipsește pedala de ambreiaj),

V – după modul de cuplare a unei trepte de viteze,

- cu posibilitate de cuplare sub sarcină,
- cu cuplare fără sarcină (de pildă la un tractor ce urcă pe o pantă mare se va introduce obligatoriu încă de la poalele dealului într-o treaptă de viteză cu care se va urca până sus),

VI – după numărul de arbori:

- cu 2 arbori,
- cu 3 arbori,

VII – după poziția arborilor în raport cu axa longitudinală a autovehiculului:

- c.v. cu arbori longitudinali,
- c.v. cu arbori transversali,

VIII – după poziția c.v. pe autovehicul:

- longitudinale,
- transversale,

O c.v. cu arbori transversali are tot atâtea trepte pentru mersul înainte cât și pentru mersul înapoi. Nu la fel stau lucrurile la c.v. cu arbori longitudinali.

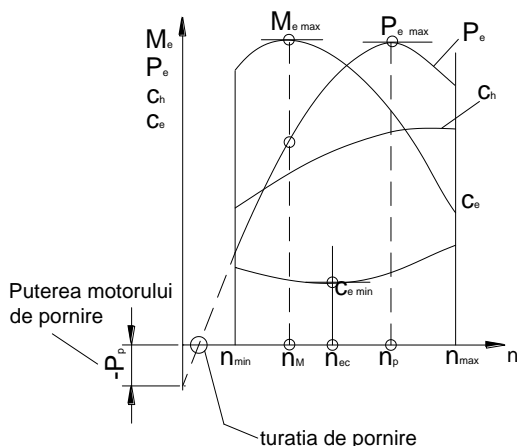


Fig. . Caracteristica externă a m.a.i.

$n_{\min} - n_M \rightarrow$ domeniul instabil de funcționare a m.a.i.;

$n_M - n_{\max} \rightarrow$ domeniul de funcționare stabilă;

$n_M - n_P \rightarrow$ domeniul economic;

n_P – turație de putere $\left\langle \begin{matrix} \text{maxima} \\ \text{nominala} \end{matrix} \right\rangle$ (la MAS), nu și la MAC, unde e limitată puterea

maximă pentru fum,

P_{\max} – puterea $\left\langle \begin{matrix} \text{maxima} \\ \text{nominala} \end{matrix} \right\rangle$ (la MAS).

Coefficientul de elasticitate:

$$E = \frac{n_M}{n_P} \left\langle \begin{matrix} = 0,45 \div 0,65 \text{MAS} \\ = 0,65 \div 0,75 \text{MAC} \end{matrix} \right.$$

Din cele analizate rezultă că variația momentului efectiv la mai este relativ redusă față de variația în limite largi a turației (n), în timp ce în exploatare momentul rezistent la înaintare variază în limite largi. De aici rezultă o primă necesitate a c.v. pentru a permite variația în limite largi a momentului motor.

Coefficientul de adaptabilitate:

$$A = \frac{M_{e\max}}{M_{Pe\max}} \Rightarrow \left\langle \begin{matrix} A = 1,05 \div 1,20 \text{MAC} \\ A = 1,25 \div 1,35 \text{MAS} \end{matrix} \right.$$

Coefficientul de adaptabilitate reprezintă posibilitatea învingerii suprasarcinilor temporare fără trecerea la o treaptă inferioară.

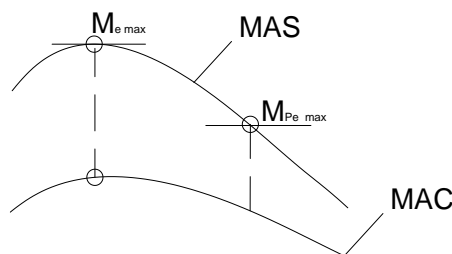


Fig. . Variația momentului maxim și a momentului la puterea maximă la MAS și MAC.

La care tip de motor (MAS, MAC) se va schimba mai des treapta de viteză? (LA MAS)

La MAC $M_{e\max}$ și $M_{Pe\max}$ sunt mai apropiate, de unde rezultă că $A \cong 1$, iar schimbarea vitezelor nu se va face atât de des ca la MAS, la care $M_{e\max}$ și $M_{Pe\max}$ sunt mult mai diferite.

Puterea efectivă a motorului se determină cu relația:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n}{955}$$

Puterea la cârlig se determină cu relația:

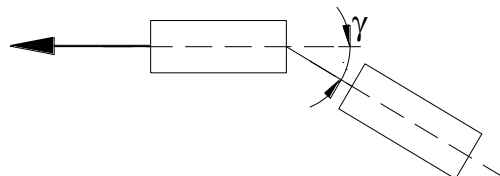
$$P_c = \frac{F \cdot v \cdot \cos \gamma}{100},$$

în care: v este viteza autovehiculului,

F – forța de tracțiune la cârlig (F_{cc}),

P_c – puterea consumată de forța de tracțiune,

γ – unghiul dintre axa longitudinală a autovehiculului și F_{tc} .



$$P_e \cdot \eta_{tr} = P_c,$$

în care: η_{tr} este randamentul transmisiei,

$$\frac{M_e \cdot n}{955} \eta_{tr} = \frac{F \cdot v \cdot \cos \gamma}{100}.$$

Pentru sarcina optimă a motorului și considerând $\gamma = \text{cst.}$ Se obține forța la cârlig ori viteza:

$$F_c \cdot v = \text{ct.}$$

De aici rezultă că variația forței la cârlig (F_c) și a momentului pe roată în funcție de viteză este o hiperbolă.

Pentru fiecare valoare a puterii la cârlig și a η_{tr} rezultă o hiperbolă de tracțiune, curbă ce reprezintă variația ideală a momentului pe roată.

Cutia de viteze prin diferitele sale rapoarte de transmitere între motor și roată apropie variația momentului pe roată de o variație hiperbolică.

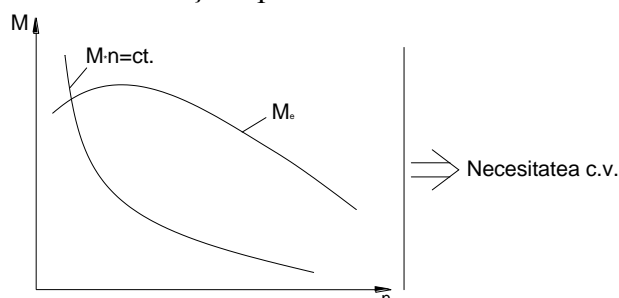


Fig. . Variația momentului

Motorulcu abur

Motorulde curent continuu

Turbinele cu gaze

} au caracteristica foarte asemănătoare cu o hiperbolă, dar fie

sunt prea mari, fie au randament scăzut, fie nu oferă autonomie (motorul de c.)

Necesitatea cutiei de viteze rezultă și din limitele inferioare și superioare ale vitezei de deplasare ale unui autovehicul, limite care nu pot fi acoperite de limitele de funcționare ale mai sub sarcină.

$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \left| \frac{5 \dots 6}{3 \dots 4} \right| \quad \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = 16 \dots 20 \Rightarrow$ Un m.a.i. nu satisface raportul de viteze, așa că e necesară cutia de viteze.

Soluții constructive de deplasare (realizare) a treptelor de viteze.

1. cu roți dințate cu deplasare axială (cu roți dințate baladoare);

2. cu roți dințate cu angrenare permanentă și mufe de cuplare; utilizate la cutiile de viteze la care schimbarea treptelor de viteze se poate face sub sarcină, și se subîmpart în următoarele categorii:
 - i. cu mufe de cuplare simple,
 - ii. cu ambreiaje multidisc,
 - iii. cu sincronizatoare.

24.1. Cuplarea cu roți dințate cu deplasare axială

Această soluție e avantajoasă din punct de vedere al prețului de cost și al simplității construcției, asigurând implicit o lungime mică a cutiei de viteze.

Dezavantaj: imposibilitatea sincronizării, trebuie nimeriți dinții cu golurile (la tractoare, la autocamioane la treptele care sunt utilizate mai puțin).

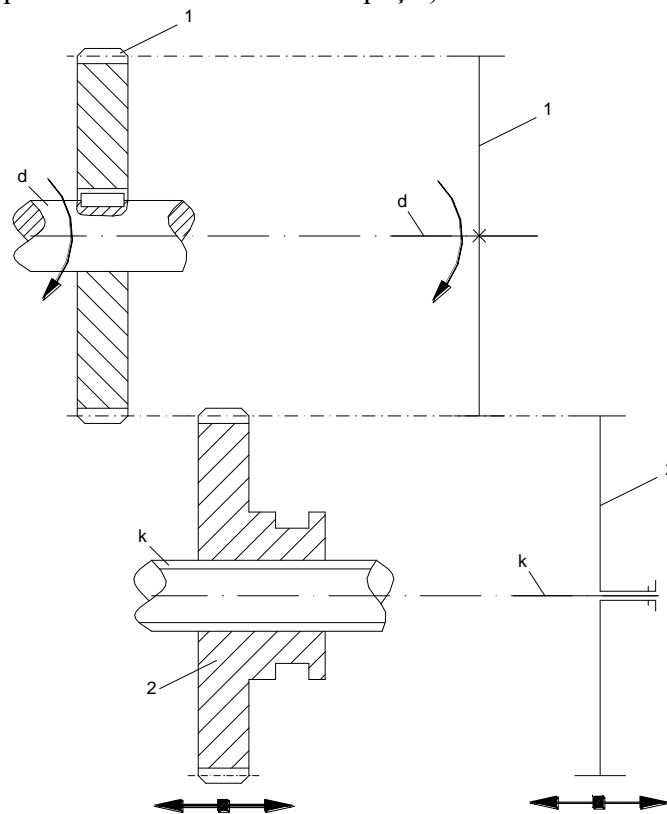


Fig. . Soluția de cuplare cu roată baladoare.

d – arborele primar,

k – arborele secundar,

1 – roată fixă pe arborele primar,

2 – roată baladoare pe arborele secundar.

Pentru a roti arborele secundar (k) deplasează axial roata 2 până când ea angrenează cu roata 1. De pildă, automobilul se deplasează pe direcția înainte și conducătorul încearcă să schimbe în R, dar nu va reuși deoarece nu intră dinții unei roți în golurile celeilalte.

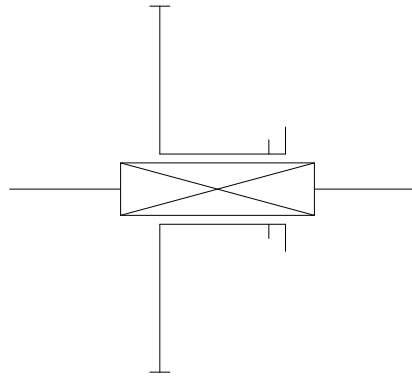


Fig. . Schema unei roți libere montate pe un arbore (modul de reprezentare).

24.2. Roți cu angrenare permanentă și mufe de cuplare simple

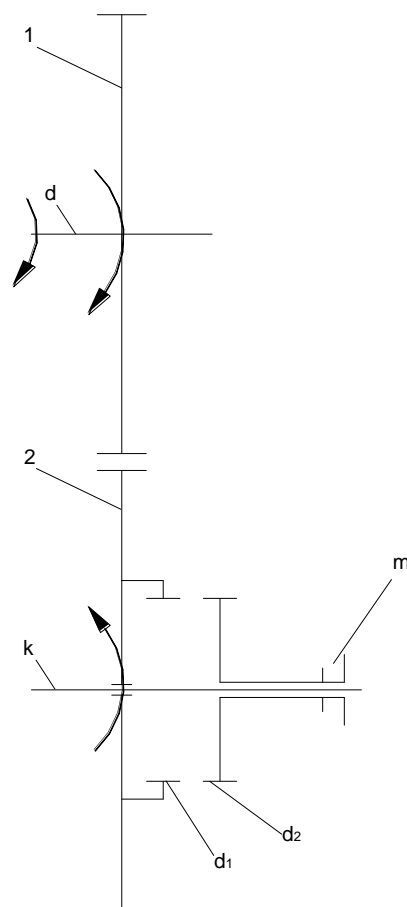


Fig. . Schema soluției cu roți cu angrenare permanentă și mufe de cuplare simple.

Cu dinți $\left\{ \begin{array}{l} \text{radiali} \\ \text{frontali} \end{array} \right.$.

Roata 1 și roata 2 sunt angrenate permanent dar nu se transmite moment de la arborele primar d la arborele secundar k , decât atunci când manșonul mufei este cuplat. Nu se face nici aiaa sincronizare, dar are avantajul că elimină solicitarea la oboseală (periodic) a fiecărui dinte al roților. Soluția de față oferă o cuplare a tuturor dinților deodată, iar momentul va fi transmis prin toți dinții și nu doar printr-o pereche de dinți.

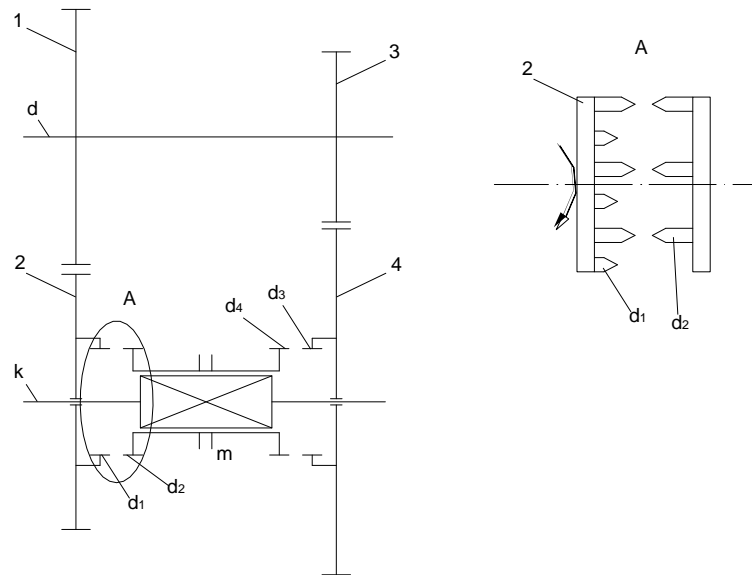


Fig. . Schema cuplării cu mufe de cuplare.

- 1, 3 – roți dințate fixe pe arborele d;
- 2, 4 – roți dințate fixe pe arborele k;

Se transmite moment doar când manșonul se deplasează spre stânga sau spre dreapta până în momentul în care cuplează. Pentru ușurarea cuplării, la dantura d_1 tot al doilea dinte este redus la jumătate, iar la dantura d_2 tot al doilea dinte lipsește.

Aceste soluții lungesc cutia de viteze, crește prețul de cost deoarece execuția se complică.

24.3. Schimbarea treptelor din treapta inferioară în treapta superioară

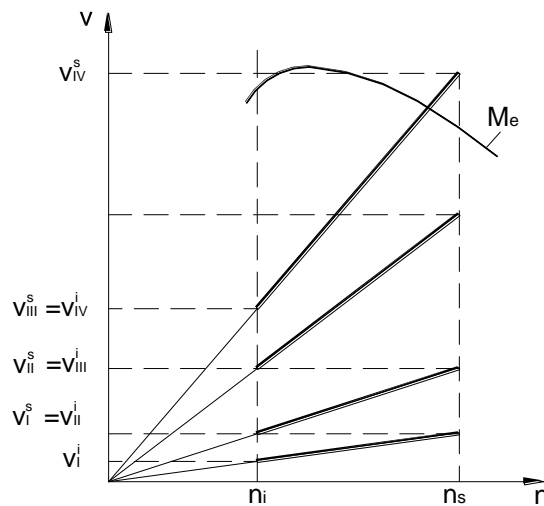
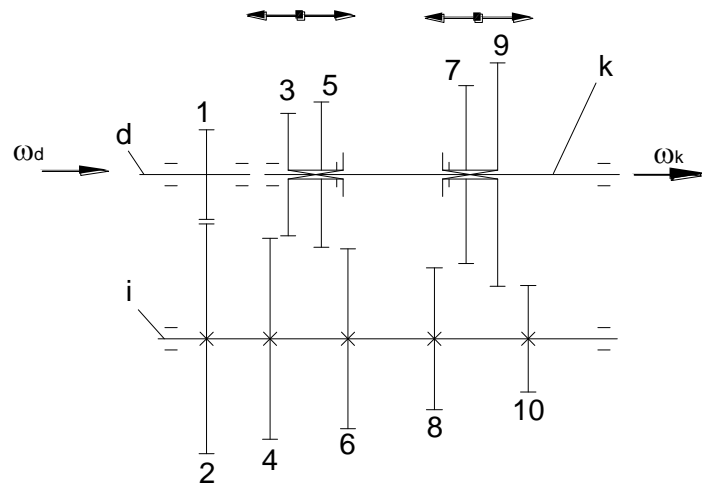


Fig. . Diagrama vitezelor în trepte.

La aceleași turații ale motorului pot obține viteze diferite datorită cutiei de viteze.



În cutia de viteze există: 3, 5, 7, 9 – roți baladoare,

I – d-1-2-10-9-k,

II – d-1-2-4-3-k,

Raportul de demultiplicare este diferit de raportul de transmitere în trepte.

$$i_c = \frac{\omega_d}{\omega_k},$$

$$i_c^I = \frac{z_2 z_9}{z_1 z_{10}}; \quad i_c^{II} = \frac{z_2 z_7}{z_1 z_8}; \quad i_c^{III} = \frac{z_2 z_5}{z_1 z_6}; \quad i_c^{IV} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4}.$$

$$v = \frac{\omega_k}{i_{od}} r_r - \text{viteza de deplasare.}$$

i_{od} – raportul de demultiplicare al transmisiei principale (grup conic),

$i_{od} = ct.$

$r_r = ct.$

$\omega_k = \text{variabil} = f(i_c)$, unde i_c este ($i_c^I, i_c^{II}, i_c^{III}, i_c^{IV}$).

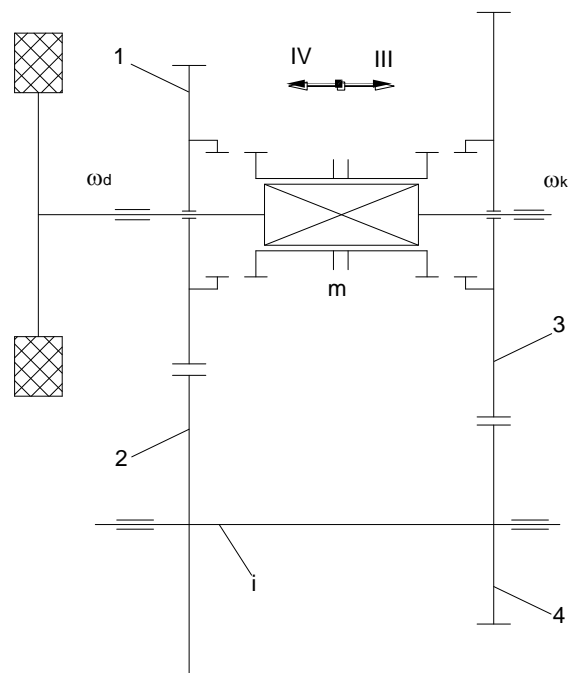


Fig. . Schema angrenajelor pentru treapta III și IV.

Aici se poate realiza priza directă.

Pentru treapta III manșonul este deplasat în dreapta, și vom avea: d-1-2-i-4-3-m-k.

Pentru treapta IV manșonul este deplasat în stânga, și vom avea: d-1-m-k.

La sfârșitul accelerării în treapta III se obține v_{III}^{sup} , careia îi corespunde turația:

$$\omega_{k_{III}}^s = \frac{v_{III}^s \cdot i_{od}}{r_r}$$

Se consideră că:

$$v_{III}^s = v_{IV}^i,$$

și deci:

$$\omega_{k_{III}}^s = \omega_{k_{IV}}^i = \omega_k.$$

De asemenea la sfârșitul accelerării în treapta III turația motorului este:

$$\omega_{d_{III}}^s = \frac{v_{III}^s \cdot i_{od} \cdot i_{c_{III}}}{r_r}$$

$$\Rightarrow \omega_{d_{III}}^s = \omega_{k_{III}}^s \cdot i_c.$$

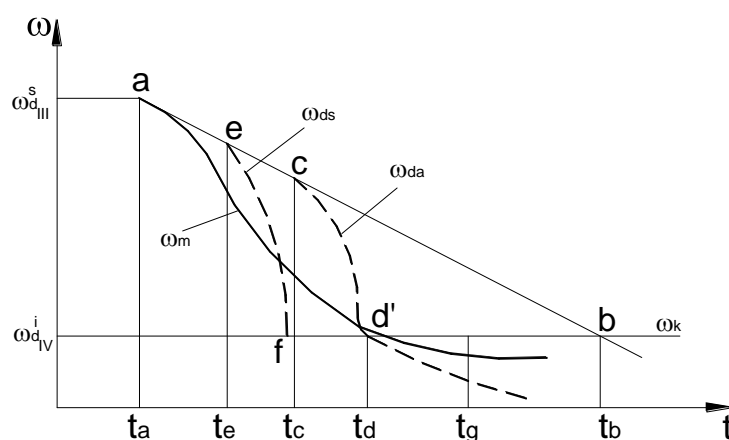


Fig. . Modul cum se realizează schimbarea treptelor de viteze.

Timpul optim de cuplare a treptei a patra este acela în care elementele care se cuplează au aceeași viteză unghiulară ($\omega_d = \omega_k$). Cuplarea trebuie făcută în punctul b.

t_c reprezintă timpul (momentul) de recuplare a ambreiajului, dublă ambreiere.

În situația în care se utilizează un dispozitiv de sincronizare prin acesta se transmite un moment corespunzător, în care timpul de sincronizare t_s este: $t_s = t_f - t_c$.

24.4. Schimbarea treptelor din treapta superioară în treapta inferioară

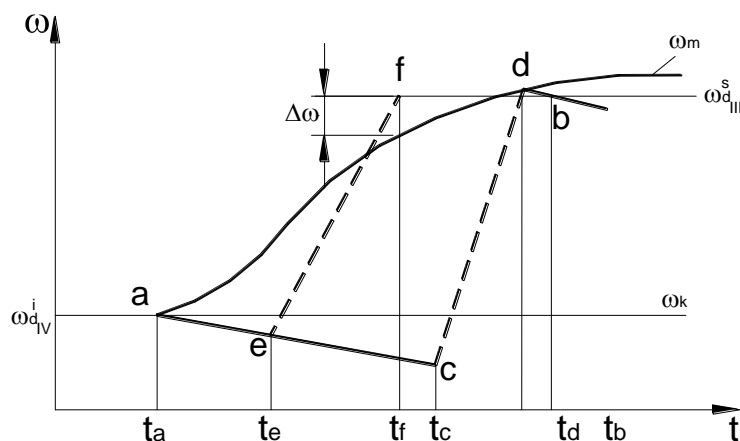


Fig. . Modul cum se realizează schimbarea treptelor de viteze.

Din starea inițială $\omega_d = \omega_k$ trebuie realizată situația în care ($\omega_d = i_c^{III} \cdot \omega_k$). Ridicarea turației discului se poate realiza prin cuplarea acestuia cu un element a cărui turație este mai mare.

t_a – momentul decuplării ambreiajului,

$a - c$ = variația turației discului de ambreiaj,

$a - d$ = turația motorului crește (m.a.i. se accelerează) în timp ce ambreiajul este decuplat.

La cuplarea ambreiajului în punctul c după scoaterea din viteză, turația discului va crește până la o valoare egală cu turația motorului, valoare ce corespunde punctului t_d . Dacă această valoare depășește puțin valoarea turației stabilite de turația $\omega_{d_{III}}^s = i_c^{III} \cdot \omega_{k_{III}}^s$, cuplarea se poate realiza la timpul t_b , după o nouă decuplare a ambreiajului, de unde rezultă necesitatea sincronizării, caz în care ridicarea turației poate să înceapă mult mai repede (din pct. b) astfel încât în f să se poată realiza cuplarea controlată indiferent de diferența de turație $\Delta\omega$ față de turația motorului.

24.5. Alegerea raportului de demultiplicare

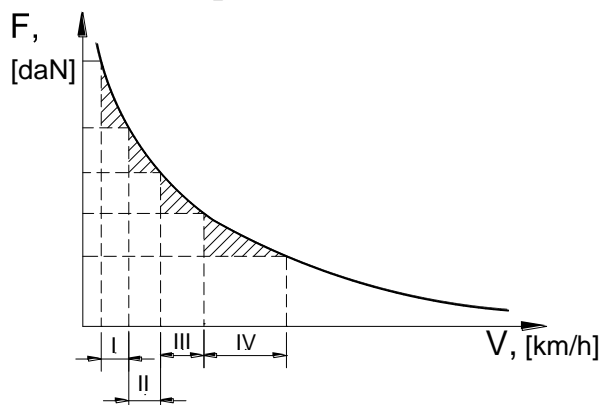


Fig. . Hiperbola de tracțiune și treptele de viteze.

Randamentul funcționării autovehiculului este dat de măsura în care treptele cutiei de viteze permit aproximarea hiperbolei de tracțiune. Cu cât nr. treptelor de viteze este mai mare cu atât domeniul care trebuie acoperit de aceeași treaptă de viteză este mai mic, întrucât zonele hașurate reprezintă domeniul de funcționare instabilă.

Numărul treptelor de viteze se alege în funcție de domeniul de utilizare al autovehiculului, de soluția constructivă aleasă și de criteriul economic (4÷6 la autoturisme, dublu la autocamioane 8÷12, ≅ tractoare).

Cât trebuie ales raportul de demultiplicare? Alegerea raportului de demultiplicare, adică a limitelor de deplasare se face ținând cont de forța de tracțiune maximă, greutatea autovehiculului, de coeficientul de aderență φ .

$$P_c = \frac{F_c \cdot v \cdot \cos \gamma}{100},$$

în care: v este viteza de deplasare,

γ – unghiul dintre axa autovehiculului și axa remorcii,

F_c – forța la cârlig, ce poate fi determinată cu relația:

$$\Rightarrow F_c = \frac{P_c \cdot 100}{v \cdot \cos \gamma},$$

$$F_c = \rho \cdot m,$$

în care: ρ – coeficient de utilizare al masei autovehiculului.

Pentru $\gamma=0$:

$$\Rightarrow v = \frac{100 \cdot P_c}{\rho \cdot m}$$

Viteza maximă de deplasare a autovehiculului se stabilește din bilanțul energetic, din considerentul urcării rampei 25÷30%, din considerente de aderență.

24.6. Cutia de viteze. Mecanismul reductor

Orice cutie de viteze are în componența ei:

- mecanismul reductor, care reprezintă partea principală a cutiei de viteze, ce servește la modificarea raportului de transmitere adică a momentului motor în funcție de rezistența la înaintare,
- sistemul de acționare care servește la selectarea treptelor de viteze, cuplarea și decuplarea acestora,
- dispozitivul de fixare, care nu permite intrarea sau ieșirea din viteză decât la intervenția conducătorului auto, și
- dispozitivul de zăvorâre, care nu permite cuplarea a două sau mai multe trepte deodată.

24.7. Mecanismul reductor

Poate fi cu doi sau trei arbori.

24.8. Cutii de viteze cu trei arbori

Se utilizează atât la autoturisme cât și la autobuze și autocamioane, în general, acolo unde motorul este într-o parte a autovehiculului și puntea motoare în cealaltă parte.

24.9. Cutia de viteze cu trei arbori și trei trepte

Este specifică autoturismelor cu cilindree mare, situație în care, fiindcă există o mare rezervă de putere, nu este necesară o schimbare frecventă a treptelor de viteze.

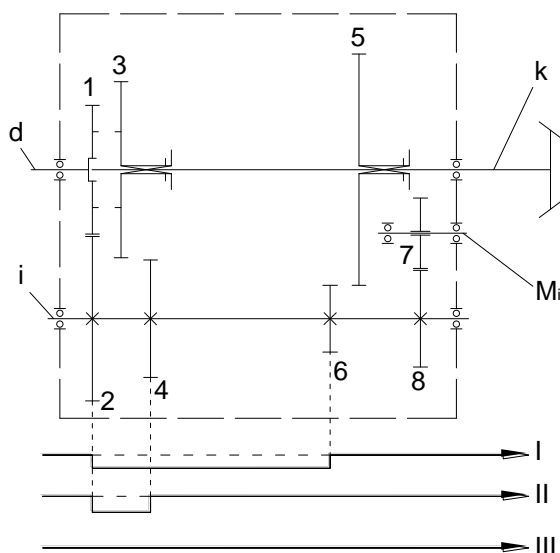


Fig. . Cutie de viteze cu roți dințate cu deplasare axială, c.v. cu 3 arbori și 3 trepte.

d – arbore primar,

k – arbore secundar,

i – arbore intermediar.

Angrenajul format de roțile 1 și 2 este un angrenaj permanent. Roțile 8, 7, 5 asigură mersul înapoi.

- Treapta I: 1-2-6-5.
- Treapta II: 1-2-4-3.
- Treapta III: 1-3.

24.10. Cutia de viteze cu trei arbori și patru trepte

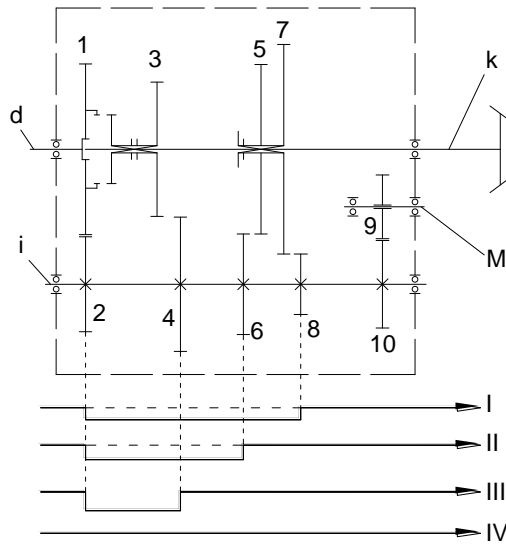


Fig. . C.v. cu roți dințate baladoare, cu 4 trepte și 3 arbori.

$$i_I^d = \frac{Z_2 Z_7}{Z_1 Z_8}, \quad i_{II}^d = \frac{Z_2 Z_5}{Z_1 Z_6}, \quad i_{III}^d = \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_4}.$$

24.11. Cutia de viteze cu trei arbori și cinci trepte

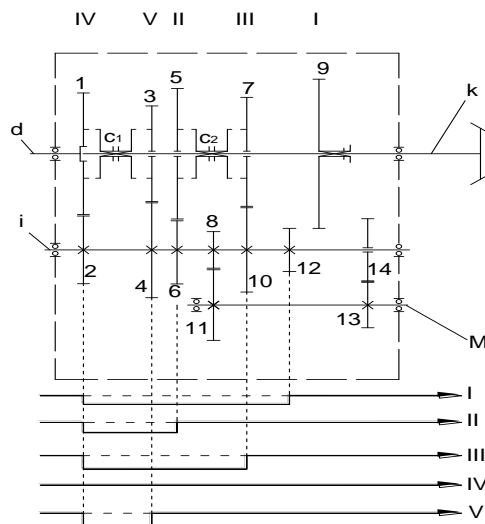


Fig. . C.v. cu 3 arbori și 5 trepte, cu roți dințate angrenate permanent și cu mufe de cuplare.

Acolo unde este o cutie de viteze cu 5 trepte de viteză, penultima treaptă este priză directă și ultima este suprapriză. În acest caz lanțul cinematic poate fi scris în felul următor:

- Tr. I 1-2-12-9,
- Tr. II 1-2-6-5-C₂-k,
- Tr. III 1-2-10-7- C₂-k,
- Tr. IV 1- C₁-k,
- Tr. V 1-2-4-3-C₁-k,

Tr. M_i 1-2-8-11-13-14-9-k.

Dacă priza directă se realizează în treapta a V-a, vom avea:

Tr. IV 1-2-4-3-C₁-k,

Tr. V 1- C₁-k.

24.12. Cutii de viteze cu doi arbori

Cutiile de viteze cu doi arbori se utilizează în special la autoturisme și la autoutilitare care au rezervă mică de putere și sunt organizate în soluția totul în față sau totul în spate, având avantajul că aceste cutii se bazează pe angrenarea unei singure perechi de roți dințate pentru realizarea unei trepte.

$$\eta_{cv}^{2arb} > \eta_{cv}^{3arb} \Rightarrow \text{tocmai pentru că au doar o pereche de roți în angrenare pentru o treaptă.}$$

* cu excepția prizei directe.

Cutia de viteze cu 2 arbori se montează într-un carter comun cu transmisia centrală și diferențialul.

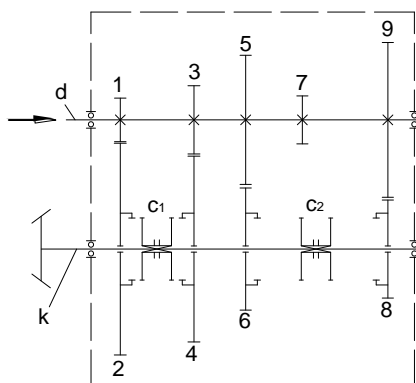


Fig. . Cutie de viteze cu roți cu angrenare permanentă și cu mufe de cuplare, cu doi arbori.

Tr. I d-1-2-C₁-k,

Tr. II d-3-4-C₁-k,

Tr. III d-5-6- C₂-k,

Tr. IV d-9-8-C₂-k.

24.13. Cutii de viteze cu arbori transversali

Aceste cutii de viteze au particularitatea că oferă același număr de trepte și la mersul înainte și la mersul înapoi.

$$\begin{matrix} \text{mers} \\ \text{inainte} \end{matrix} \left\{ \begin{array}{l} \text{Tr.I} \quad d-7-5-1-2-k, \\ \text{Tr.II} \quad d-7-5-3-4-k, \\ \text{Tr.III} \quad d-7-5-13-10-k, \\ \text{Tr.IV} \quad d-7-5-11-8-k. \end{array} \right. \quad \text{c - spre stânga.}$$

6 – pinionul transmisiei centrale.

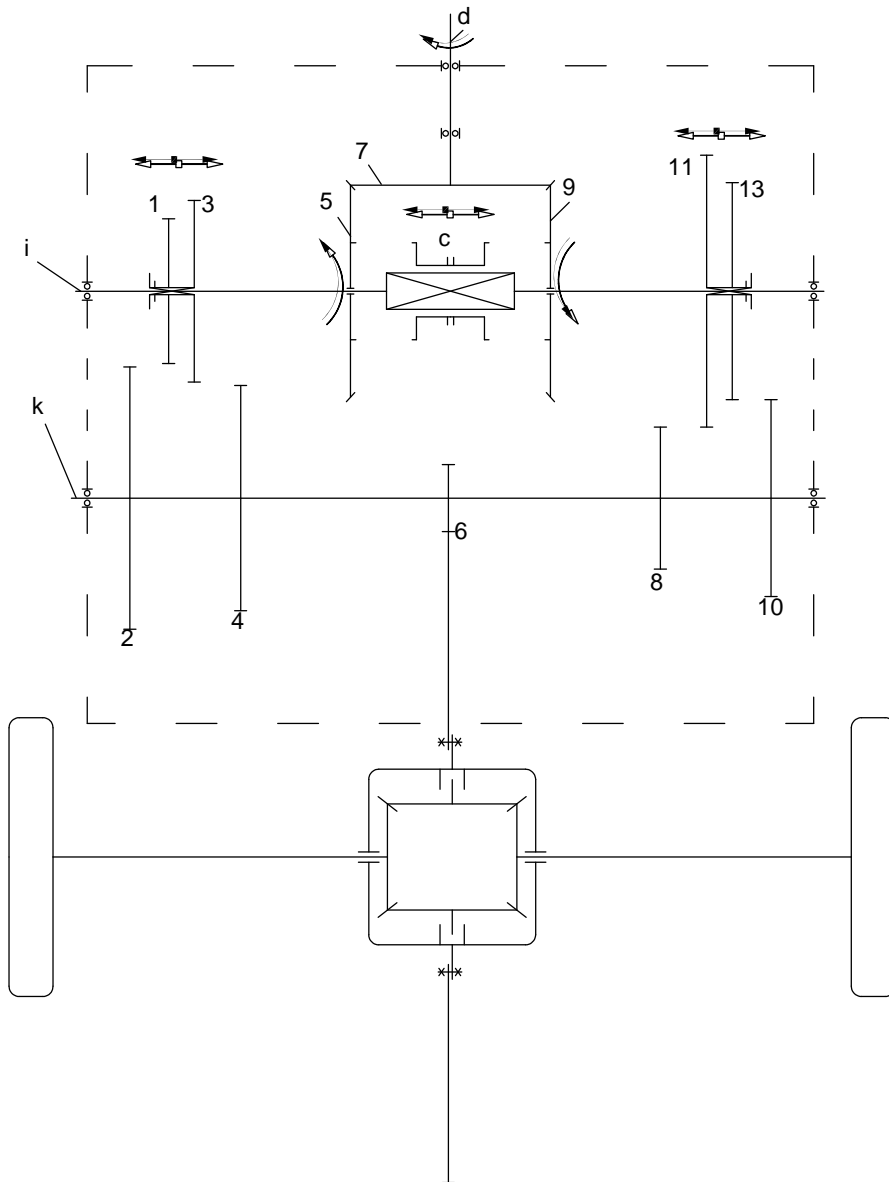


Fig. . Cutie de viteze cu arbori transversali.

24.14. Cutii de viteze compuse

Sunt formate din două cutii de viteze legate în serie:

- o cutie (a), numită reductor cu 2 trepte,
- o cutie (b), putând fi plasată în fața sau în spatele cutiei a.

$$\text{mic} \left\{ \begin{array}{l} \text{Tr. I} \quad 1-2-6-5, \\ \text{Tr. II} \quad 1-2-8-7, \\ \text{Tr. III} \quad 1-2-10-9, \\ \text{Tr. IV} \quad 1-2-12-11, \end{array} \right. \left. \begin{array}{l} \omega_{k_I}^a \\ \omega_{k_{II}}^a \\ \omega_{k_{III}}^a \\ \omega_{k_{IV}}^a \end{array} \right.$$

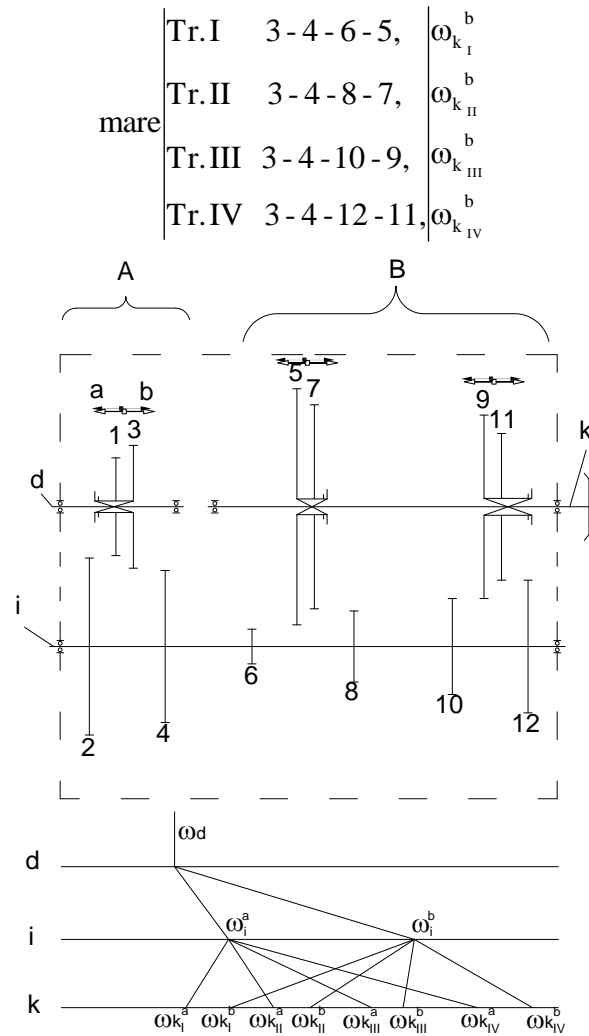


Fig. . Cutie de viteze compusă.

24.15. Soluții constructive pentru treapta de mers înapoi

Treapta de mers înapoi se alege în funcție de soluțiile constructive ale cutiei de viteze și din condiția de asigurare a unei forțe de tracțiune suficient de mare în condițiile unei viteze de deplasare scăzute.

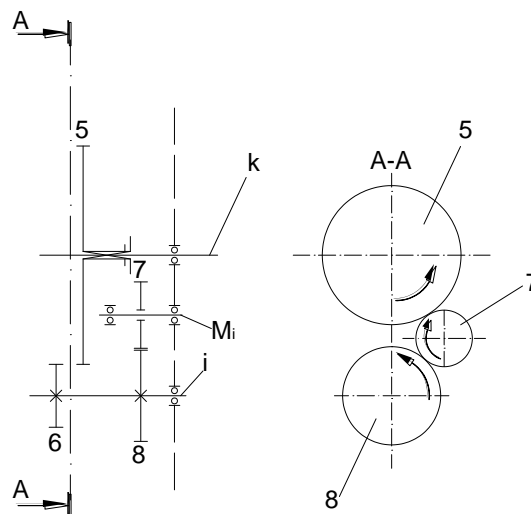


Fig. . Soluția cu pinion suplimentar montat liber pe axul de mers înapoi și aflat în angrenare permanentă cu ultimul pinion de pe arborele intermediar.

Prin deplasarea spre stânga a roții baladoare 5 și prin cuplarea ei cu roata 6 se obține treapta I de mers înainte. Prin deplasarea roții baladoare 5 spre dreapta și punerea ei în angrenare cu pinionul 7 se obține mersul înapoi.

Avantajul este că:

- simplitate,
- nu necesită o furcă suplimentară pentru mersul înapoi.

$$i_{Mi} = -i_P \frac{Z_7 Z_5}{Z_8 Z_7} = -i_P \frac{Z_5}{Z_8}$$

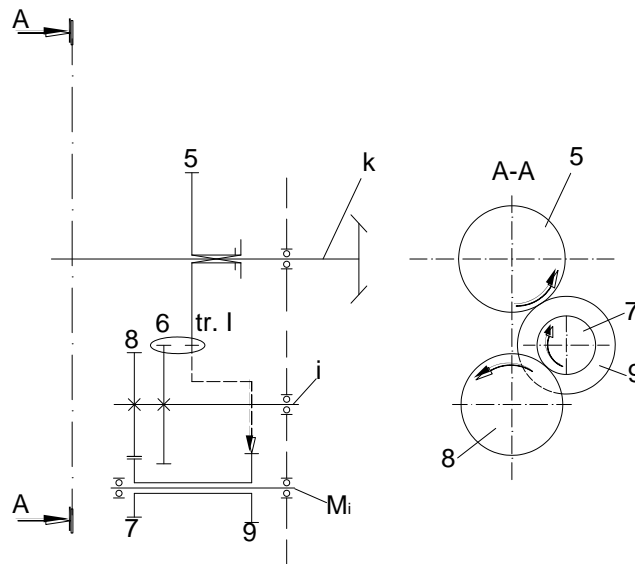


Fig. . Soluția cu bloc de două roți dințate montate pe axul de mers înapoi.

$$i_{Mi} = -i_P \frac{Z_5 Z_7}{Z_9 Z_8}$$

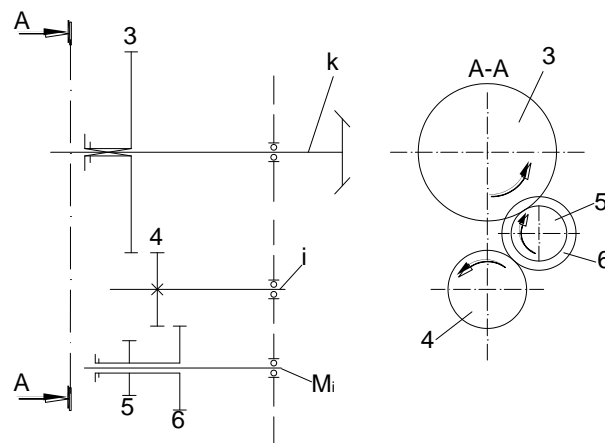


Fig. . Soluția cu furcă specială.

Soluția cu furcă specială este utilizată la cutiile de viteze cu număr par de trepte.

Prin deplasarea roții 3 spre stânga și punerea acesteia în angrenare cu roata 4 se realizează treapta I de viteză. Pentru realizarea mersului înapoi grupul 5-6 se deplasează spre stânga și se realizează mersul înapoi prin punerea în angrenare a roții 6 cu roata 4 și a roții 5 cu roata 3. Lanțul cinematic de transmitere a mișcării este 4-6-5-3. Această soluție este specială pentru că necesită o furcă suplimentară pentru deplasarea grupului 5-6.

24.16. Cutii de viteze planetare

Cutiile de viteze planetare se caracterizează prin aceea că unele dintre roțile dințate execută în același timp o mișcare de rotație în raport cu propria lor axă și o mișcare de revoluție în raport cu axa centrală a mecanismului. Roțile dințate sunt cilindrice și au dinții drepecți sau înclinați. Schimbarea treptelor se face cu ajutorul unei frâne, al unui ambreiaj sau combinat (cu frână și ambreiaj), roțile dințate fiind permanent angrenate.

În raport cu cutiile de viteze normale, cele planetare prezintă avantajele următoare:

- trecerea de la o treaptă la alta se face mai ușor;
- viteza medie a automobilului crește, schimbarea treptelor făcându-se fără pauze;
- funcționarea silențioasă;
- se pretează la automatizare;
- permit obținerea unor rapoarte de transmitere mari, la dimensiuni de gabarit mici.

În același timp, însă cutiile de viteze planetare au o construcție complicată care cere precizie mare de execuție, echilibră perfect, montaj de precizie.

O cutie de viteze planetară este formată din mai multe mecanisme planetare simple. Un mecanism planetar simplu se compune din pinionul central sau planetar 4 montat pe arborele conducător 1. El angrenează cu un număr variabil (2...4) de pinioane 5, identice, numite sateliți, repartizați în mod egal pe circumferința sa. Pinioanele sateliți se rotesc liber pe axele lor, care sunt fixate pe discul 7, numit platou portsateliți, solidarizat la rotație cu arborele condus 2, coaxial cu arborele conducător 1. Sateliții se pot roti pe circumferința interioară a coroanei 6, solidarizată la rotație cu arborele 3, coaxial cu arborele 1.

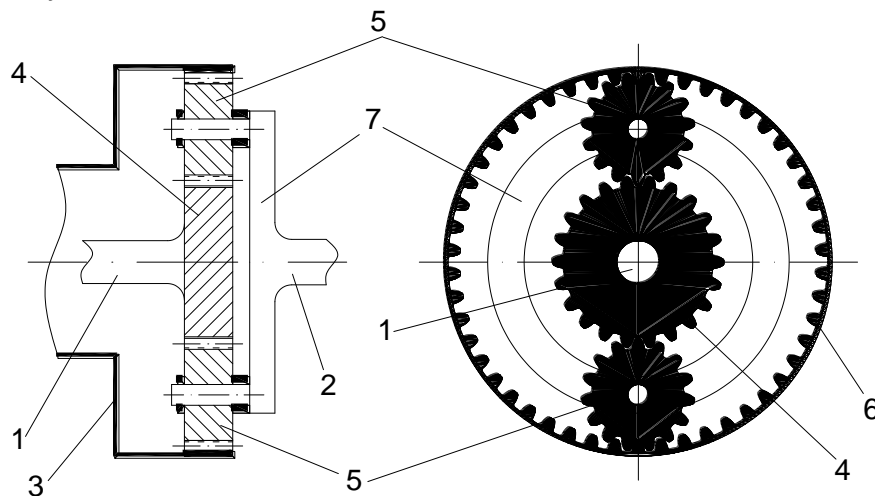


Fig. . Schema constructivă a unui mecanism planetar simplu.

Pentru ca un mecanism planetar simplu să poată constitui o transmisie, trebuie ca unul din cei trei arbori să devină arbore conducător, altul arbore condus, iar al treilea să poată fi imobilizat (cu ajutorul unei frâne sau al unui ambreiaj).

Mecanismele planetare pot fi cu angrenare interioară și cu angrenare exterioară.

În mișcarea lor complexă, un punct de pe circumferința pinioanelor sateliți descrie o curbă epicycloidă (la angrenarea exterioară) sau hipocicloidă (la angrenarea interioară).

În figura de mai jos mecanismul planetar este compus din: arborele conducător 1, arborele condus 2, pinionul planetar P, platoul portsateliți P_s, coroana C, ambreiajul A și frâna F.

Acest mecanism se poate găsi în una din următoarele situații:

- *poziția neutră*: frâna este liberă, iar ambreiajul decuplat. Arborele conducător transmite mișcare de rotație prin pinionul planetar la sateliți. Aceștia se rotesc în jurul axelor lor punând în mișcare coroana. Platoul port-

- sateliți este immobilizat datorită rezistențelor la înaintare ale automobilului (arborele condus este în legătură cu roțile motoare);
- *treapta de demultiplicare*: frâna blocată, ambreiajul decuplat. Mișcarea de la arborele conducător, prin pinionul planetar, obligă sateliții să se rotească în jurul axelor lor și să se ruleze pe coroană, antrenând platoul portsateliți și o dată cu el și arborele condus, care va avea o turație mai mică decât arborele conducător ($n_2 < n_1$);
 - *priza directă*: frână liberă, ambreiajul cuplat. Mișcarea de rotație se transmite de la arborele conducător la sateliți, atât prin pinionul planetar, cât și prin coroană. Aceasta determină ca sateliții să aibă numai o mișcare de revoluție împreună cu întreg sistemul, care se rotește ca un tot unitar împreună cu platoul portsateliți. Deci, turația arborelui condus va fi egală cu cea a arborelui conducător ($n_2 = n_1$).

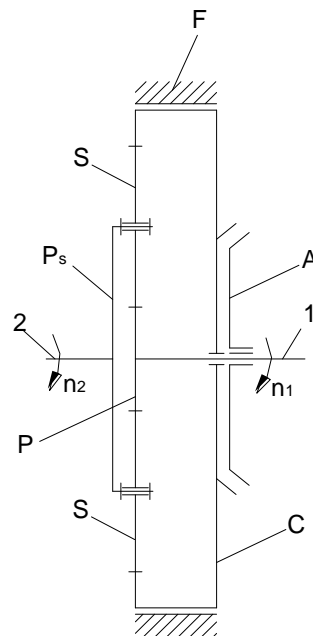


Fig. . Schema cinematică a unui mecanism planetar cu angrenare interioară.

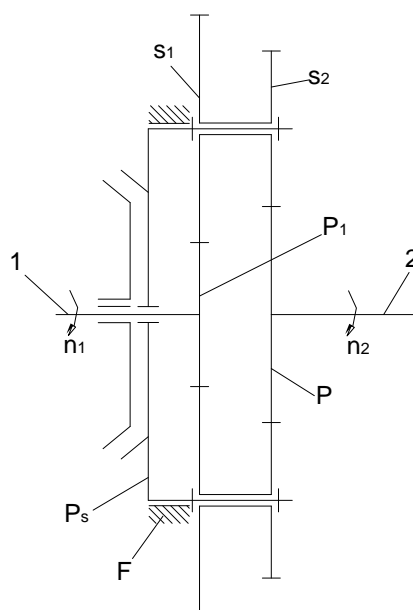


Fig. . Schema cinematică a unui mecanism planetar cu angrenare exterioră.

Un mecanism planetar cu angrenare exterioară nu mai are coroană (eliminându-se dificultățile la centrarea coroanei pe arbore), din care cauză momentul de inerție este mai mic. Mecanismul este prevăzut cu: pinioanele planetare P_1 și P_2 , solidarizate la rotație cu arborele conducător 1, respectiv 2; sateliții dublii S_1 și S_2 ; platoul portsateliți P_s , care poate fi imobilizat cu frâna F, iar prin ambreiajul A, poate fi solidarizat cu arborele conducător 1.

Cu acest mecanism planetar se poate realiza una din următoarele poziții:

- *poziția neutră*: ambreiajul decuplat, frână liberă. Mișcarea de la arborele conducător se transmite, prin pinionul planetar P_1 , la sateliții dublii, care se vor roti în jurul pinionului planetar P_2 , imobilizat de rezistențele la înaintarea automobilului. Astfel este antrenat platoul portsateliți P_s ;
- *treapta de demultiplificare*: ambreiajul liber, frâna blocată. Mișcarea de la arborele conducător se transmite, prin pinionul planetar P_1 , la sateliții dublii, care se vor roti în jurul axelor lor proprii (platoul portsateliți fiind frânat), punând în mișcare pinionul planetar P_2 , dar cu o turație mai mică ($n_2 < n_1$);
- *priza directă*: ambreiajul cuplat, frâna liberă. Mișcarea de la arborele conducător se transmite la sateliți dubli, atât prin pinionul planetar P_1 , cât și prin platoul portsateliți, sistemul rotindu-se ca un tot unitar, iar pinionul planetar P_2 va antrena arborele condus cu o turație egală cu cea a arborelui conducător ($n_2 = n_1$).

Mecanismul planetar cu angrenare exterioară este folosit ca reductor la unele cutii de viteze normale.

La cutiile de viteze planetare se, de obicei, combinații de mai multe mecanisme planetare simple.

Raportul de transmitere al mecanismelor planetare se exprimă prin raportul turațiilor arborilor conducător și condus:

$$i = \frac{n_1}{n_2}.$$

24.17. Reductorul distribuitor. Generalități

Reductorul distribuitor este un dispozitiv necesar autovehiculelor pentru a asigura o capacitate de trecere cât mai mare. Prin intermediul reductorului-distribuitor se asigură transmiterea momentului motor la toate roțile autovehiculelor.

Se utilizează două tipuri de **distribuitoare**:

- distribuitoare care distribuie momentul motor la punțile motoare fără însă a-l modifica (simplu distribuitoare),
- distribuitoare care distribuie momentul motor la punțile motoare și-l modifică în același timp (reductor-distribuitor).

Distribuitoarele pot fi:

1. cu dispozitiv pentru decuplarea punții față,
2. cu diferențial interaxial,
3. cu cuplaje unisens.

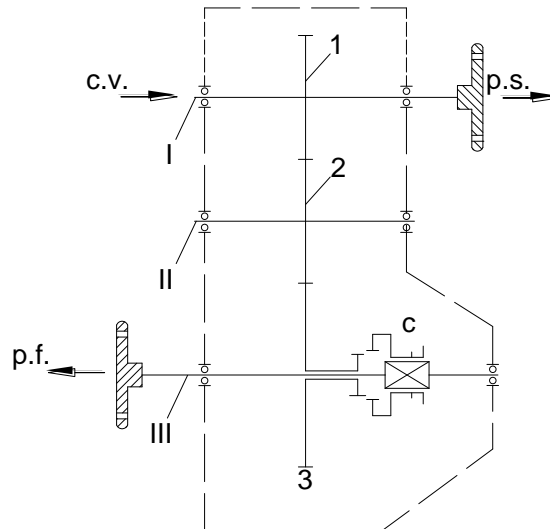


Fig. . Distribuitor cu dispozitiv pentru decuplarea punții față.

c.v.-1-p.s.

c.v.-1-2-3-C-p.s.

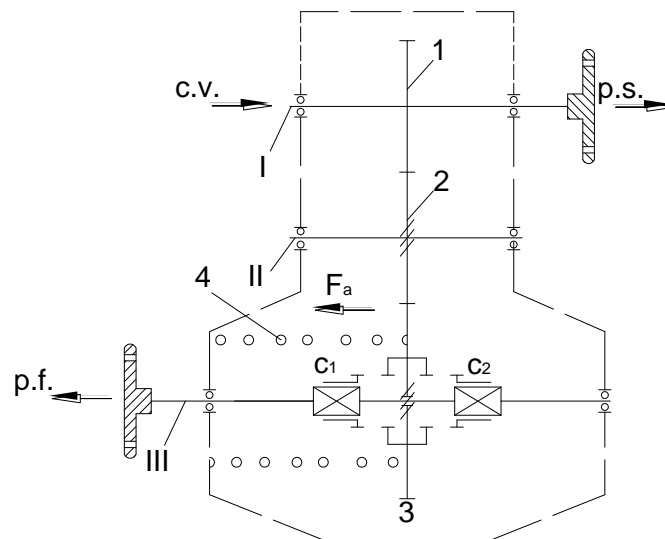


Fig. . Distribuitor cu cuplaje unisens.

Roata 3 de pe arborele III este liberă. Arcul 4 este montat între roata 3 și partea stângă. C_1 și C_2 sunt fixe.

Când roțile spate patinează turația roților 1, 2, 3 crește, iar datorită forței F_a roata 3 se deplasează spre stânga și cuplează cu C_1 (fix) și transmite moment și la puntea față. Pentru mersul înapoi roata 3 se deplasează spre dreapta și cuplează cu C_2 (fix). La ieșirea din situația dificilă arcul împinge (trage) roata 3 și o decuplează de C_2 , C_1 .

24.18. Reductorul-distribuitor.

Este o cutie de viteze în două trepte la care treapta întâi asigură un raport 1...1,25, iar treapta II asigură un raport de transmitere între 1,2...1,8.

Aceste reductoare pot fi:

1. cu dispozitiv pentru cuplarea punții față,
2. cu diferențial interaxial,
3. cu cuplaje unisens.

1. cu dispozitiv pentru cuplarea punții față.

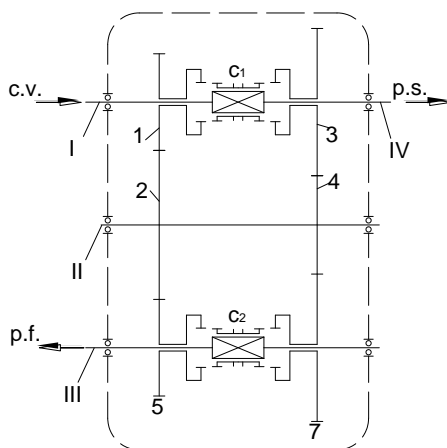


Fig. . Reductorul distribuitor cu dispozitiv de decuplarea punții față.

Reductorul-distribuitor are două trepte: una cu raportul de transmitere 1 și a doua cu raportul de transmitere 2,175. Treapta cu raportul de transmitere 1 se obține prin solidarizarea la rotație a arborelui secundar al cutiei de viteze cu arborele punții din spate, prin intermediul manșonului de cuplare c_1 , care se deplasează spre stânga. Cuplarea punții din față se realizează prin deplasarea spre stânga a manșonului de cuplare c_2 pentru solidarizarea roții 5 cu arborele punții din față III. În felul acesta mișcarea de la roata 1 a arborelui secundar al cutiei de viteze se transmite, prin intermediul roții 2 de pe arborele intermediar II, la roata 5, solidarizată cu arborele III al punții din față.

Treapta cu raportul de transmitere de 2,175 se obține prin solidarizarea roții 3 cu arborele p.s., cu ajutorul manșonului c_1 (pentru puntea din spate), și a roții 7 cu arborele III, prin intermediul manșonului c_2 (pentru puntea din față). În felul acesta, roțile 3 și 7 primesc mișcarea de la roata 4 de pe arborele intermediar II (a cărui roată 2 se găsește în angrenare cu roata 1 a arborelui I).

Prin utilizarea reductorului-distribuitor se poate obține:

- cuplarea numai a punții din spate, fără mărirea momentului motor;
- cuplarea ambelor punți, fără mărirea momentului motor;
- cuplarea ambelor punți, cu mărirea momentului motor (regim de reductor-distribuitor).

Reductorul-distribuitor este prevăzut cu un dispozitiv de fixare și zăvorâre care nu permite cuplarea treptei cu raportul de transmitere 2,175 când puntea din față este decuplată.

2. cu diferențial interaxial.

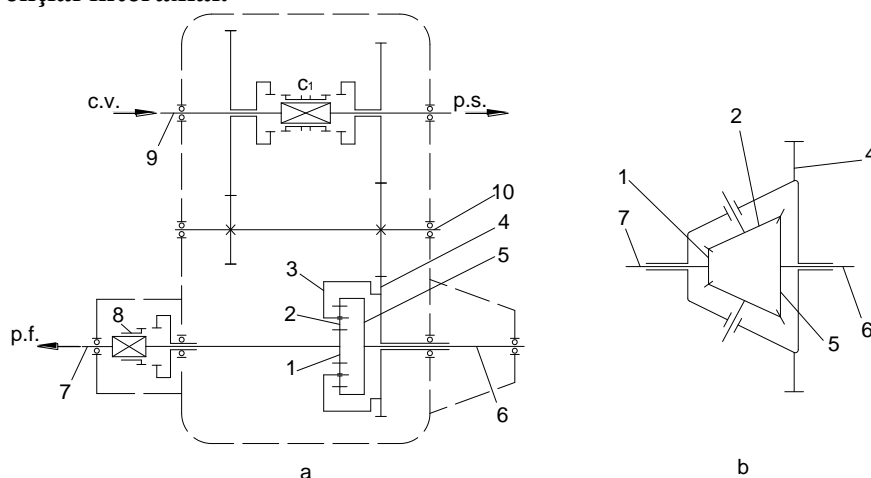


Fig. . Schema cinematică a unui reductor- distribuitor cu diferențial interaxial asimetric.

a – cu roți cilindrice;

b – cu roți conice;

- 1 și 5 – roți dințate;
- 2 – sateliți;
- 3 – caseta diferențialului;
- 4 – roata dințată solidară cu caseta diferențialului;
- 6 și 7 – arbori secundari;
- 8 – mufă pentru blocare diferențial;
- 9 – arbore primar;
- 10 – arbore intermediar.

La reductoarele-distribuitoare cu diferențial interaxial, vitezele unghiulare ale arborilor de ieșire pot să varieze, iar distribuția momentelor între punțile motoare se determină folosindu-se proprietățile mecanismului diferențial.

La reductoarele-distribuitoare ale automobilelor cu trei punți motoare diferențialul poate fi dispus fie între arborii care transmit momentul la puntea posterioară și puntea din mijloc, fie între arborii care transmit momentul la puntea anterioară și la ambele punți din spate.

Trebuie spus că diferențialul interaxial scumpește construcția și micșorează capacitatea de trecere a automobilului. Acest diferențial poate fi cu roți conice sau cilindrice.

Diferențialul asimetric se utilizează la automobilele la care greutatea aderentă corespunzătoare punții anterioare Z_1 diferă mult de greutatea aderentă corespunzătoare punții posterioare Z_2 . diferențialul asimetric repartizează momentele de răsucire M_1 la puntea din față și M_2 la puntea posterioară în raportul $M_1/M_2=Z_1/Z_2$. În felul acesta diferențialul interaxial asimetric, la același coeficient de aderență ϕ pentru roțile punții din față și roțile punții din spate, permite să se realizeze forța de tracțiune maximă după motor sau după greutatea aderentă, ca și în lipsa diferențialului, eliminând în același timp posibilitatea apariției circulației de puteri în transmisia automobilului.

La deplasarea automobilului pe un teren cu un coeficient de aderență care variază brusc, diferențialul interaxial reduce mult capacitatea de trecere a automobilului. Pentru înlăturarea acestui neajuns, diferențialul interaxial este prevăzut cu un dispozitiv de blocare.

În cazul diferențialelor prezentate în figura de mai sus mișcarea se transmite prin intermediul roților dințate de pe arborele primar 9 și arborele secundar 10 la roata 4 fixată de caseta diferențialului 3. Sateliții 2 (cu axele lor montet în casetă) sunt în angrenare permanentă cu roțile 1 și 5, care sunt fixate pe arborii 7 și respectiv 6. Atât timp cât forțele sunt egale diferențialul este blocat.

În cazul în care raportul forțelor roților punților din față și din spate diferă de raportul razelor roților 1 și 5, diferențialul intră în funcțiune. Cu ajutorul mufei 8 diferențialul se blochează în cazul în care roțile uneia dintre punți patinează.

Atâta timp cât forțele pe sateliți sunt egale diferențialul este blocabil. Când raportul forțelor punți față și spate diferă de raportul razelor 1 și 5 diferențialul intră în acțiune.