

UNIVERSITATEA din PITEȘTI
FACULTATEA de MECANICĂ și TEHNOLOGIE

Școala doctorală INGINERIA AUTOVEHICULELOR

Doctorand ing. Irina TUDOR

TEZĂ DE DOCTORAT

Studii și cercetări asupra cuplării surselor de putere - studiu de caz: autovehicule

Conducător științific: Prof. Univ. Dr. Dinel POPA

Pitești
2020

CUPRINS

1. INTRODUCERE	
1.1. Descrierea conceptului de automobil hibrid.....	3(5)
1.2. Scurt istoric al automobilelor hibride.....	3(6)
1.3. Descrierea tezei.....	4(11)
2. TIPURI DE SISTEME DE PROPULSIE HIBRIDE FOLOSITE	
2.1. Clasificarea autovehiculelor hibride în funcție de modul de cuplare.....	7(13)
2.1.1. Autovehicule hibrid serie.....	7(13)
2.1.2. Autovehicule hibrid paralel.....	8(15)
2.1.3. Autovehicule combinat, serie - paralel.....	11(19)
2.2. Clasificarea autovehiculelor hibride după funcțiunile complementare.....	12(21)
2.3. Clasificarea autovehiculelor hibride în funcție de gradul de hibridizare.....	12(21)
3. TIPURI DE SISTEME DE CUPLARE UTILIZATE	
3.1. Sistemul de cuplare hidraulic.....	13(23)
3.2. Sistemul de cuplare electric.....	14(25)
3.3. Sistemul de cuplare mecanic.....	15(26)
3.3.1. Sistemul de cuplare cu mecanism planetar cu patru elemente.....	15(26)
3.3.2. Sistemul de cuplare mecanism planetar cu satelit dublu.....	15(27)
4. DEFINIREA CONDIȚIILOR DE AUTOPROPULSARE ALE AUTOVEHICULUI	
4.1. Importanța studiului în dinamica autovehiculelor.....	17(29)
4.2. Metodele utilizate în literatura de specialitate.....	17(29)
4.3. Rezistențele la înaintare ale autovehiculelor.....	18(36)
4.3.1. Rezistența la rulare.....	18(37)
4.3.2. Rezistența aerului.....	18(38)
4.3.3. Rezistența pantei.....	19(38)
4.3.4. Rezistența la demarare.....	19(39)
4.4. Bilanțul de putere și caracteristica puterilor.....	19(39)
4.5. Ecuația de mișcare rectilinie a autovehiculului.....	19(40)
4.5.1. Caracteristica de demarare.....	20(40)
4.5.2. Caracteristica de frânare.....	20(41)
5. CINEMATICA ȘI DINAMICA MECANISMELOR PLANETARE UTILIZATE ÎN CUPLAREA SURSELOR DE PUTERE	
5.1. Studiul comparativ al mecanismelor planetare utilizabile în cuplarea surselor de putere.....	21(43)
5.2. Analiza ciclurilor de conducere pentru soluții hibride cu mecanisme planetare.....	23(49)
5.3. Ecuații diferențiale ale mișcării sistemului de cuplare.....	24(51)
5.4. Studiul mișcării.....	25(52)
5.5. Stabilitatea mișcării.....	26(55)
6. MODEL DINAMIC AL AUTOMOBILULUI HIBRID	
6.1. Prezentarea sistemului de cuplare a surselor de putere.....	27(57)
6.2. Ecuația de mișcare a mecanismului planetar din structura automobilului hibrid.....	27(57)
6.3. Stabilirea cerințelor de proiectare și alegerea puterii motoarelor.....	28(60)
6.4. Stabilirea solicitărilor mecanice.....	28(61)
6.5. Proprietățile mecanice ale mecanismului planetar.....	29(62)
6.5.1. Prezentarea ansamblului mecanic.....	29(62)
6.5.2. Modelarea și obținerea proprietăților mecanice ale elementelor mecanismului sistemului mecanic.....	29(66)
6.6. Alegerea caracteristicilor exterioare ale motoarelor.....	32(82)

6.7. Simularea numerică a funcționării autovehiculor hibride.....	32(84)
7. STAND EXPERIMENTAL PENTRU STUDIUL SISTEMULUI MECANIC UTILIZAT PENTRU CUPLAREA SURSELOR DE PUTERE	
7.1. Descrierea standului experimental.....	39(95)
7.2. Realizarea standului	40(98)
7.3. Schema electrică a standului.....	40(102)
7.4. Ecuațiile de mișcare ale sistemului mecanic din structura standului.....	42(108)
7.5. Caracteristicile externe ale motoarelor și generatoarelor.....	43(110)
7.6. Proprietățile mecanice ale elementelor componente din structura standului.....	46(114)
7.7. Simularea numerică a funcționării standului.....	46(119)
8. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE	
8.1. Stabilirea mărimilor ce vor fi determinate experimental.....	47(121)
8.2. Echilibrarea dinamică a pieselor în mișcare de rotație.....	47(121)
8.3. Sistemul de măsurare al cuplului și al turației.....	47(123)
8.4. Efectuarea determinărilor experimentale.....	48(125)
8.5. Concluzii în urma determinărilor experimentale.....	57(138)
9. CONCLUZII	
9.1. Concluzii și contribuții originale.....	59(141)
9.2. Direcții viitoare de cercetare.....	62(144)
BIBLIOGRAFIE.....	63(145)

1. INTRODUCERE

1.1 DESCRIEREA CONCEPTULUI DE AUTOMOBIL HIBRID

Un automobil este considerat hibrid dacă este propulsat de cel puțin două surse diferite de energie, dintre care una non - poluantă.

Un sistem de propulsie hibrid are în componență trei elemente principale așa cum se poate vedea în fig. 1.1, și anume: o sursă de energie ireversibilă, o sursă de energie reversibilă și un sistem de cuplare.

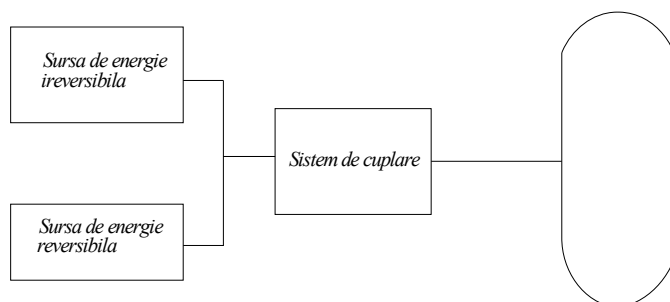


Fig. 1.1. Configurație sistem de propulsie hibrid.

Sursa de energie ireversibilă, este responsabilă cu furnizarea totală sau parțială a energiei pentru asigurarea autopropulsării. Ea poate fi de tipul: motor termic cu ardere internă sau externă, generator cu pilă cu combustibil sau generator electrochimic reîncărcabil, și are ca scop transformarea energiei chimice în energie mecanică.

Sursa de energie reversibilă dispune de un sistem de stocare a energiei dar și o sursă de reîncărcare.

Sisteme de stocare a energiei pot fi: acumulator electrochimic, super-condensator, volant inerțial sau chiar sistem oleo-pneumatic.

Sursa de reîncărcare are rolul de a introduce energia în sistem.

Cuplarea celor două surse energetice și transmiterea mișcării către roțile autovehiculului este asigurată de către sistemul de cuplare. Acest sistem poate avea componente mecanice sau electrice.

Întrucât pierderile de energie rezultate în urma transferului de la surse la roți trebuie să fie minime, alegerea sistemului de cuplare pentru a rezolva acest neajuns este de o importanță majoră.

În acest studiu sunt prezentate și exemplificate configurațiile sistemelor hibride actuale dar și sistemele de cuplare folosite, evidențiindu-se avantajele sistemelor de cuplare mecanice.

Prin urmare am subliniat atât avantajele cât și dezavantajele fiecărei configurații, dar și ultimele tendințe tehnologice pentru autovehiculele hibride.

1.2 SCURT ISTORIC AL AUTOMOBILELOR HIBRIDE

Automobilele hibride nu reprezintă o invenție recentă, fiind de fapt concepute la scurt timp după apariția automobilelor convenționale.

Până în anul 1900, existau aproximativ 4200 de automobile vândute în Statele Unite ale Americii, dintre care 40% erau hibride.

Ferdinand Porsche, care s-a remarcat de-a lungul timpului printr-o serie de invenții notabile în domeniul automobilelor, este considerat constructorul primului automobil hibrid, realizat în 1898, în cadrul companiei Jacob Lohner & Co, la care activa ca inginer. Modelul Lohner Porsche Semper Vivus din fig. 1.2, expus în decembrie 1900 la expoziția internațională de la Paris, folosea un motor cu ardere internă ce acționa asupra unui generator, care la rândul său furniza putere motoarelor electrice localizate în roțile automobilului.

Modelul Lohner - Porsche Mixte Hybrid, introdus în 1901 și expus în fig. 1.3 a venit cu o îmbunătățire la modelul Lohner - Porsche Semper Vivus. Aceasta consta în faptul că motorul de 5,5 litri Daimler, era montat în partea față a automobilului iar generatorul sub scaunul șoferului. Rolul acestuia era de a porni și de a suplimenta puterea oferită de motorul termic. În configurația automobilului se păstrează cele două motoare montate în roțile față.

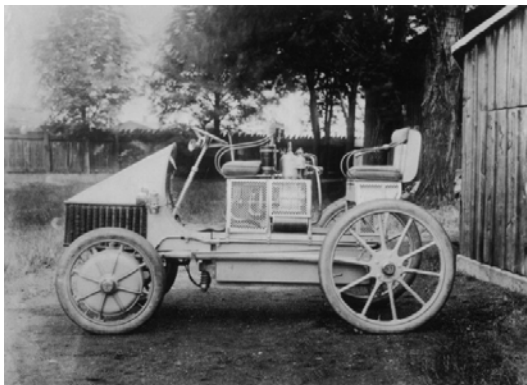


Fig. 1.2. *Lohner Porsche Semper Vivus.*



Fig. 1.3. *Modelul Lohner - Porsche Mixte Hybrid.*

În 1920 în Statele Unite ale Americii erau diverse companii de automobile electrice. Baker of Cleveland și Woods of Chicago, dominau piața automobilelor electrice prin faptul că produceau și automobile hibride. Cu toate acestea, automobilele hibride erau mai scumpe și evident înregistrau vânzări mai mici decât automobilele convenționale.

Pe la începutul anilor 1930, automobilele hibride și cele electrice au dispărut, iar companiile de automobile electrice au intrat în faliment.

Abia în 1973, în urma creșterii bruște a prețului la combustibili cauzată de embargoul petrolului arab, a fost reaprins interesul pentru automobilele hibride.

În 1980 apare modelul Daihatsu Charmant Hybrid conceput de către compania japoneză de automobile Daihatsu Motor Co. Acesta utiliza două motoare electrice pentru suplimentarea puterii oferite în faza de accelerare de motorul termic de mici dimensiuni, doar 550 cc. Acestea erau încărcate la rândul lor în timpul funcționării de către motorul termic.

Tehnologia automobilelor hibride a devenit populară abia în anii '96 când au intrat pe piața Honda Insight și Toyota Prius. Prima generație de Prius produsă în serie încă din 1997, dovedea pentru prima dată că tehnologia hibridă nu este doar o jucărie sofisticată pentru milionarii ecologiști sau doar niște strategii de marketing ale unor corporații dornice de atenție.

Astfel, automobilele propulsate de sisteme hibride au devenit cu adevărat eficiente și fiabile.

O nouă etapă în istoria automobilelor hibride a fost marcată deci prin apariția primului automobil electric hibrid Toyota Prius vândut în Japonia. Acest automobil împreună cu modelul Honda Insight și modelul Honda Civic HEV a fost disponibil în Statele Unite ale Americii începând cu anul 2000.

Aceste prime autovehicule hibride electrice au marcat radical tipul automobilelor oferite publicului: vehicule care preiau atât avantajele automobilelor electrice hibride cât și avantajele oferite de motoarele cu ardere internă.

1.3 DESCRIEREA TEZEI

Primul captiol al tezei de doctorat începe cu o introducere în conceptul de automobil hibrid.

În prima parte este realizată o descriere a conceptului de automobil, fiind prezentat sistemul de propulsie hibrid iar în cea de-a doua parte este prezentată o scurtă istorisire a automobilelor hibride, pornind de la primul automobil până la momentul revoluționării pieței automobilelor odată cu apariția modelului Toyota Prius.

În cel de-al doilea capitol sunt descrise tipurile de sisteme de propulsie folosite în construcția automobilelor hibride. S-a efectuat clasificarea automobilelor hibride în funcție de modul de cuplare, funcțiunile complementare și în funcție de gradul de hibridizare.

În continuare a fost efectuată o clasificare în funcție de tipul sistemului de cuplare folosit, detaliindu-se sistemul de cuplare hidraulic, electric și mecanic. Este descris în amănunt apoi sistemul de cuplare cu mecanism planetar și sistemul de cuplare cu mecanism planetar cu satelit dublu.

Cel de-al patrulea capitol definește condițiile de autopropulsare. După studierea metodelor de calcul utilizate în literatura de specialitate internațională, am ajuns la concluzia că acestea sunt similare cu metodele de calcul descrise în literatura autohtonă. În același capitol sunt descrise și forțele și reacțiunile ce acționează asupra autovehiculului, prezentându-se apoi bilanțul de tracțiune.

În următorul capitol am detaliat cinematica și dinamica mecanismelor planetare utilizate în cuplarea surselor de putere. Au fost analizate și comparate soluțiile a două tipuri de mecanisme planetare utilizate în trei configurații cinematice, și anume mecanismul de divizare a puterii folosit de firma Toyota denumit PSD, și încă două soluții cinematice pentru un mecanism planetar cu două grade de libertate cu satelit dublu și angrenare exterioară. Pentru cazurile: demarajul automobilului în mod electric, pornirea motorului termic, accelerația ușoară, deplasarea cu viteză constată medie, accelerație puternică, deplasare cu viteză constată mare, deplasare cu viteză maximă, frânarea recuperativă și mersul înapoi, sunt descrise modurile de funcționare ale acestor soluții cinematice în diferite etape de conducere a automobilului.

În continuare sunt stabilite ecuațiile diferențiale ale mișcării plecând de la expresia energiei cinetice a mecanismului, efectuându-se studiul mișcării, pentru cazul în care avem mișcare în regim permanent urmată de stabilitatea mișcării.

Capitolul 6, modelul dinamic al automobilului hibrid începe cu descrierea în detaliu a schemei cinematice și a modului de organizare al unui sistem planetar cu patru elemente ce intră în componența unui automobil hibrid. Subcapitolul 2 analizează ecuația de mișcare a mecanismelor planetare din structura autovehiculelor hibride iar în subcapitolul 3 se realizează o aplicație pentru un automobil hibrid cu masa de 2000kg și o viteză maximă de 180km/h, adoptându-se sursele de putere detaliindu-se caracteristici exterioare ale acestora. Următorul subcapitol se ocupă cu proiectarea unui ansamblu mecanic al cărui rol este de a cupla motoarele ce dezvoltă puterile menționate în subcapitolul anterior, pornind de la solicitările la nivelul celor 3 arbori.

În subcapitolul 5 am prezentat modul de realizare și montare al mecanismului planetar proiectat pentru datele din subcapitolul precedent. Pe baza momentelor determinate se dimensionează arborii și roțile dințate și sunt prezentate detalii privind modul de realizare al componentelor și modul de montare al sistemului mecanic.

Pentru obținerea proprietăților mecanice ale elementelor sistemului mecanic se efectuează modelarea cu solide în AutoCAD pentru toate elementele componente, ce permite determinarea cu ușurință a maselor, momentelor și a elementelor de inerție.

În penultimul subcapitol se vor utiliza polinoame de gradul 1 pentru aproximarea caracteristicilor externe ale motoarelor electrice în timp ce pentru motorul termic se va utiliza o funcție de gradul 2.

Caracteristicile celor trei motoare obținute vor fi prezentate suprapus pentru compararea acestora.

Cel din urmă subcapitol ce se ocupă cu simularea numerică va detalia modul de rezolvare al sistemului de ecuații diferențiale de ordinul 2 cu metoda Runge-Kutta de ordinul IV. O simulare numerică cu ajutorul unui program de calcul în limbajul Turbo Pascal, va genera fișiere cu valori numerice pe baza cărora în AutoCAD se trasează graficele ce prezintă caracteristicile dinamice.

În continuare se simulează modurile de funcționare a autovehiculului hibrid, pentru situațiile: demaraj în mod electric, pornire motorului termic, accelerație ușoară, accelerație puternică, deplasare cu viteză maximă și frânare recuperativă.

Capitolul 7 descrie standul experimental proiectat pentru studierea comportament dinamic al sistemului mecanic în configurația motor termic ce dezvoltă o putere maximă de 15,3 Kw, motor electric trifazat ce dezvoltă o putere de 7,5 Kw, și două alternatoare a căror putere maximă este de 3 Kw. Componentele standului, rolul acestora, modul de asamblare pe standul de încercări și schema electrică a acestuia, sunt descrise în detaliu. În subcapitolul 6 sunt prezentate ecuațiile de mișcare din structura standului. Se aproximează caracteristica externă a motorului termic pornind de la caracteristica dată de constructorul Honda printr-o funcție de gradul 2. În cazul motoarelor electrice asincrone la care turația se reglează cu un modul electronic comandat în frecvență, caracteristica externă obținută va fi una liniară, în faza turațiilor frecvente de lucru fiind chiar orizontală. În cazul alternatoarelor se indică caracteristica intensitatea curentului electric funcție de turație, la o tensiune constantă. Pentru obținerea proprietăților mecanice ale elementelor din structura standului se va efectua ca și în capitolul 6, modelarea cu elementele cu solide.

După realizarea standului s-a trecut la realizarea determinărilor experimentale, însă doar după echilibrarea dinamică a sistemului mecanic și a ansamblului tambur - frână - roată de curea. Studiul comportamentului dinamic al sistemului mecanic prin intermediul măsurării cuplului și a turațiilor motoarelor în diverse regimuri de lucru, se este descris în capitolul 8.

Acest capitol detaliază echilibrarea dinamică a pieselor în mișcare de rotație. Este descrisă aparatura utilizată pentru realizarea echilibrării, a măsurătorilor dar și metodologia încercării.

Pentru efectuarea determinărilor experimentale, se realizează un lanț de măsură compus din traductor de cuplu, amplificator, sistem de achiziție integrat și soft de analiză ce permite obținere de valori simultan pentru cuplu și turație, memorarea acestora și scriere de valori în fișiere format text.

Pentru mai multe cazuri de funcționare ale standului se trasează graficele de variație ale cuplului pentru anumite turații ale motorului electric obținute cu variatorul de turație.

Determinările experimentale se efectuează pentru următoarele cazuri de funcționare:

- stand acționat de motor electric, motor termic oprit, frână neacționată;
- stand acționat de motorul electric, motor termic oprit, frânare recuperativă;
- stand acționat de motorul electric, motor termic oprit, frână acționată progresiv;
- stand acționat de motorul termic, motor electric neacționat, frână neacționată;
- stand acționat de motorul termic, motor electric neacționat, frână blocată, consumatori;
- stand acționat de motorul termic, motor electric neacționat, consumatori;
- stand acționat de motorul termic, motor electric acționat, frână acționată progresiv,
- stand acționat de motor termic, motor electric, consumatori, frână acționată progresiv.

Teza de doctorat se încheie cu sintetizarea concluziilor acestui studiu și menționarea contribuțiilor originale.

2. TIPURI DE SISTEME DE PROPULSIE HIBRIDE FOLOSITE

Ținând cont de trei criterii importante, în cele ce urmează am efectuat clasificarea automobilelor hibride în funcție de:

- modul de cuplare,
- funcțiunile complementare,
- gradul de hibridizare.

2.1 CLASIFICAREA AUTOMOBILELOR HIBRIDE ÎN FUNCȚIE DE MODUL DE CUPLARE

În funcție de modul de cuplare automobilul hibrid se clasifică în:

- **Hibrid serie.** Legătura de cuplare realizată între sursa de energie și roțile motoare transferă energia sub formă de energie electrică sau pneumatică. Propulsia este asigurată de un singur convertor de energie, de regulă cel alimentat de energie electrică sau pneumatică.
- **Hibrid paralel.** Legătura de cuplare realizată între sursa de energie și roțile motoare transferă energia sub formă de energie mecanică. În această configurație, energia furnizată pentru propulsia automobilului este transformată de mai multe ori și se obține din arderea combustibililor fosili sau este produsă de sursele de energie electrică.
- **Hibrid mixt/** Mai poate fi regăsit sub denumirea de serie – paralel sau chiar dual mode. Acest mod de cuplare permite realizarea celor două configurații, mai sus enunțate. Are cea mai complicată configurație și combină aspectele pozitive atât ale transmisiei serie cât și ale transmisiei paralel. Cel mai adesea în configurația transmisiei dual mode se regăsește un motor cu ardere internă conectat la un motor electric și la un generator prin intermediul unui sistem mecanic de cuplare cu roți dințate.

2.1.1 Autovehicule hibrid serie

În fig. 2.1 am prezentat schema bloc a unui automobil hibrid serie la care sursa auxiliară de energie electrică este reprezentată de un motor cu ardere internă *MT* ce antrenează un generator electric *GE*. Motorul electric *MG* antrenează axul roților motoare printr-un angrenaj diferențial. Motorul electric este alimentat cu energie electrică de la bateria de propulsie *BAT* prin intermediul unui convertor de putere având funcționare reversibilă. În acest fel în momentul frânării motorul electric se comportă ca o frână și energia rezultată din frânare este convertită în energie electrică și utilizată la reîncărcarea bateriei cu ajutorul convertorului de putere.

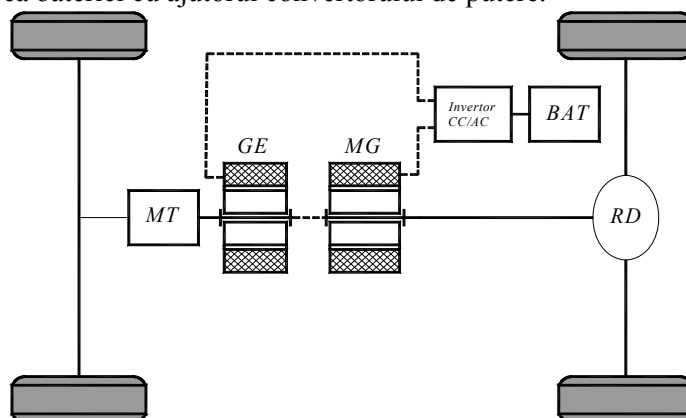


Fig. 2.1. Schema de principiu a hibridului serie, cu sistem stocare a energiei electrice.

Utilizarea a câte unui motor în fiecare roată duce la eliminarea elementelor convenționale ale transmisiei mecanice cum ar fi cutia de viteze, diferențialul și câteodată chiar a cuplajelor flexibile așa cum se poate vedea în fig. 2.2.

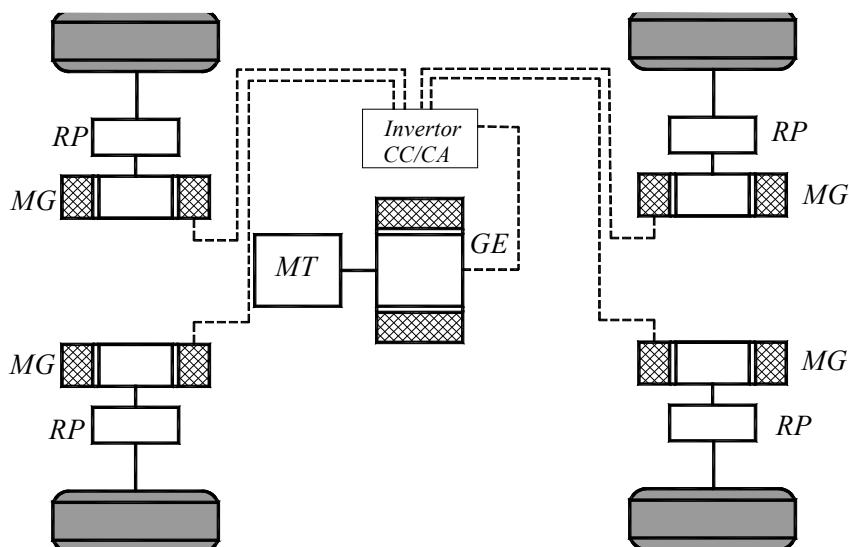


Fig. 2.2. Schema de principiu a hibridului serie fără sistem de stocare a energiei.

Am notat cu MT- motor termic, GE- generator electric, MG- motor generator, BAT- baterie, RP- reductor planetar

Pentru a putea contura caracteristicile automobilului hibrid serie am prezentat în tabelul de mai jos avantajele și dezavantajele acestuia.

Tabel 2.1 Avantajele și dezavantajele configurație cinematică automobil hibrid serie.

Avantaje	<ul style="list-style-type: none"> -posibilitatea utilizării turbinelor, a motoarelor rotative Stirling, a pilelor de combustie în locul clasicele motoare termice; -reducerea dimensiunii motorului; -funcționarea motorului termic în regiunea de randament maxim; -posibilitatea optimizării randamentului și emisiilor de noxe ale motorului termic printr-un control optimal pe o regiune îngustă; -performanțe dinamice bune în modul electric de funcționare; -ușurință din punct de vedere a amplasării motorului termic pe vehicul, fără restricții geometrice majore legate de poziție sau dispunere; -pierderi de energie rezultate din stocarea acestuia în baterii de acumulare, în intenția unei viitoare utilizări. Din această energie doar o anumită parte se returnează datorită rezistenței interne a bateriei precum și rezistenței interne și randamentului generatorului.
Dezavantaje	<ul style="list-style-type: none"> -randament energetic redus; în transmisie au loc mai multe transformări ale energiei; -imposibilitatea funcționării în mod total termic; -în ciclul interurban consumul de combustibil este mai mare comparativ cu cel al variantelor hibrid paralel; -creșterea dimensiunilor transmisiei prin utilizarea a doua mașini electrice.

2.1.2 Autovehicule hibrid paralel

În cazul autovehiculelor hibride paralele, motorul cu ardere internă MT și motorul electric MG sunt utilizate ca sursă de cuplu pentru propulsie. Așa cum se poate observa în fig. 2.3, motorul cu ardere internă MT este conectat la roțile motoare la fel ca un vehicul convențional, diferența constând în faptul că la axul roților motoare acționează și motorul electric.

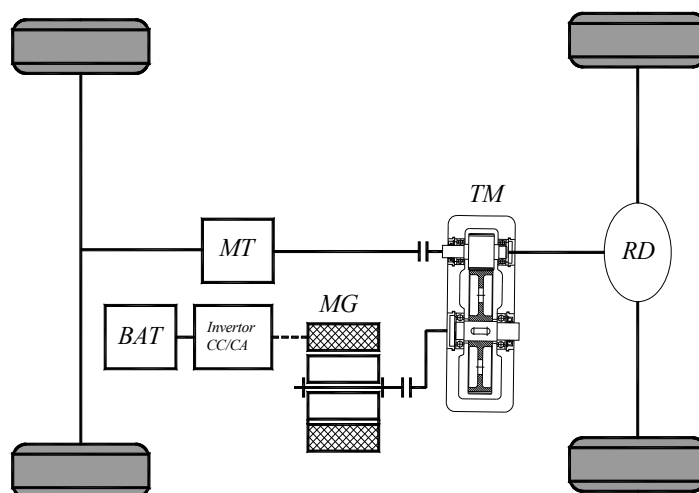


Fig. 2.3. Schema de principiu a hibridului paralel.

În configurația automobilului hibrid paralel, cuplarea lanțului electric și termic poate fi asigurată prin realizarea unei adiiții de momente sau de turații la cei doi arbori de intrare. Întâlnim astfel:

Sistemul paralel cu adiiție de moment utilizează pentru obținerea adiiției de cuplu transmisii cu angrenaje de roți dințate, transmisii cu lanț sau transmisii cu curea. Cuplul obținut la arborele de ieșire este egal cu suma momentelor de la cei doi arbori de intrare, corectat de rapoartele de transmitere și randamentul transmisiei.

Sistemul de adiiție de moment cu un singur arbore are atât motorul termic cât și motorul electric conectat pe același arbore. În cazul în care momentul motorului termic nu este suficient pentru a asigura deplasarea automobilului, motorul electric îl suplimentează.

Cea ce este specific sistemului de adiiție de moment cu un singur arbore este faptul că raportul între turațiile de funcționare ale celor două motoare este întotdeauna constant, ele fiind proporționale.

În această situație, conform figurii 2.4, motorul electric *MG* este intercalat între motorul termic *MT* și transmisie, fiind cuplat la arborele cotit prin intermediul unui ambreiaj.

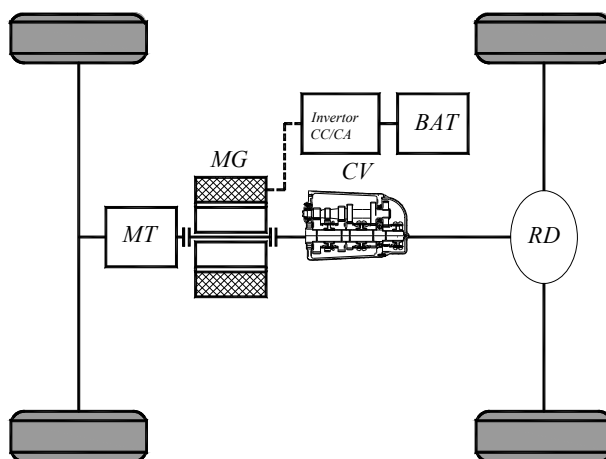


Fig. 2.4. Schema de principiu a hibridului paralel cu adiiție de moment cu un arbore.

Pentru **sistemul adiiție de moment cu doi arbori**, legătura mecanică între cei doi arbori ai motoarelor nu este realizată cu un raport de transmitere unitar sau chiar constant. Pentru că raportul între regimurile de rotație ale celor două motoare nu este unul constant, el depinde de raportul de transmitere instantaneu.

În configurația din figura 2.5 motorul electric *MG* este poziționat între transmisie și roți, însă există și posibilitatea ca acesta să fie cuplat direct la roți.

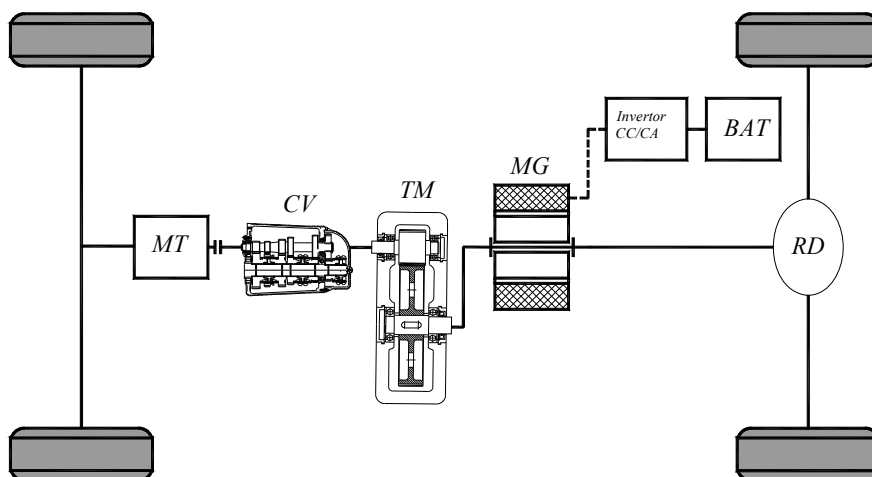


Fig. 2.5. Schema de principiu a hibridului paralel cu adiție de moment cu doi arbori.

Sistemul paralel cu adiție de turație realizează adiția de turație cu ajutorul unui mecanism planetar (MP) la care brațul port-satelit și pinionul central sunt legate la arborele de intrare, iar coroana la arborele de ieșire.

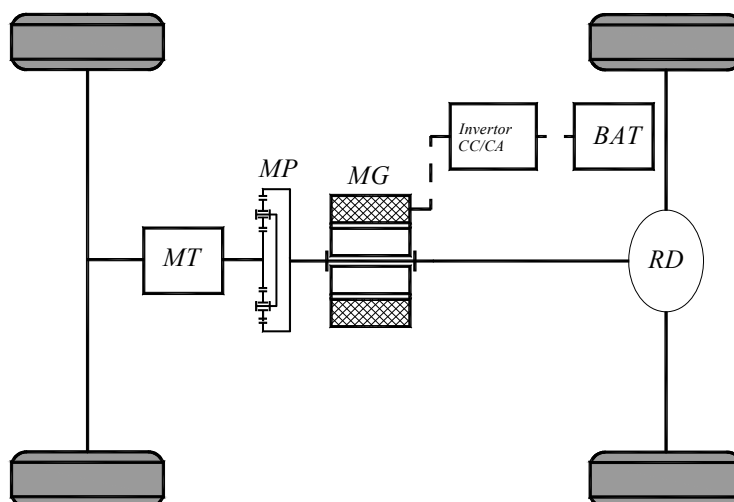


Fig. 2.6. Schema de principiu a hibridului paralel cu adiție de turație.

O altă configurație cinematică pentru soluția hibrid paralel cu adiție de turație se poate obține prin eliminarea mecanismului planetar, legătura între motorul electric și cel termic realizându-se cu ajutorul unor contacte rotative.

În continuare am prezentat avantajele și dezavantajele configurației paralel.

Tabel 2.2 Avantajele și dezavantajele configurației paralel

Avantaje	<ul style="list-style-type: none"> - randament energetic favorabil; - modificări reduse ale transmisiei în special în cazul arhitecturii de tip simplu arbore; - număr mic de componente; - utilizare posibilă în mod termic total.
Dezavantaje	<ul style="list-style-type: none"> - variații ale turației sau cuplului motorului termic odată cu variația vitezei de deplasare a vehiculului și a rezistențelor la înaintare; - sistemul de cuplare este complex; - gestiune a funcționării delicată în mod hibrid; - legătură directă a motorului de ardere internă la roțile motoare fapt ce generează regimuri tranzitorii de funcționare; - plajă extinsă de funcționare a motorului termic.

2.1.3 Autovehicule hibrid combinat serie – paralel

Sistemele hibride mixte se regăsesc în două configurații:

Sistemul mixt combinat, este obținut prin realizarea unei modificări a transmisiei hibrid serie, prin asigurarea unei posibilități de conectare a axului generatorului *GE* la cel al motorului electric *MG*.

Cea mai simplă conexiune mixtă cum se poate observa în figura 2.7 rezultă prin montarea generatorului pe arborele de ieșire al motorului cu ardere internă, acesta cuplându-se cu arborele motorului electric aflat pe arborele secundar, prin intermediul unui ambreiaj comandat de unitatea de control a vehiculului hibrid. Prin alimentarea generatorului de la acumulator, acesta poate funcționa în regim de motor electric.

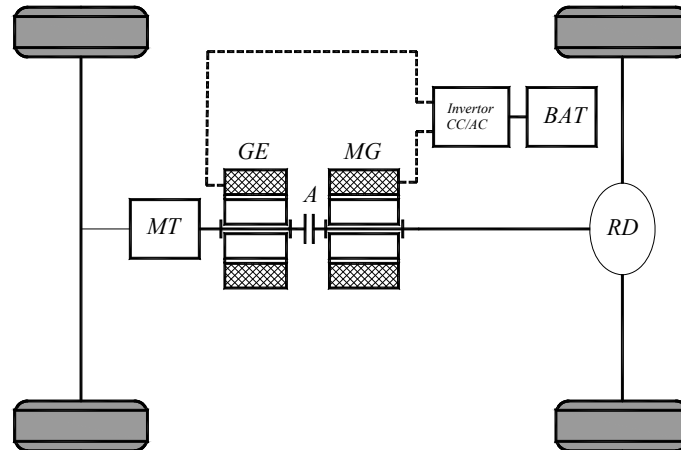


Fig. 2.7. Schema de principiu a hibridului mixt combinat.

Sistemul mixt cu divizare de putere, încorporează mecanisme de divizare a puterii ce pot fi de tipul mecanic sau electric, și care au scopul de a decupla motorul termic de transmisie, așa cum se poate observa în figura 2.8.

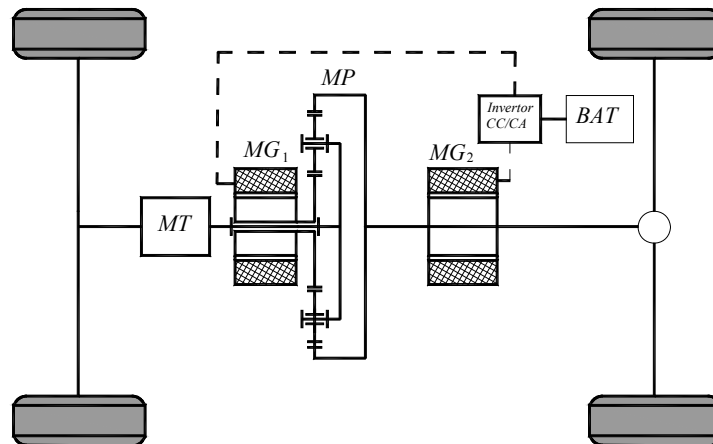


Fig. 2.8. Schema de principiu a hibridului mixt cu divizare de putere.

Tabel 2.3 Avantajele și dezavantajele configurației mixte.

Avantaje	<ul style="list-style-type: none"> - funcționarea în regim de propulsie pur electric cu posibilitatea de generare simultană a energiei; - proces performant de încărcare a bateriei; - recuperarea energiei la frânare.
Dezavantaje	<ul style="list-style-type: none"> - creșterea complexității mecanice și a controlului sistemului de propulsie; - creșterea greutateii vehiculului din cauza componentelor suplimentare.

2.2 CLASIFICAREA AUTOMOBILELOR HIBRIDE DUPĂ FUNCȚIUNILE COMPLEMENTARE

Cel de-al doilea criteriu de clasificare a automobilelor hibride este după funcțiunile complementare. Acest criteriu a fost introdus pentru a evidenția avantajele aduse de automobilele hibride în favoarea celor clasice.

Funcțiunile complementare pot fi împărțite în două categorii, anume:

- a. funcțiuni ce participă numai la scăderea consumului de combustibil și al emisiilor poluante ale vehiculelor.
- b. funcțiuni care aduc beneficii suplimentare.

2.3 CLASIFICAREA AUTOMOBILELOR HIBRIDE ÎN FUNCȚIE DE GRADUL DE HIBRIDIZARE

Cea de-a treia clasificare este în *funcție de gradul de hibridizare (Rh)*.

$$R_h = \frac{\text{putere generator electric } P_e}{\text{putere generator electric } P_m} \quad (2.1)$$

În tabelul de 2.4 am structurat caracteristica de micro, mediu și total hibrid, comparând automobilul electric și cel convențional din punct de vedere al raportului de hibridizare.

Tabel 2.4 Clasificare automobile hibride în funcție de raportul de hibridizare.

Tip automobil		Cu sistem de propulsie convențional	Hibrid micro	Hibrid mediu	Hibrid total	Automobil plug - in
Raport de hibridizare		0%	1 -9%	10 -24%	25 - 50%	51 -100%
Funcții	Sisteme auxiliare și electrice	-	X	X	X	X
	Tracțiune electrică	-	-	-	X	X
	Asistare MAI	-	-	-	X	X
	Recuperarea energiei la frânare	-	-	-	X	X
	Start și Stop	-	X	X	X	X
	Autonomie extinsă în mod de deplasare exclusiv electric	-	-	-	-	X
	Motor termic de dimensiuni reduse	-	-	-	X	X

Hibridizarea totală este însă caracterizată de capacitatea de a asigura propulsia total electrică a automobilului pe anumite distanțe, fără să consume combustibil din rezervor, iar în această situație raportul de hibridizare are valori între 25 - 45%.

3. TIPURI DE SISTEME DE CUPLARE UTILIZATE

Sistemul de cuplare are legături atât cu transformatorul de energie cât și cu sistemul de stocare, și roțile motoare. El îndeplinește rolul de a transforma energia pe care o primește de la transformatorul de energie, și de la sistemul de stocare, în energie mecanică pe care o transmite apoi roților motoare ale automobilului.

3.1 SISTEMUL DE CUPLARE HIDRAULIC

Sistemele hibride hidraulice serie, au transmisia mecanică dintre motorul termic și roțile motoare ale axei spate complet întreruptă și înlocuită cu transmisia hidraulică.

Transmisia hidrostatică este compusă dintr-o mașină hidraulică (pump-motor), un acumulator de joasă presiune, (Low – Pressure Accumulator) un acumulator de înalta presiune (High – Pressure Accumulator) și un ansamblu de acționare hidraulică (Hydraulic Drive Assembly) care conține un motor hidraulic.

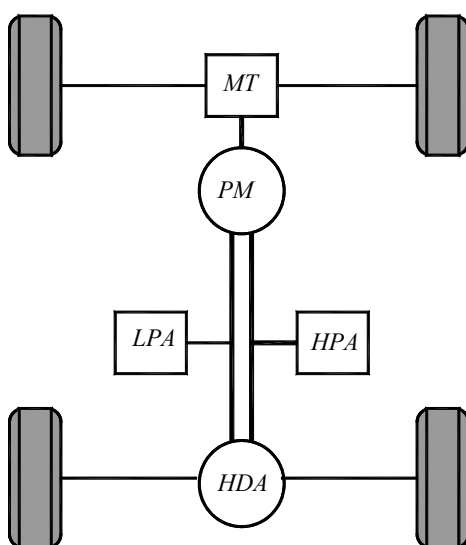


Fig 3.1. Schema de principiu a sistemului hibrid hidraulic serie cu sistem de cuplare hidraulic.

Există și soluții de automobile hibride hidraulice paralele (fig. 3.2).

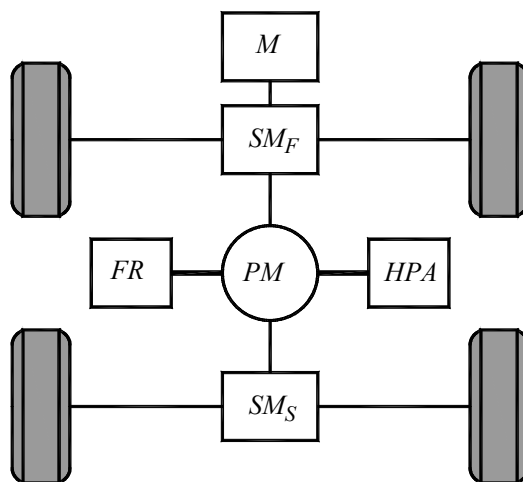


Fig. 3.2. Schema de principiu a sistemului hibrid hidraulic paralel.

Unitățile hidraulice comprimă o pernă de gaz cu ajutorul fluidului hidraulic. Fluidul și gazul sunt

depozitate separat. Perna de gaz stochează energie prin intermediul gazului comprimat, într-un mod asemănător unui arc spiralat. În acest moment, presiunea din sistem este de peste 300 de bari.

Deși această soluție a fost adoptată în general în cazul vehiculelor militare, și a autocamioanelor, primul sistem de propulsie hidraulică hibridă produs în serie este cel propus de Bosch și PSA Peugeot Citroën, pentru care au câștigat premiul pentru *Motorul anului* în 2013.



Fig. 3.3. Sistem de propulsie Bosch și PSA Peugeot Citroën

În figura 3.3 s-au folosit notațiile: 1 – motor termic, 2 - mașină hidraulică, 3 – unitate de control, 4 - acumulator de presiune, 5 – rezervor

3.2 SISTEMUL DE CUPLARE ELECTRIC

În acest caz cuplarea între motorul termic și roțile motoare ale automobilului se face pe cale electrică așa cum se poate vedea în figura 3.4. Este cazul modelului Honda Insight, lansat în 1999, revoluționar la momentul lansării datorită sistemului de cuplare electric, denumit Integrated Starter Generator (ISG) cu rolul de a asista motorul termic.

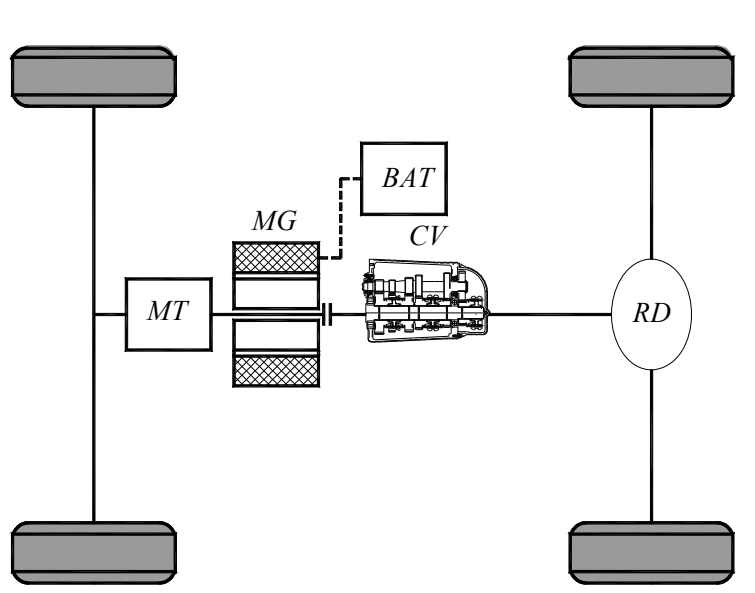


Fig. 3.4. Schema cinematică Honda Insight

Aceași soluție este adoptată și în cazul modelului Civic iar sistemul de propulsie este echipat cu un mic motor electric care oferă putere suplimentară.

Nu există un sistem electric independent de transmisie, motorul electric poate suplina sistemul

convențional al transmisiei dar numai la puteri la roata relativ reduse, 2 pana la 25 kW. Alternatorul și demarorul sunt înlocuite de sistemul generator-starter.

3.3 SISTEMUL DE CUPLARE MECANIC

Sistemele de cuplare mecanice utilizare pentru cuplarea surselor de putere sunt mecanisme planetare în diverse configurații cinematice. Ele pot fi clasificate după cum urmează:

3.3.1 Sistem de cuplare cu mecanism planetar cu patru elemente

Cel mai cunoscut sistem de cuplare mecanic utilizat în configurația automobilelor hibride este **mecanismul planetar simplu** al autoturismului Toyota Prius, care și-a denumit sistemul de propulsie hibrid THS - Toyota Hybrid System, actualmente HSD –Hybrid Synergy Drive (fig. 3.5).

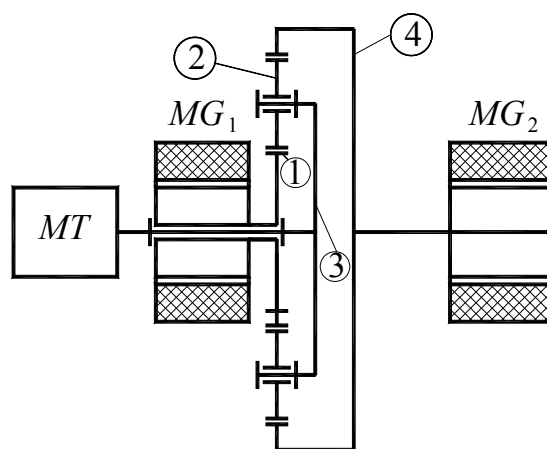


Fig. 3.5. Mecanism planetar simplu utilizat în soluția Toyota Prius.

Acest mecanism înlocuiește tradiționala cutie de viteze mecanică și alte componente ale transmisie mecanice și se comportă ca o transmisie cu variație continuă dar cu un raport de transmitere fix. Mecanismul planetar se compune dintr-un pinion central sau roată solară 1 ce este solidarizat cu generatorul electric MG_1 . Acesta angrenează un număr de pinioane identice, numiți sateliți 2 ce sunt repartizați în mod egal pe circumferința sa. Pinioanele satelit se rotesc liber pe axele lor, axe ce sunt fixate pe discul 3 denumit platou port - satelit. Platoul port-satelit este cuplat la arborele motorului cu ardere internă.

Utilizarea mecanismului planetar simplu pentru cuplarea surselor de putere patentată de constructorul nipon este cea mai des utilizată soluție în construcția automobilelor hibride.

În cadrul grupului Toyota este regăsit pe modele Yaris, Auris, Prius, Highlander Hybrid, Camry Hybrid, Estima, Alphard, Lexus RX 400h / RX 450h, Lexus ES 300h, Lexus GS 450h, Lexus CT 200h, Lexus IS 300h, Lexus HS 250h și 300h Lexus NX. Grupul și-a vândut licența și altor companii, cum ar fi Nissan ce a utilizat același mecanism pentru a echipa modelul Nissan Altima Hybrid.

3.3.2 Sistem de cuplare cu mecanism planetar dublu

Un alt tip de mecanism planetar utilizat în industria de automobile este **mecanismul planetar cu satelit dublu**.

Această soluție a fost utilizată de firma Lexus pentru a echipa modelul Lexus LS 600h.

Spre deosebire de mecanismul soluției Toyota, mecanismul planetar dublu, cel de-al doilea mecanism planetar așa cum se poate vedea în figura 3.7, este format din coroana 4, pinioanele planetare 6 și roata solară 7 solidară la rotație cu mașina electrică MG_2 .

Acest mecanism având axa sateliților 6 fixă este un reductor și deci amplifică cuplului motor

transmis de mașina electrică MG_2 . Mișcarea se transmite prin angrenajul cu roțile dințate ale coroanei 4 și pinionul aflat în angrenare, către transmisia principală a autoturismului.

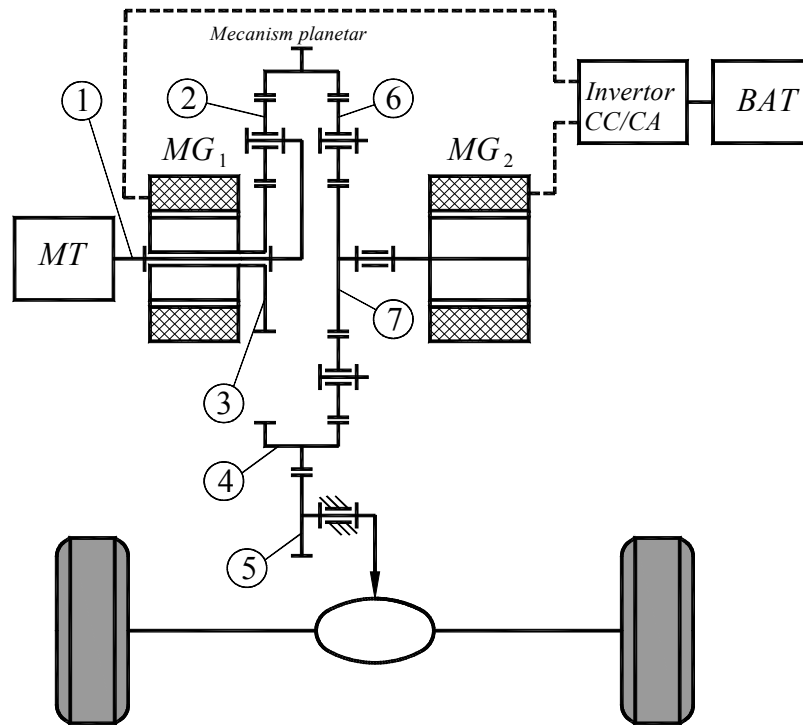


Fig. 3.7. Schema cinematică Lexus LS 600h

4. DEFINIREA CONDIȚIILOR DE AUTOPROPULSARE ALE AUTOVEHICULUI

4.1 IMPORTANȚA STUDIULUI DINAMII AUTOVEHICULELOR

Aspectul ecologic este un factor de limitare dramatică în dezvoltarea vehiculelor în întreaga lume, iar soluția constă în realizarea și îmbunătățirea automobilelor cu un consum redus de combustibil, precum și a modelelor hibride sau electrice.

Dinamica autovehiculelor joacă un rol important în dezvoltarea industriei constructoare de automobile prin conceperea mijloacelor de transport auto cu performanțe remarcabile, care să satisfacă exigentele competiției mondiale.

4.2 METODELE UTILIZATE ÎN LITERATURA DE SPECIALITATE

Dezvoltarea dinamicii vehiculului a evoluat spre modelare matematică, analiza și optimizarea dinamicii multicorp etc.,

Una dintre lucrările consultate ca sursă bibliografică, *Dinamica autovehiculelor pe roți*, [128] (Untaru M, Poțincu G, Tabacu I, Stoicescu A și Pereș G), face o descriere detaliată și precisă a parametrilor constructivi ai autovehiculului, a procesului autopropulsării și rulării, a rezistențelor întâmpinate la înaintare dar și a reacțiunilor căii de rulare asupra acestora.

Capitolul 4 al acestei cărți studiază reacțiunile căii de rulare asupra autovehiculelor cu roți ce începe cu determinarea reacțiunilor normale în plan longitudinal, așa cum se poate vedea în figura 4.1.

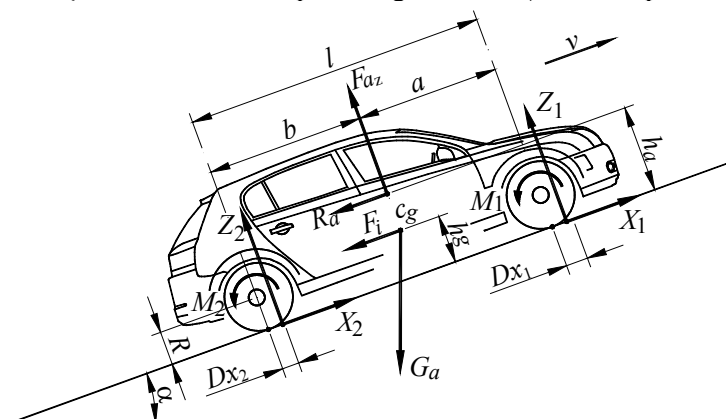


Fig. 4.1 – Schema forțelor, momentelor și reacțiunilor ce acționează asupra unui autovehicul.

În capitolul 3 al lucrării *Dinamica autovehiculelor - Îndrumar de proiectare* [124] (Tabacu Ș, Tabacu I, Macarie T, Neagu E), este prezentată ecuația generală de mișcare rectilinie a automobilului.

The Multybody System approach to vehicle dynamics [7] (Blundell M. și Harty D) este o carte ce intenționează să elimine lacunele create dintre dinamica clasică a autovehiculelor rutiere și disciplina denumită analiza sistemelor multicorp. Cartea este structurată în 8 capitole și încearcă să rezolve o parte din problemele întâlnite în domeniul dinamicii autovehiculelor.

Cartea *Electric and Hybrid Vehicles Design Fundamentals* [49], (Dr. Husain I.) prezintă o perspectivă la nivel global asupra sistemelor folosite în configurația vehiculelor electrice și hibride, accentul punându-se pe detaliile tehnice, relațiile matematice. Sunt precizate și orientările din punctul de vedere al designului pentru acest tip de autovehicule. În capitolul 2 al cărții, denumit *Vehicle Mechanics*, autorul se concentrează asupra legilor fizicii pentru a defini forțele ce acționează asupra autovehiculelor de teren.

Ediția revizuită *Ground Vehicle Dynamics* [105] (Popp K), face referire la modelarea, descrierea matematică și analiza sistemelor de vehicule.

Autorul *Genta G.*, tratează comportamentul dinamic longitudinal al vehiculelor în cărțile sale într-un mod inovator. Deși cartea *Introduction to the Mechanics of Space Robots* [33] pune accentul pe mecanica roboților spațiali în capitolul 5 este studiat comportamentul dinamic longitudinal, lateral precum și suspensia vehiculelor spațiale cu roți.

În cea de-a doua carte *Motor Vehicle Dynamics – Modeling and Simulation* [32] același autor, Genta G, se dedică studierii comportamentului autovehiculelor autopropulsate și a performanțelor acestora. În primele două capitole, sunt studiate forțele ce acționează asupra vehiculelor.

În capitolul 11 al cărții *Advanced Electric Drive Vehicles* [24], denumit *Fundamentals of Hybrid Electric Powertrains* este prezentată noțiunea de automobil electric și hibrid și dar și cea de grup motopropulsor electric și hibrid. Pentru evidențierea beneficiilor din punctul de vedere al consumului de combustibil sunt prezentate rezultatele obținute în urmă rulării a șapte modele de autovehicule hibride pe ciclul de conducere EPA.

4.3 REZISTENȚELE LA ÎNAINȚARE ALE AUTOVEHICULUI

Forța totală la roată obținută prin însumarea forțelor tangențiale de la toate roțile motoare ale automobilului se utilizează la învingerea rezistențelor la deplasare, formate din rezistența la rulare F_r , rezistența la urcarea pantei F_p , rezistența aerului F_{aer} , și rezistența la accelerare sau demarare F_d , așa cum se poate vedea în figura 4.4.

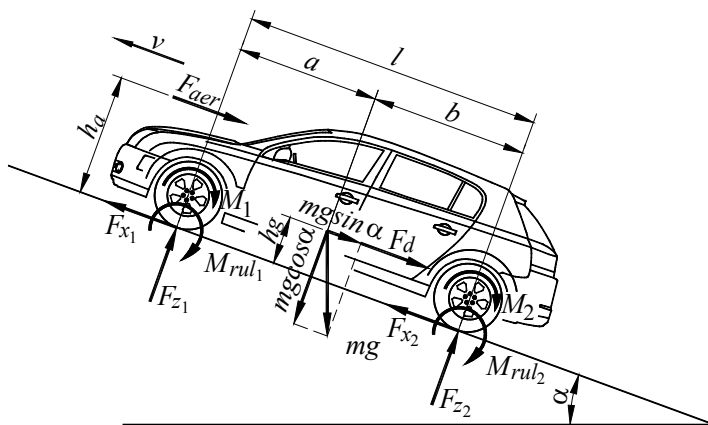


Fig 4.4. Schema forțelor momentelor și reacțiunilor ce acționează asupra unui automobil cu ambele punți motoare

4.3.1. Rezistența la rulare

La interacțiunea dintre pneu și calea de rulare se manifestă o forță opusă sensului deplasării roții, denumită rezistență la rulare [127].

Scriind ecuația de momente în raport cu centrul roții obținem ecuația rezistenței la rulare:

$$F_r = f \cdot F_{z_1} \quad (4.18)$$

unde M_{rul} este momentul rezistenței la rulare, F_r este rezistența la rulare iar f este coeficientul rezistenței la rulare.

4.3.2. Rezistența aerului

Rezistența aerului F_{aer} este o forță paralelă cu suprafața drumului care acționează asupra automobilului în sensul opus mișcării lui și se consideră aplicată într-un punct situat în planul longitudinal de simetrie, la o înălțime h deasupra drumului așa cum se poate vedea în figura 4.4. Ea este influențată de mărimea suprafeței secțiunii transversale a automobilului, viteza de deplasare și densitatea aerului.

Pentru a stabili expresia rezistenței aerului se pornește de la relația teoretică generală a rezistenței la deplasarea unui corp într-un curent de aer:

$$F_{aer} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot S \cdot v_a^2, \quad (4.20)$$

4.3.3. Rezistența pantei

Rezistența pantei este forța care se opune înaintării autovehiculului la urcarea unei pante, ca urmare a înclinării longitudinale a drumului, dar la coborârea acesteia se transformă într-o forță activă. În momentul deplasării autovehiculului pe o cale cu înclinare longitudinală, forța de greutate se descompune, iar componenta pe direcția deplasării este denumită rezistență la pantă.

Rezistența la urcarea pantei F_p este determinată de mărimea corespondentei greutății totale a automobilului, paralelă cu suprafața drumului, așa cum se poate vedea în figura 4.4.

$$F_p = m_a g \cdot \sin \alpha, \quad (4.23)$$

Pentru că atât rezistența la pantă, cât și rezistența la rulare sunt determinate de starea căii de rulare, împreună formează rezistența totală a căii de rulare.

4.3.4. Rezistența la demarare

Rezistența la demarare este forța care se opune înaintării autovehiculului în timpul mișcării accelerate, din cauza energiei inerțiale a autovehiculului în mișcare.

Rezistența la demarare, F_d se determină cu formula:

$$F_d = m_a \frac{dv_a}{dt} (1 + \gamma + \xi) \quad (4.24)$$

La frânarea automobilului cu ambreiajul decuplat, influența maselor de rotație se reduce la influența roților astfel încât coeficientul maselor de rotație are valori mai reduse.

4.4 BILANȚUL DE PUTERE ȘI CARACTERISTICA PUTERILOR

Bilanțul de tracțiune reprezintă echilibrul tuturor forțelor care acționează asupra autovehiculului la mișcare rectilinie, pe un drum oarecare, conform relației (4.26).

$$F_R = F_r + F_p + F_{aer} + F_d, \quad (4.26)$$

Înlocuind ecuațiile (4.17), (4.20), (4.23) și (4.24), în ecuația (4.26) obținem:

$$F_R = G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + \frac{1}{2} \rho c_x S v_a^2 + \delta \frac{G_a}{g} \frac{dv_a}{dt} \quad (4.27)$$

Bilanțul de putere reprezintă echilibrul dintre puterea la roată P_R și suma puterilor necesare învingerii rezistențelor la înaintare.

$$P_R = P_r + P_p + P_{aer} + P_d, \quad (4.28)$$

adică:

$$P_R = G_a v_a f \cos \alpha + G_a v_a \sin \alpha + \frac{1}{2} \rho c_x S v_a^3 \delta \frac{G_a}{g} v_a \frac{dv_a}{dt} \quad (4.29)$$

4.5 ECUAȚIA DE MIȘCARE RECTILINIE A AUTOVEHICULUI

Pentru stabilirea ecuației de mișcare se ia în considerare automobilul în deplasare rectilinie, pe o cale cu înclinare longitudinală α în mișcare accelerată, conform figurii 4.4.

Ecuația de echilibru al forțelor de-a lungul căii de rulare, este dat de bilanțul de tracțiune al automobilului calculat cu formula (4.26).

Expresia analitică a forței la roată F_R este determinată cu ajutorul formulei:

$$F_R = \frac{M_e \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r_d} = \frac{P_e \cdot \eta_{tr}}{v_a} \text{ și } v_a = \frac{2\pi r \cdot n}{60 \cdot i_{tr}} \quad (4.32)$$

4.5.1. Caracteristica de demarare

Calitățile dinamice ale autovehiculelor se determină cu ajutorul factorului dinamic D , acesta fiind determinat ca raportul dintre forța de tracțiune excedentară F_e și greutatea autovehiculului G_a .

Caracteristica dinamică a autovehiculului reprezintă curbele de variație ale factorului dinamic în funcție de viteza acestuia pentru toate treptele de viteze. În [128] se prezintă expresia factorului dinamic în funcție de treapta de viteze:

$$D_k = D \cdot i_k + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot S \cdot v_a^2 \left(\frac{i_k^3 - 1}{i_k^2} \right) \quad (4.33)$$

unde i_k = raport de transmisie.

4.5.2. Caracteristica de frânare

La roțile automobilului acționează momentul de frânare M_f , care se opune rotirii acestora și care și generează forța de frânare, momentul de rezistența la rulare M_{rul} și momentul de inerție al roții M_i .

Capacitățile de frânare sunt determinate de decelerația maximă absolută a_f sau cea relativă a_{frel} a timpului și spațiului de frânare minim $t_{f \min}$, $s_{f \min}$ în funcție de viteza autovehiculului.

Atunci când frânarea se face cu ambreiajul decuplat ecuația diferențială generală de mișcare a autovehiculului, conform [128]:

$$a_f = -\frac{dv_a}{dt} = \frac{1}{\delta' \cdot m_a} \left(\varphi \cdot Z_f + G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S \cdot v_a^2 \right) \quad (4.34)$$

Conform aceluiași autori, timpul minim de frânare $t_{f \min}$ se determină cu relația:

$$t_{f \min} = -\int_{v_1}^{v_2} \frac{dv_a}{g \cdot \varphi} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv_a}{g \cdot \varphi} = \frac{1}{g \cdot \varphi} (v_{a1} - v_{a2}) \quad (4.35)$$

unde v_{a1} , este viteza la care începe frânarea, și v_{a2} , viteza la care se termină frânarea.

Pentru situația în care, viteza la care se termină frânarea $v_{a2} = 0$, ecuația (4.35) devine:

$$t_{f \min} = \frac{v_{a1}}{g \cdot \varphi} \quad (4.36)$$

iar expresia spațiului de frânare minim este:

$$S_{f \min} = \frac{\delta' \cdot G_a}{2g \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S} \cdot \ln \frac{\varphi \cdot Z_f + G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S \cdot v_{a1}^2}{\varphi \cdot Z_f + G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot S \cdot v_{a2}^2} \quad (4.37)$$

5. CINEMATICA ȘI DINAMICA MECANISMELOR PLANETARE UTILIZATE ÎN CUPLAREA SURSELOR DE PUTERE

5.1. STUDIUL COMPARATIV AL MECANISMELOR PLANETARE UTILIZABILE ÎN CUPLAREA SURSELOR DE PUTERE

Sistemele de cuplare mecanice utilizate în configurația transmisiilor automobilelor hibride sunt mecanismele planetare. Acestea realizează rapoarte mari de transmitere la dimensiuni mici, sunt compacte, și asigură posibilitatea cuplării rapoartelor de transmitere fără întreruperea fluxului de putere.

Mecanismul planetar cel mai des utilizat în cuplarea surselor de putere, este mecanismul de divizare a puterii cu două grade de libertate, denumit Power Split Device (fig. 5.1. a) O altă variantă de cuplare a surselor de putere este cu ajutorul mecanismelor planetare cu două grade de libertate cu satelit dublu și angrenare exterioară (fig. 5.1. b și c).

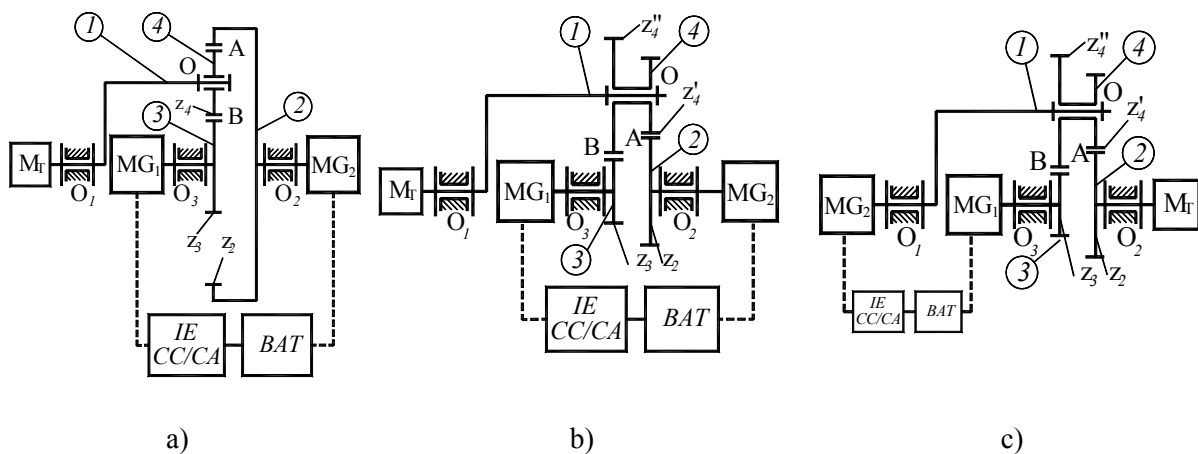


Fig. 5.1. Mecanisme planetare utilizare în cuplarea surselor de putere.

Pentru mecanismul planetar din fig. 5.1. a, notăm cu z_2, z_3, z_4 numerele de dinți ale roților dințate 2, 3 respectiv 4 și cu $\omega_2, \omega_3, \omega_4$ vitezele unghiulare ale: coroanei 2, pinionului planetar 3 și pinion satelit 4, iar cu ω_1 viteza unghiulară a portsatelitului 1:

Vom aplica relația lui Willis pentru obținerea relațiilor cinematice.
Dacă notăm cu i raportul:

$$i = \frac{z_2}{z_3}; \tag{5.3}$$

obținem:

$$\omega_3 = \omega_1(1+i) - i\omega_2. \tag{5.4}$$

Relația anterioară dă legătura între vitezele unghiulare ω_3, ω_4 și ω_1 .

Dacă notăm cu i_{42} raportul:

$$i_{42} = \frac{z_2}{z_4}; \tag{5.5}$$

din a doua relație (5.1) obținem relația de legătură între ω_4, ω_1 și ω_2 :

$$\omega_4 = \omega_1(1-i_{42}) + \omega_2 i_{42}; \tag{5.6}$$

Pentru sistemele de cuplare din fig. 5.1. b și c, se consideră z_2, z_3, z_4', z_4'' numerele de dinți ai roților dințate și $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ vitezele unghiulare absolute ale elementelor 1, 2, 3, 4.

Rapoartele i_1, i sunt definite de relațiile:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_4}; i = \frac{z_2 z_4''}{z_3 z_4} \quad (5.7)$$

Utilizând metoda Willis pentru mecanismul din fig. 5.1. b și c se scriu relațiile:

$$\frac{\omega_4 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1} = -\frac{z_2}{z_4}; \frac{\omega_3 - \omega_1}{\omega_4 - \omega_1} = -\frac{z_4''}{z_3} \quad (5.8)$$

din care, cu ajutorul notațiilor (5.7) se deduc egalitățile:

$$\omega_3 = \omega_1(1 - i) + \omega_2 i; \quad \omega_4 = \omega_1(1 + i_1) + \omega_2 i_1 \quad (5.9)$$

Modul de funcționare a grupului moto-propulsor (propulsie electrică sau hibridă) sau regimul de funcționare al mașinilor electrice (motor sau generator) poate fi exemplificat prin dependenta turațiilor elementelor mecanismului planetar (solară, platou sateliți și coroană).

Vom compara continuare soluții de sisteme mecanice ce utilizează mecanisme planetare cu divizare de putere cu satelit dublu, cu soluția din configurația Prius.

Pentru mecanismele planetare din figura fig. 5.1. a și 5.1. b considerăm:

MG1 – Alternator	$\omega_3, \omega_3 = \omega_1(1 - i) + \omega_2 i;$	
MG2 – Motorul electric	$\omega_2;$	(5.10)
MT - Motorul termic	$\omega_1.$	

În cazul configurației cu mecanismul planetar cu satelit dublu ce are motorul electric cuplat la brațul portsatelit, fig. 5.1. c se notează:

MG1 – Alternator	$\omega_3;$	
MG2 – Motorul electric	$\omega_1;$	(5.11)
MT - Motorul termic	$\omega_2.$	

Vom considera:

- soluția I, configurația descrisă în fig. 5.1. b pentru $i = 2,5$,
- soluția II aceeași configurația din fig. 5.1. b însă pentru $i = 0,5$,
- soluția III reprezentată în fig.5.1. c și $i = 2,5$.

Demarajul automobilului (mod electric) - După punerea contactului, dacă conducătorul auto apasă pedala de accelerație, automobilul începe să se deplaseze fiind propulsat de MG2 care funcționează în regim de motor electric. În acest mod MG1 se va roti în sensul opus de rotație al MG1 deoarece motorul termic, fiind oprit, va imobiliza platoul sateliților din mecanismul planetar.

Pornirea motorului termic - În modul de propulsie electric dacă viteza automobilului depășește o anumită limită (aprox. 50 km/h) motorul termic este pornit utilizând MG1. Invertorul va alimenta MG1 care funcționează în regim de motor. Sensul de rotație al lui MG1 și MG2 va fi același ceea ce va antrena motorul termic.

Accelerație ușoară - După pornirea motorului termic dacă conducătorul dorește o accelerație ușoară automobilului, motorul termic își va mări turația peste valoarea lui MG2. În acest caz MG1 va fi antrenată fiind în regim de generator electric. Energia electrică produsă de MG1 este utilizată pentru MG2.

Deplasare cu viteză constantă medie - În acest mod de funcționare automobilul este propulsat hibrid, cu motorul termic și cel electric MG2. Generatorul MG1 produce energie electrică pentru alimentarea MG2.

Accelerație puternică - În cazul în care se dorește o accelerație puternică a automobilului, turația motorului termic crește. Automobilul este propulsat în mod hibrid (electric și termic). MG1 va produce energie electrică pentru a alimenta MG2. În plus pentru a obține un cuplu maxim din MG2 bateria va furniza suplimentar energia electrică necesară.

Deplasare cu viteză constantă mare - Pentru o anumită turație a motorului termic, pentru a putea mări turația lui MG2, MG1 va fi blocat (turație zero). În acest regim de deplasare, automobilul este propulsat în mod hibrid, MG2 fiind alimentat cu energie electrică de la baterii.

Viteză maximă - Pentru aceeași turație a motorului termic, MG2 va avea o turație mai mare dacă MG1 este în regim de motor și rotit în sens invers. Automobilul este propulsat hibrid (electric + termic), bateria alimentând cu energie electrică atât motorul electric MG2 cât și MG1.

Frânare recuperativă - Când conducătorul auto acționează pedala de frână, cu scopul de a reduce viteza automobilului, motorul termic este oprit. În acest mod MG2 va funcționa în regim de generator electric, fiind antrenat de roțile automobilului (frână de motor). Energia produsă de MG2 este utilizată pentru încărcarea bateriilor. MG1 nu va fi alimentat, și se va roti în sens invers față de MG2 datorită turației zero a motorului termic.

Mersul înapoi - În acest mod automobilul este propulsat în mod exclusiv electric, MG2 fiind în regim de motor electric dar cu sens de rotație opus față de modul „Drive”. Motorul termic este oprit iar MG1 se va roti liber. Energia electrică pentru MG2 este furnizată de baterie.

5.2. ANALIZA CICLURILOR DE CONDUCERE PENTRU SOLUȚII HIBRIDE CU MECANISME PLANETARE

Din analiza modului de funcționare al soluțiilor hibride cu sisteme de cuplare mecanice am putut observa că soluția cu mecanism planetar Toyota și soluția III, cu mecanism planetar cu satelit dublu în configurația din fig. 5.1. c sunt sigurele soluții viabile din cele studiate. Pentru acestea am considerat o serie de faze de conducere, faze de oprire, accelerare și frânare, și am prezentat profiluri de conducere de zi cu zi. În continuare am obținut evoluția turațiilor sursei termice și a celor două surse electrice în funcție de regimul de deplasare pentru mecanismul Toyota Prius (fig. 5.2).

Pentru soluția III, reprezentată în fig. 5.1. c, am considerat $z_2 = 35$, $z_3 = 30$, $z_4' = 30$ și $z_4'' = 45$, numerele de dinți ai roților dințate. În această situație luăm în considerare faptul că MG2 funcționează în regim de motor electric iar MG1 în regim de generator electric (fig. 5.3).

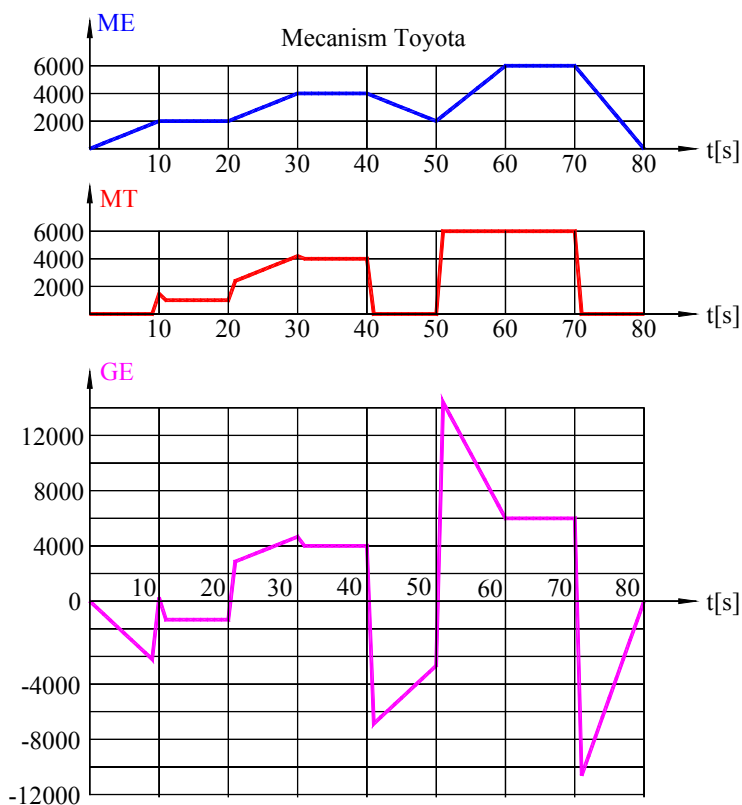


Fig. 5.2. Evoluția turațiilor mecanism Toyota în funcție de regimul de deplasare.

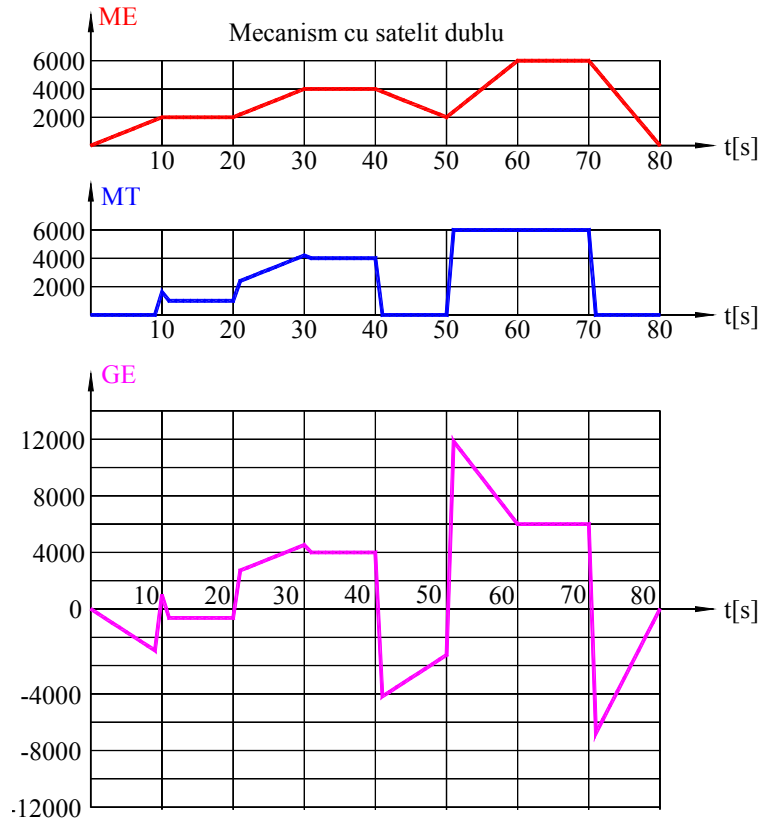


Fig. 5.3. Evoluția turațiilor în funcție de regimul de deplasare - soluția III.

5.3. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE MIȘCĂRII SISTEMULUI DE CUPLARE

Notații. Se consideră sistemul de cuplare din figura 5.1, c și notațiile: J_i , $i=1, 2, 3, 4$, momentele de inerție axiale ale elementelor notate 1, 2, 3, 4; m_4 , masa sateliților 4; R_4 , lungimea satelitului 1; z_2, z_3, z_4', z_4'' numerele de dinți ai roților dințate; A, B, C , parametrii inerțiali definiți de relațiile:

$$\begin{aligned} A &= J_1 + m_4 R^2 + (1 + i_1^2) J_4 + (1 - i) J_3; \\ B &= -(1 - i) i J_3 + J_4 (1 + i_1) i_1; \\ C &= J_2 + J_3 i^2 + J_4 i_1^2, \end{aligned} \quad (5.52)$$

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ unghiurile de rotație ale elementelor 1, 2, 3; $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ vitezele unghiulare absolute ale elementelor 1, 2, 3, 4,

Energia cinetică și forțele generalizate. Energia cinetică a sistemului:

$$E_C = \frac{1}{2} (J_1 \omega_1^2 + m_4 R^2 \omega_1^2 + J_2 \omega_2^2 + J_3 \omega_3^2 + J_4 \omega_4^2), \quad (5.53)$$

cu notațiile (5.52) și (5.9) se scrie:

$$E_C = \frac{1}{2} (A \dot{\theta}_1^2 - 2B \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + C \dot{\theta}_2^2). \quad (5.54)$$

Puterea mecanică la un moment dat este:

$$P = M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 + M_3 \omega_3, \quad (5.55)$$

sau pe baza celei de a doua relații (5.9)

$$P = [M_1 + M_3(1-i)]\omega_1 + (M_2 + M_3i)\omega_2 \tag{5.56}$$

și de aici se deduc forțele generalizate:

$$Q_1 = M_1 + M_3(1-i); \quad Q_2 = M_2 + M_3i. \tag{5.57}$$

Ecuatiile diferențiale. Aplicând ecuațiile Lagrange obținem sistemul:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= \frac{[M_1 + M_3(1-i)]C + (M_2 + M_3i)B}{AC - B^2} \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{[M_1 - M_3(1-i)]B + (M_2 + M_3i)A}{AC - B^2} \end{aligned} \tag{5.61}$$

5.4. STUDIUL MIȘCĂRII

Mișcarea în regim permanent. Mișcarea în regim permanent se deduce din condițiile

$$\dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_2 = 0 \tag{5.62}$$

care conduc la ecuațiile

$$\begin{aligned} [M_1 + M_3(1-i)]C + (M_2 + M_3i)B &= 0 \\ [M_1 + M_3(1-i)]B + (M_2 + M_3i)A &= 0 \end{aligned} \tag{5.63}$$

Din relațiile (5.52) se obține condiția

$$AC - B^2 > 0 \tag{5.64}$$

și atunci ecuațiile (5.63) devin

$$M_1 + M_3(1-i) = 0; \quad M_2 + M_3i = 0. \tag{5.65}$$

Sursele de putere sunt precizate prin caracteristicile moment-viteză unghiulară prin relații de forma $M_i = M_i(\omega_i)$ și deci valorile: ω_1^* , ω_2^* , ω_3^* ale vitezelor unghiulare la care se obține starea de regim permanent se deduc din sistemul de ecuații:

$$\omega_3^* = (1-i)\omega_1^* + i\omega_2^*. \tag{5.66}$$

Dacă se raportează valorile momentelor $M_1(\omega_2^*)$, $M_3(\omega_3^*)$ la valoarea momentului $M_2(\omega_1^*)$ se obțin funcțiile:

$$\frac{M_1(\omega_2^*)}{M_2(\omega_1^*)} = \frac{1-i}{i}; \quad \frac{M_3(\omega_3^*)}{M_2(\omega_1^*)} = \frac{1-i}{1}, \tag{5.67}$$

cu reprezentările grafice din figura 5.4, figura 5.5.

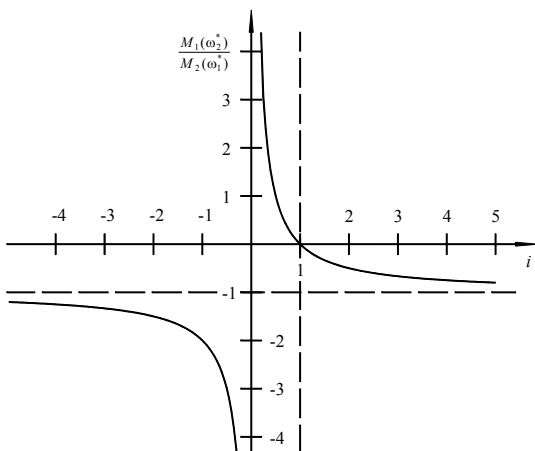


Fig. 5.4. Graficul $\frac{M_1(\omega_2^*)}{M_2(\omega_1^*)} = \frac{1-i}{i}$.

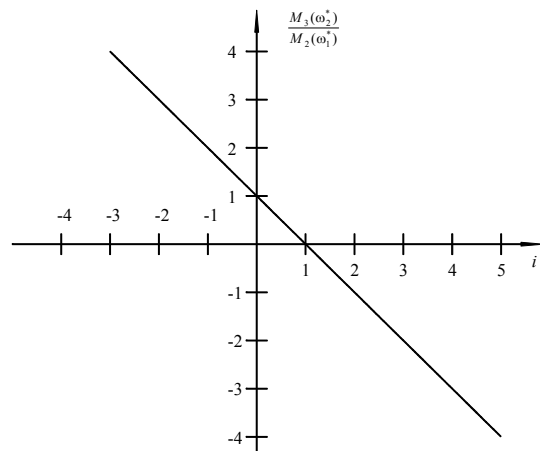


Fig. 5.5. Graficul $\frac{M_3(\omega_3^*)}{M_2(\omega_1^*)} = \frac{1-i}{1}$.

Reprezentarea ultimei relații (5.66) este redată în figura 5.6 pentru $i < 0$ și în figura 5.7 pentru $i > 1$.

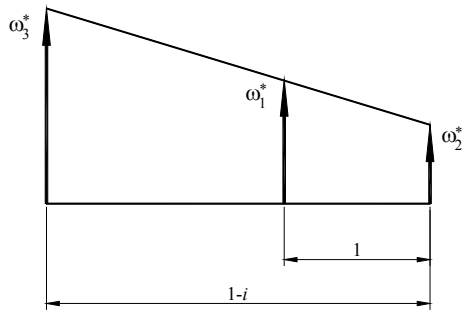


Fig. 5.6. Reprezentarea relației $i < 0$.

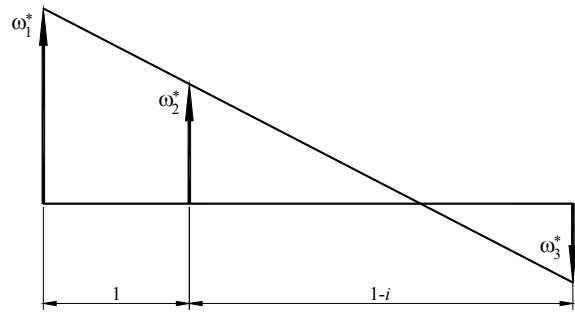


Fig. 5.7. Reprezentarea relației $i > 1$.

5.5. STABILITATEA MIȘCĂRII

Soluția ω_1^* , ω_2^* , ω_3^* obținută din sistemul (5.66) este stabilă dacă abaterile $\Omega_i = \omega_{i0} - \omega_i^*$, $i = 1, 2, 3$ tind către zero. În acest sens se va studia stabilitatea după prima aproximație. Se obțin aproximațiile liniare:

$$\begin{aligned} M_1(\omega_1^* + \Omega_1) &= M_1(\omega_1^*) + \Omega_1 M_{1p}(\omega_1^*), \\ M_2(\omega_2^* + \Omega_2) &= M_2(\omega_2^*) + \Omega_2 M_{2p}(\omega_2^*), \\ M_3(\omega_3^* + \Omega_3) &= M_3(\omega_3^*) + \Omega_3 M_{3p}(\omega_3^*), \end{aligned} \quad (5.75)$$

unde prin M_{ip} s-au notat derivatele funcțiilor $M_i(\omega_i^*)$.

Înlocuind apoi în ecuațiile (5.61) și ținând seama de notațiile

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{AC - B^2} [M_{1p}(\omega_1^*) + (1-i)^2 M_{3p}(\omega_3^*)] \\ \beta &= \frac{i(1-i)}{AC - B^2} M_{3p}(\omega_3^*) \\ \gamma &= \frac{1}{AC - B^2} [M_{2p}(\omega_2^*) + i^2 M_{3p}(\omega_3^*)] \end{aligned} \quad (5.76)$$

se obține sistemul liniar de ecuații diferențiale

$$\begin{aligned} \dot{\Omega}_1 &= (\alpha C + \beta B)\Omega_1 + (\beta C + \gamma B)\Omega_2 \\ \dot{\Omega}_2 &= (\alpha B + \beta A)\Omega_1 + (\beta B + \gamma A)\Omega_2 \end{aligned} \quad (5.77)$$

Astfel dacă $M_{ip}(\omega_i^*)$, $i = 1, 2, 3$ sunt negative atunci $D > 0$; $E > 0$, ecuația (5.79) are fie rădăcini reale negative fie rădăcini complexe cu partea reală negativă și arunci mișcarea este stabilă.

Mișcarea este nestabilă în cazurile:

$$\begin{aligned} D > 0; E < 0, \\ D < 0; E > 0, \\ D < 0; E < 0. \end{aligned} \quad (5.83)$$

6. MODEL DINAMIC AL AUTOMOBILULUI HIBRID

6.1. PREZENTAREA SISTEMULUI MECANIC DE CUPLARE A SURSELOR DE PUTERE

În fig. 6.1 se prezintă schema cinematică și modul de organizare a unui sistem planetar cu 4 elemente ce intră în componența unui automobil hibrid.

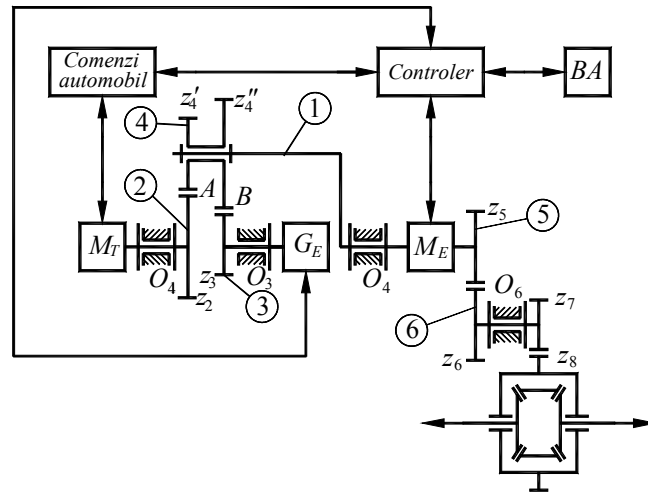


Fig. 6.1. Sistem mecanic planetar cu patru elemente cu satelit dublu.

6.2. ECUAȚIILE DE MIȘCARE ALE MECANISMULUI PLANETAR DIN STRUCTURA AUTOMOBILULUI HIBRID

Utilizând notațiile:

$$i_1 = -\frac{z_2}{z'_4}, \quad i_2 = \frac{z_2 z''_4}{z_3 z'_4} \quad (6.1)$$

și aplicând pentru mecanismul planetar relațiile lui Willis, obținem expresiile de legătură între vitezele unghiulare:

$$\begin{aligned} \omega_3 &= \omega_1(1 - i_2) + \omega_2 i_2, \\ \omega_4 &= \omega_1(1 - i_1) + \omega_2 i_1 \end{aligned} \quad (6.2)$$

Obținerea ecuațiilor de mișcare se va face cu ajutorul ecuațiilor Lagrange.

Pentru aceasta vom porni de la expresia puterii mecanice:

$$P = M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 \pm M_3 \omega_3 - P_R - P_a, \quad (6.3)$$

unde cu M_1 , M_2 , M_3 s-au notat momentele dezvoltate de cele 3 motoare iar cu P_R și P_a puterile consumate de rezistența la rulare și respectiv puterea consumată datorită rezistenței la aer. Acestea au expresiile consacrate:

$$P_R = f \cdot G_a \cdot v_a, \quad (6.4)$$

$$P_a = \frac{1}{2} \rho c_x A v_a^3, \quad (6.5)$$

Cu aceste notații expresia (6.3) a puterii mecanice este:

$$P = \left[M_1 \pm M_3(1 - i_2) - G_a f \frac{r_r}{i_*} \right] \omega_1 - \frac{1}{2} \rho c_x A \frac{r_r^3}{i_*^3} \omega_1^3 + [\pm M_3 i_2 + M_2] \omega_2 \quad (6.8)$$

Forțele generalizate au expresiile:

$$Q_1 = M_1 \pm M_3(1 - i_2) - G_a f \frac{r_r}{i_*} - \frac{3 \rho c_x A r_r^3}{2 i_*^3}, \quad (6.10)$$

$$Q_2 = M_2 \pm M_3 i_2. \quad (6.11)$$

Expresia energiei cinetice este:

$$T = \frac{1}{2} \left(J_1 \omega_1^2 + J_2 \omega_2^2 + J_3 \omega_3^2 + m_4 R_4^2 \omega_4^2 + J_4 \omega_4^2 + m_a \left(\frac{\omega_1}{i_*} \right)^2 r_r^2 + 2(J_{RM} + J_{RL}) \left(\frac{\omega_1}{i_*} \right)^2 \right), \quad (6.12)$$

Aplicând ecuațiile Lagrange obținem soluția:

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{\left[M_1 \pm M_3(1 - i_2) - \frac{G_a f r_r}{i_*} - \frac{3 \rho c_x A r_r^3}{2 i_*^3} \dot{\theta}_1^2 \right] A_{22} - [M_2 \pm M_3 i_2] A_{12}}{A_{11} A_{22} - A_{12}^2}, \quad (6.17)$$

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{-[M_1 \pm M_3(1 - i_2)] A_{12} + \left[M_2 \pm M_3 i_2 - \frac{G_a f r_r}{i_*} - \frac{3 \rho c_x A r_r^3}{2 i_*^3} \dot{\theta}_1^2 \right] A_{11}}{A_{11} A_{22} - A_{12}^2}. \quad (6.18)$$

6.3. STABILIREA CERINTELOR DE PROIECTARE ȘI ALEGEREA PUTERILOR MOTOARELOR

Ca aplicație, vom considera pentru un automobil cu masa $m_a = 2000$ kg, un coeficient de rezistență al aerului $c_x = 0,34$ și o arie frontală $A = 2,22$ m². Pneurile au raza dinamică de rulare $r_r = 0,305$ m și un coeficient al rezistenței la rulare $f = 0,019$.

Pentru un randament al transmisiei $\eta = 0,9$ și o viteză maximă a automobilului de 180 km/h se estimează o putere maximă de 90 kW.

Pentru funcționare în ciclu urban se folosește doar motorul electric *ME*. Se alege, pentru viteza de 60 km/h, o turație a acestuia de 2000 rot/min ($\omega_1 = 209,44$ rad/s). Se obține astfel din relația (6.6) valoarea raportului de transmitere $i_* = 3,83$.

În alegerea puterii motorului electric ne vom raporta la ultimelor soluții adoptate de constructorii de autovehicule hibride.

Pentru performanțe dinamice decente în regim urban, pentru această aplicație, alegem un motor electric cu un cuplu maxim de 286 Nm în gama de turații $0 \div 2000$ rot/min.

Pentru atingerea vitezei maxime a autoturismului energia este furnizată de motorul termic. Considerăm pentru motorul termic o turație maximă de 6000 rot/min și alegem un motor cu aprindere prin scânteie cu puterea $P_{MT} = 90$ kW. În acest caz, considerăm că turația mașinii electrice *GE* este egală cu a celorlalte două motoare: $\omega_3 = \omega_{2_{\max}} = \omega_{1_{\max}}$. Pentru mașina electrică *GE* alegem un cuplu maxim de 48 Nm în gama de turații $1000 \div 6000$ rot/min.

6.4. STABILIREA SOLICITĂRILOR MECANICE

În capitolul precedent am stabilit puterile celor trei motoare și anume:

- puterea motorului termic: 90 kW la 6000 rot/min,
- puterea mașinii electrice: 60 kW la 2000 rot/min,
- puterea generatorului electric: 30 kW la 6000 rot/min.

6.5. PROPRIETĂȚILE MECANICE ALE MECANISMULUI PLANETAR

6.5.1. Prezentarea ansamblului mecanic

Schema constructivă a sistemului mecanic este prezentată în fig. 6.6.

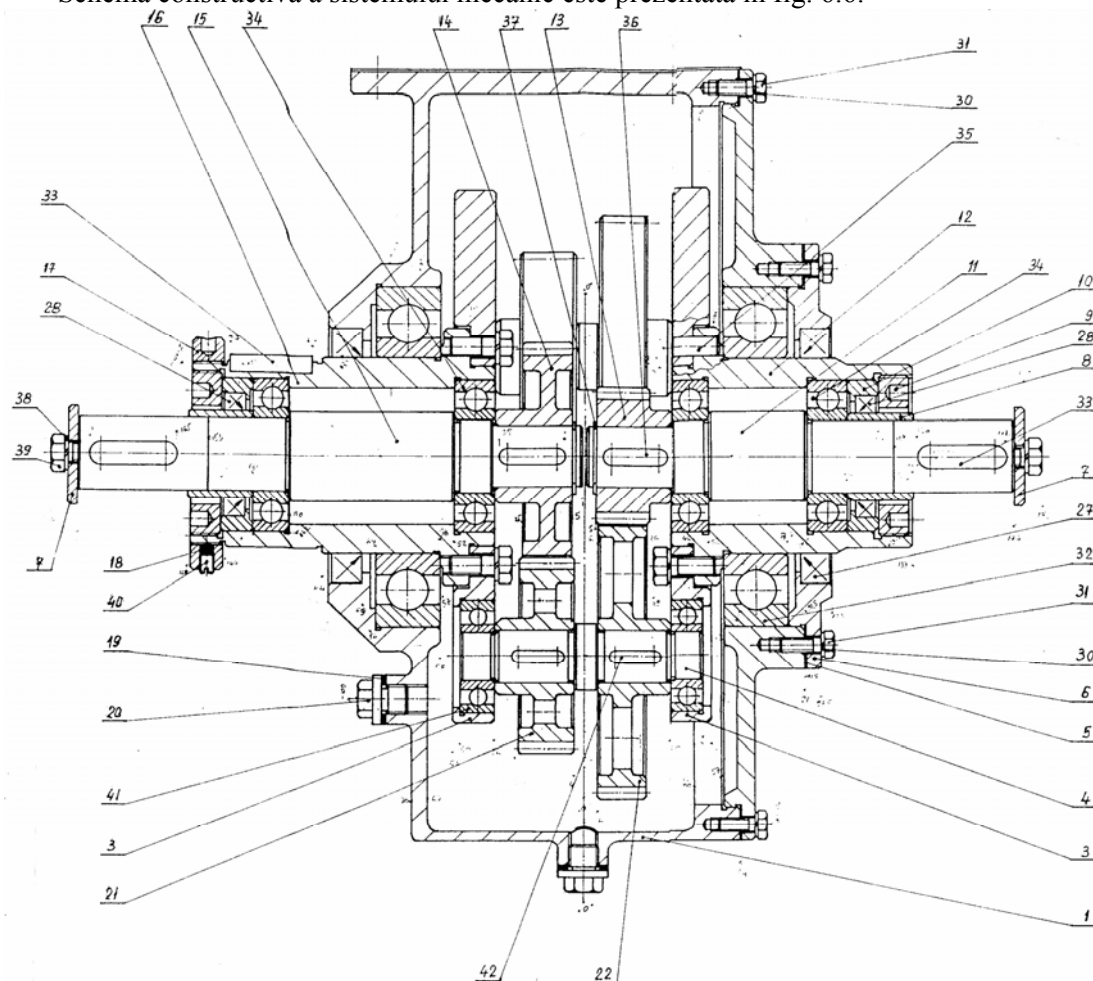


Fig. 6.6. Schema constructivă a sistemului mecanic SM.

6.5.2. Modelarea și obținerea proprietăților mecanice ale elementelor mecanismului sistemului mecanic

Modelarea pentru obținerea proprietăților mecanice se face cu solide în AutoCAD.

Pentru determinarea maselor și momentelor de inerție vom porni de la schema cinematică din fig. 6.38 întocmită după desenul de ansamblu prezentat în fig. 6.6.

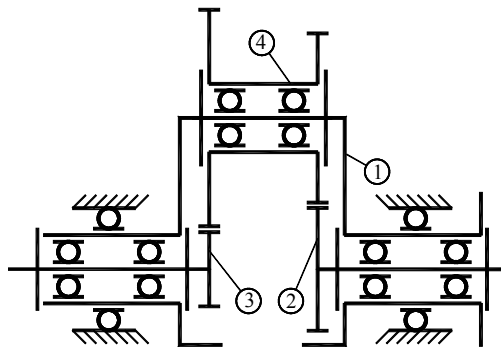


Fig. 6.38. Schema cinematică a mecanismului.

Pentru obținerea rapoartelor de transmitere date de relația (6.1), considerând pentru roțile dințate numerele de dinți: $z_2 = 35$, $z_3 = 20$, $z_4' = 30$, $z_4'' = 45$, obținem:

$$i_1 = -\frac{z_2}{z'_4} = -\frac{35}{30} = -1,1667, \quad i_2 = \frac{z_2 z''_4}{z_3 z'_4} = \frac{35 \cdot 45}{20 \cdot 30} = 2,625.$$

Pentru asamblarea elementelor în vederea determinării masei și momentului de inerție se deschide un nou desen în care se vor importa elementele constituente elementului.

Pentru elementul 1 se obține reprezentarea din fig. 6.39, axa elementului fiind axa Ox , originea fiind situată pe fața de stânga al elementului.

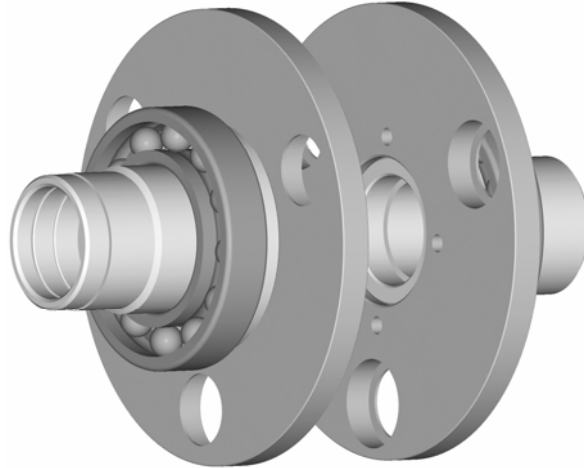


Fig. 6.39. Solidul ce materializează elementul 1.

Pentru determinarea proprietăților geometrice și mecanice ale solidului se folosește comanda MASSPROP. După corelarea unităților de lungime și greutate se obține:

- greutatea elementului este de $m_1 = 11,8274 \text{ Kg}$,
- momentul de inerție față de axa Ox are valoarea $J_1 = 0,05128 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$.

Pentru elementul 2 se obține în mod analog solidul cu reprezentarea din fig. 6.40, axa elementului fiind axa Ox , originea fiind situată pe fața de stânga al elementului.

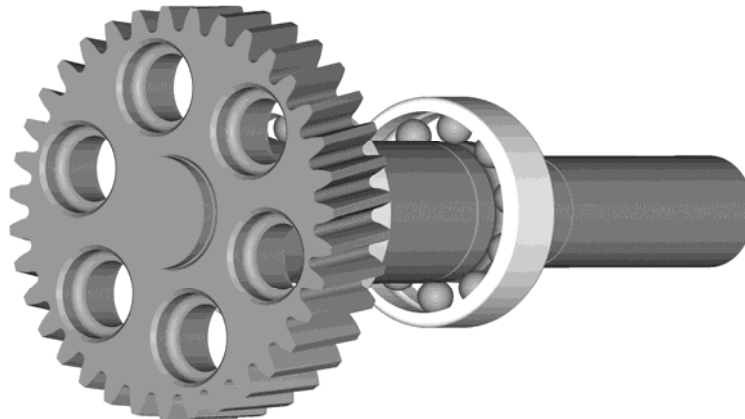


Fig. 6.40. Solidul ce materializează elementul 2.

După corelarea unităților de lungime și greutate se obține:

- greutatea elementului este de $m_2 = 1,7127 \text{ Kg}$,
- momentul de inerție față de axa Ox are valoarea $J_2 = 0,000863 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$.

Pentru elementul 3 se obține solidul cu reprezentarea din fig. 6.41, axa elementului fiind axa Ox , originea fiind situată pe fața de stânga al elementului.

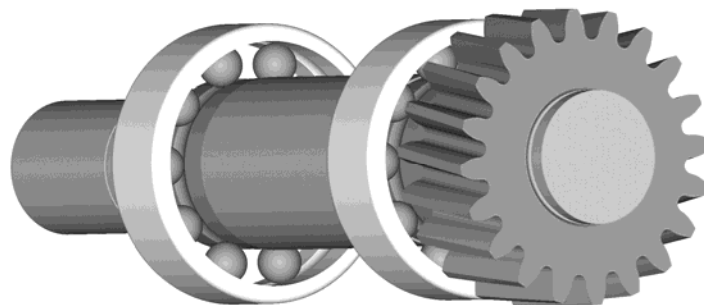


Fig. 6.41. Solidul ce materializează elementul 3.

După corelarea unităților de lungime și greutate se obține:

- greutatea elementului $m_3 = 1,2741 \text{ Kg}$
- momentul de inerție față de axa Ox $J_3 = 0,0002745 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$.

Pentru elementul 4 se obține solidul cu reprezentarea din fig. 6.42, axa elementului fiind axa Ox , originea fiind situată pe fața de stânga al elementului.

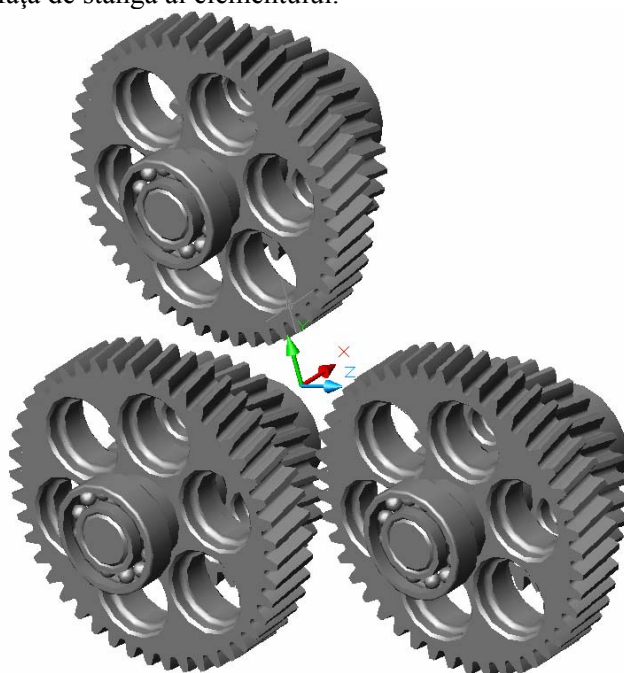


Fig. 6.42. Solidul ce materializează elementul 4.

După corelarea unităților de lungime și greutate se obține:

- greutatea elementului este de $m_4 = 5,7438 \text{ Kg}$,
- momentul de inerție față de axa Ox are valoarea $J_4 = 0,045242 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$.

Cu aceste date putem determina constantele A_{11} , A_{12} și A_{22} ce intră de relațiile (6.13):

$$A_{11} = 13,15143 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2, \quad A_{12} = -0,115432 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2, \quad A_{22} = 0,064264 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2.$$

Modelarea cu AutoCAD-ul a tuturor componentelor sistemului mecanic are ca principal avantaj o ușurare a determinărilor mărimilor mecanice și de inerție ale componentelor și ale subansamblelor. Un al doilea avantaj este de oferit prin transferul modelelor către soft-uri specializate în analiza tensiunilor și deformațiilor.

Reprezentările fotografice ce se obțin sunt de efect, în fig. 6.43 prezentându-se alături o fotografie a angrenajului și imaginea obținută în AutoCAD după modelarea cu solide a elementelor după desenele de execuție.

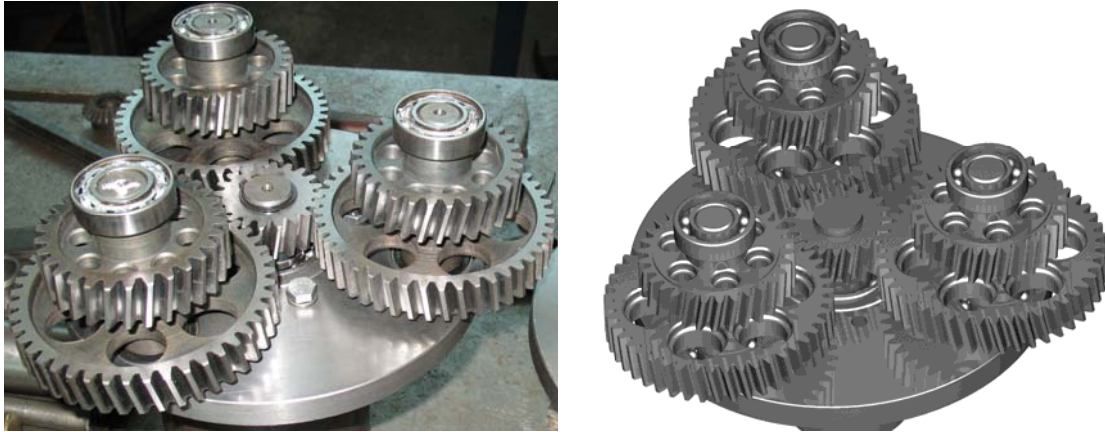


Fig. 6.43. Imagine obținută cu aparatul fotografic (stânga) și reprezentare fotografică cu AutoCAD-ul (dreapta) a angrenajului.

6.6. ALEGEREA CARACTERISTICILOR EXTERNE ALE MOTOARELOR

Pentru motoarele electrice alegem un polinom de gradul 1 care să aproximeze caracteristicile externe din fig. 6.2 și 6.4 de forma:

$$M_E = \begin{cases} 0 & \text{If } \omega < \omega_{i0} \\ M & \text{If } \omega_{i0} < \omega < \omega_{e0} \\ a_i\omega + b_i & \text{If } \omega > \omega_{e0} \end{cases} \quad (6.19)$$

Aproximăm caracteristica externă a motorului termic printr-o funcție de gradul 2 de forma:

$$M_{MT} = \begin{cases} 0 & \text{If } \omega < \omega_{i0} \\ a\omega^2 + b\omega + c & \text{If } \omega > \omega_{i0} \end{cases} \quad (6.23)$$

În fig. 6.44 sunt prezentate suprapus caracteristicile $M(n)$ pentru cele trei motoare iar în fig. 6.45.

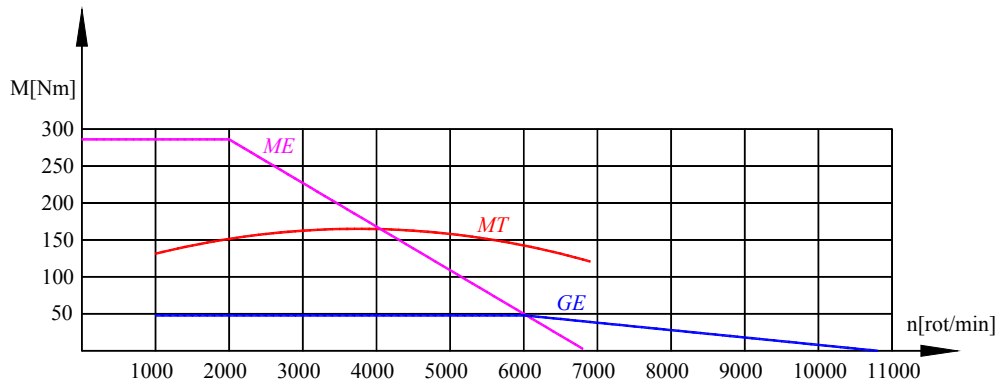


Fig. 6.44. Caracteristicile $M(n)$ pentru cele trei motoare.

6.7. SIMULAREA NUMERICĂ

Integrarea ecuațiilor de mișcare (6.17), (6.18) va conduce la determinarea vitezelor unghiulare ale mecanismului planetar, deci la determinarea vitezei de deplasare a autovehiculului.

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale de ordinul doi alegem metoda Runge-Kutta de ordinul IV. Metoda presupune transformarea celor 2 ecuații diferențiale de ordinul doi în 4 ecuații diferențiale de ordinul unu.

Metoda Runge-Kutta este o metodă numerică și pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale avem nevoie de un program de calcul. Acesta este realizat în limbaj Turbo Pascal.

Programul de calcul generează fișiere cu valori numerice pe baza cărora, în AutoCAD, trasăm graficele funcțiilor $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$, $\omega_3(t)$. Tot cu același program de calcul se realizează calculul

spațiului de demarare funcție de timp $s(t)$, a vitezei $v(t)$ și accelerației autovehiculului $a(t)$ funcție de timp și fișierele script pe baza cărora în AutoCAD se trasează graficele acestora.

Se alege pasul de timp $\Delta t = 0,01$ s și un interval de timp $t \in [0...100]$ s.

În continuare se vor simula modurile de funcționare a autovehiculului hibrid.

Demarajul în mod electric. Automobilul este propulsat doar de motorul electric ME , motorul termic MT este oprit ($\omega_2 = 0$). Programul de calcul permite specificarea numărului de ecuații diferențiale de integrat. În acest caz vom integra doar ecuația (6.17) și deci numărul de ecuații este 2.

În programul de calcul momentele M_2 și M_3 sunt nule ($M_2 = 0, M_3 = 0$).

Considerând doar motorul electric (mașina electrică ME), vom simula deplasarea autovehiculului de la 0 la o viteză maximă atinsă cu acest motor. Pentru un interval de timp de 100s, pentru viteze unghiulară ω_1 s-a obținut graficul din fig. 6.46.

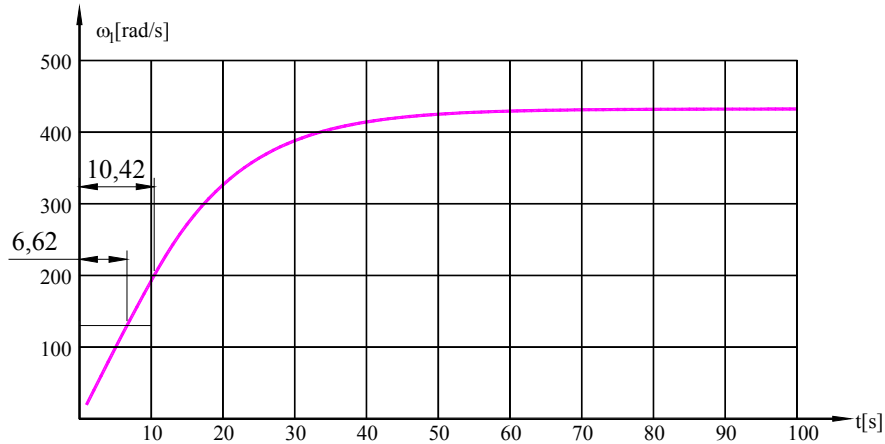


Fig. 6.46. Variația vitezei unghiulare $\omega_1(t)$.

Cu ajutorul variației unghiului $\theta_1(t)$ se poate determina spațiului de demaraj al autovehiculului. Variația unghiului $\theta_1(t)$ este dată de ieșire din programul de calcul. Notând cu θ_R unghiul roții, relația de legătură între unghiuri este:

$$\theta_R = \frac{\theta_1}{i_*}, \tag{6.31}$$

iar spațiul de demaraj S_d este dat de relația:

$$S_d = r_r \theta_R. \tag{6.32}$$

Este de interes și graficul de variație al vitezei autovehiculului funcție de timp. El este asemănător cu graficul $\omega_1(t)$, viteza unghiulară a roții motoare ω_R și viteza unghiulară a motorului electric ω_1 fiind funcție de raportul $i_* = 3,83$: $\omega_R = \frac{\omega_1}{i_*}$. Relația de calcul a vitezei este:

$$v = r_r \omega_R. \tag{6.33}$$

În fig. 6.49 este prezentat graficul de variație al vitezei autovehiculului funcție de timp. Variația în timp a accelerației unghiulară $\ddot{\theta}_1$ (relația 6.17) va conduce la determinarea accelerației roții autovehiculului:

$$\ddot{\theta}_R = \frac{\ddot{\theta}_1}{i_*}, \tag{6.34}$$

cu care putem determina accelerația autovehiculului:

$$a = r_r \ddot{\theta}_R. \tag{6.35}$$

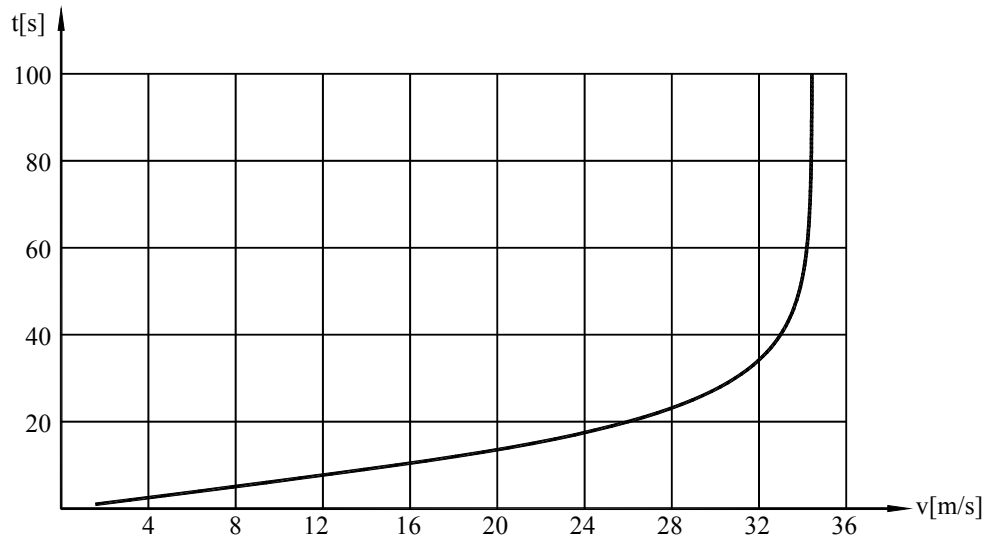


Fig. 6.49. Variația vitezei autovehiculului funcție de timp $v(t)$.

Pornirea motorului termic. La o viteză de deplasare de 60 km/h mașina electrică ME are viteza unghiulară $\omega_1 = 200 \text{ rad/s}$ iar mașina electrică GE are viteza unghiulară $\omega_3 = -325 \text{ rad/s}$. Mașina electrică GE nu are nici-o încărcare. Dacă se frânează mașina electrică GE aceasta va antrena motorul termic cu turația de pornire.

Conform cu prima relație (6.2), dacă $\omega_3 = -62,5 \text{ rad/s}$ atunci $\omega_1 = 100 \text{ rad/s}$ iar dacă $\omega_3 = 0$ atunci viteza unghiulară este $\omega_1 = 122 \text{ rad/s}$. Imediat după pornire, motorul termic va avea turația de ralanti $n_2 = 800 \text{ rot/min}$, adică viteza unghiulară $\omega_2 = 83,77 \text{ rad/s}$. În acest caz mașina electrică GE va avea viteza unghiulară $\omega_3 = -105 \text{ rad/s}$. Deci turația de pornire, pentru a nu avea șocuri la schimbări bruște de turație, este $\omega_3 = -105 \text{ rad/s}$.

Accelerare ușoară. Pentru simulare numerică considerăm pentru motorul termic MT o viteză unghiulară de forma $\omega_2 = \omega_1 + 50$, deci mai mare cu 50 rad/s față de viteza unghiulară a mașinii electrice ME . Graficele de variație a celor trei viteze unghiulare sunt prezentate în fig. 6.51.

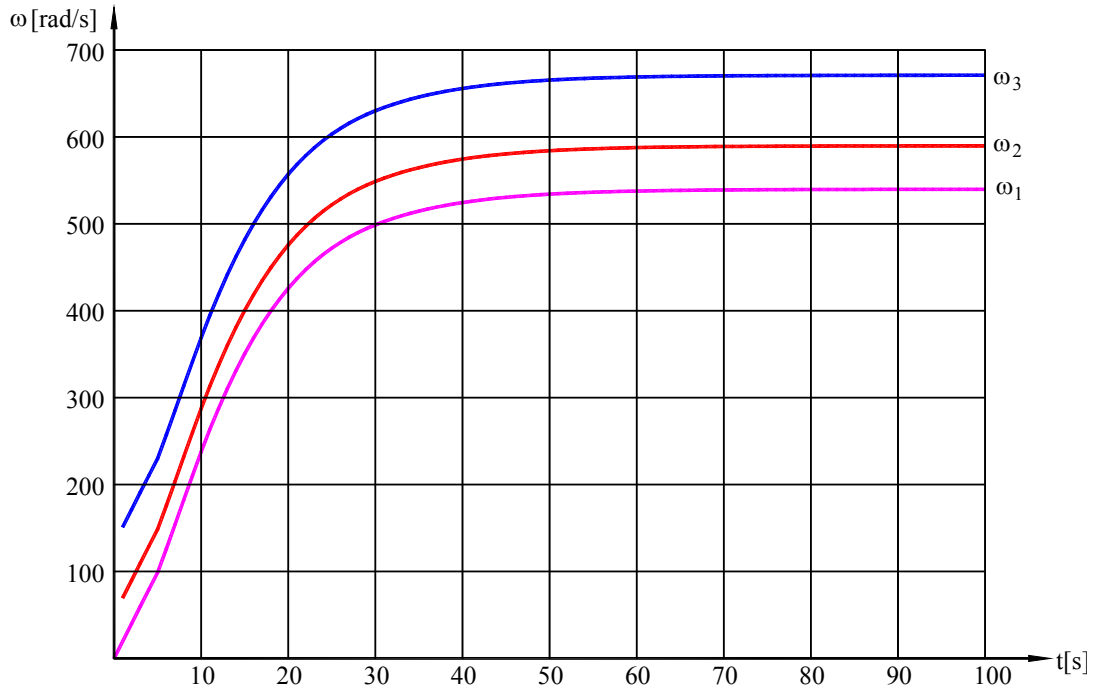


Fig. 6.51. Variația vitezelor unghiulare funcție de timp.

Graficul vitezei autovehiculului este cel din fig. 6.52.

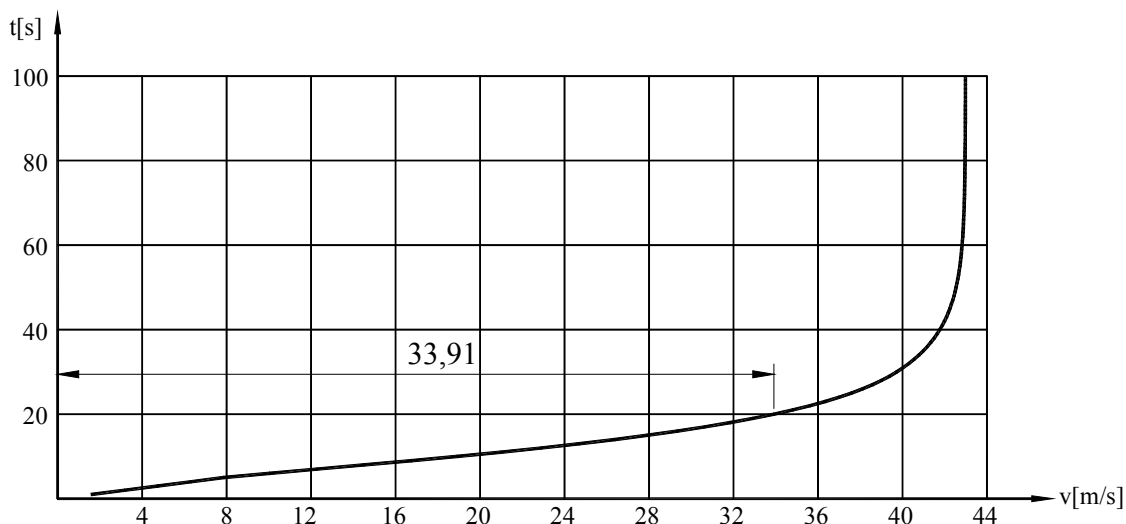


Fig. 6.52. Variația vitezei autovehiculului funcție de timp $v(t)$.

În acest caz integrarea ecuațiilor diferențiale s-a făcut tot în intervalul $[0...100]$ s. Integrarea se putea opri după 20 de secunde atunci când viteza autovehiculului este de 33,91 m/s (122 km/h).

Pentru o a doua simulare considerăm pentru motorul termic MT o viteză unghiulară de forma $\omega_2 = \omega_1 + 100$, deci mai mare cu 100 rad/s față de viteza unghiulară a mașinii electrice ME . Graficele de variație a celor trei viteze unghiulare sunt prezentate în fig. 6.53.

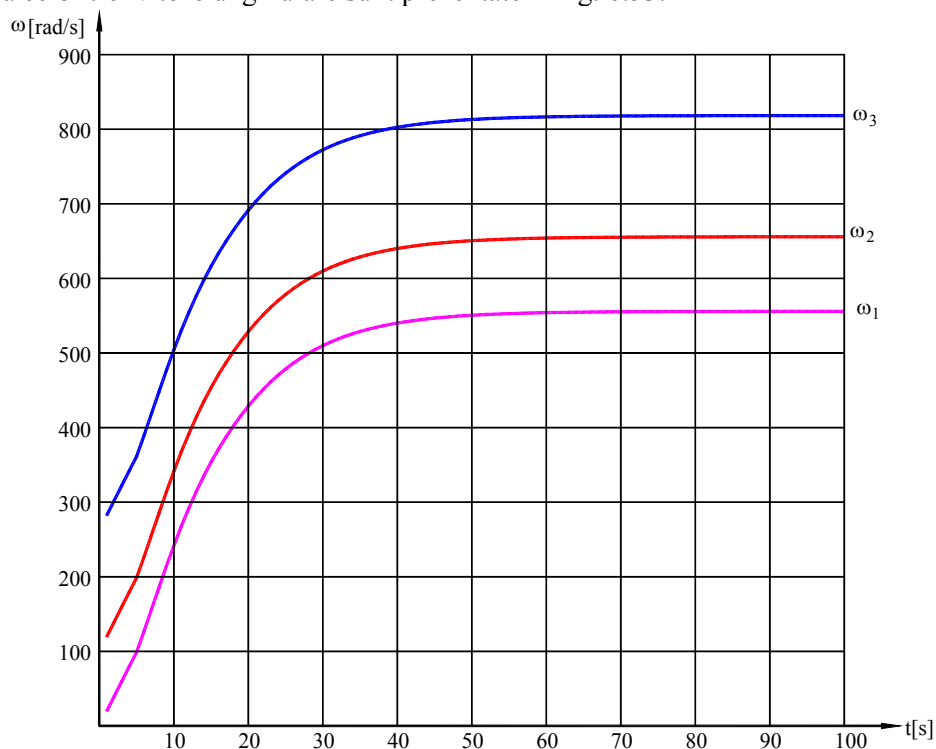


Fig. 6.53. Variația vitezelor unghiulare funcție de timp.

În acest al doilea caz graficul vitezei autovehiculului este cel din fig. 6.54.

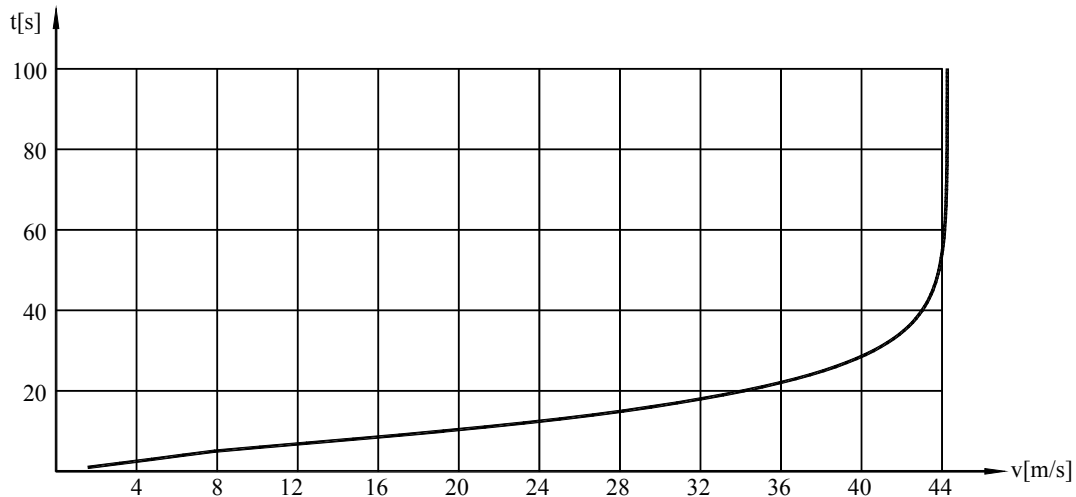


Fig. 6.54. Variația vitezei autovehiculului funcție de timp $v(t)$.

Accelerare puternică. În acest caz turația motorului termic MT va fi la turația de putere maximă. Mașina electrică ME este în regim de motor, mașina GE este în regim de generator. Diferența de putere este furnizată de bateria de tracțiune.

Pentru simulare numerică considerăm pentru motorul termic MT o viteză unghiulară constantă $\omega_2 = 628 \text{ rad/s}$. Graficele de variație a celor trei viteze unghiulare sunt prezentate în fig. 6.55.

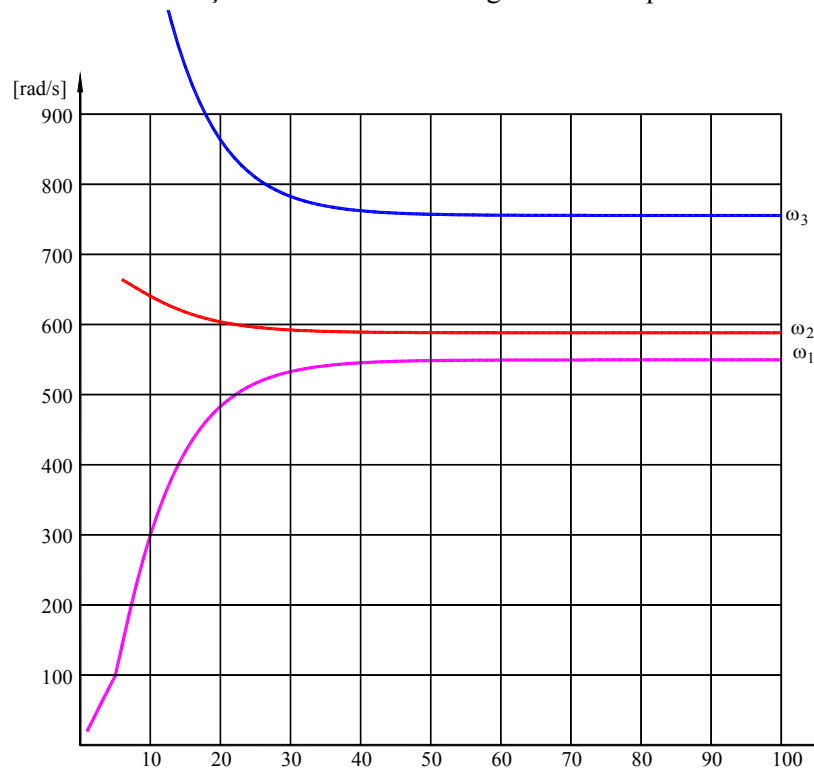


Fig. 6.55. Variația vitezelor unghiulare funcție de timp.

Se observă o creștere foarte bruscă a turației mașinii electrice GE , turațiile fiind foarte mari (13000 rot./min). În acest caz este de preferat ca turația motorului termic să nu crească brusc de la ralanti la turația maximă (lucru care nici nu este posibil).

Graficul vitezei autovehiculului este cel din fig. 6.56.

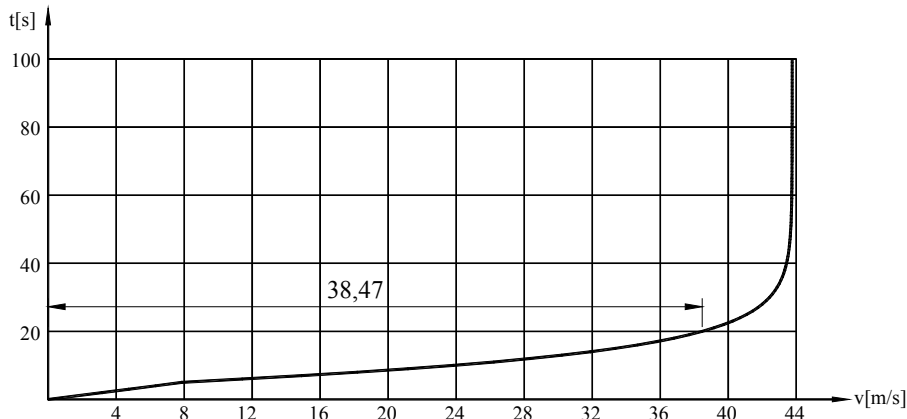


Fig. 6.56. Variația vitezei autovehiculului funcție de timp $v(t)$.

Integrarea se putea opri după 20 de secunde atunci când viteza autovehiculului este de 38,47 m/s (138,5 km/h).

Deplasare cu viteză maximă. Motorul termic și cele două mașini electrice funcționează în regim de motor, energia electrică fiind preluată din bateria de tracțiune.

Consideră că toate cele trei motoare au turații egale.

După integrarea ecuațiilor, așa cum era de așteptat, toate cele trei viteze unghiulare sunt egale. Autoturismul ajunge la viteza maximă în 21,67s. Performanțele dinamice sunt mult îmbunătățite.

În fig. 6.58 este prezentat graficul de variație al spațiului de demaraj al autovehiculului funcție de timp, autovehiculul fiind acționat de toate cele trei motoare. Se observă că în cele 21,67s cât i-a trebuit să ajungă la viteza maximă, autoturismul a parcurs 600m.

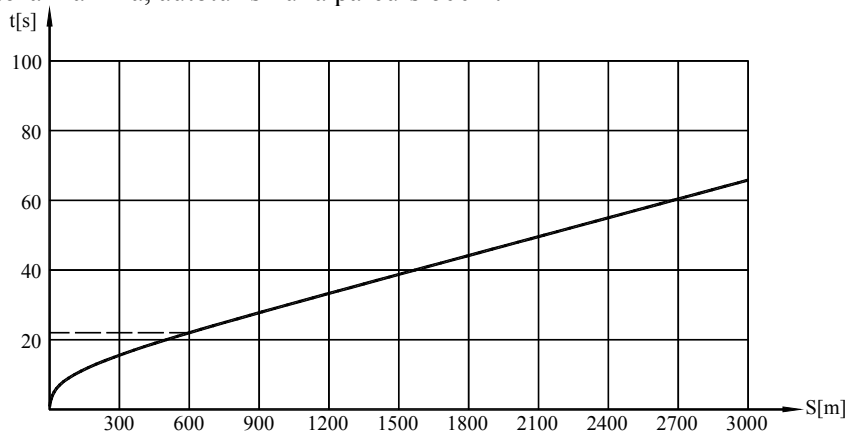


Fig. 6.58. Variația spațiului de demaraj $S_d(t)$.

În fig. 6.59 este prezentat graficul vitezei autovehiculului funcție de timp.

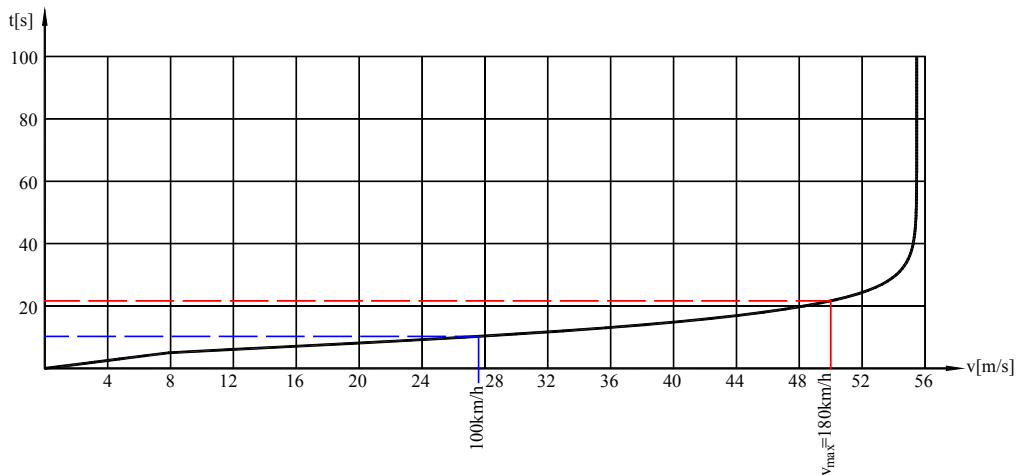


Fig. 6.59. Variația vitezei autovehiculului funcție de timp $v(t)$.

În fig. 6.60 se prezintă graficul de variație a accelerației autovehiculului funcție de timp. Se observă o îmbunătățire considerabilă a valorilor accelerației atunci când sunt folosite toate cele trei motoare.

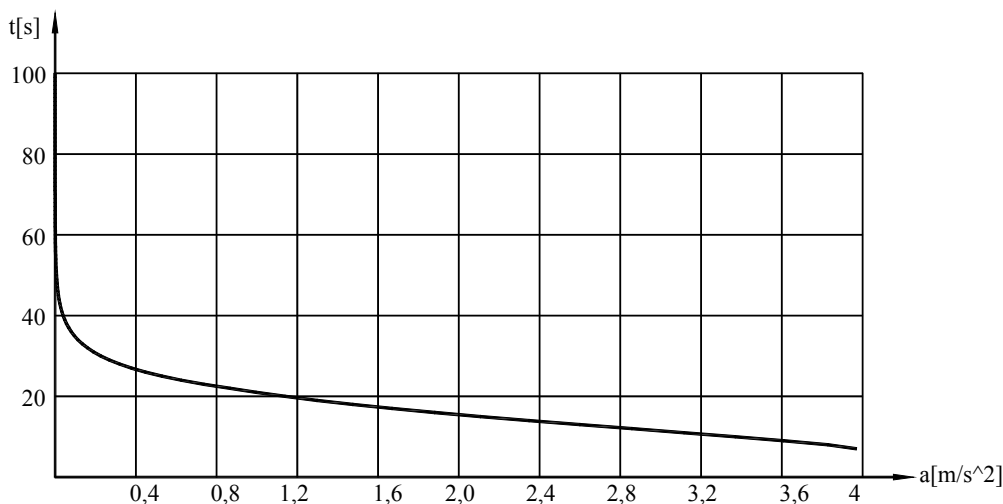


Fig. 6.60. Variația accelerației autovehiculului funcție de timp $a(t)$.

Frânare recuperativă. În acest mod de funcționare motorul electric ME funcționează în regim de generator, motorul termic MT fiind oprit. Energia produsă de ME este dirijată către bateria de tracțiune. Mașina electrică GE nu este alimentată și se rotește liber în sens invers față de ME , după relația: $\omega_3 = -1,625 \cdot \omega_1$.

Din simulările numerice prezentate rezultă că modelul de mecanism planetar prezentat se poate utiliza cu succes în transmisia unui autoturism hibrid.

Se pot face și alte simulări numerice cu ajutorul programului de calcul. Se pot realiza cicluri de funcționare în diverse regimuri de deplasare a autovehiculului. De asemenea se pot determina puterile dezvoltate de cele 3 motoare și puterea consumată pentru deplasarea autovehiculului pentru a putea include și bateria de tracțiune în bilanțul energetic.

7. STAND EXPERIMENTAL PENTRU STUDIUL SISTEMULUI MECANIC UTILIZAT PENTRU CUPLAREA SURSELOR DE PUTERE

7.1. DESCRIEREA STANDULUI

În capitolul anterior s-a prezentat sistemul mecanic ce permite cuplarea a trei surse de putere: un motor termic și două mașini electrice. Mașinile electrice permit tracțiunea dar și recuperarea prin generare de energie electrică și stocarea acesteia într-o baterie de tracțiune.

Sistemul poate fi utilizat în transmisia unui automobil hibrid așa cum s-a arătat în capitolul 5.

Piesa principală a sistemului de cuplare a surselor de putere este un mecanism planetar cu două grade de mobilitate cu satelit dublu.

Sistemul mecanic proiectat în capitolul 6 a fost pentru propulsarea unui autoturism cu masa totală de 2000 Kg ce se deplasează cu o viteză maximă de 180 km/h.

Sistemul mecanic ce conține mecanismul planetar este amplasat într-o carcasă metalică etanșă fiind disponibile cele 3 intrări prin 3 arbori prevăzuți cu canal de pană.

Pentru a se studia comportamentul dinamic al sistemului am considerat că nu este nevoie a folosi motoarele cu puterile adoptate în capitolul 6. Ar rezulta un stand voluminos și costisitor, iar unele piese ar fi greu de procurat. Firmele constructoare integrează într-o singură carcasă mașinile electrice și mecanismul sumator de putere. Mașinile electrice sunt de curent alternativ, de tensiune ridicată, comandate de un modul electronic.

Standul proiectat permite studierea comportament dinamic al sistemului mecanic în următoarea configurație:

- motor termic cu puterea maximă de 15,3 Kw,
- motor electric trifazat cu puterea de 7,5 Kw,
- două alternatoare cu tensiunea nominală 12V, tensiunea redresată 14,5 V – 15,1 V și un curentul maxim 110 A.

În fig. 7.4 este reprezentată dispunerea componentelor standului.

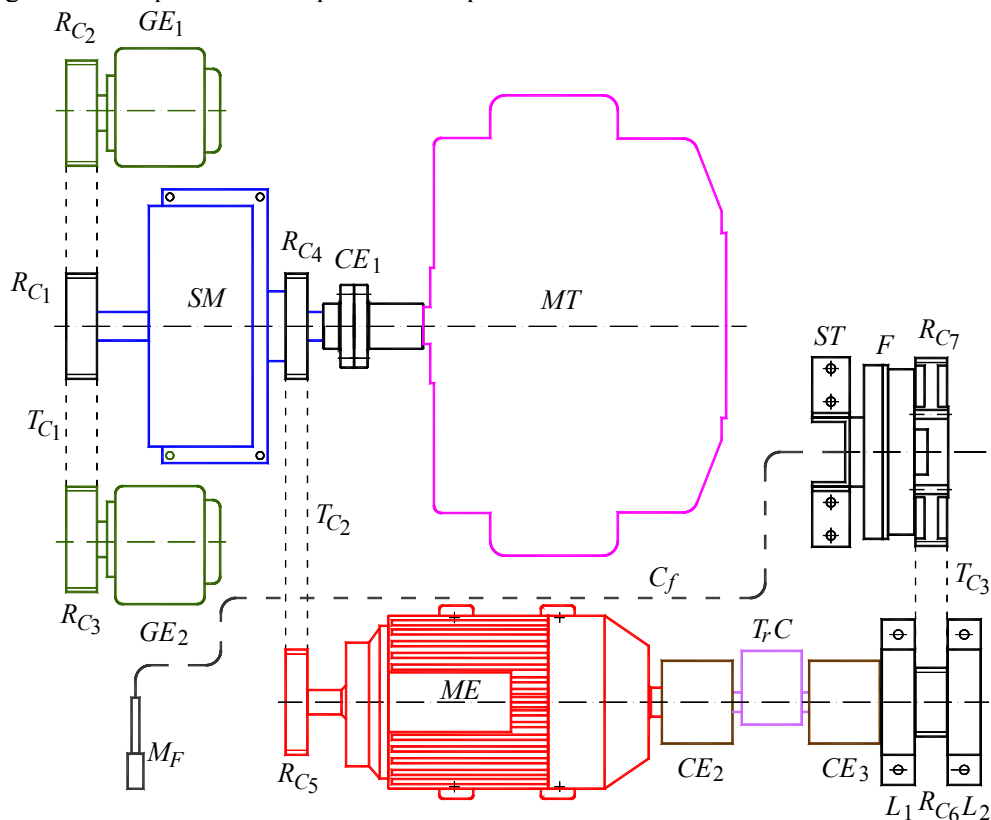


Fig. 7.4. Dispunerea componentelor standului.

7.2. REALIZAREA STANDULUI

Cadrul standului este realizat din țevă cu profil rectangular în construcție sudată. Pe cadru se montează prin șuruburi 3 plăci metalice pe care se vor monta: sistemul mecanic, motorul termic, motorul electric cu sistemul de măsurare a cuplului și sistemul de încărcare cu frână.

Pe placa metalică ce conține sistemul mecanic se montează și cele două alternatoare. Încărcarea celor două alternatoare se face cu ajutorul unor sisteme de becure auto care consumă puterea generată de alternatoare. Se simulează astfel încărcarea bateriei de tracțiune.

Pe cea de a treia placă metalică se fixează: motorul electric, traductorul de cuplu prin intermediul a două cuplaje elastice, lagărele și arborele roții de curea și sistemul tambur-roată de curea ce asigură încărcarea standului

La capătul din dreapta al motorului electric se montează cuplajul elastic BKC 300 94. Acesta este special conceput pentru a se putea cupla cu traductorul de cuplu tip T20WN.

Cuplajul mai are și rolul de a proteja traductorul de cuplu. Fixarea pe arborele motorului electric se face cu pană iar cuplarea cu traductorul de cuplu prin brățară elastică.

Al doilea cuplaj elastic de tipul BKC 300 94 cuplează ieșirea din traductorul de cuplu cu arborele roții de curea.

Tamburul de frână este un tambur folosit la autoturismele Dacia Logan. Pe tamburul de frână se montează cu 4 șuruburi, în locul roții, roata de curea Poly V.

Datorită mărimii acesteia și a masei cumulate (tambur - roată) aceasta de echilibrează dinamic.

Cablul de frână de mână se prinde în partea superioară a tamburului, se trece printr-o gaură în placa metalică, pe sub aceasta până în partea stângă, unde este montat suportul frânei de mână (de la același autoturism).

Suportul frânei de mână se montează cu ajutorul șuruburilor, folosind sistemul de prindere de pe autoturism.

În fig. 7.13 se prezintă o vedere a standului asamblat.



Fig. 7.14. Vedere de sus a standului.

7.3. SCHEMA ELECTRICĂ A STANDULUI

Schema electrică cu conexiunile electrice pentru joasă tensiune este prezentată în fig. 7.15.

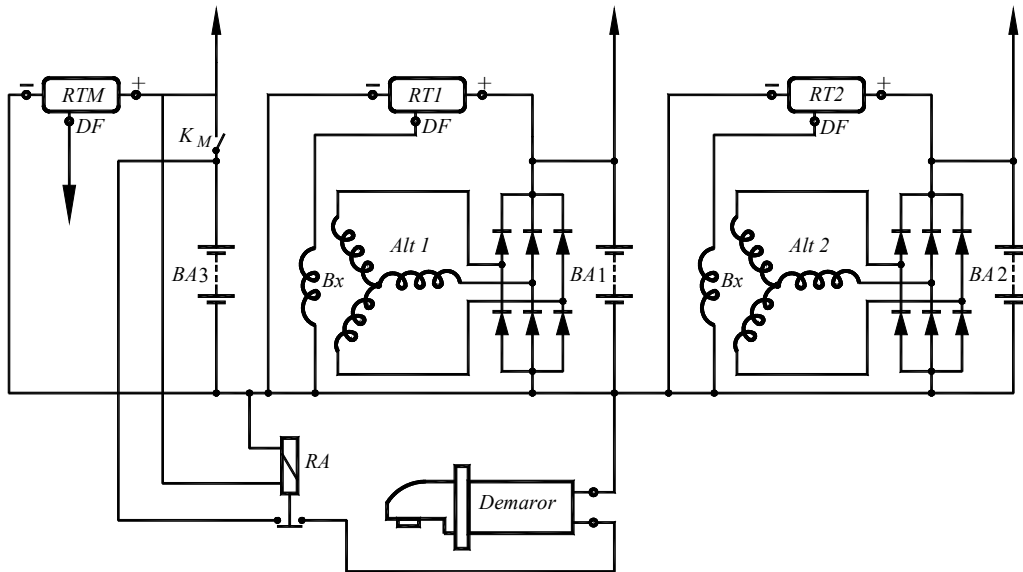


Fig. 7.15. Schema electrică a standului pentru 12 V.

Standul are 3 baterii de acumulatori de 12V. Deoarece fiecare mașină electrică are un releu regulator propriu s-a evitat cuplarea celor trei pe o singură baterie de acumulatori.

În continuare, tensiunile generate de alternatoare merg spre consumatori.

Consumatorii sunt 6 coloane de câte 5 becuri auto de 12V, fiecare bec având puterea de 100 W. Acestea se montează pe o placă metalică cu dimensiunile 580x500mm.

Motorul electric *ME* se alimentează din rețeaua trifazată a laboratorului. Variația turației motorului electric *ME* se face cu un modul de comandă ca în fig. 7.18.

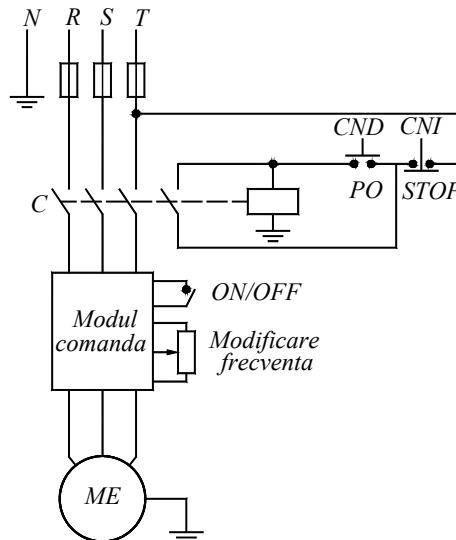


Fig. 7.18. Comanda motorului trifazat.

Modul de comandă a motorului electric trifazat este compus din inverterul SINAMICS de putere și modulului de comanda CU 240S.

Modulul de putere SINAMICS permite reglarea turației motorului electric asincron atât prin modificarea tensiunii de alimentare precum și prin variația frecvenței. Pentru o funcționare corectă se introduc de la început datele de tensiune, turație maximă și putere a motorului electric în modulul de comandă CU240S.

Turația poate fi modificată atât prin intermediul unui potențiomtru cât și prin intermediul unui calculator programând funcționarea modulului de comandă. Modulul de comandă se montează în partea laterală a standului. În fig. 7.24 se prezintă o vedere din lateral a standului.



Fig. 7.24. Vedere din lateral a standului.

7.4. ECUAȚIILE DE MIȘCARE ALE SISTEMULUI MECANIC DIN STRUCTURA STANDULUI

În fig. 7.25 este prezentată schema cinematică a standului. S-au utilizat aceleași notații ca în fig. 7.4. Schema cinematică a mecanismului planetar din sistemul mecanic SM este aceeași cu cea din fig. 6.5. Se folosește același sistem mecanic proiectat în cap. 6.5.

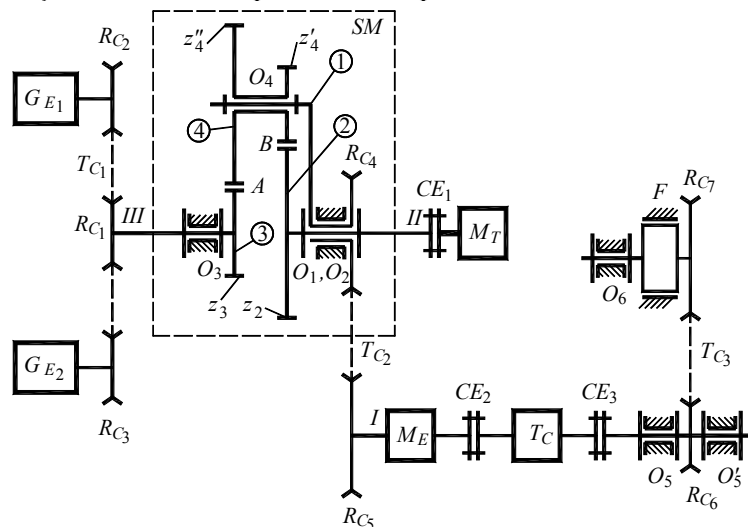


Fig. 7.25. Schema cinematică a standului.

În capitolul 6.2 s-au obținut ecuațiile de mișcare ale mecanismului planetar din structura unui autovehicul hibrid. În acest caz vom determina în mod similar ecuațiile de mișcare ale mecanismului planetar din structura standului.

Vom porni de la expresia puterii mecanice:

$$P = M_1\omega_1 + M_2\omega_2 - M_3\omega_3 - P_F, \quad (7.1)$$

unde cu M_1 , M_2 , M_3 s-au notat momentele dezvoltate de motorul electric M_E , motorul termic M_T respectiv generatoarele electrice G_{E1} , G_{E2} iar cu P_F puterea consumată în frână.

Înlocuind expresia vitezei unghiulare ω_3 funcție de vitezele unghiulare ω_1 și ω_2 (relația 6.2) obținem în continuare:

$$P = \left[M_1 - M_3(1 - i_2) - \frac{M_F}{i_{CT_3}} \right] \omega_1 + [M_2 - M_3 i_2] \omega_2 \quad (7.4)$$

Expresia energiei cinetice este:

$$T = \frac{1}{2} \left[J_1 \omega_1^2 + J_2 \omega_2^2 + J_3 \omega_3^2 + m_4 R_4^2 \omega_4^2 + J_4 \omega_4^2 + J_{RC_1} \omega_3^2 + (J_{RC_2} + J_{RC_3}) \left(\frac{\omega_3}{i_{TC_1}} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \left[J_{ME} \omega_1^2 + (J_{RC_4} + J_{RC_5}) \omega_1^2 + 2J_{CE} \omega_1^2 + J_{RC_6} \omega_1^2 + (J_{RC_7} + J_T) \left(\frac{\omega_1}{i_{TC_3}} \right)^2 \right]. \quad (7.7)$$

Cu notațiile:

$$A_{11} = J_1 + m_4 R_4^2 + J_{ME} + J_{RC_4} + J_{RC_5} + 2J_{CE} + J_{RC_6} + \frac{J_{RC_7} + J_T}{(i_{TC_3})^2} + \left(J_3 + J_{RC_1} + \frac{J_{RC_2} + J_{RC_3}}{(i_{TC_1})^2} \right) (1 - i_2)^2 + J_4 (1 - i_1)^2, \quad (7.8)$$

$$A_{22} = J_2 + \left(J_3 + J_{RC_1} + \frac{J_{RC_2} + J_{RC_3}}{(i_{TC_1})^2} \right) i_2^2 + J_4 i_1^2,$$

$$A_{12} = \left(J_3 + J_{RC_1} + \frac{J_{RC_2} + J_{RC_3}}{(i_{TC_1})^2} \right) (1 - i_2) i_2 + J_4 (1 - i_1) i_1,$$

obținem expresia energiei cinetice:

$$T = \frac{1}{2} (A_{11} \dot{\theta}_1^2 + A_{22} \dot{\theta}_2^2) + A_{12} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \quad (7.9)$$

În ecuațiile Lagrange înlocuind derivatele parțiale obținem sistemul de ecuații diferențiale::

$$\begin{cases} A_{11} \ddot{\theta}_1 + A_{12} \ddot{\theta}_2 = M_1 - M_3(1 - i_2) - \frac{M_F}{i_{CT_3}} \\ A_{12} \ddot{\theta}_1 + A_{22} \ddot{\theta}_2 = M_2 - M_3 i_2 \end{cases} \quad (7.11)$$

Soluția sistemului de ecuații diferențiale (7.11) este:

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{\left[M_1 - M_3(1 - i_2) - \frac{M_F}{i_{CT_3}} \right] A_{22} - [M_2 - M_3 i_2] A_{12}}{A_{11} A_{22} - A_{12}^2}; \quad (7.12)$$

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{- \left[M_1 - M_3(1 - i_2) - \frac{M_F}{i_{CT_3}} \right] A_{12} + [M_2 - M_3 i_2] A_{11}}{A_{11} A_{22} - A_{12}^2}. \quad (7.13)$$

7.5. CARACTERISTICILE EXTERNE ALE MOTOARELOR ȘI GENERATOARELOR

Pentru a utiliza formulele anterioare de calcul va trebui să modelăm caracteristicile externe ale motoarelor.

În cazul motorului termic, așa cum s-a specificat și în capitolul anterior, putem alege un polinom de gradul 2 care să aproximeze analitic caracteristica $M(\omega)$. Polinomul de gradul 2 s-a ales pentru a obține relații mai simple în calculul stabilității mișcării.

Aproximăm caracteristica externă a motorului termic din fig. 7.26 printr-o funcție de gradul 2:

$$M_{MT} = \begin{cases} 0 & \text{If } \omega < 100 \text{ rad/s} \\ -0,00063\omega^2 + 0,363 \cdot \omega - 6,25 & \text{If } \omega > 100 \text{ rad/s} \end{cases} \quad (7.15)$$

Reprezentând numeric funcția (7.15) obținem graficul funcției $M_{MT}(\omega)$ din fig. 7.27. Reprezentarea s-a realizat în AutoCAD pe baza unui fișier script generat de un program de calcul în limbaj Turbo Pascal. Același program de calcul determină și valorile constantelor a , b și c .

În aceeași figură s-a reprezentat și graficul puterii $P_{MT}(\omega)$, generat de același program de calcul. Scara momentului este cea din stânga iar scara puterii cea din dreapta.

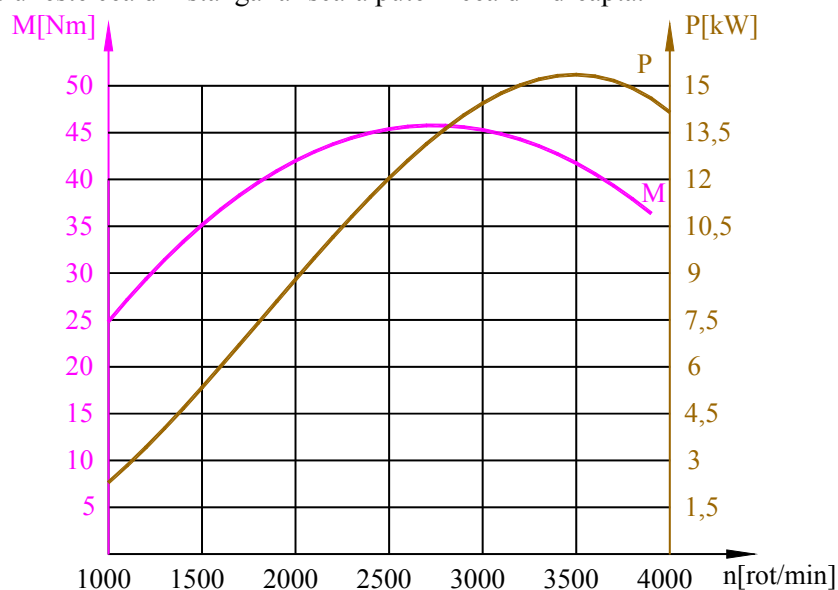


Fig. 7.27. Aproximarea caracteristicilor $M(\omega)$ și $P(\omega)$ a motorului termic.

În cazul motoarelor electrice asincrone la care turația se reglează cu un modul electronic comandat în frecvență, caracteristica externă $M_{ME}(\omega)$ indicată de unii constructori specializați în acest domeniu este liniară, în faza turațiilor frecvente de lucru fiind chiar orizontală.

În fig. 7.28 este dată reprezentarea caracteristicii externe a unui astfel de motor asincron trifazat. Cu ajutorul modului electronic de putere SINAMICS putem reglarea turația motorului electric asincron atât prin modificarea tensiunii de alimentare și prin variația frecvenței.

Pentru o funcționare corectă se introduc de la început datele de tensiune, turație maximă și putere a motorului electric în modulul de comandă CU240S.

Prin programare s-a impus un moment constant maxim de 25 Nm.

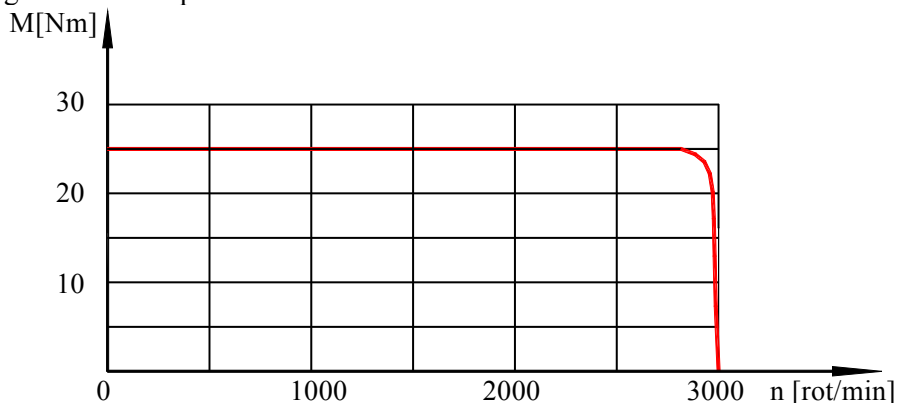


Fig. 7.28. Caracteristica $M(\omega)$ a motorului electric asincron comandat în frecvență.

În cazul alternatoarelor se indică caracteristica: intensitatea curentului electric funcție de turație, la o tensiune constantă.

În fig. 7.29 se indică o astfel de caracteristică a trei tipuri de alternatoare pentru o tensiune constantă $U = 14$ V și curenți diferiți de excitație.

Această caracteristică are aceeași alură cu caracteristica $P_{GE}(\omega)$ dacă se ține seama că $P_{GE} = UI$. Cu P_{GE} s-a notat puterea electrică măsurată în wați, cu U tensiunea nominală (constantă) măsurată în volți iar cu I intensitatea curentului electric măsurată în amperi.

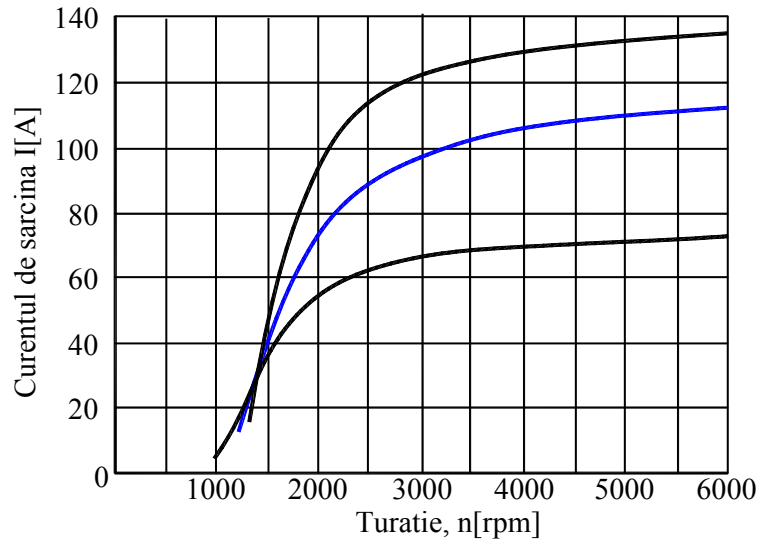


Fig. 7.29. Caracteristica $I(n)$ a alternatoarelor.

Curba $P_{GE}(\omega)$ se poate aproxima cu o curbă de gradul 2 de forma:

$$P_{GE} = a\omega^2 + b\omega + c \tag{7.16}$$

Cu ajutorul unui program de calcul în limbaj Turbo Pascal se determină valorile constantelor a , b și c funcție de valorile alese. Același program de calcul generează un fișier script pe bază căruia, în AutoCAD se trasează graficul $P_{GE}(\omega)$. Se compară cele două curbe și în cazul în care curbele au abateri mari se aleg alte puncte.

Curba $M_{GE}(\omega)$ se obține din curba puterii cu relația $M_{GE} = \frac{P_{GE}}{\omega}$, adică:

$$M_{GE} = \begin{cases} 0 & \text{If } \omega < 100 \text{ rad/s} \\ -0,00565\omega + 6,45547 - \frac{284,0378}{\omega} & \text{If } \omega > 100 \text{ rad/s} \end{cases} \tag{7.25}$$

În fig. 7.30 s-au reprezentat graficele puterii $P_{GE}(\omega)$ și $M_{GE}(\omega)$. Scara momentului este cea din stânga iar scara puterii cea din dreapta.

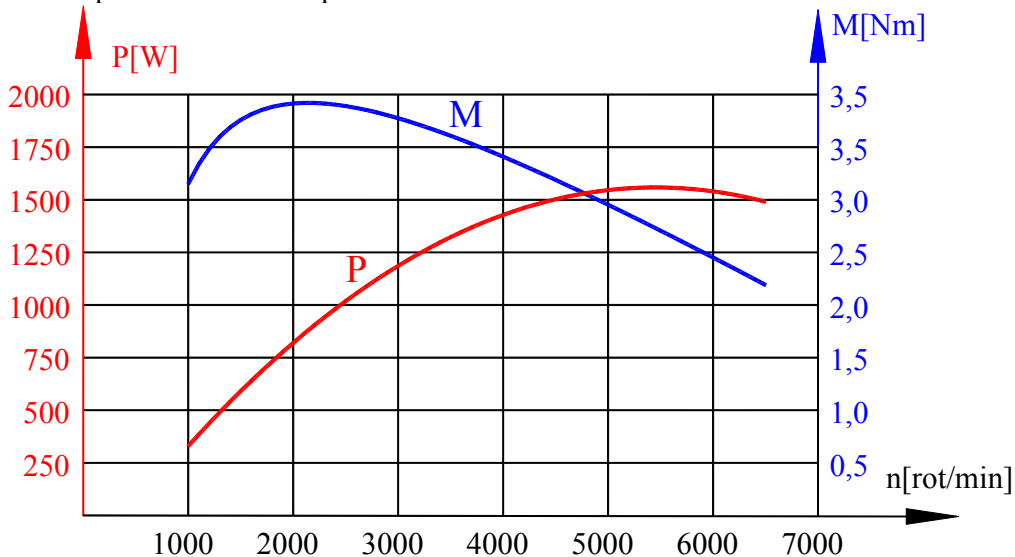


Fig. 7.30. Aproximarea caracteristicilor $M(\omega)$ și $P(\omega)$ a alternatorului.

7.6. PROPRIETĂȚILE MECANICE ALE ELEMENTELOR COMPONENTE DIN STRUCTURA STANDULUI

Modelarea pentru obținerea proprietăților mecanice se face, ca și în capitolul 6, cu solide. Se obțin astfel masele și momentele de inerție necesare calcului constantelor A_{11} , A_{12} , A_{22} date de relațiile (7.8). Cu aceste date putem determina constantele A_{11} , A_{12} și A_{22} date de relațiile (7.8):

$$A_{11} = 0,340931 \text{Kg} \cdot \text{m}^2, \quad A_{12} = -0,137424 \text{Kg} \cdot \text{m}^2, \quad A_{22} = 0,099697 \text{Kg} \cdot \text{m}^2.$$

7.7. SIMULAREA NUMERICĂ A FUNCȚIONĂRII STANDULUI

Integrarea ecuațiilor de mișcare (7.12), (7.13) va conduce la determinarea vitezelor unghiulare ale mecanismului planetar, deci la determinarea vitezei unghiulare ale componentele standului.

Rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale de ordinul se face cu metoda Runge-Kutta de ordinul IV prin transformarea celor 2 ecuații diferențiale de ordinul doi în 4 ecuații diferențiale de ordinul unu.

Programul de calcul pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale este realizat în limbaj Turbo Pascal. El are aceeași algoritm ca programul din capitolul 6 utilizat la rezolvarea ecuațiilor diferențiale de mișcare a mecanismului planetar.

Programul de calcul generează fișiere script cu valori numerice pe baza cărora, în AutoCAD, se trasează graficele funcțiilor $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$, $\omega_3(t)$.

Se alege pasul de timp $\Delta t = 0,01 \text{s}$ și un interval de timp $t \in [0 \dots 20] \text{s}$.

Simularea numerică se face cu datele obținute în capitolul următor, capitol destinat determinărilor experimentale. Se validează astfel modelul matematic folosit în capitolul 6 și aplicat în acest capitol pe standului proiectat.

8. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE

8.1. STABILIREA MĂRIMILOR CE VOR FI DETERMINATE EXPERIMENTAL

Standul descris în capitolul anterior a fost proiectat pentru studiul comportamentului dinamic al sistemului mecanic ce cuplează: un motor electric, un motor termic și două alternatoare.

Încărcarea standului se realizează cu o frână cu tambur iar sarcina alternatoarelor constă în două baterii de becuri auto de câte 1500W. Măsurarea cuplului se face cu un traductor de cuplu ce permite, în același timp și măsurarea turației.

Înainte de începerea determinărilor experimentale privind comportamentul dinamic al sistemului mecanic, acesta se verifică din punct de vedere al echilibrării dinamice. Aceași echilibrare dinamică va trebui efectuată și în cazul ansamblului tambur de frână - roată de curea.

Pentru studierea comportamentului dinamic se vor măsura cuplul și turațiile motoarelor în diverse regimuri de lucru. Se vor simula astfel ciclurile de funcționare ale unui autovehicul hibrid.

8.2. ECHILIBRAREA DINAMICĂ A PIESELOR ÎN MIȘCARE DE ROTAȚIE

Se va determina, în două experimente, dezechilibrul introdus de sistemul mecanic și de ansamblul tambur de frână - roată de curea. Pentru aceasta folosim aparatul Vibrotest 60 produs de firma Bruel & Kjaer.

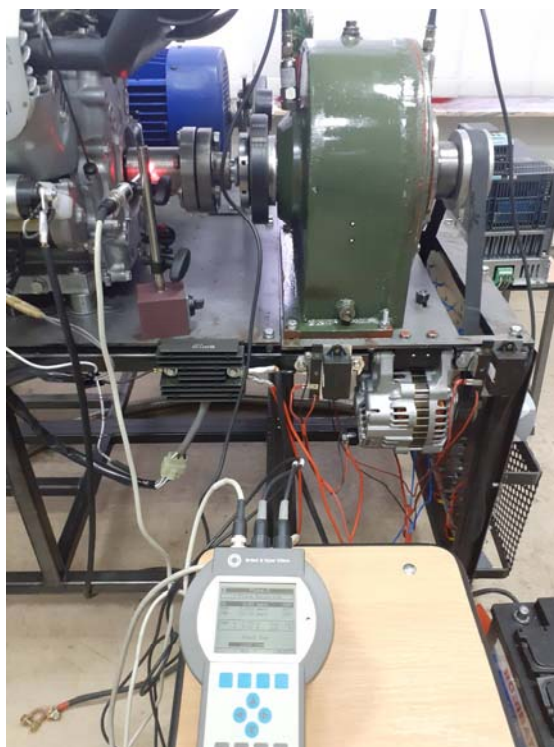


Fig. 8.3. Verificarea echilibrării. Aparatul Vibrotest 60.

Echilibrarea s-a efectuat în două plane și s-a constatat că sistemul mecanic este echilibrat dinamic (dezechilibrele măsurate au fost inferioare valorii de 2g).

În cazul ansamblului tambur de frână - roată de curea s-a procedat în mod asemănător, echilibrarea realizându-se într-un singur plan. După două măsurători efectuate a fost necesară eliminarea a 6 g din roata de curea (prin găurire) la o rază de 60mm.

8.3. SISTEMUL DE MĂSURARE A CUPLULUI ȘI A TURAȚIEI

Pentru măsurarea cuplului se folosește traductorul de cuplu T20WN produs de firma HBM Germania (fig. 8.4). Acesta poate prelua un moment de până la 200 Nm și o turație maximă de 10000 rot/min.



Fig. 8.4. Traductorul de cuplu HBM T20WN.

Prelucrarea datelor se face cu sistemul integrat de achiziție și prelucrare a datelor Sound Book și softul de analiză Samurai (specializat în achiziția și prelucrarea semnalelor digitale și analogice).

Placa de achiziție are 8 canale pentru achiziția semnalelor analogice și 1 canal pentru achiziția semnalelor digitale.

Semnalul traductorului de cuplu, amplificat de amplificatorul de măsură VK 20, este conectat la o intrare analogică a plăcii de achiziție date, iar semnalul de turație este conectat direct la intrarea digitală a plăcii de achiziție date.

Calibrarea traductorului de cuplu s-a realizat cu o greutate de greutate de 10 Kg montată pe o tijă la lungimi diferite (0,25m; 0,30m; 0,35m) și după realizarea unei medii s-a introdus în softul Samurai factorul de corecție al cuplului (0,05 V/Nm).

Pentru calibrarea turației, intrarea fiind digitală și traductorul furnizând la o rotație 360 de impulsuri, valorile citite și memorate într-o secundă au fost împărțite la 360.

Turațiile arborilor sistemului mecanic și turația motorului termic s-au determinat și cu 2 tahometre portabile CA27.

Măsurarea turațiilor traductorul se poate face direct sau de la distanță prin reflectarea spotului luminos emis de aparat de un marcher reflectorizant montat pe arbore (fig. 8.7).

Pentru măsurarea prin contact cu arborele (cuplare mecanică), traductorul este însoțit de o serie de capete care pot fi montate ca în fig. 8.8.



Fig. 8.7. Citirea optică a turației.



Fig. 8.8. Citirea turației folosind cuplarea mecanică.

8.4. EFECTUAREA DETERMINĂRILOR EXPERIMENTALE

Lanțul de măsură realizat: traductor de cuplu T20WN \Rightarrow amplificator VK20 \Rightarrow sistem de achiziție integrat Sound Book \Rightarrow soft de analiză Samurai, permite obținerea de valori simultan pentru cuplu și turație, memorarea acestora și scrierea valorilor în fișiere text.

Se alege o perioadă de timp de achiziție a datelor de 20s.

Datele memorate sunt: timp, tensiune generată de traductorul de cuplu, număr de impulsuri generate de traductorul de turație.

Softul Samurai permite, în patru cadrane, afișarea de diagrame pentru moment și informații despre turație (fig. 8.9).

Pentru acuratețea interpretărilor s-a preferat prelucrarea datelor furnizate de softul de analiză, cu un program de calcul realizat în AutoLisp, program de calcul integrat în AutoCAD.

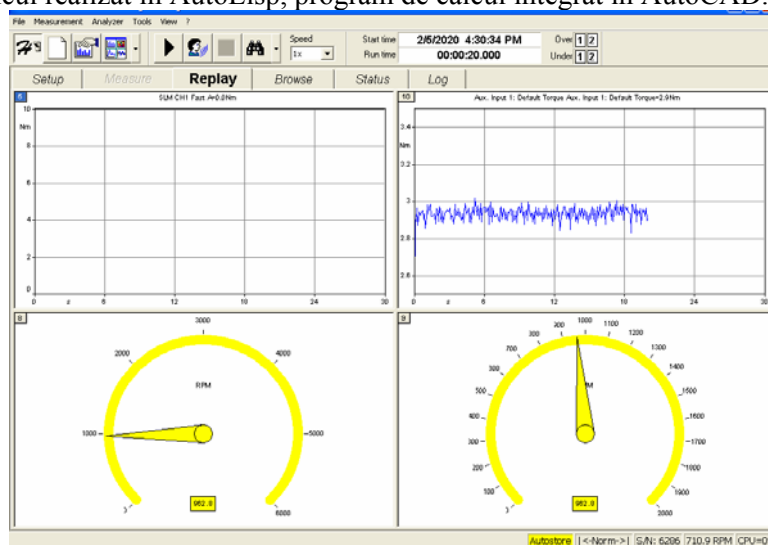


Fig. 8.9. Cadranele softului Samurai

Programul de calcul citește valorile din fișierele text, le interpretează și le prelucrează pentru a putea fi afișate în AutoCAD. Se îmbină astfel dubla precizie de calcul a unui limbaj de programare cu precizia de afișare sub formă de grafice a datelor achiziționate.

Graficele: turație funcție de timp $n(t)$ și moment funcție de timp $M(t)$, sunt obținute prin trasarea în AutoCAD a unor polilinii între punctele citite dintr-un fișier script.

Înainte de începerea măsurătorilor s-au efectuat următoarele operații:

- controlul tensiunii de alimentare al aparatului,
- aparatul a fost pornit cu aproximativ 20 minute înainte de măsurători,
- motorul termic este la temperatura de regim,
- pentru fiecare regim de funcționare al standului se fac minim trei măsurători de turații, valoarea trecută în raport este media aritmetică a măsurătorilor.

S-au ales mai multe cazuri de funcționare a standului.

1. Determinarea momentului datorat frecărilor. În construcția standului s-au utilizat transmisii cu curele, transmisii cu roți dințate, lagăre cu rulmenți, cuplaje elastice etc. Toate acestea introduc frecări și deci pierderi de putere. În literatura de specialitate sunt indicate randamente pentru fiecare categorie de cuple, dar, pentru a fi mai preciși în determinări, este de preferat măsurarea experimentală a cuplului datorat frecărilor.

Pentru aceasta vom antrena standul cu motorul electric ME la diverse turații constante, fără a acționa frâna și fără a încărca alternatoarele. Cu ajutorul variatorului de turație, se obțin turațiile motorului electric de 500, 950, 1500 și 2000 rot/min, turații ce sunt în gama turațiilor la care se vor face determinările experimentale. În tabelul 8.1. se prezintă rezultatele obținute.

Tabelul 8.1. Dependența cuplului de frecare funcție turație.

Turație [rot./min]	450	950	1500	2000
Cuplu [Nm]	1,42	1,41	1,4	1,4

În fig. 8.10 se prezintă graficul de variație al cuplului pentru turațiile: $n_{11} = 950$ rot./min, graficul $M_1(t)$ și pentru $n_{12} = 1500$ rot./min, graficul $M_2(t)$.

În partea dreaptă este axa pentru turație ($n(t)$) iar în stânga axa pentru moment ($M(t)$). După cum se observă, cuplul datorat frecărilor dintre elementele standului este puțin influențat de turație.

În cele ce urmează vom considera pierderile datorate frecărilor ca fiind constante, în valoare de $M_r = 1,4$ Nm.

Deoarece în modelul teoretic nu am ținut cont de frecările din cuple și randamente, acestea acum fiind determinate vor fi luate în considerare.

Variațiile vitezelor unghiulare și implicit al cuplului sunt datorate, în principal, modului de lucru al variatorului de turație ce acționează motorul electric ME .

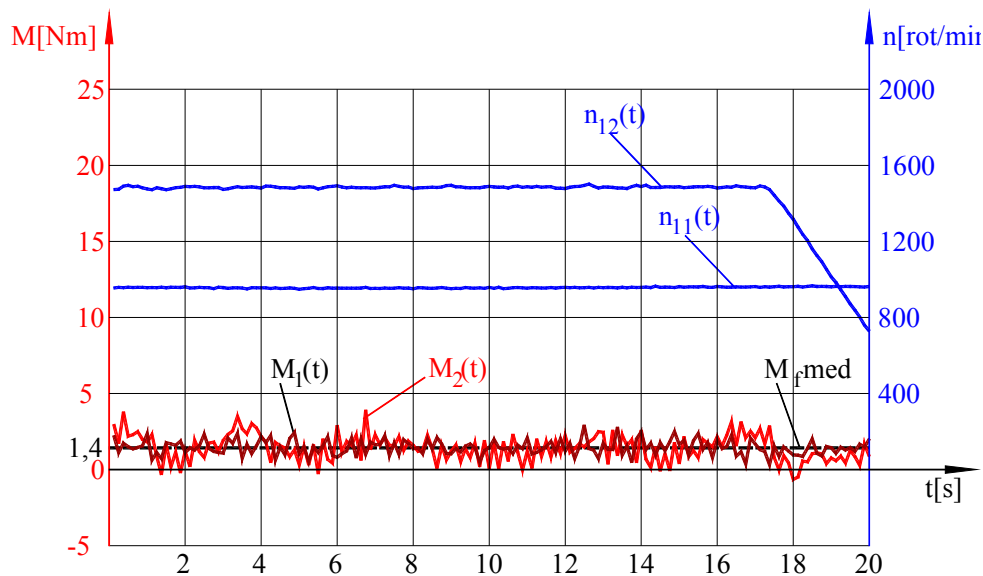


Fig. 8.10. Variația cuplului funcție de diverse turații.

2. Stand acționat de motorul electric, motor termic oprit, frână neacționată. Cu ajutorul variatorului de turație, se variază turația motorului electric de la 0 la 740 rot./min, într-un interval de timp de 20s. Se măsoară cu traductorul de turație CA27 turația la arborele de ieșire a generatorului, turația motorului termic fiind zero ($n_2 = 0$).

Pentru obținerea valorii medii a momentului, în programul de calcul se face media aritmetică a celor 160 de valori.

Se obține valoarea $M_{med} = 2,0313$ Nm.

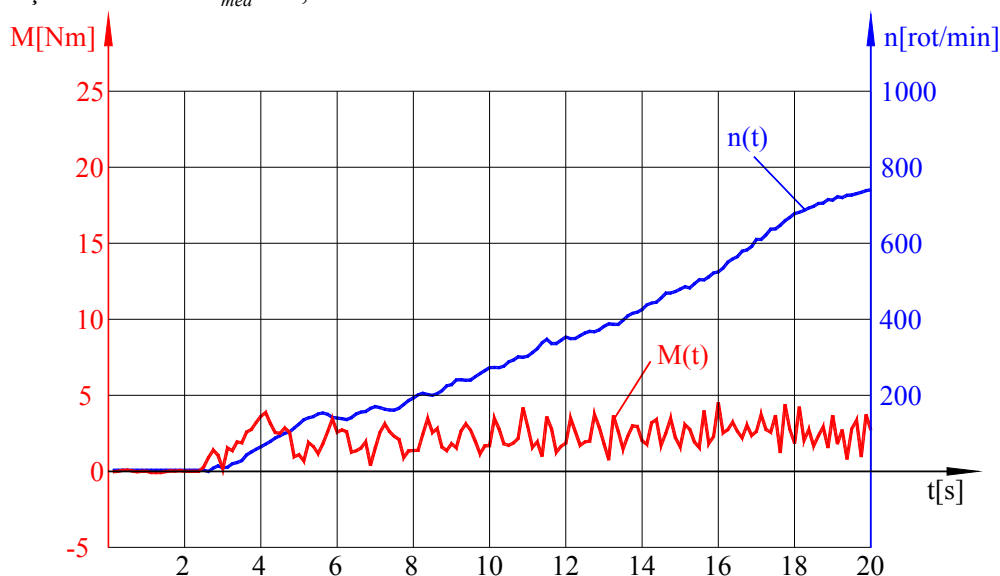


Fig. 8.11. Diagramele $n(t)$, $M(t)$ pentru cazul: $M_1 \neq 0$, $M_2 = 0$, $M_F = 0$.

Graficul $n(t)$ are o variație aproape liniară în intervalul de timp $[2,62 \div 20]$ s.

Pentru a compara datele experimentale cu cele teoretice integrăm ecuația diferențială (7.12) cu ajutorul programului de calcul prezentat în capitolul 7.7. La $t = 2,62$ s condițiile inițiale sunt:

$$Y_1 = 0, Y_2 = 0.$$

Se fac 1738 de pași în intervalul $[2,62 \div 20]$ s.

Din valoarea momentului M_{med} înregistrat de traductorul de cuplu vom scădea valoarea momentului datorat frecărilor M_r . Rezultă astfel datele de intrare în program pentru momente:

$$M_1 = 2,0313 - 1,4 = 0,631, M_2 = 0, M_3 = 0, M_F = 0.$$

În fig. 8.12 s-au afișat suprapus cele 4 grafice. Se observă o foarte bună corelație între valorile obținute teoretic și cele obținute experimental.

Integrarea ecuației diferențiale (7.12) în aceste condiții se poate face și direct, dacă înlocuim valorile constantelor A_{11} , A_{12} , A_{22} . Se obține ecuația diferențială:

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{M_1 A_{22}}{A_{11} A_{22} - A_{12}^2} = 6,6 M_1, \quad (8.2)$$

cu soluția:

$$\omega_1 = \dot{\theta}_1 = 6,6 M_1 \cdot t + C, \quad (8.3)$$

unde C este o constantă de integrare.

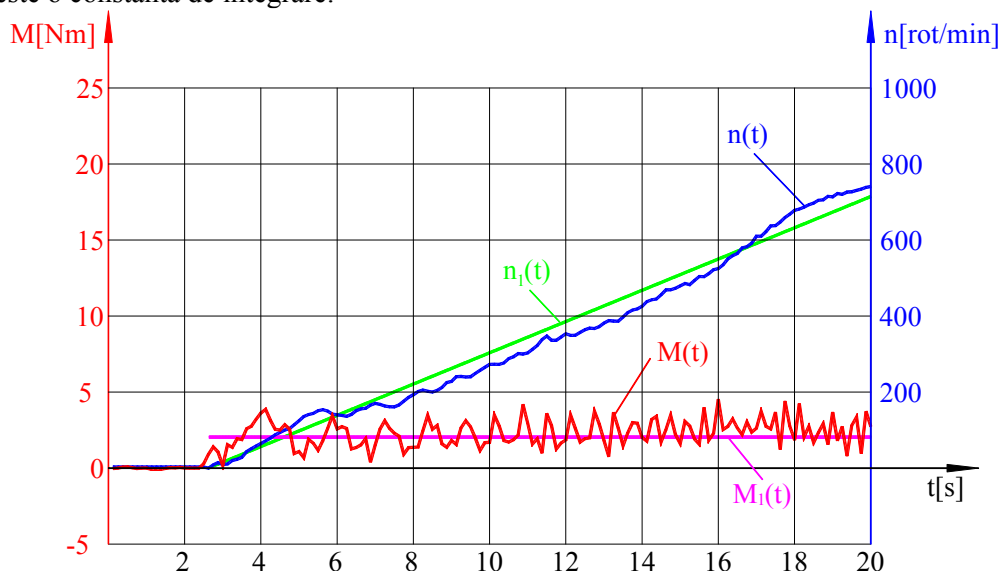


Fig. 8.12. Diagramele $n(t)$, $M(t)$ - date experimentale și rezultate teoretice $n_1(t)$, $M_1(t)$.

Constanta de integrare se determină punând condiția:

$$t = 2,56 \rightarrow \omega_1 = 0 \quad (8.4)$$

și rezultă expresia vitezei unghiulare:

$$\omega_1 = 4,1643 \cdot t - 10,6614. \quad (8.5)$$

Înlocuind în expresia (8.5) timpul cu valoarea $t = 20$ s, viteza unghiulară va fi $\omega_1|_{t=20} = 72,6246$ rad/s respectiv 693,51 rot/min.

Din integrare numerică a rezultat $Y_2|_{t=20} = 72,4$ rad/s respectiv 693,37 rot/min iar din rezultatele experimentale a rezultat la $t = 20$ s, $n = 740,67$ rot/min sau 77,56 rad/s.

Diferența dintre determinările experimentale și modelul teoretic sunt de 6,28% (la $t = 20$ s) și se datorează, în primul rând aproximării curbei $n(t)$ cu o funcție de gradul 1.

Experimental s-a urmărit, ca în 20 de secunde să se obțină o creștere constantă a turației, lucru greu de realizat din manevrarea unui potențiomteru. Se putea programa modulul de comanda CU 240S al variatorului de turație pentru o creștere perfect liniară din soft. Rezultatul ar fi fost același dar cu o eroare mult mai mică.

Rezultatele acestui experiment validează modelul teoretic, iar modul de rezolvare a ecuației de mișcare, prin două metode, dovedește și acuratețea metodei Runge Kutta de ordinul IV de rezolvare numerică a ecuației (7.12).

3. Stand acționat de motorul electric, motor termic oprit, frânare recuperativă. Față de experimentul anterior s-a urmărit ca în 20 de secunde turația motorului electric să crească la 2000 rot/min, să rămână constantă câteva secunde și mai apoi să scadă la zero.

Turația se variază cu ajutorul variatorului de turație, într-un interval de timp de 20s. Se măsoară, ca și în cazul precedent, turația la arborele de ieșire a generatorului cu traductorul de turație CA27, turația motorului termic fiind zero ($n_2 = 0$).

Înregistrând funcție de timp momentul și turația, date furnizate de traductorul de cuplul T20WN, după prelucrarea datelor cu funcția AutoLisp, în AutoCAD se trasează graficele din fig. 8.13.

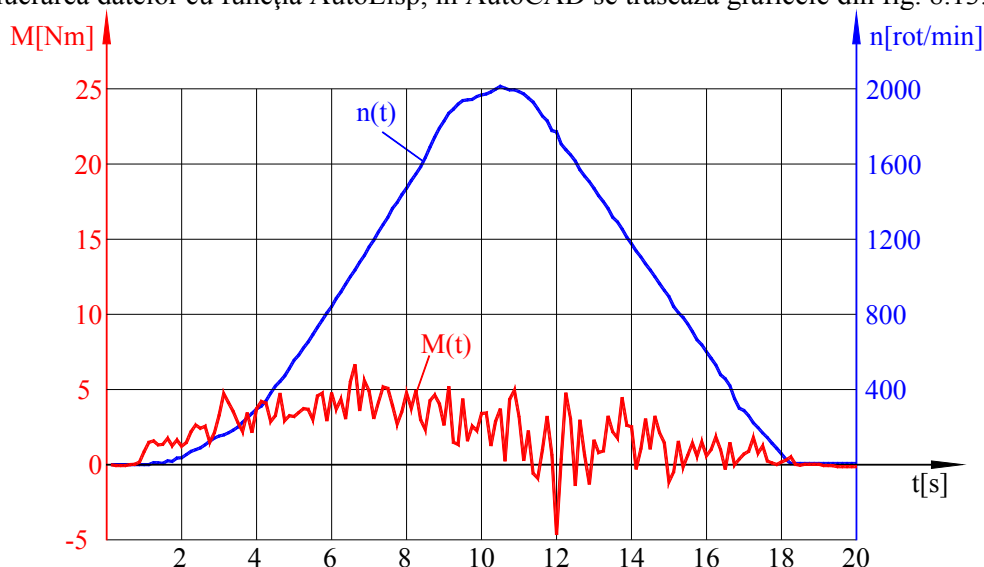


Fig. 8.13. Diagramele $n(t)$, $M(t)$ pentru cazul: $M_1[\uparrow 2000, = 2000, \downarrow 0]$, $M_2 = 0$, $M_F = 0$.

Vom considera o descreștere liniară a turației în intervalul de timp $[11,1 \dots 18,25]$ s.

Considerând ecuația diferențială (8.2), în acest caz soluția este:

$$\omega_1 = \dot{\theta}_1 = 6,6M_1(t - t_0) + C, \quad (8.6)$$

unde $t_0 = 11,1$ s iar C este o constantă de integrare. Din condițiile inițiale s-au obținut valorile constantelor: $M_1 = -4,45$ și $C = 210$. Variația vitezei unghiulare ω_1 este dată de relația:

$$\omega_1 = \dot{\theta}_1 = -6,6 \cdot 4,5 \cdot (t - 11,1) + 210, \quad (8.7)$$

În fig. 8.14 s-a reprezentat simbolic bilanțul cuplului.

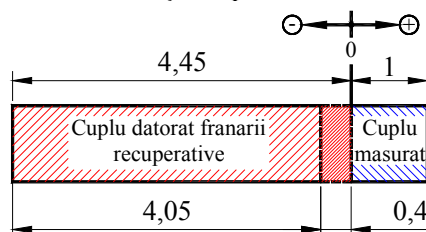


Fig. 8.14. Bilanțul cuplului.

Traductorul de cuplu a înregistrat un cuplul mediu $M_{med} = 1,011$ Nm. Din acesta, 1,4 Nm este datorat frecărilor așa cum rezultă din fig. 8.11 ($M_r = 1,4$ Nm).

După cum rezultă din fig. 8.14, cuplu negativ de 4,05 Nm este datorat frânării recuperative realizate de modulul de comandă a motorului electric.

Cei 4,45 Nm la timpul $t_0 = 11,1$ s se obține și dacă se face o medie a cuplului $M(t)$ a motorului electric din fig. 8.13 în intervalul de timp $[9,5 \div 11,1]$ s. În acest interval de timp s-a considerat că turația s-a menținut constantă. Înlocuind în programul de calcul din capitolul 7.7 valorile:

$$M_1 = -4,45, X_0 = 11,1, Y_{20} = 209, M_3 = 0, M_F = 0,$$

se obține după integrarea numerică graficele de variație a cuplului și a turației funcție de timp în intervalul $[11,1 \dots 18,25]$ s.

Scările de afișare sunt corelate pentru a se putea face o suprapunere a graficelor experimentale cu cele teoretice. Se verifică astfel corectitudinea aparatului matematic în acest caz.

În fig. 8.15 s-au afișat suprapus cele 4 grafice. Se observă o foarte bună corelație între valorile obținute teoretic și cele obținute experimental. Practic turația $n_1(t)$ se suprapune peste graficul determinărilor experimentale, iar turația la finalul celor 18,25s este foarte aproape de 0 ($Y_2|_{t=18,25} = 0,02$ rad/s). Se confirmă încă odată corectitudinea aparatului matematic.

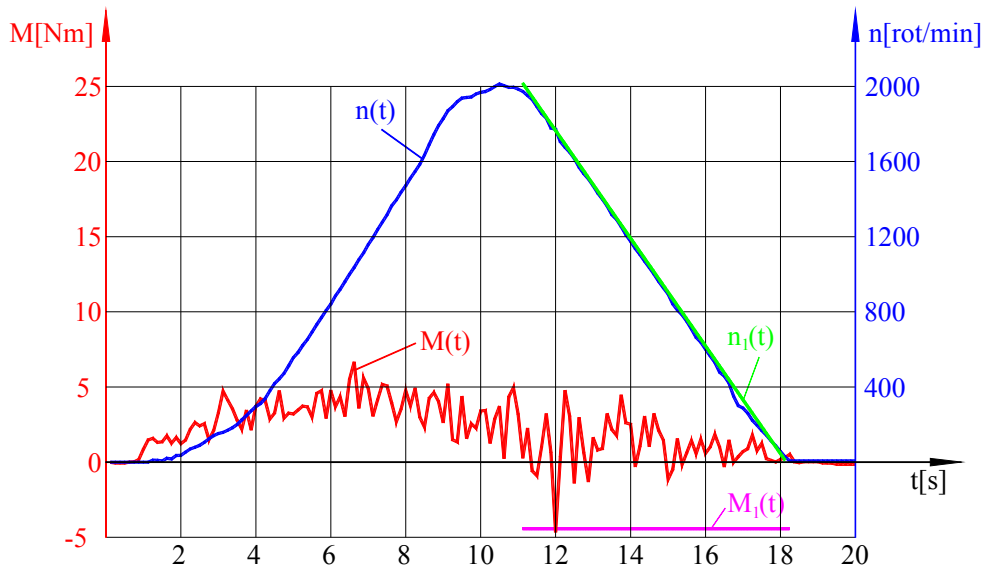


Fig. 8.15. Diagrammele $n(t)$, $M(t)$ - date experimentale și rezultate teoretice $n_1(t)$, $M_1(t)$.

4. Stand acționat de motorul electric, motor termic oprit, frână acționată progresiv. Înainte de determinarea experimentală se reglează cu ajutorul variatorului de turație turația motorului electric la 1100 rot/min. Motorul termic este oprit. Se menține această turație constantă aproximativ 5s, se acționează frâna în două etape. Într-o primă etapă se frânează progresiv circa 3s cu o forță medie iar în a doua etapă, aproximativ în 2,5s se frânează cu o forță mai mare pentru a încerca oprirea motorului electric. La final se eliberează frâna și se opresc înregistrările atunci când s-au scurs cele 20 de secunde (interval de timp selectat inițial).

După prelucrarea datelor și trasarea diagramelor se obține reprezentarea din fig. 8.16.

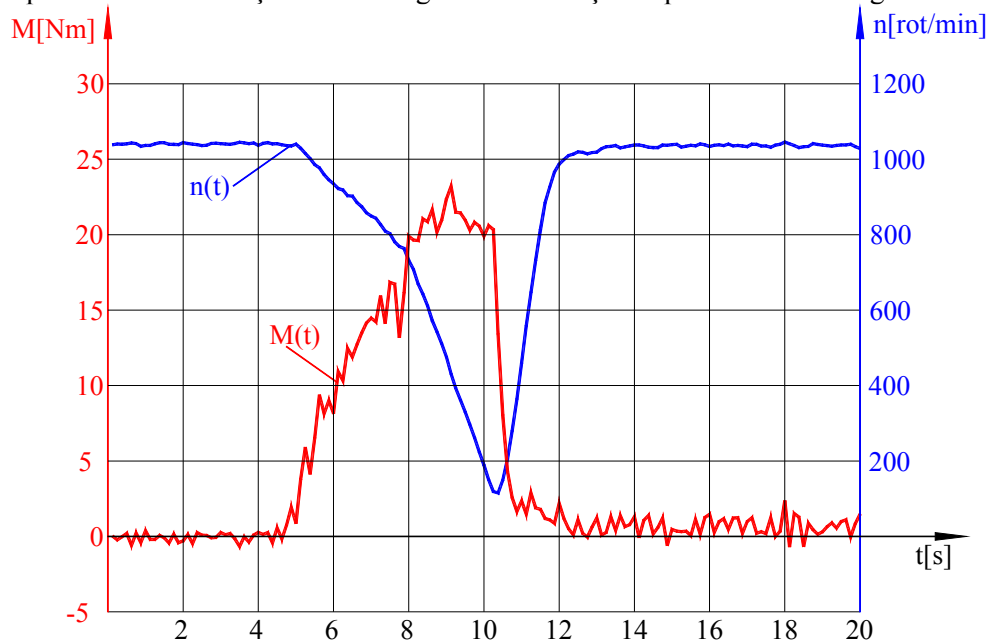


Fig. 8.16. Diagrammele $n(t)$, $M(t)$ pentru cazul acționării frânei, motorul termic oprit.

În intervalul de timp $[12 \div 20]$ s cuplul măsurat este mai mare decât în intervalul de timp $[0 \div 5]$ s, turația fiind aceeași, saboții sistemului de frânare rămânând mai mult în contact cu tamburul de frână.

În timpul măsurărilor motorul termic nu este acționat ($n_2 = 0$) iar arborele sistemului mecanic ce antrenează alternatoarele are o variație de la -1780 rot/min la -200 rot/min (fig. 8.17).

De remarcat faptul că cele două alternatoare antrenate de arborele sistemului mecanic fiind echipate constructiv cu cuplaje de sens, mișcarea nu se transmite și rotorului alternatorului, acestea sunt practic neacționate (se rotește doar julia alternatorului).

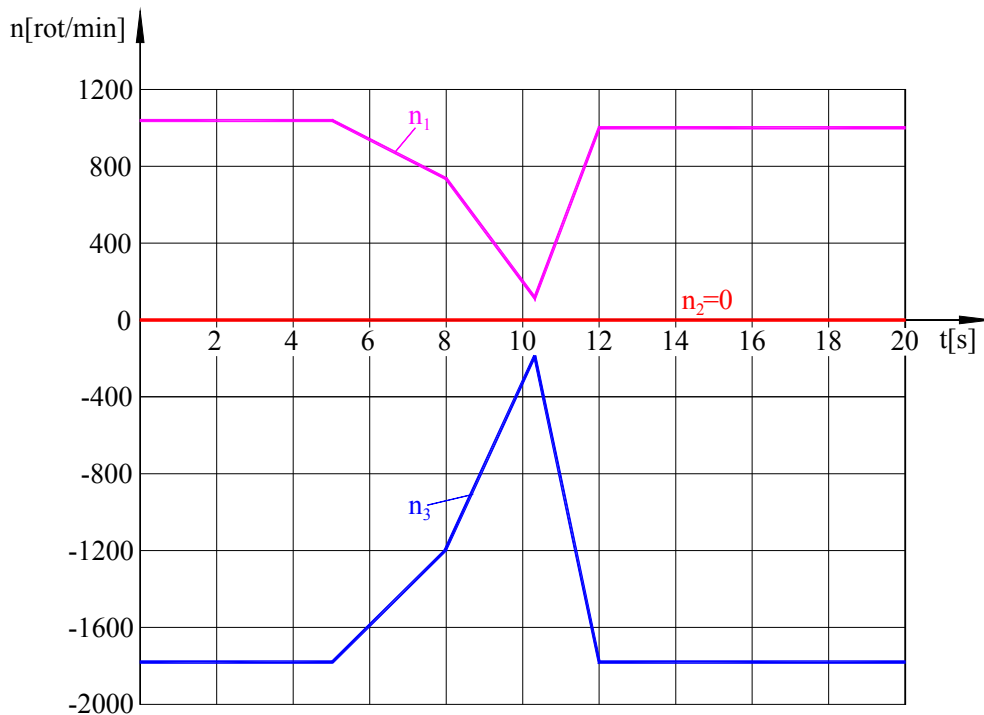


Fig. 8.17. Diagrammele turațiilor.

În fig. 8.17 s-au prezentat graficele funcție de timp ale turațiilor: motorului electric (n_1), motorului termic (n_2) și a arborelui de antrenare a alternatoarelor (n_3), obținute cu programul de calcul. Se observă o foarte bună corelare a valorilor teoretice cu cele experimentale.

5. Stand acționat de motorul termic, motor electric neacționat, frână neacționată. Se reglează turația motorului termic la $n_2 = 2200$ rot/min prin acționarea clapetei de accelerație și măsurarea optică a turației arborelui motorului termic cu traductorul CA27. Modulul de comandă al motorului electric este oprit iar alternatoarele nu sunt conectate la bateriile de acumulator.

Se obțin următoarele valori medii: $n_1 = 580$ rot/min, $n_2 = 2200$ rot/min, $n_3 = 4830$ rot/min.

După prelucrarea datelor cu softul Samurai și cu programul de calcul în AutoLisp se obțin diagramele din fig. 8.18.

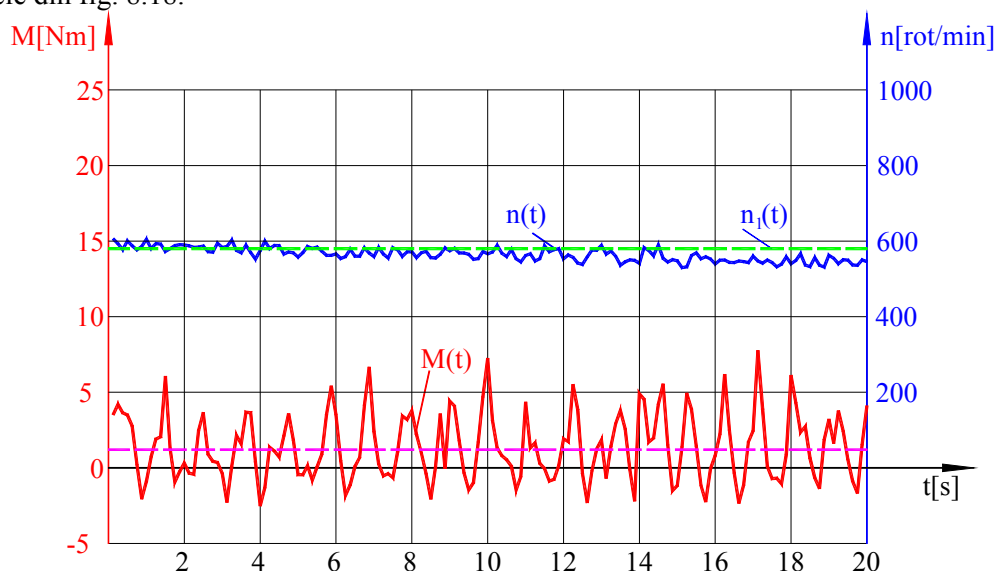


Fig. 8.18. Diagrammele $n(t)$, $M(t)$ pentru cazul funcționării motorul termic, frână neacționată.

Cuplul mediu calculat cu programul de calcul este de $M_{med} = 1,4$ Nm. Având în vedere concluziile de la punctul 1 atunci când s-au determinat pierderile datorate frecărilor putem afirma că

acest cuplu mediu este datorat tot pierderilor prin frecare, traductorul de cuplu fiind poziționat după motorul electric.

Variațiile cuplului în jurul valorii medii se datorează în primul rând modului de prindere a motorului termic pe stand. Aceste variații se observă și în graficul turației $n(t)$.

Integrăm ecuația diferențială (7.12) cu ajutorul programului de calcul prezentat în capitolul 7.7, cu condițiile inițiale la $t = 0$:

$$Y_1 = 0, Y_2 = 60,7, Y_3 = 0, Y_4 = 230,4, M_1 = 0.$$

Programul returnează, funcție de timp valorile vitezelor unghiulare $Y_2(t) = \omega_1(t)$ și $Y_4(t) = \omega_2(t)$. În fig. 8.18 este prezentat cu linie punctată graficul $n_1(t)$ ($n_1 = (30/\pi) \cdot Y_2$).

6. Stand acționat de motorul termic, motor electric neacționat, frână blocată, consumatori.

În timpul experimentului se introduc pe rând consumatori pentru cele două alternatoare conectând șunturile S_1, \dots, S_6 care mai apoi se scot.

După prelucrarea datelor experimentale se obțin diagramele din fig. 8.19.

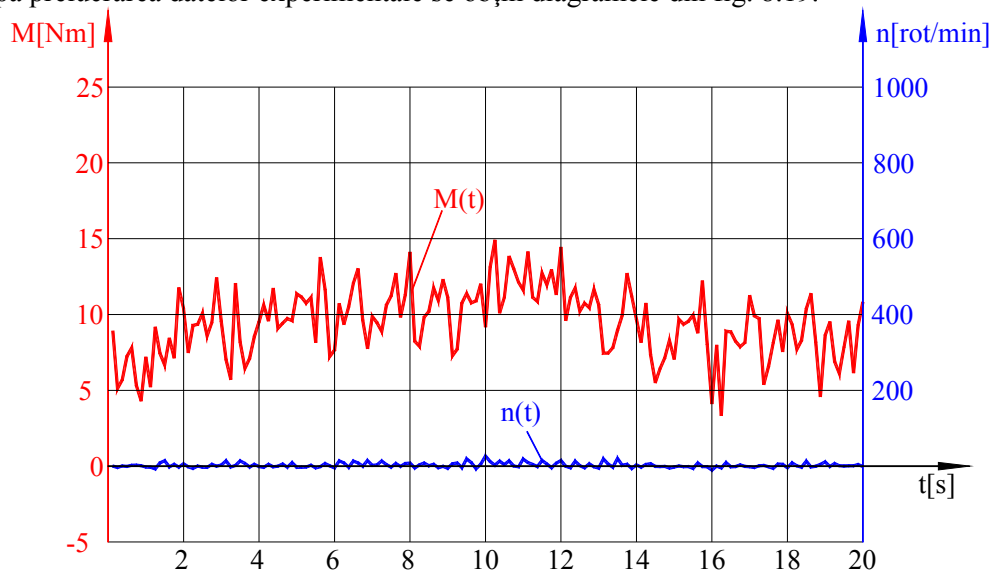


Fig. 8.19. Motor termic la turație constantă, frână blocată și consumatori.

Analizând variația cuplului se observă că valorile acestuia sunt influențate de sarcina alternatoarelor. Frâna fiind blocată cuplul motor s-a transferat doar alternatoarelor

O parte din energie este transferată coloanelor de becuri iar o altă parte a energiei este transferată bateriilor de acumulatori pentru încărcare.

În cazul unui autovehicul hibrid acesta este cazul staționării și încărcării bateriei de tracțiune.

7. Stand acționat de motorul termic, motor electric neacționat, consumatori. Înaintea începerii determinărilor se aduce motorul termic la o turație constantă $n_2 = 2200 \text{ rot/min}$.

Se deblochează frâna iar modulul de comandă al motorului electric este oprit. Alternatoarele sunt conectate la bateriile de acumulatori conform cu schema electrică din fig. 7.15.

În timpul experimentului se introduc pe rând consumatori conectând șunturile S_1, S_2 și S_3 (consumatori de 500W, 1000W respectiv 1500W).

Analizând datele achiziționate se observă următoarele:

- în intervalul de timp $[0 \div 3] \text{ s}$, turația n_1 este aproximativ constantă, variind în jurul valorii de 800 rot/min, cuplul măsurat este mic și este datorat frecărilor, $n_3 = 4475 \text{ rot/min}$,

- în intervalul de timp $[3 \div 8,5] \text{ s}$, consumator 500W, turația n_1 crescut liniar de la 800 rot/min la 1000 rot/min, turația n_3 a scăzut de la 4475 rot/min la 4150 rot/min,

- în intervalul de timp $[8,5 \div 12,5] \text{ s}$, consumator 1000W, turația n_1 crescut liniar de la 1000 rot/min la 1300 rot/min, turația n_3 a scăzut de la 4150 rot/min la 3663 rot/min.

- în intervalul de timp $[12,5 \div 15,5] \text{ s}$, consumator 1500W, turația n_1 crescut liniar de la 1300 rot/min la 2200 rot/min, turația n_3 a scăzut de la 3663 rot/min la 2200 rot/min.

- în intervalul de timp $[15,5 \div 18,5]$ s, consumator constant de 1500W, turația n_1 este aproximativ constantă, variind în jurul valorii de 2200 rot/min, turația n_3 a rămas constantă la 2200 rot/min.

- în intervalul de timp $[18,5 \div 20]$ s, se renunță la consumatori, turația n_1 scade la 1950 rot/min.

Introducând aceste date în programul de calcul obținem diagramele de variație ale turațiilor celor trei arbori ai sistemului mecanic (fig. 7.25) din fig. 8.21.

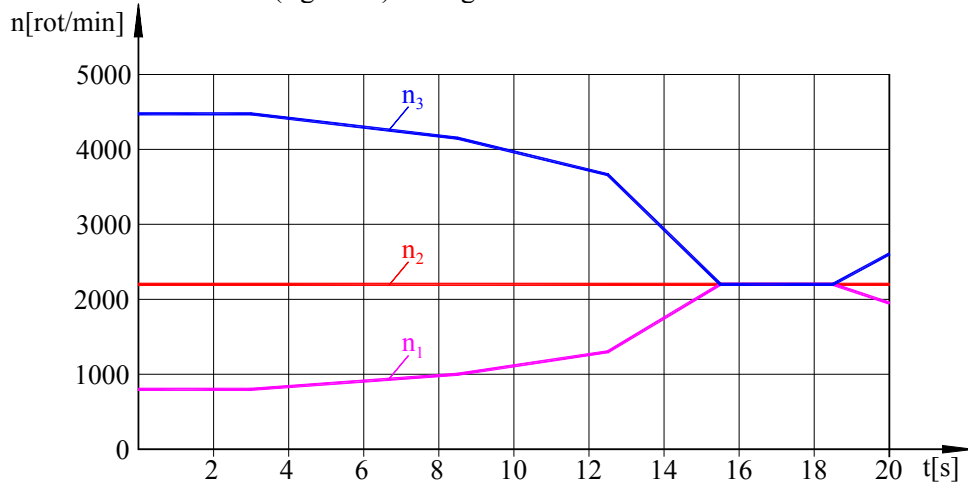


Fig. 8.21. Diagramele turațiilor.

Concluzia principală a experimentului este că la creșterea încărcării generatoarelor, crește și puterea transferată de motorul termic. O parte se transferă alternatoarelor iar o parte se transferă către motorul electric.

De remarcat și faptul că momentul este aproximativ constant, deci puterea crește datorită turației.

Pentru o funcționare foarte bună a alternatoarelor turația motorului termic trebuie să fie superioară turației motorului electric.

8. Stand acționat de motorul termic, motor electric acționat, frână acționată progresiv.

Înainte de începerea măsurărilor se aduce motorul termic la o turație constantă $n_2 = 2200$ rot/min, se deblochează frâna iar modulul de comandă al motorului electric este pornit. Cu ajutorul modulului de comandă se aduce motorul electric la turația $n_1 = 1150$ rot/min.

Turația n_3 a arborelui sistemului mecanic la care sunt conectate alternatoarele, măsurată cu traductorul de turație CA27, este $n_3 = 3906$ rot/min.

În timpul experimentului se acționează frâna în mai multe etape.

Concluzia principală a acestui experiment este aceea că puterea motorului electric este suplimentată de motorul termic prin intermediul mecanismului planetar. Motorul electric are un cuplu maxim de 25Nm iar valorile de vârf ale cuplului depășesc în unele cazuri valoarea de 35Nm.

În experimentului 4, atunci când standul a fost acționat de motorul electric, motorul termic fiind oprit, la acționarea frânei, s-a înregistrat un cuplu de 22Nm la o turație de 120rot/min. În cazul de față cuplul măsurat la 150rot/min a fost de 35Nm. Se poate concluziona că cei 35Nm au fost furnizați de motorul termic și motorul electric. Dacă ar fi fost montat un traductor de cuplu între motorul termic și mecanismul planetar s-au fi putut măsura cuplul transferat standului de către motorul termic. S-ar fi știut astfel cu exactitate ponderea celor două cupluri în cuplul transferat.

9. Stand acționat de motorul termic, motor electric, consumatori, frână acționată progresiv.

Față de experimentul anterior s-au conectat și consumatori.

Motorul termic are o turație constantă $n_2 = 2200$ rot/min, frâna este deblocată, motorul electric are turația $n_1 = 1150$ rot/min și sunt alimentate două coloane de becuri (1000W). Turația n_3 a arborelui sistemului mecanic la care sunt conectate alternatoarele este $n_3 = 3906$ rot/min.

În timpul experimentului se acționează frâna în mai multe etape.

După achiziția și prelucrarea datelor se obține reprezentarea din fig. 8.23 cu observațiile:

- în intervalul de timp $[0 \div 3]$ s, turația este aproximativ constantă, variind în jurul valorii de 1150 rot/min, cuplul este datorat sarcinii alternatoarelor,

- în intervalul de timp $[3 \div 5,7]$ s, forța de frânare a fost progresivă, turația scăzut liniar de la 1150 rot/min la 20 rot/min iar cuplul a crescut până la valoarea de vârf de 50 Nm, media fiind $M_{med} = 30$ Nm;
- în intervalul de timp $[5,7 \div 6,5]$ s, forța de frânare este menținută constantă, iar turația este în jur de 20 rot/min, cuplul are o valoare medie $M_{med} = 37,2$ Nm;
- în intervalul de timp $[6,5 \div 8]$ s, la eliberarea frânei, cuplul are o scădere iar turația crește liniar de la 20 rot/min la 1150 rot/min, cuplul are o valoare medie $M_{med} = 8,5$ Nm;
- în intervalul de timp $[8 \div 11,5]$ s, frâna nu este acționată, turația este aproximativ constantă, variind în jurul valorii de 1150 rot/min, cuplul este datorat încărcării alternatoarelor;
- în intervalul de timp $[11,5 \div 15]$ s, forța de frânare a crescut progresiv, cuplul a crescut la o valoare de vârf de 38Nm, iar turația a scăzut liniar de la 1150 rot/min la 0 rot/min;
- în intervalul de timp $[15 \div 16,5]$ s, la eliberarea frânei, cuplul are o scădere iar turația crește liniar de la 0 rot/min la 1150 rot/min;
- în intervalul de timp $[16,5 \div 20]$ s, turația este aproximativ constantă, variind în jurul valorii de 1150 rot/min, cuplul este datorat sarcinii alternatoarelor.

Față de experimentul anterior se observă suplimentarea cuplului pentru compensarea încărcării alternatoarelor. Cuplul măsurat are valori de vârf ce depășesc 40Nm.

Considerând cuplul maxim furnizat de motorul termic la 2200 rot/min de 44 Nm și cuplul de 25 Nm furnizat de motorul electric, rezultă că în acest experiment standul se putea încărca cu un cuplu maxim de 69 Nm cu ajutorul consumatorilor și prin acționarea frânei. Valorile înregistrate se apropie de valorile maxime posibile în proporție de peste 70%.

8.5. CONCLUZII ÎN URMA DETERMINĂRIILOR EXPERIMENTALE

Scopul determinărilor experimentale a fost de a valida din punct de vedere dinamic mecanismul planetar cu satelit dublu utilizat în cuplarea surselor de putere termică și electrică. În acest sens s-a proiectat și realizat un stand ce permite cuplarea unui motor electric, a unui motor termic și a două alternatoare ce debiteză pe consumatori electrici. Cuplarea surselor de putere se face cu un sistem mecanic ce are în componență un mecanism planetar cu satelit dublu și angrenare exterioară.

Înainte de prezentarea concluziilor am considerat a fi utilă o trecere în revistă a rezultatelor capitolelor anterioare.

În capitolul 5, în urma unui studiu cinematic a mecanismelor planetare cu 4 elemente, s-a identificat un mecanism cu satelit dublu care îndeplinește aceleași condiții cinematice ca mecanismul planetar utilizat de firma Toyota pe modelele de autovehicule hibride.

În capitolul 6 s-a proiectat un sistem mecanic ce are la bază schema cinematică a mecanismului planetar cu satelit dublu și angrenare exterioară identificat în capitolul 5. Motorul electric acționează brațul portsatelit, motorul termic acționează roata solară iar alternatoarele sunt cuplate la pinionul mecanismului planetar.

Modelul matematic prezintă ecuațiile de mișcare ale unui mecanism planetar din structura unui autovehicul cu propulsie hibridă. El constă într-un sistem de 2 ecuații diferențiale de gradul 2, la care necunoscutele sunt deplasările unghiulare și vitezele unghiulare ale motorului electric și ale motorului termic. Se reduce astfel întreg autoturismul la cele două intrări ale mecanismului planetar.

Modelul matematic se aplică pentru simularea funcționării unui autoturism hibrid cu masa de 2000 kg și o viteză maximă de 180 km/h. Simulările s-au făcut "didactice", puterile fiind alese astfel încât autoturismul să nu depășească viteza maximă de 180 km/h. De aceea, în unele regimuri de funcționare, mai ales în ciclul urban, puterea motorului electric a fost subdimensionată. Puterea modestă a motorului electric care nu este prevăzută cu cutie de viteze a fost aleasă și pentru a evita depășirea aderenței la accelerări puternice la viteze mici. Constructorii de autovehicule hibride sau electrice echipează motoarele electrice cu cutii de viteze cu până la 7 trepte sau folosesc transmisii cu variație continuă a raportului de transmitere. Concluzia la finalul simulărilor numerice a fost că mecanismul proiectat poate fi utilizat cu succes în transmisia unui autovehicul hibrid.

Pentru validarea modelului teoretic s-a proiectat și realizat în capitolul 7 un stand experimental. Pentru studiul comportamentului dinamic al mecanismului s-a considerat că nu sunt necesare motoarele cu puterile determinate în capitolul 6. De aceea s-a utilizat un motor termic cu puterea de 15,3 kW, un motor electric cu puterea de 7,5 kW iar în locul celei de a doua mașini electrice s-au utilizat două alternatoare ce au ca sarcină 6 colane de becuri auto de câte 500W fiecare. Motorul electric este un motor electric trifazat alimentat din rețeaua trifazată a laboratorului. Comanda în turație a acestuia se realizează cu un modul electronic ce permite și recuperarea energiei în perioada de frânare.

Pentru determinările experimentale s-a utilizat un lanț de măsură ce are în componență: un traductor de cuplu și turație, un amplificator de măsură, un sistem integrat de achiziție a datelor și un soft de analiză.

Pentru a putea utiliza și prelucra ulterior datele furnizate de sistemul de achiziție s-a realizat o funcție AutoLisp cu care se pot prelucra și afișa cu dublă precizie datele în AutoCAD.

S-au ales ca reprezentative 9 experimente.

Concluzia finală este că sistemul mecanic prezentat poate fi folosit cu succes în structura unui autovehicul hibrid, furnizând cuplu mare la turații mici fără a fi nevoie de amplificarea cuplului cu o cutie de viteze.

9. CONCLUZII

9.1. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Teza de doctorat *Studii și cercetări asupra cuplării surselor de putere - studiu de caz: autovehicule*, a avut ca obiectiv identificarea și validarea dinamică a unui mecanism planetar cu satelit dublu și angrenare exterioară pentru cuplarea surselor de putere de energie electrică și termică, surse de putere ce se regăsesc în configurația autoturismelor hibride.

Pentru atingerea obiectivelor propuse a fost realizat un studiu complex al problematicii legate de subiectul abordat printr-o serie de cercetări teoretice, studii numerice dar și cercetări experimentale, structurate în maniera următoare:

Cercetările teoretice au constat în:

- efectuarea unei clasificări a conceptelor de autovehicule hibride, precum și efectuarea unui scurt istoric al acestora;
- identificarea tipurilor de sisteme de propulsie hibridă folosite în industria de automobile, în funcție de modul de cuplare, funcțiunile complementare dar și după gradul de hibridizare;
- identificarea și clasificarea sistemelor de cuplare folosite în configurațiile automobilelor hibride;
- analiza metodelor utilizate în literatura de specialitate pentru studiul dinamicii autovehiculelor;
- elaborarea unui studiu comparativ al modului de funcționare al mecanismelor planetare utilizate în cuplarea surselor de putere;
- analiza comparativă a ciclurilor de conducere pentru un automobil hibrid cu mecanism planetar configurațiile demonstrate ca fiind viabile în urma studiului comparativ;
- stabilirea ecuațiilor diferențiale de mișcare ale sistemelor de cuplare a surselor de putere;
- studiul stabilității mișcării ale mecanismului planetar cu patru elemente și satelit dublu;
- determinarea ecuațiilor de mișcare ale mecanismului planetar cu patru elemente cu satelit dublu și angrenare exterioară;
- proiectarea și realizarea unui sistem mecanic pentru cuplarea a trei surse de putere;
- elaborarea unui model cu solide într-un soft AutoCAD pentru modelarea elementelor mecanismului planetar și obținerea proprietăților mecanice ale acestuia;
- alegerea caracteristicilor exterioare ale motoarelor electrice;
- simularea numerică a funcționării unui autovehicul hibrid cu ajutorul metodei Runge -Kutta de ordinul IV;
- stabilirea ecuațiilor diferențiale de mișcare pentru sistemului mecanic din structura standului;
- aproximarea caracteristicilor externe ale motorului termic și a generatoarelor electrice cu polinoame de gradul 2;
- determinarea proprietăților mecanice ale componentelor mecanice ale elementelor ce intră în componența standului experimental;
- realizarea unui program de calcul pentru simularea numerică a funcționării standului;

Cercetările experimentale au debutat cu:

- proiectarea și realizarea unui stand pentru studiul comportamentului dinamic al mecanismului planetar cu patru elemente și satelit dublu;
- realizarea lanțului de măsură utilizat în determinările experimentale;
- stabilirea metodologiei de încercare;
- realizarea și interpretarea rezultatelor experimentale pentru studiul comportamentului dinamic mecanismului planetar cu satelit dublu și angrenare exterioară utilizat în cuplarea surselor de putere.

Contribuții originale:

În cadrul cercetărilor teoretice, prin simulare și experimentele desfășurate pe parcursul conceperii și realizării lucrării de doctorat, prezentate sintetic mai sus, au fost aduse și o serie de contribuții personale ale autoarei, dintre care se amintesc:

- studiu cinematic al mecanismelor planetare cu patru elemente, ce permite identificarea unui mecanism cu satelit dublu și angrenare exterioară care îndeplinește aceleași condiții cinematice ca și mecanismul planetar utilizat de firma Toyota pentru a echipa modelele hibride;
- exemplificarea modului de funcționare a grupului moto-propulsor prin expunerea dependenței turațiilor elementelor mecanismului planetar pentru un autovehicul în configurația Toyota Prius dar și pentru un autovehicul ce utilizează un mecanism planetar cu divizare de putere și satelit dublu;
- realizarea unei analize comparative a ciclurilor de conducere pentru soluții cinematice cu mecanism planetar cu divizare de putere și satelit dublu cu soluția utilizată în configurația Toyota Prius;
- determinarea ecuațiilor diferențiale ale mișcării unui mecanism planetar cu două grade de libertate, satelit dublu și angrenare exterioară, studiul mișcării acestuia, și stabilitatea mișcării;
- propunerea utilizării unui sistem planetar cu 4 elemente pentru a echipa automobilele hibride și exemplificarea modului de organizare al acestuia;
- obținerea ecuațiilor de mișcare pentru mecanismul planetar cu 4 elemente cu ajutorul ecuațiilor Lagrange;
- realizarea unei aplicații cu rolul de a stabili cerințele de proiectare și alegerea puterilor motoarelor;
- stabilirea solicitărilor mecanice pentru mecanismul planetar cu 4 elemente utilizat în configurația cinematică propusă;
- proiectarea unui sistem mecanic compus dintr-un mecanism planetar cu satelit dublu și angrenare exterioară pentru echiparea mecanismelor planetare;
- simularea numerică prin modelarea cu solide cu programul de calcul AutoCAD, modelare ce are ca principal avantaj o ușurare a determinărilor mărimilor mecanice și de inerție ale componentelor și ale subsansamblelor mecanismului planetar. Un al doilea avantaj constă în transferul modelelor către soft-uri specializate în analiza tensiunilor și deformațiilor.
- generarea roților dințate ale mecanismului planetar în programul AutoLisp;
- aproximarea caracteristicilor externe ale motoarelor cu polinoame, pornind de la caracteristica dată de producător;
- utilizarea metodei numerice Runge - Kutta de ordinul IV pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale de ordinul 2;
- realizarea calculului spațiului de demarare în funcție de timp, precum și a vitezei și a accelerației autovehiculului în funcție de timp în limbajul Turbo Pascal;
- trasare grafice în AutoCAD în baza fișierelor script obținute în limbajul Turbo Pascal;
- realizarea simulării numerice a funcționării unui autoturism hibrid;
- proiectarea unui stand de încercări pentru studiul sistemului mecanic utilizate pentru cuplarea surselor de putere;
- realizarea și asamblarea standului de încercări în cadrul Universității din Pitești;
- obținerea ecuațiilor de mișcare ale mecanismului planetar din structura standului, utilizând aceeași metodă folosită pentru obținerea ecuațiilor de mișcare ale mecanismului planetar din structura unui autovehicul hibrid;
- obținerea ecuațiilor de mișcare pentru mecanismul planetar cu 4 elemente din structura standului cu ajutorul ecuațiilor Lagrange;
- modelarea caracteristicilor externe ale motoarelor cu polinome de gradul 2;
- reprezentarea caracteristicilor exterioare ale motoarelor în AutoCAD pe baza fișierelor script generate de programul de calcul în limbajul Turbo Pacal;

- modelarea cu solide în AutoCAD pentru obținerea proprietăților mecanice ale elementelor componente din structura standului;
- obținerea masele și a momentelor de inerție ale componentelor standului;
- simularea numerică a funcționării standului prin rezolvarea sistemului de ecuații de ordinul 2 prin metoda Runge - Kutta de ordinul IV;
- realizarea unui program de calcul în limbajul Turbo Pascal pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale;
- trasarea graficelor în AutoCAD pornind de la fișierele script cu valori numerice generate de limbajul Turbo Pascal;
- măsurarea dezechilibrelor sistemului mecanic cu ajutorul aparatului Vibrotest 60;
- verificarea echilibrării dinamice a ansamblului tambur de frână - roată de curea, într-un singur plan;
- stabilirea metodologiei de încercare;
- calibrarea traductorului de cuplu utilizat pentru măsurarea cuplului și a turației;
- efectuarea încercărilor experimentale;
- determinarea pierderilor datorate frecărilor, frecări ce apar ca urmare a utilizării transmisii cu curele, transmisii cu roți dințate, lagăre cu rulmenți, cuplaje elastice șamd;
- utilizarea softului de analiză Samurai ce permite obținerea de valori simultan pentru cuplu și turație, soft permite memorarea valorilor și scrierea acestora în fișiere text;
- simularea pe standul de încercări a demarajului în mod electric al unui autovehicul hibrid în ciclul urban pentru o viteză de deplasare de sub 60km/h;
- simularea pe standul de încercări a frânării recuperative unui automobil hibrid;
- simularea pe standul de încercări a deplasării automobilului hibrid în ciclul urban cu frânări bruște;
- studierea comportamentului standului atunci când acesta este acționat doar de motorul termic;
- studierea cazului staționării unui automobil hibrid și încărcarea bateriei de tracțiune de către motorul termic;
- simularea pe standul de încercări a deplasării unui automobil hibrid cu viteză mare;
- simularea pe standul de încercări a deplasării unui automobil hibrid cu viteză ridicată, atunci când rezistențele la înaintare sunt mari;
- simularea pe standul de încercări a realizării unei frânare de urgență cu reducerea semnificativă a turației;
- simularea pe standul de încercări a suplinirii cuplului motorului electric de către motorul termic, acesta din urmă încărcând și bateria de tracțiune, experiment ce demonstrează capacitatea sistemului mecanic de a cupla sursele de putere termică și electrică aproape de valorile maxime posibile;
- prelucrarea datelor furnizate de softul de analiză, cu programul de calcul realizat în AutoLisp, program de calcul integrat în AutoCAD;
- compararea rezultatelor obținute experimental cu cele obținute în urma simulărilor numerice;
- validarea simulărilor numerice în baza rezultatele experimentale obținute pentru regimurile de funcționare simulate;
- validarea sistemului mecanic pentru a fi folosit cu succes în structura unui autovehicul hibrid;

9.2. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

Pentru realizarea acestei lucrări de doctorat, autoarea a încercat să-și aducă contribuția la identificarea unor noi metode și mijloace pentru validarea unui model teoretic pentru care s-a proiectat și realizat un stand experimental care să demonstreze capacitatea unui sistem mecanic de a cupla sursele de putere termică și electrică.

Autoarea își propune continuarea acestor cercetări, stabilind următoarele direcții care sunt considerate a fi de perspectivă:

- evaluarea și identificarea influenței rapoartelor de transmitere i_1 și i_2 asupra puterilor transmise de către sistemul de cuplare;
- echiparea standului cu un traductor de cuplu montat între motorul cu ardere internă și mecanismul planetar, prin intermediul a două cuplaje elastice;
- utilizarea unui volant inerțial de dimensiune considerabilă pentru simularea cu precizie a funcționării unui autovehicul hibrid;
- evaluarea și calculul pierderilor de putere și energie în configurația cinematică propusă;
- pentru transmiterea mișcării într-un singur sens și cuplarea și decuplarea progresivă a motorului termic de transmisie, o perspectivă de cercetare ar putea fi obținută prin montarea unui cuplaj de sens și a unui ambreiaj între motorul termic și mecanismul planetar.
- pentru reducerea vibrațiilor dezvoltate de motorul termic se constată a fi necesară montarea unui volant, precum și izolarea cu suportți elastici a elementelor componente ale standului.

BIBLIOGRAFIE

- [1] AitTaleb A., Chaâba A., Sallaou M., Efficiency evaluation of continuously variable transmissions including a planetary gear train, *Energy and Power Engineering*, 2013;
- [2] Alessandrini A., Orecchini F., Ortenzi F., Campbell F.V., Drive-style emissions testing on the latest two Honda hybrid technologies, *Eur. Transp. Res. Rev.*, 2009;
- [3] Alyushin Yu. A., Elenev S. A., Verzhanskii P. M., Kinematic Relationships in Planetary Drives, *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2011;
- [4] Andrzejewski R., Awrejcewicz J., Nonlinear dynamics of a wheeled vehicle - Springer Science and Business Media, 2005;
- [5] Arnaudov K., Karaivanov D., The torque method used for studying coupled two-carrier planetary gear trains, *Transactions Of Famen*, 2013;
- [6] Bayindir K. Ç., Gözüküçük M. A., Teke A., A comprehensive overview of hybrid electric vehicle: Powertrain configurations, powertrain control techniques and electronic control units, Elsevier Ltd, *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 1305-1313;
- [7] Blundell M., Harty D., *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics* - Elsevier, 2004;
- [8] Blundell M., Harty D., *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics Second Edition* - Elsevier, 2014;
- [9] Bram de Jager, Thijs van Keulen, Kessels J., *Optimal Control of Hybrid Vehicles* - Springer, 2013;
- [10] Brossard J. - P., *Dynamique du véhicule: modélisation des systèmes complexes* - PUR presses polytechniques, 2006;
- [11] Câmpian O., Câmpian V., Buricel C., *Bazele ingineriei autovehiculeor rutiere* - Editura Universitatea Transilvania din Braşov.
- [12] Chen C., Power flow and efficiency analysis of epicyclic gear transmission with split power, *Mechanism and Machine Theory* 59 Elsevier Science, 2013;
- [13] Cho S., Ahn K., Lee J. M., Efficiency of the planetary gear hybrid powertrain, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul, Republic of Korea, 2005;
- [14] Ciobotaru T., Frunzeti D., Jäntschi L., Method for analyzing epicyclic gearboxes, *International Journal of Automotive Technology*, 2010;
- [15] Colombo E. F., DiGialleonardo E., Facchinetti A., Bruni S., Active carbody roll control in railway vehicles using hydraulic actuation - *Control Engineering Practice* 31 - Elsevier Ltd, 2014;
- [16] Conte F. V., Battery and battery management for hybrid electric vehicles: a review, *Elektrotechnik & Informationstechnik*, 2006;
- [17] Cooley Ch. G., Parker R. G., Mechanical stability of high-speed planetary gears, *International Journal of Mechanical Sciences* 69, 2013;
- [18] Doumiati M., Charara A., Victorino A., Lechner D., *Vehicle Dynamics Estimation using Kalman Filtering Experimental Validation* - John Wiley & Sons, Inc, 2013;
- [19] Doumiati M., Senane O., Dugard L., Martinez-Molina J.-J., Gaspar P., Szabo Z., Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking - *European Journal of Control* 19 - Elsevier Ltd, 2011;
- [20] Dr. Srinath A., Yedukondalu G., Dr. Jagadeesh A., *Mechanical Efficiency of Planetary Gear Trains: An Estimate*, Mechanical Engineering Research, 2011
- [21] Ehsani M., *Conventional fuel/hybrid electric vehicles*, Woodhead Publishing Limited, 2014;
- [22] Ehsani M., Gao Y., Gay S. E., Emadi A., *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles. Fundamentals, Theory, and Design*, CRC Press LLC, 2005;
- [23] *Electric and Hybrid Vehicles Technology International Magazine* - 2015;
- [24] Emadi A., *Advanced Electric Drive Vehicles* - CRC Press, 2015;
- [25] Erkaya S., Dogan S., Ulus Ş., Effects of joint clearance on the dynamics of a partly compliant mechanism: Numerical and experimental studies - *Mechanism and Machine Theory* 88, - Elsevier Ltd, 2015;

- [26] Esmail E. L., Hassan S. S., Two-input epicyclic-type transmission trains with application to tandem bicycling, *Al-Qadisiya Journal For Engineering Sciences*, 2009;
- [27] Fischer R, Küçükay F., Jürgens G. , Najork R., Pollak B., *The Automotive Transmission Book*, pp 275-307, Springer International Publishing Switzerland 2015;
- [28] Florescu B., Tudor I., *Automotive Energy Storage Devices (Sisteme de stocare a energiei mecanice cu aplicare la autovehicule)*, *Ingineria automobilului - volumul 8, nr 2, (31) iunie 2014*;
- [29] From P. J., Gravdahl J. T., Ytterstad Pettersen K., *Vehicle- Manipulator Systems Modeling for Simulation, Analysis, and Control* - Springer, 2014;
- [30] Fuhs A. E., *Hybrid Vehicles and the Future of Personal Transportation*, CRC Press Taylor & Francis Group, LLC, 2009;
- [31] Galvagno E., Morina D., Sorniotti A., Velardocchia M., *Drivability analysis of through-the-road-parallel hybrid vehicles - Meccanica* - Springer, 2013;
- [32] Genta G., *Motor Vehicle Dynamics - Modeling and Simulation* - World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 1997;
- [33] Genta G., *Introduction to the Mechanics of Space Robots* - Springer, 2012;
- [34] Genta G., Morello L., *The Automotive Chassis Vol. 2: System Desig* - Springer , 2012;
- [35] Genta G., Morello L., Cavallino F., Filtri L., *The Motor Car Past, Present and Future* - Springer, 2014;
- [36] Gillespie Th. D., "Fundamentals of vehicle dynamics" - Society of automotive engineers Inc. , 1992;
- [37] Golenko A., 3K Mechanical Paradox transmissions: The shaping of the meshing zone for better efficiency, *Archives Of Civil And Mechanical Engineering*, 2009;
- [38] Gomà Ayatsa J.R., Diego-Ayalab U., Fenollosa Artesa F., The singular point transition concept: A novel continuously variable transmission comprising planetary gear trains and a variator, *Journal of Power Sources* 197 Elsevier Science;
- [39] Grauer J. A., Hubbard J. E. Jr. Jr., *Rigid multibody vehicle dynamics - Flight Dynamics and System Identification for Modern Feedback Control* - Woodhead Publishing, 2013;
- [40] Guiggiani M., *The Science of Vehicle Dynamics Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars* - Springer, 2014;
- [41] Gupta A.K., Ramanarayanan C.P., *Analysis of circulating power within hybrid electric vehicle transmissions*, 2013 Elsevier;
- [42] Hannan M.A., Azidin F.A., Mohamed A., *Hybrid electric vehicles and their challenges :A review*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 29, 2014.
- [43] Hofman T., *Hybrid drive train technologies for vehicles*, Woodhead Publishing Limited, 2014;
- [44] Hongying Y., Changjie L., Huimin W., *Performances of a Balanced Hydraulic Motor with Planetary Gear Train*, *Chinese Journal Of Mechanical Engineering*, 2012;
- [45] Hsu C.-H., Lin Y.-L., *Automatic identification of redundant gears in planetary gear trains*, *Mathl. Comput. Modelling*, Elsevier Science Ltd, 1994;
- [46] http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_hybrid_vehicles;
- [47] Huang M., *Vehicle Crash Mechanics* - CRC PRESS, 2002;
- [48] Hülsmann M., Fornahl D., *Evolutionary Paths Towards the Mobility Patterns of the Future* - Springer, 2014;
- [49] Husain I., *Electric and Hybrid Vehicles Design Fundamentals* - CRC PRESS, 2003;
- [50] Imine H., Fridman L., Shraim H., Djemai M., *Sliding Mode Based Analysis and Identification of Vehicle Dynamics* - Springer, 2011;
- [51] Imine H., Fridman L., Shraim H., Djemai M., *Sliding Mode Based Analysis and Identification of Vehicle Dynamics* - Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011;
- [52] Irina T., Florescu B., *Kinematic and dynamic analysis of planetary mechanisms with two degrees of freedom used for power sources coupling*, *Scientific Buletin UPIT*, volume 27, 2017;
- [53] Jármai K., Bolló B., *Vehicle and Automotive Engineering 2, Proceedings of the 2nd VAE2018, Miskolc, Hungary*, Springer International Publishing AG, part of Springer Nature

- 2018;
- [54] Jazar R. N., *Vehicle Dynamics Theory and Application 2nd Edition* - Springer Science and Business Media New York, 2014;
 - [55] Jazar R. N., *Vehicle Dynamics: Theory and Applications* - Springer Science, Business Media, LLC, 2008;
 - [56] Karaivanov A., Popov R., *Computer aided kinematic analysis of planetary gear trains of the 3k type*, International Conference on Manufacturing Engineering, 2008;
 - [57] Kermani S., Delprat S., Guerra T.M., Trigui R., Jeanneret B., *Predictive energy management for hybrid vehicle*, Control Engineering Practice 2012;
 - [58] Kiencke U., Nielsen L., *Automotive Control Systems for Engine, Driveline, and Vehicle Second edition* - Springer, 2005;
 - [59] Kim J., *Effect of vehicle model on the estimation of lateral vehicle dynamics* - International Journal of Automotive Technology, Vol. 11, No. 3, pp. 331-337 - KSAE, 2010;
 - [60] Kim J., Kim N., Hwang S., Hori Y., Kim H., *Motor Control Of Input-Split Hybrid Electric Vehicles* International Journal of Automotive Technology, 2010;
 - [61] Kim S. J., Yoon Y.-S., Kim S. & Kim K.-S., *Fuel economy assessment of novel multi-mode parallel hybrid electric vehicle*, International Journal of Automotive Technology volume 16, pages 501-512, 2015;
 - [62] Klyuchnikov A. T., Korotaev A. D., Lobov N. V., Artemev Yu. N., *Powers and speeds in electromechanical systems: hybrid propulsion systems in cars*, Russian Electrical Engineering, 2010;
 - [63] Kouroussis G., Dehombreux P., Verlinden O., *Vehicle and powertrain dynamics analysis with an automatic gearbox* - Mechanism and Machine Theory 83 - Elsevier Ltd, 2015;
 - [64] Kulikov I. A., Lezhnev L. Yu., Bakhmutov S. V., *Comparative Study of Hybrid Vehicle Powertrains with Respect to Energy Efficiency*, Mechanics of Machines, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, January 2019, Volume 48, Issue 1, pp 11-19;
 - [65] Kulkarni M., Shim T., Zhang Y., *Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions*, Mechanism and Machine Theory 42 Elsevier Science, 2007;
 - [66] Kunitskii V. F., *Two-speed planetary gears for electric drives of shut-off fittings*, Khimicheskoe i Neftyanoe Mashinostroenie, No. 5, pp. 6-7, 1978;
 - [67] Lakshminarayanan K., *Parallel power paths and compactness of gear transmissions*, Sadhana, Vol. 22, Part 3, June, 1997;
 - [68] Lam D. K.-T., *A study on the mechanical efficiency of power split unit of the Toyota Hybrid System*, Journal of Science and Innovation, 2011;
 - [69] Lang S. Y.T., *Graph-theoretic modelling of epicyclic gear systems*, Mechanism And Machine Theory, 2005;
 - [70] Li Y.-L., Zhang X.-S., Cai L., *A novel parallel-type hybrid-power gas engine-driven heat pump system*, International Journal of Refrigeration 30 Elsevier Science, 2007;
 - [71] Liu W., *Introduction to hybrid vehicle system modeling and control*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey 2013;
 - [72] Liu X., Diallo D., Marchand C., *Design methodology of hybrid electric vehicle energy sources: application to fuel cell vehicles*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 3, pp. 433-441, 2011;
 - [73] Livinț G., Gaiginschi R., Horga V., Chiriac Gabriel, Albu M., Rățoi M., Damian I., Petrescu M., *Vehicule electrice hibride*, Casa de Editură Venus, Iași 2006;
 - [74] Mansour C., Clodic D., *Dynamic modeling of the electro-mechanical configuration of the Toyota Hybrid System series/parallel power train*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 13 - 2012;
 - [75] Mantriota G., Pennestri E., *Theoretical and experimental efficiency analysis of multi-degrees-of-freedom epicyclic gear trains*, Kluwer Academic Publishers, 2003.
 - [76] Marinescu D. *Sisteme neconvenționale de propulsie și transport*, Ed. Universității din Pitești;
 - [77] Masato A., *Vehicle Handling Dynamics Theory and Application* - Elsevier Ltd, 2009;
 - [78] Masato A., *Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application* - Elsevier, 2009;
 - [79] Mastinu G., Ploechl M., *Road and off-Road Vehicle System dynamics Handbook* - CRC

- Press, 2014;
- [80] Mathis R., Remond Y., Kinematic and dynamic simulation of epicyclic gear trains, *Mechanism and Machine Theory* 44, 2009;
- [81] Mavros G., Rahnejat H., *Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain* - Woodhead Publishing, 2010;
- [82] Meywerk M., *Vehicle dynamics* - John Wiley & Sons, 2015;
- [83] Mi C., Masrur M. A., Gao D. W., *Hybrid Electric Vehicles Principles and Applications with Practical Perspectives* - A John Wiley & Sons, Ltd., Publication, 2011;
- [84] Miller J. M., *Propulsion Systems for Hybrid Vehicles* - The Institution of Electrical Engineers, 2004;
- [85] Miller J. M., *Propulsion Systems for Hybrid Vehicles 2nd Edition* - The Institution of Engineering and Technology, 2010;
- [86] Milliken W., Milliken D., *Race car vehicle dynamics* - SAE International, 1995;
- [87] Morello L., Rosti Rossini L., Pia G., Tonoli A., *The Automotive Body Volume I: Components Design* - Springer, 2011;
- [88] Oh Y., Park J., Lee J., Do Eom M., Park S., Modeling effects of vehicle specifications on fuel economy based on engine fuel consumption map and vehicle dynamics - *Transportation Research Part D 32* - Elsevier Ltd, 2014;
- [89] Pacejka H.B, *Tire and Vehicle Dynamics Second Edition* - Elsevier, 2012;
- [90] Pandrea N., Stănescu N.- D., Popa D., *Classical and Modern Approaches in the Theory of Mechanisms*, Jon Wiley & Sons, Chichester, UK, 2017;
- [91] Park G., Lee S., Jin S., Kwak S., *Integrated modeling and analysis of dynamics for electric vehicle powertrains - Expert Systems with Applications 41* - Elsevier Ltd, 2014;
- [92] Pauwelussen J. P., *Essentials of vehicle dynamics* - Elsevier, 2015;
- [93] Pazooki A., Rakheja S., Cao D., Modeling and validation of off-road vehicle ride dynamics - *Mechanical Systems and Signal Processing 28* - Elsevier Ltd, 2012;
- [94] Pennestri E., Mariti L., Valentinia P. P., Mucino V. H., Efficiency evaluation of gearboxes for parallel hybrid vehicles, *Mechanism and Machine Theory* 49, 2012, 157-176;
- [95] Pennestri E., Valentini P. P., A review of formulas for mechanical efficiency analysis of two degrees-of-freedom epicyclic gear trains, *Mechanical Engineering*, 2003;
- [96] Pennestri E., Valentini P. P., *Dynamic analysis of epicyclic gear trains by means of computer algebra*, Kluwer Academic Publishers, 2002;
- [97] Petrovic T., Ivanov Ivan, Milosevic M., A new structure of combined gear trains with high transmission ratios, *Forsch Ingenieurwe*, 2009;
- [98] Pfeffer P. E., *5th International Munich Chassis Symposium 2014* - Springer, 2014;
- [99] Poțincu Gh., *Dinamica autovehiculelor Vol. I* - Atelierul de Multiplicare al Universității din Pitești, 1997;
- [100] Poțincu Gh., *Dinamica autovehiculelor Vol. II* - Atelierul de Multiplicare al Universității din Pitești, 1998;
- [101] Popa D., Florescu B., Tudor I. *Kers Dynamics / (Kinetic Energy Recovery Systems)*, Scientific Buletin UPIT, volume 23 A, 2013;
- [102] Popa D., Stănescu N.- D., Tudor I., *Studiul sistemelor utilizate în cuplarea surselor de putere/(The Study Of The Systems Used For The Power Sources' Coupling)*, Scientific Buletin UPIT, volume 23 A, 2013;
- [103] Popa D., Tudor I., Stănescu N.D., Dynamic behavior of the mechanical systems from the structure of a hybrid automobile, *CAR 2017 International Congress of Automotive and Transport Engineering - Advanced Engineering*;
- [104] Popa D., Tudor I., Stănescu N.-D., Popa C.- M., *Numerical Simulation of the Mechanical Models Used for the Coupling of the Power Sources- Amma 2018/ 30 Septembrie*
- [105] Popp K., Schiehlen W., *Ground Vehicle Dynamics* - Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010;
- [106] Pytka J. A., Tarkowski P., Fijałkowski S., Budzynski P., Dabrowski J, Kupicz W., An instrumented vehicle for offroad dynamics testing - *Journal of Terramechanics 48* - Science Direct, 2011;

- [107] Rajamani R., *Vehicle Dynamics and Control Second Edition* - Mechanical Engineering Series, 2011;
- [108] Reif K., *Basic principles of vehicle dynamics* - Springer, 2014;
- [109] Reif K., *Fundamentals of Automotive and Engine Technology Standard Drives, Hybrid Drives, Brakes, Safety Systems* - Springer, 2014;
- [110] Reif K., *Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems Function, Regulation and Components* - Springer, 2014;
- [111] Rill G., *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling* - Taylor & Francis Group, LLC, 2012;
- [112] Rouelle C., *Vehicle Dynamics Solutions* - Optimum G, 2013;
- [113] Salamandra K. B., *Modular multispeed gearboxes*, *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2009;
- [114] Salgado D.R., J.M. del Castillo, *Analysis of the transmission ratio and efficiency ranges of the four-, five-, and six-link planetary gear trains*, *Mechanism and Machine Theory* 73, 2014;
- [115] Sandor L., Rus I., Branzas P., Cremene M., Rusu C., *Transmisii hidrodinamice* - Editura Dacia, Cluj - Napoca, 1990
- [116] Schiehlen W.O., *Dynamics of high- speed vehicles* - Springer-Verlag Wien GmbH - International Centre for Mechanical Sciences, 1982;
- [117] Schramm D., Hiller M., Bardini R., *Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation* - Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014;
- [118] Schwickart T., Voos H., Hadji-Minaglou J.-R., Darouach M., Rosich A., *Design and simulation of a real-time implementable energy - efficient model-predictive cruise controller for electric vehicles* - *Journal of the Franklin Institute* 352 - Elsevier Ltd, 2015;
- [119] Sheu K.-B., *Conceptual design of hybrid scooter transmissions with planetary gear-trains*, *Applied Energy* 84, 2007;
- [120] Staicu S., *Matrix modelling in dynamics of a 2-DOF orienting gear train*, *Robotics and Autonomous Systems* 59 Elsevier Science, 2011;
- [121] Stampe M., Hunt K. J., Kalkkuhl J., *Efficient simulation of parameter-dependent vehicle dynamics* - *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 52 - John Wiley & Sons, Ltd, 2001;
- [122] Stoicescu A. P., *Dinamica autovehiculelor volumul 1* - Bucuresti, 1980;
- [123] Szumanowski A., *Hybrid Electric Power Train Engineering and Technology: Modeling, Control, and Simulation* - Engineering Science Reference, 2013;
- [124] Tabacu S., Tabacu I., Macarie T., Neagu E., *Dinamica autovehiculelor - Îndrumar de proiectare* - Editura Universității din Pitești, 2004;
- [125] Thomsen P. G., True H., *Non-smooth Problems in Vehicle Systems Dynamics* - Springer, 2010;
- [126] Tudor I., Popa D., Stanescu N.-D., *A comparative study of planetary mechanisms usable for power sources coupling*, *CAR 2017 International Congress of Automotive and Transport Engineering - Advanced Engineering*;
- [127] Untaru M., Câmpian V., Seitz, N., Pereș Gh., Vulpe V., Ciolan Gh., *Construcția și calculul autovehiculelor*- Editura Universitatea Transilvania din Brașov, 1989.
- [128] Untaru M., Poșincu Gh., Tabacu I., Stoicescu A, Pereș Gh., *Dinamica autovehiculelor pe roți* - Editura Didactică și Pedagogică, 1981;
- [129] Uygurolu M., Demirel H., Tsai-Tokad (T-T) graph: the combination of non-oriented and oriented graphs for the kinematics of articulated gear mechanisms, *Meccanica*, 2005;
- [130] Varga B. O., *Energy management of electric and hybrid vehicles dependent on powertrain configuration*, *Central European Journal of Engineering*, 2012;
- [131] *Vehicle Dynamics International May/June 2015 Magazine* - 2015;
- [132] Wang C, Cui H.-Y., *The analysis of power circulation and the simplified expression of the transmission efficiency of 2K-H closed epicyclic gear trains*, *Meccanica*, 2013
- [133] Wang C.-L., Yin C.-L., Zhang T., Zhu L., *Powertrain design and experiment research of a parallel hybrid electric vehicle*, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 5, pp. 589-596, 2009;

- [134] Wang W., Song R., Guo M., Liu S., Analysis on compound-split configuration of power-split hybrid electric vehicle, *Mechanism and Machine Theory* 78, 2014;
- [135] Weiland C., *Aerodynamic Data of Space Vehicles* - Springer, 2014;
- [136] Xiaoran C., Hong C., Analytical geometry method of planetary gear trains, *Technological Sciences*, 2012;
- [137] Yan H.-S. , Wu Y.-C., A novel configuration for a brushless DC motor with an integrated planetary gear train, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 301, 2006;
- [138] Yang F., Feng J., Du F., Design and power flow analysis for multi-speed automatic transmission with hybrid gear trains *International Journal of Automotive Technology* volume 17, pages629-637, 2016;
- [139] Yang H., Kim B., Park Y., Lim W., Cha S., Analysis Of Planetary Gear Hybrid Powertrain System Part 2: Output Split System, *International Journal of Automotive Technology*, 2012;
- [140] Yang S., Chen L., Li S., *Dynamics of Vehicle-Road Coupled System* - Springer, 2015;
- [141] Yang S., Lu Y., Li S., An overview on vehicle dynamics - *Int. J. Dynam. Control*, 2013;
- [142] Yanli C., Shunan L., Tao S., Yuankun Z., Characteristic analysis of hydraulic hybrid vehicle based on limit cycle, *Science China* 2012;
- [143] Yoon Y.-S., Kim S. J., Kim K.-S., Conceptual design of economic hybrid vehicle system using clutchless geared smart transmission, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 14, 2013;
- [144] Zeng X., Nie L., Wang Q., Experimental study on the differential hybrid system hybrid electric vehicle, *Procedia Engineering* 16, 2011;
- [145] Zeng X., Wang J., *Analysis and Design of the Power-Split Device for Hybrid Systems*, Beijing Institute of Technology Press, Beijing and Springer Nature Singapore Pte Ltd. 2018;
- [146] Zhang X., Wang N., Huang Y., *Mechanism and Machine Science*, Springer Nature Singapore Pte Ltd. 2017;
- [147] Zhao H., Gao B., Ren B., Chen H., Integrated control of in-wheel motor electric vehicles using a triple-step nonlinear method - *Journal of the Franklin Institute* 352 - Elsevier Ltd, 2015;
- [148] Zou Y., Li J., Hu X., Chamaillard Y., *Modeling and Control of Hybrid Propulsion System for Ground Vehicles* pp 23-51, Beijing Institute of Technology Press, Beijing and Springer-Verlag GmbH Germany 2018;